Gear Design Software KISSsoft

KISSsoft Release 2026

Benutzerhandbuch

v2602

Wissen teilen

Inhaltsverzeichnis

I Allgemeines 45

1 Installation von KISSsoft 46

1.1 Grundinstallation 46
1.2 Lizenzdatei herunterladen 46
1.3 Lizenzierung 47
1.3.1 Testversion 47
1.3.2 Studentenversion 47
1.3.3 Einzelplatzversion mit Dongle 47
1.3.4 Einzelplatzversion mit Lizenzcode 48
1.3.5 Netzwerkversion mit Dongle 48
1.3.6 Netzwerkversion mit Lizenzcode 49

2 KISSsoft einrichten 50

2.1 Verzeichnisstruktur 50
2.2 Spracheinstellungen 50
2.3 Einheitensystem 50
2.4 Definition eigener Standarddateien 51
2.5 Berechtigungen 51
2.6 Globale Einstellungen - KISS.ini 52
2.6.1 Definitionen in [PATH] 52
2.6.2 Definitionen in [SETUP] 53
2.6.3 Definitionen in [REPORT] 56
2.6.4 Definitionen in [REPORTEDITOR] 57
2.6.5 Definitionen in [GRAPHICS] 58
2.6.6 Definitionen in [LICENSE] 58

2.6.7 Definitionen in [CADEXPORT] 59
2.6.8 Definitionen in [INTERFACES] 59
2.6.9 Definitionen in [SOLIDEDGE] 60
2.6.10 Definitionen in [SOLIDWORKS] 60
2.6.11 Definitionen in [INVENTOR] 60
2.6.12 Definitionen in [CATIA] 61
2.6.13 Definitionen in [PROENGINEER] 61
2.6.14 Definitionen in [HICAD] 62
2.6.15 Definitionen in [VIDEOENCODING] 62
2.7 Benutzerdefinierte Einstellungen 63
2.7.1 Konfigurationstool 63
2.8 Regeln 66
2.9 FEM-relevante Einstellungen 68
3 KISSsoft starten 69
3.1 Startparameter 69
3.2 Lizenz vom Netz trennen 69
4 Elemente der KISSsoft-Benutzeroberfläche 71
4.1 Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste 71
4.2 Dockfenster 72
4.2.1 Der Modulbaum 73
4.2.2 Der Projektbaum 74
4.2.3 Das Resultatefenster 74
4.2.4 Das Meldungsfenster 75
4.2.5 Das Infofenster 75
4.2.6 Handbuch und Suche 75
4.3 Grafikfenster 75
4.3.1 Symbolleiste und Kontextmenü 76

4.3.2 Kommentarfeld 78
4.3.3 Kontextmenü 78
4.3.4 Eigenschaften 78
4.3.5 Verzahnungen 80
4.4 Haupteingabebereich 81
4.4.1 Protokoll-Viewer 81
4.4.2 Helptext-Viewer 81
4.5 Tooltips und Statusbar 81
5 KISSsoft Berechnungsmodule 82
5.1 Standard- und Spezialtabs 82
5.2 Eingabeelemente 82
5.2.1 Werteingabefelder 83
5.2.2 Formeleingabe und Winkeleingabe 83
5.2.3 Einheitenumschaltung 83
5.2.4 Tabellen 84
5.3 Berechnen und Protokollieren 84
5.4 Meldungen 84
6 Projektverwaltung 85
6.1 Projekte erstellen, öffnen und schliessen 85
6.2 Dateien hinzufügen und entfernen 86
6.3 Das aktive Arbeitsprojekt 86
6.4 Speicherorte 86
6.5 Projekteigenschaften 86
7 Dynamische Benutzeroberfläche 87
7.1 Modifizieren mitgelieferter Tabs und Dialoge 87
7.2 Hinzufügen zusätzlicher Tabs und Dialoge 87

7.3 Formatierungen 88
7.3.1 Elemente 88
7.3.2 Spalten 89
7.3.3 Gruppen 89
7.3.4 Tabs 90
7.3.5 Attribute 90
7.3.6 Kommentare 92
7.3.7 Sonderelemente 92
8 Resultate und Protokolle 93
8.1 Resultate einer Berechnung 93
8.1.1 Eigene Texte im Fenster Resultate ergänzen 93
8.2 Berechnungsprotokolle 93
8.3 Zeichnungsdaten 94
8.4 Protokolleinstellungen 94
8.4.1 Allgemein 94
8.4.2 Seitenlayout 94
8.4.3 Kopf- und Fusszeile 94
8.4.4 Start- und Endblock 95
8.5 Protokollvorlagen 96
8.5.1 Speicherorte und Bezeichnungen 96
8.5.2 Umfang eines Protokolls 98
8.5.3 Formatierungen 98
9 Datenbanktool und externe Tabellen 109
9.1 Datenbankeinträge einsehen 110
9.2 Datenbankeinträge verwalten 112
9.2.1 Erstellen eines Datenbankeintrags 112
9.2.2 Löschen eines Datenbankeintrags 113

9.2.3 Wiederherstellen eines Datenbankeintrags ... 113
9.3 Datenimport und -export mit dem Datenbanktool ... 113
9.4 Externe Tabellen ... 114
9.4.1 Funktionstabellen ... 115
9.4.2 Bereichstabellen ... 117
9.4.3 Listentabellen ... 118
9.4.4 Liste verwendeter Schlüsselwörter ... 120
9.5 Beschreibung der Datenbank-Tabellen ... 121
9.5.1 Achsabstandtoleranzen ... 121
9.5.2 Bearbeitungszugabe Stirnrad ... 121
9.5.3 Bezugsprofile ... 122
9.5.4 Druckfeder Norm ... 122
9.5.5 Abwälzfräserauswahl ... 122
9.5.6 Grundwerkstoff Kleb- und Lötverbindung ... 122
9.5.7 Herstellverfahren Kegel- und Hypoidräder ... 122
9.5.8 Keilriemen Norm ... 122
9.5.9 Kerbverzahnung Norm ... 123
9.5.10 Kettenprofile ISO606 ... 123
9.5.11 Klebstoffe ... 123
9.5.12 Modifikationen ... 123
9.5.13 Lastkollektive ... 123
9.5.14 Lote ... 124
9.5.15 Oberflächenrauigkeit Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen ... 125
9.5.16 Passfeder Norm ... 125
9.5.17 Polygon Norm ... 125
9.5.18 Scheibenfeder Norm ... 125
9.5.19 Bolzen/ Stifte ... 125
9.5.20 Schmierstoffe ... 125

9.5.21 Schrauben: Anziehfaktor 127
9.5.22 Schrauben: Bohrung 127
9.5.23 Schrauben: Festigkeitsklasse 127
9.5.24 Schrauben: Muttern Festigkeitsklasse 127
9.5.25 Schrauben: Reibungszahlklassen 128
9.5.26 Schrauben: Gewindeart 128
9.5.27 Schrauben: Muttern 128
9.5.28 Schrauben: Typ 129
9.5.29 Schrauben: Unterlegscheibe 129
9.5.30 Stossradauswahl 129
9.5.31 Tellerfeder Norm 129
9.5.32 Toleranzen Norm 129
9.5.33 Trägerprofile 129
9.5.34 Vielnut Norm 130
9.5.35 Werkstoffe 130
9.5.36 Werkstoff Zahnräder 133
9.5.37 Wälzlager 135
9.5.38 Wälzlager Toleranzspiel 144
9.5.39 Wälzlager Toleranzklassen 144
9.5.40 Zahndickentoleranzen 144
9.5.41 Zahnriemen Norm 144

10 Beschreibung der öffentlichen Schnittstelle 147

10.1 Schnittstellen zwischen Berechnungsprogrammen und CAD - Überblick 147
10.1.1 Effiziente Schnittstellen 147
10.1.2 Offenes Schnittstellen-Konzept in KISSsoft 148
10.2 Definition von Eingabe und Ausgabe 149
10.2.1 Vorbemerkungen 149
10.2.2 Anforderungen an Fremdprogramm 151

10.2.3 Verwendete Dateien 151
10.2.4 Temporäre Dateien 152
10.2.5 Explizites Einlesen und Generieren von Daten 152
10.3 Beispiel: Pressverband-Berechnung 152
10.4 Geometriedaten 154
10.5 COM Schnittstelle 154
10.5.1 Registrierung des Servers 154
10.5.2 Funktionalität des Servers 155
10.5.3 Beispiele für den Aufruf aus Excel 158
11 3D-Schnittstellen 170
11.1 Überblick der verfügbaren CAD-Schnittstellen und ihre Funktionalität 170
11.2 Erzeugung von 3D-Zahnrädern 171
11.3 Erzeugung von 3D-Wellen 171
11.4 Viewer mit Neutralformat-Schnittstelle 172
11.4.1 Parasolid-Export des kompletten Systems 172
11.4.2 Export von 3D Wellen in Parasolid 172
11.4.3 Kronenrad: 3D-Geometrie 172
11.4.4 Kegelrad: 3D-Modellerzeugung 173
11.4.5 Schneckenrad: 3D-Modellerzeugung 174
11.4.6 Allgemeines zur 3D-Modellierung in Parasolid 174
11.5 3D-Schnittstelle zu SolidWorks 175
11.5.1 Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten 175
11.5.2 Einbinden des KISSsoft-Add-ins (Menüpunkte im CAD) 175
11.5.3 Add-in-Funktionen (Aufrufe) 176
11.6 3D-Schnittstelle zu Solid Edge 177
11.6.1 Umstellung des Parameters zur Erzeugung 178
11.6.2 Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten 178
11.6.3 Einbinden des KISSsoft-Add-ins (Menüpunkte im CAD) 179

11.6.4 Add-in-Funktionen (Aufrufe) 179
11.6.5 Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen 180
11.6.6 Vereinfachte Zahnradansicht 180
11.7 3D-Schnittstelle zu Autodesk Inventor 180
11.7.1 Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten 181
11.7.2 Einbinden des KISSsoft-Add-ins (Menüpunkte im CAD) 181
11.7.3 Add-in-Funktionen (Aufrufe) 182
11.7.4 Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen 182
11.8 3D-Schnittstelle zu Siemens NX 182
11.8.1 Einbinden des KISSsoft-Add-ins (Menüpunkte im CAD) 183
11.8.2 KISSsoft über Add-in aufrufen 185
11.9 3D-Schnittstelle zu Creo Parametric (ProEngineer) 187
11.9.1 Einbinden des KISSsoft-Add-ins 188
11.9.2 Verzahnung auf bestehende Welle schneiden 189
11.9.3 Modifizieren des ausgewählten 3D-Modelles 190
11.9.4 Modifizieren einer Verzahnung auf einer bestehenden Welle 190
11.9.5 Grundeinstellungen der Schnittstelle ändern 190
11.9.6 Dateien im PTC Windchill-Arbeitsverzeichnis speichern 191
11.10 3D-Schnittstelle zu CATIA 191

12 Antworten auf häufige Fragen 192

12.1 Ausgabe von Winkeln im Protokoll ändern 192
12.2 Werkstoffe für die Zahnradberechnung in die Datenbank eingeben 192
12.3 Wie kann die Software getestet werden? 193
12.4 Was für Lizenzen sind erhältlich? 193
12.5 Eigene Texte im Fenster Resultate ergänzen 193
12.6 Früheren Berechnungszustand wiederherstellen 193

II Systeme 194

13 KISSsoft Systemmodul 195

13.1 Benutzeroberfläche 195
13.1.1 Wellenansicht 195
13.1.2 Elementansicht 195
13.1.3 Elementbox 196
13.1.4 Gruppenansicht 197
13.1.5 Sketcher 197
13.1.6 3D-Viewer 197
13.1.7 Kinematik 197
13.1.8 Schaltmatrix 197
13.1.9 Übersetzung 198
13.1.10 Verlustleistung 198
13.1.11 Systemdaten 198
13.1.12 Lastkollektiv 198
13.1.13 Varianten 199
13.1.14 Berechnungseinstellungen 199
13.1.15 Modellierungsassistent 199
13.1.16 System-Grobauslegung 199
13.2 Modellierung 199
13.2.1 Modellaufbau mit der Elementbox 200
13.2.2 Modellaufbau mit dem Sketcher 200
13.2.3 Modellaufbau mit Gruppen 201
13.3 Spezialberechnungen 201
13.3.1 Kennfelder 201
13.3.2 Thermische Bilanz 206
13.3.3 Modalanalyse 207
13.3.4 Campbell-Diagramm 208
13.3.5 Erzwungene Schwingung 208

13.3.6 Erweiterte Berechnung erzwungener Schwingungen....208
13.3.7 Gehäusedeformation in statischen Berechnungen....224
13.3.8 Charakeristische Frequenzen....226

III Verzahnungen....228

14 Einführung....229

14.1 Berechnungsgrundlagen....229

15 Stirnräder....231

15.1 Basisdaten....232
15.1.1 Schrägungsrichtung der Verzahnung....232
15.1.2 Normalmodul....233
15.1.3 Eingriffswinkel im Normalschnitt....233
15.1.4 Schrägungswinkel am Teilkreis....233
15.1.5 Achsabstand....234
15.1.6 Zähnezahl....234
15.1.7 Zahnbreite....234
15.1.8 Profilverschiebungsfaktor....235
15.1.9 Zahndickenänderungsfaktor....238
15.1.10 Qualität....238
15.1.11 Details der Geometrie....239
15.1.12 Werkstoffe und Schmierung....240
15.2 Belastung....244
15.2.1 Rechenmethoden....244
15.2.2 Lebensdauer....256
15.2.3 Zuverlässigkeit....258
15.2.4 Überlastfaktor....260
15.2.5 Leistung, Drehmoment und Drehzahl....260

15.2.6 Details der Festigkeit 261
15.2.7 Details der Festigkeit (AGMA) 272
15.2.8 Lastkollektiv definieren 273
15.3 Faktoren 275
15.3.1 Anwendungsfaktor 275
15.3.2 Dynamikfaktor 276
15.3.3 Stirnfaktor 276
15.3.4 Aufteilungsfaktor 277
15.3.5 Wechselbiegungsfaktor 278
15.3.6 Breitenlastfaktor 281
15.3.7 Berücksichtigung der Wellenbiegung (Breitenlastfaktor und Kontaktanalyse) 299
15.3.8 Z-Y-Faktoren, C-K-Faktoren und Technologiefaktor 301
15.3.9 Allgemeines Berechnungsverfahren für KHbeta nach ISO 6336-1, Anhang E 304
15.4 Bezugsprofil 305
15.4.1 Konfiguration 305
15.4.2 Vorbearbeitung und Schleifzugabe 314
15.4.3 Kopfhöhenänderung 315
15.5 Herstellung 315
15.5.1 Angaben zum Schleifprozess 316
15.5.2 Wälzschälen (Power Skiving) 316
15.5.3 Honen 317
15.6 Toleranzen 318
15.6.1 Zahndickentoleranz 318
15.6.2 Kopfkreisabmasse 320
15.6.3 Fusskreisabmasse 320
15.6.4 Achsabstandstoleranzen 320
15.6.5 Einstellungen 320
15.7 Modifikationen 321

15.7.1 Art der Modifikation 321
15.7.2 Individuelle Modifikationen pro Zahn 322
15.7.3 Profilmodifikationen 322
15.7.4 Flankenlinienmodifikationen 334
15.7.5 Kombinierte Profil- und Flankenlinienmodifikationen 344
15.7.6 Herstellabweichungen 347
15.7.7 Grobauslegung Modifikationen (Mikrogeometrie) 355
15.7.8 Hinweise zur Profilmodifikation 358
15.7.9 Verwendung von Diamant-Abrichtscheiben und Schleifschnecken 358
15.8 Drehmoment-Messung 361
15.8.1 Raster und Spreizung 364
15.8.2 Multiplikator 364
15.8.3 Drehmomentverlauf 364
15.8.4 Berechnung 365
15.8.5 Hinweise 366
15.9 Zahnform 367
15.9.1 Kontextmenü 368
15.9.2 Operationen 369
15.10 Asymmetrische Zahnräder 387
15.11 Rollout-Berechnung 388
15.11.1 Einstellungen der Benutzeroberfläche 388
15.11.2 Berechnung 390
15.11.3 Grafik 392
15.12 Kontaktanalyse 392
15.12.1 Theorie der Kontaktanalyse 396
15.12.2 Asymmetrische Verzahnungen in der Kontaktanalyse 396
15.12.3 Diskretisiertes Modell 396
15.12.4 Verringerte Steifigkeit an den seitlichen Rändern 397

15.12.5 Kontaktanalysemodell für Planetensysteme....398
15.12.6 Eingriffsstellung der Kontaktanalyse....399
15.12.7 Resultate exportieren....400
15.13 Zahnradpumpe....400
15.14 Betriebsflankenspiel....402
15.14.1 Temperaturen....404
15.14.2 Relative Wasseraufnahme beim Quellen....404
15.14.3 Wärmeausdehnungskoeffizient Gehäuse....404
15.14.4 Biegung der Wellen und Flankenlinienmodifikationen berücksichtigen....404
15.14.5 Zahnbiegung berücksichtigen....405
15.15 Lehrzahnrad....405
15.16 AGMA 925....405
15.17 Fussspannung mit FEM....406
15.17.1 2D-FEM-Fussspannung berechnen....406
15.17.2 3D-FEM-Fussspannung berechnen....407
15.18 Radkörper....409
15.18.1 Definitionsoption....410
15.18.2 Einstellungen für die Berechnung....410
15.19 Grobauslegung Makrogeometrie....411
15.20 Feinauslegung Makrogeometrie....415
15.20.1 Notwendige Eingaben im Eingabefenster....416
15.20.2 Vorgaben I....416
15.20.3 Vorgaben II....417
15.20.4 Vorgaben III....417
15.20.5 Resultate....421
15.20.6 Grafik....422
15.20.7 Geometrie-Feinauslegung für 3 Räder....422
15.20.8 Geometrie-Feinauslegung für 4 Räder....423

15.20.9 Zusätzliche Festigkeitsberechnung aller Varianten 424
15.21 Feinauslegung Modifikationen (Mikrogeometrie) 424
15.21.1 Vorgaben 424
15.21.2 Resultate 425
15.21.3 Grafik I 426
15.21.4 Grafik II 426
15.21.5 Protokoll 426
15.22 Messgitter 427
15.23 Einstellungen 428
15.23.1 Allgemein 428
15.23.2 Auslegungen 432
15.23.3 Berechnungen 433
15.23.4 Zahnform 434
15.23.5 Sicherheitsfaktoren 435
15.23.6 Kontaktanalyse 436
15.23.7 Diagramme 438
15.23.8 3D-Erzeugung 440
15.24 Zahndicken 443
15.25 Zahnformexport 443
15.26 Zahneingriffsfrequenzen 443
15.27 Berechnung der Phasen von Planetengetrieben 447
16 Kegel- und Hypoidräder 449
16.1 Berechnungsgrundlagen 449
16.1.1 Allgemein 449
16.1.2 Übersicht zu Kegelrad Herstellverfahren und deren Bezeichnungen 449
16.1.3 Berechnung nach Klingelnberg, Gleason und Oerlikon 450
16.2 Basisdaten 450
16.2.1 Bauform 450

16.2.2 Normalmodul (Mitte) 454
16.2.3 Teilkreisdurchmesser Rad 2 454
16.2.4 Eingriffswinkel im Normalschnitt 454
16.2.5 Eingriffswinkel Zug-/Schubflanke: Hypoidräder 454
16.2.6 Spiral- und Schrägungswinkel 455
16.2.7 Kopf- und Fusskegelwinkel 456
16.2.8 Winkelkorrektur 457
16.2.9 Zähnezahl 457
16.2.10 Zahnbreite 457
16.2.11 Profilverschiebungsfaktor 458
16.2.12 Zahndickenänderungsfaktor 458
16.2.13 Qualität 458
16.2.14 Achswinkel 459
16.2.15 Achsversatz 459
16.2.16 Details der Geometrie 460
16.3 Verfahren 461
16.3.1 Herstellverfahren 461
16.3.2 Herstellart 461
16.3.3 Flugkreisradius 462
16.3.4 Gangzahl des Werkzeugs 462
16.4 Belastung 462
16.4.1 Rechenmethode Festigkeit 462
16.4.2 Treibendes Rad und Arbeitsflanke Rad 1 464
16.4.3 Leistung, Drehmoment und Drehzahl 465
16.4.4 Geforderte Lebensdauer 465
16.4.5 Überlastfaktor 466
16.4.6 Details der Festigkeit 466
16.4.7 Planschverluste 467

16.5 Bezugsprofil 467
16.5.1 Standardwerte für Kopfgrundspiel 467
16.5.2 Standardwerte für Kopfhöhenfaktoren 467
16.6 Kontaktanalyse 467
16.7 Modifikationen 468
16.8 Faktoren 471
16.8.1 Anwendungsfaktor 471
16.8.2 Dynamikfaktor 471
16.8.3 Breitenlastfaktor 471
16.9 Grobauslegung 473
16.9.1 Zahnbreitenverhältnis 473
16.9.2 Modulverhältnis 474
16.10 Feinauslegung 474
16.10.1 Notwendige Eingaben in den Standardtabs 474
16.10.2 Vorgaben I 475
16.10.3 Vorgaben II 475
16.10.4 Vorgaben III 476
16.10.5 Resultate 478
16.10.6 Grafik 478
16.11 Messgitter 478
16.12 Topologische Modifikationen 479
16.13 Hinweise zur Berechnung nach Klingelnberg 479
16.13.1 Kegelräder mit Zyklo-Palloid®-Verzahnung 479
16.13.2 Hypoidräder mit Zyklo-Palloid-Verzahnung 479
16.13.3 Kegelräder mit Palloid Verzahnung 480
16.13.4 Mindestsicherheiten 481
16.13.5 Oberflächenrauigkeit Zahnfuss 481
16.13.6 Verzahnungsqualität Kegelräder 481

16.13.7 Kennzahl 481
16.14 Einstellungen 482
16.14.1 Allgemein 482
16.14.2 Berechnungen 483
16.14.3 Differentiale 483
16.14.4 Hilfe zum Tab 3D-Erzeugung 483
16.14.5 Berechnung 484
16.15 GEMS Schnittstelle 485
16.15.1 Import 485
16.15.2 Export 485
17 Kronenräder 486
17.1 Berechnungsgrundlagen 486
17.2 Basisdaten 489
17.2.1 Normalmodul 489
17.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt 491
17.2.3 Schrägungswinkel am Teilkreis 491
17.2.4 Breitenversatz 491
17.2.5 Profilverschiebungsfaktor 492
17.2.6 Qualität 493
17.2.7 Details der Geometrie 494
17.2.8 Werkstoffe und Schmierung 494
17.3 Belastung 495
17.3.1 Rechenmethode Festigkeit 495
17.3.2 Lebensdauer 496
17.3.3 Leistung, Drehmoment und Drehzahl 499
17.3.4 Anwendungsfaktor 499
17.3.5 Details der Festigkeit 500
17.4 Faktoren 502

17.4.1 Breitenlastfaktor 502
17.5 Modifikationen 502
17.5.1 Kopfhöhenänderung 503
17.5.2 Art der Modifikation 503
17.6 Einstellungen 503
17.6.1 Allgemein 503
17.6.2 Auslegungen 504
17.7 Hinweise zur Kronenradberechnung 504
17.7.1 Dimensionierung 504
17.7.2 Ritzel - Kronenrad mit Z1 > Z2 505
18 Schnecken mit Globoid-Schneckenrad 506
18.1 Berechnungsgrundlagen 506
18.2 Basisdaten 508
18.2.1 Axial-/Stirnmodul 508
18.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt 508
18.2.3 Steigungswinkel am Teilkreis 508
18.2.4 Achsabstand 509
18.2.5 Zähnezahl 509
18.2.6 Zahnbreite 509
18.2.7 Profilverschiebungsfaktor 509
18.2.8 Zahndickenänderungsfaktor 510
18.2.9 Qualität für Schneckengetriebe 510
18.2.10 Details der Geometrie 511
18.2.11 Werkstoffe und Schmierung 512
18.3 Belastung 513
18.3.1 Rechenmethode Festigkeit 513
18.3.2 Lebensdauer 513
18.3.3 Anwendungsfaktor 514

18.3.4 Zulässige Qualitätsverschlechterung 514
18.3.5 Leistung, Drehmoment und Drehzahl 514
18.3.6 Details der Festigkeit 514
18.3.7 Planschverluste 516
18.4 Toleranzen 517
18.5 Einstellungen 517
18.5.1 Allgemein 517
18.5.2 Referenzgetriebe 517
18.5.3 Auslegungen 517
18.5.4 Berechnungen 517
18.5.5 Sicherheitsfaktoren 518
19 Schraubräder und Schraubrad mit Zahnstange 520
19.1 Berechnungsgrundlagen 520
19.2 Basisdaten 521
19.2.1 Normalmodul 521
19.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt 521
19.2.3 Schrägungswinkel Teilkreis Rad 1 521
19.2.4 Achsabstand 521
19.2.5 Zahnbreite 522
19.2.6 Profilverschiebungsfaktor 522
19.2.7 Qualität 522
19.2.8 Details der Geometrie 523
19.2.9 Werkstoffe und Schmierung 525
19.2.10 Belastung 525
19.3 Einstellungen 536
19.4 Hinweise 537
19.4.1 Kontrolle des Tragbildes 537
19.5 Schraubrad mit Zahnstange 538

20 Beveloidräder 539

20.1 Berechnungsgrundlagen 539
20.2 Basisdaten 540
20.2.1 Normalmodul 540
20.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt 540
20.2.3 Schrägungswinkel 540
20.2.4 Achswinkel 540
20.2.5 Zähnezahl 540
20.2.6 Breite 540
20.2.7 Konuswinkel 541
20.2.8 Profilverschiebungsfaktor (Mitte) 541
20.2.9 Qualität 541
20.2.10 Werkstoffe und Schmierung 541
20.3 Bezugsprofil 541
20.4 Modifikationen 542
20.5 Faktoren 542
20.6 Dimensionierung 542
20.7 Herstelldaten und Arbeitsdaten 542

21 Unrundräder 544

21.1 Eingabedaten 544
21.1.1 Geometrie 544
21.1.2 Toleranzen 546
21.1.3 Bezugsprofil 546
21.2 Hinweise zur Bedienung 547
21.2.1 Winkelfehler 547
21.2.2 Kontrolle des Abwälzverhaltens 547
21.2.3 Zahnform verbessern 548

21.2.4 Genauigkeit der Zahnform 548
21.2.5 Export einzelner Zähne 548
21.2.6 Protokoll 549
21.2.7 Temporär-Dateien 549
22 Menü Protokoll 551
22.1 Zeichnungsdaten 551
22.2 Fertigungstoleranzen 551
22.3 Bewertung 551
22.4 Lebensdauerberechnung 551
22.5 Drehmomentauslegung 551
22.6 Vorschlag Einhärtetiefe 552
23 Menü Grafik 553
23.1 AGMA 925 557
23.1.1 Schmierfilmdicke und spezifische Filmdicke 557
23.2 Geometrie 2D 557
23.2.1 Zahnform 557
23.2.2 Werkzeug 557
23.2.3 Herstellung 557
23.2.4 Zahneingriff 558
23.2.5 Zahneingriff (Schnitte) 559
23.2.6 Profil- und Flankenliniendiagramm 559
23.2.7 Zeichnung 563
23.2.8 Herstellzeichnung 563
23.3 Geometrie 3D 565
23.3.1 Zahngeometrie 565
23.3.2 Modifikationen 565
23.3.3 Achslage 565

23.4 Auswertung 565
23.4.1 Spezifisches Gleiten 565
23.4.2 Kontakttemperatur 566
23.4.3 Blitztemperatur 566
23.4.4 Randschicht Schubspannung 566
23.4.5 Vorschlag Einhärtetiefe 566
23.4.6 Theoretische Eingriffssteifigkeit 567
23.4.7 Wöhlerlinien 567
23.4.8 Sicherheitsverläufe 567
23.4.9 Öl-Viskosität 567
23.4.10 Zuverlässigkeit 568
23.4.11 Klaffen 568
23.4.12 Breitenlastverteilung 568
23.4.13 Flankenspiel mit effektiver Zahnform 568
23.4.14 Flankenbruch 568
23.4.15 Gleitgeschwindigkeit (Kronenrad) 568
23.4.16 Berührlinie (Kronenrad) 568
23.4.17 Spannungsverlauf (Kronenrad) 568
23.4.18 Fressen und Gleitgeschwindigkeit (Kronenrad) 569
23.5 Kontaktanalyse 569
23.5.1 Anregung 570
23.5.2 Wirkungsgrad 572
23.5.3 Kräfte und Spannungen 574
23.5.4 Kontaktanalyse System 576
23.6 Zahnradpumpe 579
23.7 3D FEM 579
23.7.1 Maximale Fussspannung 579
23.7.2 Lastverteilung 580

23.8 3D-Export 580
23.9 Einstellungen 580
24 Antworten auf häufige Fragen 582
24.1 Antworten zur Geometrieberechnung 582
24.1.1 Feinwerktechnik 582
24.1.2 Hochverzahnungen oder Stirnräder mit hoher Profilüberdeckung 582
24.1.3 Paarung Aussenrad mit Innenzahnrad mit kleiner Zähnezahldifferenz 583
24.1.4 Unterschnitt oder ungenügender Bereich der Nutzevolvente 583
24.1.5 Zahndicke am Kopf 583
24.1.6 Sonderverzahnung 583
24.1.7 Berechnung von Stirnrädern, welche mit Werkzeugen nach DIN 3972 hergestellt werden 584
24.1.8 Wälzabweichungen nach DIN 58405 585
24.1.9 Automatische Veränderung von Bezugsprofilen 585
24.1.10 Nicht identische (spiegelsymmetrische) Zahnflanken 585
24.1.11 Innenverzahnung – Unterschiede im Bezugsprofil bei Anwahl unterschiedlicher Konfigurationen 585
24.1.12 Auswirkung von Profilmodifikationen 586
24.1.13 Zähnezahlen mit gemeinsamen Vielfachen 587
24.1.14 Abmasse von Zahnstangen 588
24.2 Antworten zur Festigkeitsberechnung 588
24.2.1 Unterschiede zwischen verschiedenen Zahnradberechnungsprogrammen 588
24.2.2 Unterschied zwischen der Stirnradberechnung nach ISO 6336 und DIN 3990 588
24.2.3 Berechnung nach Methode B oder C (DIN 3990, 3991) 589
24.2.4 Sollsicherheiten für Stirnradgetriebe 589
24.2.5 Ungenügende Fresssicherheit 590
24.2.6 Werkstoffpaarungsfaktor (Verfestigung eines nicht gehärteten Rades) 590
24.2.7 Bestimmung der Fresslaststufe (Ölspezifikation) 591

24.2.8 Beeinflussung des Breitenlastfaktor KHß bei einer Flankenlinienabweichung fma, bedingt durch Herstellungsfehler 591
24.2.9 Lastkollektiv mit wechselndem Drehmoment 591
24.2.10 Festigkeitsberechnung mit mehreren Zahneingriffen an einem Zahnrad 593
24.2.11 Kegelräder – zulässige Überbelastungen ermitteln 593
24.2.12 Kugelstrahlen in der Festigkeitsberechnung von Zahnrädern berücksichtigen 594
24.2.13 Berechnung nach AGMA 421.06 (High Speed Gears) 594
24.2.14 Vergleich einer FEM-Berechnung mit der Schraubradberechnung 594
24.2.15 Bestimmung des äquivalenten Drehmoments (bei Lastkollektiven) 595
24.2.16 Veränderung der Sicherheiten bei geändertem Achsabstand überprüfen 595
24.2.17 Warnung: "Kerbparameter qs …. ausserhalb GÜLTIGKEITSBEREICH (1.0...8.0) …“ 595
24.2.18 Zahnfussspannungen in der Kontaktanalyse und Spannungen nach FEM – ist da ein Unterschied 596
24.3 Abkürzungen in der Zahnradberechnung 597

IV Wellen und Lager 605

25 Wellen definieren 606

25.1 Eingabefenster 607
25.1.1 Welleneditor 607
25.1.2 Elementbaum 607
25.1.3 Elementliste 608
25.1.4 Elementeditor 608
25.2 Elementübersicht 608
25.2.1 Das Element Welle 608
25.2.2 Aussenkontur 613
25.2.3 Innenkontur 618
25.2.4 Kräfte 618

25.2.5 Lager 623
25.2.6 Verbindungselemente 630
25.2.7 Querschnitte 630
25.3 Basisdaten 631
25.3.1 Lage der Wellenachse im Raum 631
25.3.2 Anzahl Eigenfrequenzen 632
25.3.3 Anzahl Knickfälle 632
25.3.4 Drehzahl 632
25.3.5 Drehrichtung 633
25.3.6 Referenztemperatur 633
25.3.7 Gehäusetemperatur 633
25.3.8 Lastkollektive 634
25.3.9 Zahnräder 635
25.3.10 Gewichtskraft berücksichtigen 636
25.3.11 Kreiseleffekt berücksichtigen 636
25.3.12 Schubverformung berücksichtigen 636
25.3.13 Fliehkräfte der Welle berücksichtigen 636
25.3.14 Gehäusewerkstoff 638
25.4 Wälzlager 638
25.4.1 Rechenmethode 638
25.4.2 Toleranzlage 639
25.4.3 Axialspiel 641
25.4.4 Ausfallwahrscheinlichkeit 641
25.4.5 Geforderte Lebensdauer 642
25.4.6 Schmierung für jedes Lager einzeln definieren 642
25.4.7 Erweiterte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 642
25.4.8 Schmierung 642
25.4.9 Schmierstofftemperatur 642

25.4.10 Verunreinigung 642
25.4.11 Firmeneigene Daten zur inneren Geometrie von Lagern nutzen 643
25.4.12 Lastkollektive verwenden: Wellen, Öl- und Gehäusetemperatur individuell je Beanspruchungsfall definieren 643
25.4.13 Fettgebrauchsdauer 644
25.4.14 Rechenmethode Reibung 644
25.4.15 Ölstand 644
25.4.16 Art der Ölschmierung 644
25.4.17 Reibungsmoment Dichtungen 644
25.4.18 SKF Axial-Pendelrollenlager, Rundlauf berücksichtigt Lastverteilung 645
25.4.19 SKF Cloud Services: das SKF-Lagermodul verwenden 645
25.4.20 SKF Cloud Services: das Lagersteifigkeitsmodul verwenden 646
25.4.21 Firmeneigene Daten von Timken zur inneren Geometrie von Lagern 647
25.5 Berechnungseinstellungen 647
25.5.1 Tab Berechnungen 647
25.5.2 Tab Festigkeit 650
25.5.3 Tab Wälzlager 651
25.5.4 Tab Zuverlässigkeit 653
25.5.5 Tab Welleneditor und 3D-Ansicht 653
26 Wellen berechnen 654
26.1 Durchbiegung und Lagerkräfte, Kraft- und Momentverteilung 654
26.1.1 Kräfteberechnung bei Lagern mit Druckwinkel 656
26.2 Eigenfrequenzen 657
26.2.1 Biegekritische Drehzahlen 658
26.2.2 Torsionskritische Drehzahlen 658
26.3 Knickung 658
26.4 Grobauslegung von Wellen 658
26.5 Festigkeit 659

26.5.1 Rechenmethode 660
26.5.2 Rechenart 664
26.5.3 Lebensdauer 666
26.5.4 Festigkeitsparameter nach Hänchen und Decker 666
26.5.5 Festigkeitsparameter nach FKM 667
26.5.6 Festigkeitsparameter nach DIN 669
26.5.7 Festigkeitsparameter nach AGMA 673
26.5.8 Spannung 674
26.5.9 Spannungsverhältnis 676
26.5.10 Lastfaktor für statische Berechnung 677
26.5.11 Lastfaktor dauerfeste Berechnung 677
26.5.12 Querschnitte 678
26.5.13 Auslegung 678
26.5.14 Querschnittarten 678
26.5.15 Allgemeine Eingaben 684
26.5.16 Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl 684
26.6 Flankenlinienmodifikation 684
26.7 Campbell-Diagramm 686
26.8 Erzwungene Schwingungen 686
26.8.1 Berechnungsverfahren 687
26.8.2 Resultate 687
27 Wälzlager (klassische Berechnung) 688
27.1 Auswahl des Wälzlagertyps 688
27.1.1 Eigenschaften der wichtigsten Lagerbauformen 688
27.1.2 Vergleich der Bauformen 690
27.1.3 Hybridlager 693
27.2 Tragfähigkeit der Wälzlager 693
27.2.1 Dynamische Tragfähigkeit 693

27.2.2 Statische Tragfähigkeit 693
27.2.3 Wälzlagerberechnung mit innerer Geometrie 694
27.3 Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl 695
27.3.1 Thermische Bezugsdrehzahl 695
27.3.2 Berechnungsverfahren thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl (DIN 732-2) 696
27.4 Reibungsmoment 698
27.4.1 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 1994 698
27.4.2 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 2018 699
27.4.3 Die Berechnung nach Schaeffler 2017 (INA, FAG) 701
27.5 Fettgebrauchsdauer 702
27.5.1 Die Berechnung nach Schaeffler 2018 (INA, FAG) 702
27.5.2 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 2018 702
27.6 Höchstdrehzahlen 703
27.7 Lebensdauer 703
27.7.1 Erweiterte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 703
27.7.2 Berechnung der Lebensdauer mit Lastkollektiven 708
27.8 Ausfallwahrscheinlichkeit 709
27.9 SKF Axial-Pendelrollenlager, Rundlauf berücksichtigt Lastverteilung 710
27.10 Lager mit Radial- und/oder Axialkraft 710
27.11 Berechnung der Axialkräfte bei Lagern mit O- und X-Anordnung 711
27.12 Ölstand und Schmierungsart 712
28 Wälzlager (innere Geometrie) 713
28.1 Tab Lagerdaten 713
28.1.1 Dateiverknüpfung 713
28.1.2 Lagerdaten 714
28.2 Tab Belastung 717
28.2.1 Belastung 717
28.2.2 Erweiterte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 717

28.3 Grafik 718
28.4 Feinauslegung 718
29 Hydrodynamische Radialgleitlager 720
29.1 Rechenmethoden 720
29.2 Modulspezifische Eingaben 721
29.3 Wärmeausdehnungskoeffizienten 721
29.4 Mittlere Flächenpressung 722
29.5 Geometrien DIN 31657 723
29.6 Steifigkeit 725
29.7 Schmierungsanordnung 726
29.8 Wärmeübergangskoeffizient 728
29.9 Wärmeabgebende Oberfläche 728
29.10 Öltemperaturen 728
29.11 Mischungsfaktor 729
29.12 Auslegung Lagerspiel 729
29.13 Sommerfeldzahl 730
29.14 Lagerbreite 730
29.15 Zulässige Schmierfilmdicke 731
30 Hydrodynamische Axialgleitlager 732
30.1 Berechnung 733
30.2 Auslegungen 734
30.3 Berechnung der volumenspezifischen Wärme 735
30.4 Grenzwerte der Berechnung 735
31 Antworten auf häufige Fragen 736
31.1 Überlagerung von Kerbwirkungen 736
31.2 Kerbwirkungen bei Hohlwellen 736

31.2.1 Kerbe an der Aussenkontur 736
31.2.2 Kerbe an der Innenkontur 737
31.3 Wechselfestigkeiten für neue Werkstoffe 737
31.4 Pfeilverzahnungen in der Wellenberechnung berücksichtigen 737

V Verbindungen 738

32 Zylindrischer Press-Sitz 739

32.1 Toleranzeingabe 741
32.2 Reibungskoeffizienten 741
32.3 Variabler Aussendurchmesser der Nabe 742
32.4 Aussendruck mit mehrteiligem Pressverband umrechnen 743
32.5 Werkstoffe 743
32.6 Einstellungen 744
32.7 Auslegungen 745

33 Konischer Press-Sitz 746

33.1 Berechnung 747
33.2 Anwendungsfaktor 748
33.3 Axiales Verspannen mit Mutter 748
33.4 Variabler Aussendurchmesser der Nabe 749
33.5 Konizität 749
33.6 Werkstoffe 749
33.7 Einstellungen 750
33.8 Auslegungen 750

34 Klemmverbindungen 751

34.1 Berechnungen 751
34.2 Auslegungen 753

34.3 Einstellungen 753
34.4 Werkstoffe 753
35 Passfeder 754
35.1 Hauptmaske 754
35.1.1 Zusätzliche Eingaben für DIN 6892 Methode B 756
35.2 Anwendungsfaktor 758
35.3 Traganteilfaktor 759
35.4 Eigene Eingaben 760
35.5 Zulässige Pressung 760
35.6 Werkstoffe 760
35.7 Einstellungen 760
35.8 Auslegungen 761
36 Keilwelle 762
36.1 Normprofile 762
36.2 Anwendungsfaktor 763
36.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel 764
36.4 Auftretende Flankenpressung 764
36.5 Längenfaktor 764
36.6 Anteilfaktor 765
36.7 Zulässige Pressung 765
36.8 Werkstoffe 766
36.9 Einstellungen 766
36.10 Auslegungen 767
37 Zahnwelle (nur Festigkeit) 768
37.1 Normprofile 768
37.2 Anwendungsfaktor 769

37.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel....770
37.4 Auftretende Flankenpressung....770
37.5 Längenfaktor....770
37.6 Anteilfaktor....771
37.7 Zulässige Pressung....772
37.8 Werkstoffe....772
37.9 Einstellungen....773
37.10 Auslegungen....773
38 Zahnwelle (Geometrie und Festigkeit)....774
38.1 Berechnungsgrundlagen....774
38.1.1 Allgemeines....774
38.1.2 Berechnung von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit Durchmesserzentrierung....774
38.1.3 Berechnung von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit Flankenzentrierung....775
38.1.4 Toleranz des Fusskreisdurchmessers ΔDre, ΔDri nach ANSI B92.1 berechnen....776
38.2 Basisdaten....776
38.2.1 Geometrienormen....776
38.2.2 Normalmodul....777
38.2.3 Eingriffswinkel im Normalschnitt αn....777
38.2.4 Zähnezahl....777
38.2.5 Profilverschiebungsfaktor....777
38.2.6 Qualität und Toleranzen....778
38.2.7 Geometrieeingaben Niemann....779
38.2.8 Details der Geometrie....780
38.2.9 Details der Festigkeit definieren....780
38.2.10 Werkstoffe....784
38.3 Toleranzen....784
38.3.1 Zahndickentoleranz....784

38.3.2 Effective/Actual 785
38.3.3 Messkörperdurchmesser Welle/Nabe 786
38.4 Lehren 786
38.5 Balliger Zahn 787
38.6 Zahnform 787
39 Polygon 789
39.1 Normprofile 789
39.2 Anwendungsfaktor 790
39.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel 790
39.4 Auftretende Flankenpressung 790
39.5 Zulässige Pressung 791
39.6 Werkstoffe 792
39.7 Einstellungen 792
39.8 Auslegungen 792
39.9 Grafik 793
40 Scheibenfeder 794
40.1 Normprofile 794
40.2 Anwendungsfaktor 795
40.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel 795
40.4 Auftretende Flankenpressung 796
40.5 Längenfaktor 796
40.6 Anteilfaktor 797
40.7 Zulässige Pressung 797
40.8 Werkstoffe 798
40.9 Einstellungen 798
40.10 Auslegungen 798

41 Bolzen und Stifte 799

41.1 Einflussfaktoren 799
41.2 Werkstoffe 800
41.3 Einstellungen 800
41.4 Zulässige Werte 800
41.5 Auslegungen 801

42 Schrauben 802

42.1 Besonderheiten in KISSsoft 802
42.2 Eingaben Tab Belastung 802
42.2.1 Betriebsdaten 803
42.2.2 Abstände bei exzentrischer Belastung/Verspannung 812
42.2.3 Krafteinleitung 812
42.3 Eingaben Tab Schraube/Mutter 813
42.3.1 Schraubendaten 813
42.3.2 Art der Schraubenverbindung 815
42.3.3 Unterlegscheiben 816
42.3.4 Dehnhülsen ohne äussere Kräfte 816
42.3.5 Einschraubtiefe 816
42.4 Eingaben Tab Montage 817
42.4.1 Vorgaben 817
42.4.2 Technische Erläuterungen 818
42.4.3 Anziehverfahren 818
42.4.4 Reibungskoeffizienten 820
42.4.5 Drehwinkelgesteuertes Anziehen 821
42.5 Eingaben Tab Verspannte Teile 822
42.5.1 Geometrie der verspannten Teile 822
42.6 Einstellungen 823

43 Sicherungsringe (Seegerring) 827

43.1 Basisdaten 827

43.2 Automatische Berechnung der Beanspruchungszahl q 828

43.3 Automatische Berechnung des Umstülpwinkels ψ 829

43.4 Berechnungseinstellungen 829

44 Hirthverzahnung 830

44.1 Basisdaten 830

44.2 Berechnungseinstellungen 830

45 Antworten auf häufige Fragen 831

45.1 Schraubentypen in der Datenbank ergänzen 831

45.1.1 Vorhandene Schraubenreihe erweitern 831

45.1.2 Neuen Schraubentyp erstellen 832

VI Federn 833

46 Druckfedern 834

46.1 Festigkeitswerte 834

46.2 Schubspannungswerte 835

46.3 Lagerungsbeiwert 835

46.4 Werkstoffe 836

46.5 Toleranzen 836

46.6 Relaxation 836

46.7 Zeichnungsdaten 837

46.8 Auslegung 837

47 Zugfedern 838

47.1 Festigkeitswerte 838

47.2 Schubspannungswerte 839
47.3 Herstellungsart 839
47.4 Ösenmaske 839
47.5 Werkstoffe 841
47.6 Einstellungen 841
47.7 Toleranzen 842
47.8 Relaxation 842
47.9 Zeichnungsdaten 842
47.10 Auslegung 842

48 Schenkelfedern 844

48.1 Festigkeitswerte 845
48.2 Biegespannungswerte 845
48.3 Ausführung des Federkörpers 845
48.4 Annahmen für die Berechnung 846
48.5 Werkstoffe 846
48.6 Toleranzen 846
48.7 Zeichnungsdaten 847
48.8 Auslegung 847

49 Tellerfedern 848

49.1 Festigkeitswerte 849
49.2 Spannungswerte 850
49.3 Werkstoffe 850
49.4 Anzahl auslegen 850
49.5 Grenzabmasse 851

50 Drehstabfedern 852

50.1 Kopfformen 852

50.2 Festigkeitswerte 853
50.3 Schubspannung 853
50.4 Grenzwerte 854
50.5 Auslegung 854

VII Riemen und Ketten 855

51 Keilriemen 856

51.1 Daten der Keilriemen 857
51.2 Normen der Keilriemen 857
51.3 Spannrollenkonfiguration 858
51.4 Anwendungsfaktor f1 858
51.5 Achsabstand 858
51.6 Riemenlänge 859
51.7 Effektive Anzahl Keilriemen 859
51.8 Spannrollendurchmesser 859
51.9 Position der Spannrolle (x/y) 859
51.10 Inspektion von Keilriemen 859

52 Zahnriemen 860

52.1 Technische Hinweise (Zahnriemen) 860
52.2 Norm Zahnriemen 861
52.3 Mögliche Auslegungen/ Vorschläge 862
52.4 Spannrollenkonfiguration 863
52.5 Anwendungsfaktor und Summand für Arbeitsweise 863
52.6 Achsabstand 864
52.7 Riemenlänge und Riemenzähnezahl 864
52.8 Effektive Riemenbreite 864
52.9 Spannrollenzähnezahl 865

52.10 Position der Spannrolle x/y 866

53 Kettentrieb 867

53.1 Auslegungen 867
53.2 Spannrollen 868
53.3 Norm 868
53.4 Kettentyp 868
53.5 Anzahl Stränge 868
53.6 Anwendungsfaktor 868
53.7 Drehzahl/Zähnezahl/Übersetzung 869
53.8 Konfiguration 869
53.9 Achsabstand 869
53.10 Polygoneffekt 870
53.11 Gliederzahl 870
53.12 Kettenradgeometrie 870

VIII Automotive 872

54 Synchronisation 873

54.1 Geometrie 873
54.2 Betriebsdaten 874

55 Schaltbare fremdbetätigte Kupplungen 875

55.1 Berechnung 876
55.2 Definition der Federkräfte 878
55.3 Definition von Gleitreibungszahlen und -geschwindigkeiten 879
55.4 Grafiken 879
55.5 Einstellungen 879

IX Diverses.....881

56 Toleranzrechnung 882

57 Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen 883

57.1 Allgemeines.....883
57.1.1 Funktionalität der Software.....883
57.1.2 Anwendungsbereich der FKM-Richtlinie.....883
57.2 Hintergründe 884
57.2.1 Die FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile 884
57.2.2 Aussagekraft der Lebensdauerberechnung.....885
57.3 Umsetzung in KISSsoft.....887
57.3.1 Hauptmaske 887
57.3.2 Beanspruchungsfälle.....888
57.3.3 Wöhlerlinie.....889
57.3.4 Lastwechselzahl 889
57.3.5 Temperatur 889
57.3.6 Temperaturdauer 889
57.3.7 Schutzschichtdicke, Kapitel 4.3.4 890
57.3.8 Spannungsverhältnisse 890
57.3.9 Kollektive 891
57.3.10 Oberflächenverfestigung KV, Kapitel 4.3.3, Tabelle 4.3.7.....891
57.4 Werkstoffe.....891
57.4.1 Rauhigkeit.....892
57.5 Einstellungen 892
57.5.1 Allgemeine Einstellungen 892
57.5.2 Sollsicherheiten 894
57.6 Abschätzung der Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile (Kapitel 5.5).....894

58 Hertzsche Pressung 896

58.1 Einstellungen 898

59 Härteumrechnung 899

60 Linearantrieb 901

60.1 Berechnung 902

60.2 Auslegungen 905

60.3 Einstellungen 906

60.4 Werkstoffe 906

61 Kunststoff-Manager 908

61.1 Testergebnisse der Zahnräder 909

61.1.1 Fall I. Testergebnisse bei unveränderten Prüfrädern 909

61.1.2 Fall II. Testergebnisse mit unterschiedlicher Radgeometrie 910

61.2 Zusätzliche Einstellungen im Tab "Testdaten" 910

61.3 Berechnungseinstellungen 912

61.4 Extrapolation der berechneten zulässigen Fuss- und/oder Flankenspannungen 913

61.5 Weitere Berechnungsmöglichkeiten 913

61.6 Werkstoff in die KISSsoft-Datenbank eintragen 914

61.7 Grafiken 914

61.8 Werkstoffdateien aus M-Base importieren 914

62 Diskrete Fourier-Transformation 915

62.1 DFT-Grundlagen 915

62.1.1 Fourier-Analyse 915

62.1.2 Fourier-Synthese 915

62.1.3 Frequenzspektrum 916

62.2 DFT-Anwendungsbereiche 916

62.3 DFT-Eingabeoptionen 916

62.3.1 Rechenart 917

62.3.2 Frequenzbereich....917
62.3.3 Anzahl der Harmonischen....917
62.3.4 Eingabedaten definieren....917
62.4 DFT-Zerlegung und Rekonstruktion....918
62.4.1 Empfehlungen zur Anwendung....918
62.4.2 Grafikausgaben....918
62.4.3 Resultatefenster....919
X KISSsys....920
63 KISSsys: Systeme von Berechnungen....921
63.1 Allgemeines....921
63.1.1 Aufbau von KISSsys....921
63.1.2 Einsatzmöglichkeiten von KISSsys....921
63.1.3 Die Benutzeroberfläche....922
63.2 Modellaufbau in KISSsys....924
63.2.1 Klassische Methode....924
63.2.2 Element Assistent....925
63.2.3 System Assistent....925
63.2.4 Aufbau mit Icons....925
63.2.5 Aufbauen und Modifizieren von Tabellen....925
63.2.6 Einfügen von Variablen in Tabellen....926
63.2.7 Individuelle Namen für Elemente....926
63.3 Erweiterte Funktionalität für Entwickler....927
63.3.1 Das Eigenschaften-Fenster....927
63.3.2 Die Tabellenansicht....928
63.4 Die vorhandenen Elemente....928
63.4.1 Variablen....928

63.4.2 Berechnungselemente 929
63.4.3 Elemente für Wellen 931
63.4.4 Verbindungselemente 932
63.4.5 Darstellung von Elementen in 3D-Grafik 933
63.4.6 Systemeinstellungen 933
63.5 Programmierung im Interpreter 933
63.5.1 Ausdrücke in Variablen 934
63.5.2 Funktionen 935
63.5.3 Wichtige Servicefunktionen 938
63.5.4 Variable Dialoge 939
63.5.5 Definition von 2D-Grafiken 947
63.6 Spezifische Funktionen 949
63.6.1 Lastkollektivberechnung 949
63.6.2 Wirkungsgradberechnung 950
63.6.3 Gehäuseverformung in statischen Berechnungen 951
63.6.4 Modalanalyse von Wellensystemen 954
63.6.5 Campbell-Diagramm für Wellensysteme 955
63.6.6 Analyse der Unwuchterregung von Wellensystemen 955

XI Bibliographie und Variablenverzeichnis 957

64 Literaturverzeichnis 958

65 Variablenverzeichnis der Berechnungsmodule 966

65.1 Z012 Stirnradpaar 966
65.2 Z014 Stirnrad - Planetenstufe 977
65.3 Z015 Stirnrad - Drei-Räder-Kette 992
65.4 Z016 Stirnrad - Vier-Räder-Kette 1007
65.5 Z070 Kegel- und Hypoidräder 1027

65.6 Z060 Kronenräder 1036
65.7 Z080 Schnecken mit Globoidschneckenrad 1041
65.8 Z170 Schraubräder 1048
65.9 W010 Wellenberechnung 1054
65.9.1 Metafunktionen SetElementData und GetElementData 1057
65.10 M010 Zylindrischer Press-Sitz 1073
65.11 M02a Passfeder 1074
65.12 Z09a Zahnwelle (Festigkeit und Geometrie) 1076
65.13 M02b Keilwelle 1078
65.14 M02d Polygon 1079
65.15 M02e Scheibenfeder 1080
65.16 Z090 Keilriemen 1081
65.17 Z091 Zahnriemen 1082
65.18 Z092 Kettentrieb 1084

I
Allgemeines

Kapitel 1 - 12

1 Installation von KISSsoft

1.1 Grundinstallation

Nach dem Einlegen der KISSsoft-CD in das entsprechende Laufwerk, startet das Setup-Programm automatisch. Sollte dies einmal nicht der Fall sein, können Sie die Datei Setup.exe im Wurzelverzeichnis der CD durch Doppelklick direkt starten.

Das Setup-Programm führt Sie Schritt für Schritt durch den Installationsprozess. Sie müssen lediglich ein Installationsverzeichnis sowie die gewünschte Sprache der Installation auswählen. Falls Sie das vorgeschlagene Installationsverzeichnis ändern, ist es sinnvoll bei der Angabe eines anderen Installationsverzeichnisses die Versionsbezeichnung in den Verzeichnisnamen zu integrieren.

Am Ende der Installation empfehlen wir das Einspielen des neuesten Service Pack. Downloaden Sie den neuesten Service Pack von unserer Homepage. Sie haben die Wahl zwischen einem Installationsprogramm (*.exe) und gezippten Dateien (*.zip). Das Installationsprogramm kopiert die erforderlichen Dateien nach Angabe des Installationsverzeichnisses selbstständig. Allerdings lassen nicht alle Firmen den Download von EXE-Dateien zu. In diesem Fall müssen Sie die ZIP-Datei entpacken und die enthaltenen Dateien von Hand in Ihr Installationsverzeichnis kopieren. Dort bereits vorhandene Dateien müssen mit denen aus dem Service Pack überschrieben werden.

Nachdem Sie KISSsoft installiert haben ist eine Lizenzierung (siehe Kapitel 1.3, Lizenzierung) nötig. Ohne Lizenzierung startet KISSsoft lediglich als Demoversion.

► **Hinweis:**

Bei der Installation auf einem Server empfehlen wir die Installation von einem Client (Arbeitsplatzrechner) aus durchzuführen. Somit werden alle erforderlichen Verzeichniseinträge in der Datei KISS.ini (siehe Kapitel 2.6.1, Definitionen in [PATH]) automatisch richtig eingetragen. Andernfalls müssen diese Verzeichniseinträge nachträglich von Hand in einem Editor von der lokalen Bezeichnung (z.B. C:/...) auf den Freigabenamen im Netzwerk umgestellt werden.

1.2 Lizenzdatei herunterladen

1. Gehen Sie auf die KISSsoft Homepage www.KISSsoft.com.
2. Registrieren Sie sich dort unter **MyKISSsoft** und informieren Sie Ihren vertrieblichen Ansprechspartner oder senden Sie ein Email an kisssoft.info@gleason.com.
3. Nach Zuteilung der benötigten Rechte seitens der KISSsoft AG, können Sie im Menü oben, unter **Kundenbereich**, die jeweilige Lizenzdatei herunterladen.

► **Hinweis:**

In Ihrem persönlichen Downloadbereich befinden sich Lizenzdateien für verschiedene KISSsoft-Versionen. Achten Sie darauf, dass Sie immer die Lizenzdatei passend zur gerade installierten Version herunterladen.

1.3 Lizenzierung

Nachdem die Installation (siehe Kapitel 1.1, Grundinstallation) von KISSsoft abgeschlossen ist, muss die Software über eine Lizenzdatei und/oder eine Freischaltung lizenziert werden. Lesen Sie hierzu den Abschnitt gemäss Ihrem Lizenztyp.

1.3.1 Testversion

1. Starten Sie KISSsoft von dem Client (Arbeitsplatzrechner) und dem Benutzerkonto für das die Testversion freigeschaltet werden soll.
2. Öffnen Sie das **Lizenztool** im Menü **Extras** und gehen Sie dort auf das Tab Freischalten.
3. **Online freischalten:** Wenn Ihr Rechner über einen Internetanschluss verfügt und Sie von uns einen Onlinecode erhalten haben, so geben Sie diesen unter der Option **Test- oder Studentenversion freischalten** ein und klicken auf **Freischalten**.
4. **Direkt freischalten:** Unter der Option **Testversion per Telefon freischalten** finden Sie einen Fragecode. Teilen Sie uns diesen unter der dort angegebenen Telefonnummer mit. Wir geben Ihnen den dazu passenden Antwortcode. Geben Sie diesen im entsprechenden Feld ein und klicken auf **Freischalten**.

1.3.2 Studentenversion

1. Kopieren Sie Ihre Lizenzdatei (diese erhalten Sie in der Regel von Ihrer Hochschule) in Ihr Lizenzverzeichnis (siehe Kapitel 2.6.2, Definitionen in [SETUP]).
2. Öffnen Sie das **Lizenztool** im Menü **Extras** und gehen Sie dort auf das Tab Freischalten.
3. Geben Sie Ihren Onlinecode (auch diesen erhalten Sie von Ihrer Hochschule) unter der Option **Test- oder Studentenversion freischalten** ein und klicken auf **Freischalten**.

1.3.3 Einzelplatzversion mit Dongle

1. Kopieren Sie Ihre Lizenzdatei (siehe Kapitel 1.2, Lizenzdatei herunterladen) in Ihr Lizenzverzeichnis (siehe Kapitel 2.6.2, Definitionen in [SETUP]))
2. Jetzt müssen Sie lediglich noch den mitgelieferten Dongle (Kopierschutzstecker) einstecken.

► **Hinweis**

Die Einzelplatzversion von KISSsoft kann auch auf einem zentralen Server installiert werden. Lokale Clients (Arbeitsplatzrechner) können die Software dann direkt von diesem Server starten. Der Dongle muss dabei aber immer am jeweiligen Client eingesteckt werden.

1.3.4 Einzelplatzversion mit Lizenzcode

1. Starten Sie KISSsoft von dem Client (Arbeitsplatzrechner) für den die Software lizensiert werden soll.
2. Öffnen Sie das **Lizenztool** im Menü **Extras** und gehen Sie dort auf das Tab Freischalten.
3. Geben Sie unter der Option **Lizenzdatei anfordern** Ihre Kontaktdaten ein und klicken auf **Senden** um uns Ihre rechnerabhängigen Zugriffsdaten direkt zu übermitteln. Alternativ können Sie diese Zugriffsdaten auch erst in einer Datei zwischen speichern und diese Datei anschliessend per Email an uns senden.
4. Sie erhalten eine Email sobald wir Ihre Lizenzdatei erstellt haben.
5. Laden Sie Ihre Lizenzdatei herunter (siehe Kapitel 1.2, Lizenzdatei herunterladen) und kopieren Sie sie in Ihr Liezenzverzeichnis (siehe Kapitel 2.6.2, Definitionen in [SETUP]).

1.3.5 Netzwerkversion mit Dongle

Die Netzwerkversion mit Dongle erfordert eine Installation eines Lizenzservers sowie eine Lizenzierung der KISSsoft Installation.

1.3.5.1 Installation auf dem Server

1. Kopieren Sie das Verzeichnis dongle/MxNet der KISSsoft Installation auf einen Server.
2. Starten Sie MxNet32 auf dem Server. Sie sehen ein Dongle-Symbol in der Task-Leiste.
3. Durch Doppelklick in der Task-Leiste auf das Dongle-Symbol starten Sie die Benutzeroberfläche.
4. Tragen Sie **Application**: KISSsoft und als **Server-File** eine beliebige Datei mit Endung *.mx ein. Auf die Datei müssen die Clients mit Lese- und Schreibberechtigung zugreifen können. Fügen Sie den Eintrag dann mit **New Entry** zu.
5. Über den Button **Active-Users** lässt sich prüfen, wer KISSsoft nutzt. Ausserdem lässt sich eine genutzte Lizenz wieder freigeben.

1.3.5.2 Lizenzierung von KISSsoft

1. Kopieren Sie Ihre Lizenzdatei (siehe Kapitel 1.2, Lizenzdatei herunterladen) in Ihr Lizenzverzeichnis (siehe Kapitel 2.6.2, Definitionen in [SETUP]).

2. Ergänzen Sie die Zeile 'ServerFile: serverfilepath' nach der Zeile Checksum in der Lizenzdatei. Der Serverfilepath ist der Pfad zur Serverdatei, die im Serverprogramm definiert ist.

► **Hinweis**

Die KISSsoft Installation läuft auch, wenn der Client vom Netz getrennt wird und der Dongle statt am Server an den Client gesteckt wird. Ein 'Auschecken' der Lizenz ist also durch die Mitnahme des Dongles möglich.

1.3.6 Netzwerkversion mit Lizenzcode

1. Starten Sie KISSsoft von einem Client (Arbeitsplatzrechner).
2. Offnen Sie das **Lizenztool** im Menü **Extras** und gehen Sie dort auf das Tab Allgemein.
3. Wählen Sie ein Zugriffsverzeichnis auf einem Server. Bitte beachten Sie das eine Änderung im nachhinein eine erneute Lizensierung erfordert.
4. Wechseln Sie auf das Tab Freischalten.
5. Geben Sie unter der Option **Lizenzdatei anfordern** Ihre Kontaktdaten ein und klicken auf **Senden** um uns Ihre rechnerabhängigen Zugriffsdaten direkt zu übermitteln. Alternativ können Sie diese Zugriffsdaten auch erst in einer Datei zwischen speichern und diese Datei anschliessend per Email an uns senden.
6. Sie erhalten eine Email sobald wir Ihre Lizenzdatei erstellt haben.
7. Laden Sie Ihre Lizenzdatei herunter (siehe Kapitel 1.2, Lizenzdatei herunterladen) und kopieren Sie sie in Ihr Lizenzverzeichnis (siehe Kapitel 2.6.1, Definitionen in [PATH]).

2 KISSsoft einrichten

2.1 Verzeichnisstruktur

Bei mehreren Anwendern ist es sinnvoll gemeinsam genutzte Dateien (**Datenbanken**, benutzerdefinierte **Protokollvorlagen** und **Standarddateien**) auf einem Server abzulegen. Hierdurch wird gewährleistet dass alle Anwender bei Änderungen und Erweiterungen mit einem einheitlichen Stand arbeiten. Verschieben Sie dazu die Verzeichnisse UDB, EXT und TEMPLATE auf einen für alle Anwender ansprechbaren Server und passen Sie die entsprechenden Variablen UDBDIR, EXTDIR und TEMPLATEDIR in der Datei KISS.ini (siehe Kapitel 2.6.1, Definitionen in [PATH]) an.

Im Gegensatz dazu sollten bei mehreren Anwenden die temporären Verzeichnisse lokal auf den Arbeitsplatzrechnern definiert sein. Ansonsten könnten Zwischenergebnisse von den Anwendern gegenseitig überschrieben werden. Per Installation verwendet KISSsoft das temporäre Benutzerverzeichnis gemäss Betriebssystem. Die Variablen CADDIR und TEMPDIR können jedoch in der Datei KISS.ini (siehe Kapitel 2.6.1, Definitionen in [PATH]) angepasst werden.

Wenn Sie eine Berechnungsdatei oder ein Protokoll öffnen oder speichern möchten, schlägt KISSsoft Ihnen zuerst Ihr persönliches **Benutzerverzeichnis** als Speicherort vor. Diese Eigenschaft erspart Ihnen häufiges Suchen in den Verzeichnissen Ihres Systems. Sie können dieses Benutzerverzeichnis über die Variable USERDIR in der Datei KISS.ini (siehe Kapitel 2.6.1, Definitionen in [PATH]) definieren. Das Benutzerverzeichnis wird ignoriert wenn sie ein aktives Arbeitsprojekt (siehe Kapitel 6.3, Das aktive Arbeitsprojekt) gewählt haben. In diesem Fall schlägt KISSsoft Ihnen zuerst das Projektverzeichnis als Speicherort vor.

2.2 Spracheinstellungen

KISSsoft wird in neun Sprachen angeboten: Deutsch, Englisch, Französisch, Italienisch, Spanisch, Russisch, Portugiesisch, Chinesisch und Japanisch. Bei der Auswahl der Sprache wird zwischen der Sprache der Benutzeroberfläche und der Sprache der Protokolle unterschieden. Es ist also möglich, KISSsoft in einer Sprache zu bedienen und gleichzeitig Protokolle in einer anderen Sprache auszugeben. Meldungen werden entweder in derselben Sprache wie die Benutzeroberfläche oder wie die Protokolle angezeigt.

Sie können im Programm unter **Extras > Sprache** zwischen den in Ihrer Lizenz verfügbaren Sprachen umschalten. Für globale Spracheinstellungen kann die Datei KISS.ini (siehe Kapitel 2.6.2, Definitionen in [SETUP]) editiert werden. Die Sprache der Protokolle kann benutzerdefiniert über **Protokolle > Einstellungen** geändert werden.

2.3 Einheitensystem

KISSsoft kennt zwei Einheitensysteme: das Metrische System und das Imperiale System (US Customary Units). Für globale Einstellungen editieren Sie die Datei KISS.ini (siehe Kapitel 2.6.2,

Definitionen in [SETUP]). Sie können das Einheitensystem auch kurzfristig im Programm unter **Extras > Einheitensystem** umschalten. Zusätzlich zum Einheitensystem ist die Umschaltung einer Einheit pro Werteingabefeld (siehe Kapitel 5.2.1, Werteingabefelder) möglich.

2.4 Definition eigener Standarddateien

Wer häufig gleiche oder zumindest ähnliche Berechnungen durchführt, muss immer wieder dieselben Werte in Auswahllisten und Werteingabefelder eingeben. KISSsoft erleichtert Ihnen hier mittels Standarddateien die Arbeit ganz wesentlich. Für jedes Berechnungsmodul existiert eine interne Vorbelegung aller Werte. Haben Sie jedoch eine eigene Standarddatei definiert, so wird dieser Standard beim Öffnen eines Berechnungsmoduls und beim Laden einer neuen Datei verwendet.

Um eine Standarddatei zu definieren, öffnen Sie eine neue Datei im entsprechenden Berechnungsmodul und geben Sie Ihre Vorbelegungen ein. Die Aktion **Datei >Speichern als Standard** übernimmt Ihre Werte in die Standarddatei. Sämtliche Standarddateien werden in dem als TEMPLATEDIR (siehe Kapitel 2.6.1, Definitionen in [PATH]) definierten Verzeichnis gespeichert.

Standarddateien können auch projektabhängig definiert werden. Um spezielle Standards für ein Projekt (siehe Kapitel 6, Projektverwaltung) zu definieren, selektieren Sie dieses Projekt im Projektaum (siehe Kapitel 4.2.2, Der Projektbaum) und öffnen dessen Eigenschaften unter **Projekt > Eigenschaften**. Wählen Sie dort **Eigene Standards für dieses Projekt verwenden** und bestimmen ein Verzeichnis für die Standarddateien. Zur Definition der Standarddateien müssen Sie dieses Projekt dann als aktives Arbeitsprojekt (siehe Kapitel 6.3, Das aktive Arbeitsprojekt) wählen.

2.5 Berechtigungen

Sie können die Berechtigung ausgewählter Bereiche von KISSsoft für einige Anwender einschränken.

Berechtigung	**Umsetzung**
Änderungen an den allgemeinen Einstellungen	Datei KISS.ini (siehe Kapitel 2.6, Globale Einstellungen - KISS.ini) schreibschützen
Änderungen oder Erweiterungen in den Datenbanken	Datenbanken (Dateien von Typ *.udb) sowie die Verzeichnisse DAT und EXT/DAT schreibschützen (Schreibrechte für UDBDIR (siehe Kapitel 2.6.1, Definitionen in [PATH]) sollten aber unbedingt erhalten bleiben)
Änderungen der Protokollvorlagen	Verzeichnisse RPT, EXT/RPT und EXT/RPU schreibschützen
Änderungen der Standarddateien	Verzeichnis TEMPLATE schreibschützen

2.6 Globale Einstellungen - KISS.ini

Globale Einstellungen für KISSsoft werden in der Datei KISS.ini, welche sich direkt im Installationsverzeichnis befindet, definiert. Die meisten dieser Einstellungen sind auch direkt in der Software definierbar und werden dann in der Datei KISS.ini gespeichert.

2.6.1 Definitionen in [PATH]

Variablenname	Erklärung	Hinweis
KISSDIR=<INIDIR>	Das Installationsverzeichnis von KISSsoft wird üblicherweise mit der Variablen **INIDIR** bestimmt.	
HELPDIR	Verzeichnis für Handbuch und Hilfebilder	
DATADIR	Verzeichnis für Dateien von Typ *.dat	**Achtung:** In diesem Verzeichnis sollten keine Erweiterungen oder Änderungen vorgenommen werden. Legen Sie Ihre eigenen Dateien im Unterverzeichnis DAT im EXTDIR ab
RPTDIR	Verzeichnis für Protokollvorlagen (*.rpt)	**Achtung:** In diesem Verzeichnis sollten keine Erweiterungen oder Änderungen vorgenommen werden. Legen Sie Ihre eigenen Dateien im Unterverzeichnis RPT im EXTDIR ab
USERDIR	Defaultverzeichnis zum Öffnen und Speichern	
CADDIR	Defaultverzeichnis für den CAD-Export	Sollte lokal auf einem Arbeitsplatzrechner liegen %TEMP% bestimmt das temporäre Verzeichnis gemäss Betriebssystem
TMPDIR	Verzeichnis für temporäre Dateien	Sollte lokal auf einem Arbeitsplatzrechner liegen %TEMP% bestimmt das temporäre Verzeichnis gemäss Betriebssystem
UDBDIR	Verzeichnis für die benutzerspezifischen Datenbanken (*.udb)	Bei mehreren Anwendern ist es sinnvoll die Datenbanken auf einem Server abzulegen um bei Änderungen und Erweiterungen einen einheitlichen Stand zu gewährleisten

KDBDIR	Verzeichnis für die Datenbanken von KISSsoft (*.kdb)	Datensätze von KISSsoft, diese Daten können nicht geändert werden.
EXTDIR	Verzeichnis für benutzerdefinierte Protokollvorlagen und zusätzliche DAT-Dateien	Bei mehreren Anwendern ist es sinnvoll dieses Verzeichnis auf einem Server abzulegen
TEMPLATEDIR	Verzeichnis für Standarddateien (STANDARD.*)	Bei mehreren Anwendern ist es sinnvoll dieses Verzeichnis auf einem Server abzulegen
LICDIR	Verzeichnis für die Lizenzdateien	Das Verzeichnis kann auf einen Server gelegt werden, um neue Lizenzdateien für alle Nutzer verfügbar zu machen.

Tabelle 2.1: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung PATH

► **Hinweis**

Für die Verzeichnisse gemäss **TMPDIR**, **CADDIR** und **USERDIR** sowie für das Verzeichnis gemäss **UDBDIR** sollten Sie Schreibrechte besitzen.

Je nach Konfiguration haben Sie im Betriebssystem in den Verzeichnissen **C:\ Program Files\ KISSsoftVerzeichnis Name** bzw. **C:\ Programme\ KISSsoftVerzeichnis Name** keine Schreibrechte. Geschriebene Dateien werden dann in Betriebssystem-interne Verzeichnisse umgeleitet. Bitte wählen Sie hier Verzeichnisse mit Schreibrechten.

Die Verzeichnisse **UDBDIR**, **TMPDIR**, **CADDIR**, **USERDIR** und **EXTDIR** können auch über den Tab 'Verzeichnisse' im Dialog 'Programmeinstellungen' (**Extras->Einstellungen**) festgelegt werden.

2.6.2 Definitionen in [SETUP]

Variablenname	Erklärung	Werte
USCUSTOMARYUNITS	Bestimmt das Einheitensystem	**0**: metrisch, **1**: imperial
MATERIALSSTANDARD	Bestimmt nach welcher Norm die Werkstoffe sind (Konfigurationstool)	**0**: DIN, **1**: BS, **2**: AISI, **3**: UNI, **4**: AFNOR, **5**: JIS, **6**: CN
REPORTLANGUAGE	Bestimmt die Sprache der Protokolle	**0**: Deutsch, **1**: Englisch, **2**: Französisch, **3**: Italienisch, **4**: Spanisch, **5**: Russisch, **6**:

		Portugiesisch, **7**: Chinesisch, **8**: Japanisch, **11**: Englisch mit US Customary Units
SHOWCALCTIME	Gibt die Berechnungszeit aus	**0**: Nein, **1**: Ja
SHOWPROGRESSBAR	Zeigt den Fortschrittsbalken bei Zeitaufwendigen Berechnungen	**0**: Nein, **1**: Ja
DISPLAYLANGUAGE	Bestimmt die Sprache der Oberfläche	**0**: Deutsch, **1**: Englisch, **2**: Französisch, **3**: Italienisch, **4**: Spanisch, **5**: Russisch, **6**: Portugiesisch, **7**: Chinesisch, **8**: Japanisch
DISPLAYFONTSIZE	Bestimmt die Schriftgrösse in KISSsoft (FONT)	**0**: Systemgrösse, sonst direkt Schriftgrösse
MESSAGESINREPORTLANGUAGE	Bestimmt die Sprache der Meldungen	**0**: wie Oberfläche, **1**: wie Protokolle
MESSAGESSHOWSTATE	Bestimmt, welche Meldungen als Messagebox angezeigt werden sollen.	**0**: alle, **1**: Informationen nur im Meldungsfenster, **2**: Informationen und Warnungen nur im Meldungsfenster
EDITOR	Pfad zum externen Editor	
USEEXTERNALEDITOR	Bestimmt, ob der externe Editor verwendet werden soll.	**0**: Nein, **1**: Ja
DATEFORMAT	Datumsformat, z.B. TT.MM.JJJJ	
TIMEFORMAT	Zeitformat, z.B. hh.mm.ss	

ENABLENETWORKING	Bestimmt, ob auf das Netzwerk/Internet zugegriffen werden darf (z.B. zur Anzeige von Neuigkeiten).	**0**: Nein, **1**: Ja
CHECKFORUPDATES	Bestimmt, ob beim Programmstart nach Updates gesucht werden soll.	**0**: Nein, **1**: Ja
USETEMPORARYDATABASE	Bestimmt, ob die Datenbanken beim Programmstart in ein temporäres Verzeichnis kopiert werden.	**0**: Nein, **1**: Ja
RECENTFILESCOUNT	Anzahl zuletzt verwendeter Dateien im Menu Datei	
FORCEEXCLUSIVEOPEN	Bestimmt, ob die Dateien nur exklusiv geöffnet werden können.	**0**: Nein, **1**: Ja
CALCONOPEN	Bestimmt, ob beim Laden einer Datei gleich berechnet werden soll.	**0**: Nein, **1**: Ja, **2**: wenn KISSsoft von KISSsys aus gestartet wird nein, sonst ja
CALCINTERFACEOUT	Bestimmt, ob beim Berechnen die temporären Protokolle für die Herstellungsdaten geschrieben werden sollen.	**0**: Nein, **1**: Ja
STORELICENSELOCATION	Bestimmt, ob der Pfad zur Lizenzdatei aus der Registry gelesen werden soll und speichert diesen Pfad zur Lizenzdatei auch in die Registry.	**0**: Nein, **1**: Ja (Standard)
ENABLEUSERSETTINGS	Bestimmt, ob die Einstellungen der kiss.ini mit lokalen Einstellungen überschrieben werden kann.	**0**: Nein, **1**: Ja
USEFILEEXPLORER	Bestimmt, ob der Explorer in der Menüliste "Ansicht" erscheinen soll. Durch diesen Prozess wird KISSsoft sehr verlangsamt.	**0**: Nein, **1**: Ja

USEHIGHDPIICONS	Verwendet skalierte Icons für hochauflösende Bildschirme	**0**: Nein, **1**: Ja
SHOWSIDEBYSIDE	Bestimmt, ob bei Drei- und Vier- Rädern sowie Planeten alle Räder auf den Tabs Bezugsprofil, Herstellung und Toleranzen angezeigt werden sollen.	**0**: Nein, **1**: Ja

Tabelle 2.2: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung SETUP

2.6.3 Definitionen in [REPORT]

Variablenname	**Erklärung**
SIZE	Ziffer **0-9**, die den Protokollumfang vorgibt
INCLUDEWARNINGS	**0/1**: Warnungen sind im Protokoll enthalten
FONTSIZE	Ziffer für die Fontgrösse im Protokoll
PAPERFORMAT	Papierformat: A3, A4, A5, Letter, Legal
PAPERORIENTATION	**0/1**: Hoch-/Querformat
PAPERMARGINLEFT	Abstand vom linken Seitenrand [mm]
PAPERMARGINRIGHT	Abstand vom rechten Seitenrand [mm]
PAPERMARGINTOP	Abstand vom oberen Seitenrand [mm]
PAPERMARGINBOTTOM	Abstand vom unteren Seitenrand [mm]
COMPARE	**0/1**: Fügt dem Protokoll im Vergleichsmodus Datum/Zeit zu
LOGO	Bilddatei zur Darstellung in der Kopf- und Fusszeile
HEADER	Definition der Kopfzeile
USEHEADERFORALLPAGES	**0/1**: Kopfzeile nur auf erster Seite/auf allen Seiten
FOOTER	Definition der Fusszeile
USEFOOTERFORALLPAGES	**0/1**: Fusszeile nur auf erster Seite/auf allen Seiten
READONLY	**0**: Reports können editiert und als editierbare Textdokumente gespeichert werden **1**: Reports können nicht editiert und nur als PDF exportiert werden

Tabelle 2.3: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung REPORT

2.6.4 Definitionen in [REPORTEDITOR]

Variablenname	Erklärung
SAVEFORMAT	**0-5**: DOCX, PDF, ODT, TXT, HTM, MD
SYNCHSCROLL	**0**: Das synchronisierte Scrollen ist deaktiviert. **1**: Das synchronisierte Scrollen ist aktiviert.
KEEPZOOMFACTOR	**0**: Der Zoomfaktor wird beim Öffnen eines neuen Reports auf 100% zurückgesetzt. **1**: Der Zoomfaktor wird beim Öffnen eines neuen Reports beibehalten.
KEEPSCROLLPOSITION	**0**: Die Scroll-Position wird beim Öffnen eines neuen Reports zurückgesetzt. **1**: Die Scroll-Position wird beim Öffnen eines neuen Reports beibehalten.
SPLITONOPEN	**0**: Nach dem Öffnen einer Datei mit KISSedit wird diese im Vollbildmodus dargestellt. **1**: Nach dem Öffnen einer Datei mit KISSedit wird diese in der geteilten Ansicht dargestellt.
TABBED	**0**: Ist nicht in einem Tab **1**: Ist in einem Tab
LOCKED	**0**: Das Editieren der Protokolle ist nicht gesperrt. **1**: Das Editieren der Protokolle ist gesperrt.
PLAINTEXTFONT	Schriftart (z.B. Consolas)
PLAINTEXTFONTSIZE	Schriftgrösse (Standard: 12)
PLAINTEXTENCODEUTF8	**0**: Text im ASCII-Format **1**: Text im UTF8-Format
TITLECONFLICTRESOLUTION	Ergänzt den Dateinamen um eine Zahl oder Datumsangabe, wenn mehrere Protokolle mit gleichem Namen geöffnet werden. **0**: mit Zahl **1**: mit Datum
DRAWFRAME	**0**: Protokollrahmen wird nicht angezeigt. **1**: Prtotokollrahmen wird angezeigt.

Tabelle 2.4: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung REPORTEDITOR

2.6.5 Definitionen in [GRAPHICS]

Variablenname	Erklärung
BACKGROUND	**0**: schwarz, **15**: weiss
CLIPDIAGRAMCURVES	**0**: Kurvenverlauf in Diagrammen vollständig anzeigen, **1**: Kurven in Diagrammen auf aktuellen Achsenbereich kürzen
PERSPECTIVEPROJECTION	**0**: 3D-Grafiken in Parallel-Projektion, **1**: 3D-Grafiken in perspektivischer Projektion
USESETTINGS	**0**: Grafikeinstellungen nicht speichern, **1**: Grafikeinstellungen anwenderspezifisch speichern

Tabelle 2.5: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung GRAPHICS

Weitere Variablen sind beschrieben (siehe Kapitel 23.9, Einstellungen).

2.6.6 Definitionen in [LICENSE]

Variablenname	Erklärung
LOGGING	Ziffer zum Aktivieren einer Logdatei für die Lizenznutzung 0: LOGDATEI wird nicht geschrieben 1: LOGIN und LOGOUT mit Lizenz, verwendete (USEMODULE) und fehlende (MODULEERR) Berechtigungen werden angezeigt 2: LOGIN und LOGOUT ohne Lizenz, verwendete und fehlende Berechtigungen werden nicht angezeigt 3: LOGIN und LOGOUT ohne Lizenz, fehlende Berechtigungen (MODULEERR) werden angezeigt Bei Netzwerkversionen wird beim Logout zusätzlich die Nutzungszeit (Uptime:) des Benutzers in Sekunden angezeigt.
LICENSELOGFILE	***.log**-Datei und Pfad für das Protokollieren der Lizenznutzung
TIMEOUT	Dauer [min] bis eine nicht benutzte Netzwerklizenz wieder freigegeben wird
LICENSEMANAGEMENTSTATE	Ist diese Variable auf 1 gesetzt, öffnet sich beim Starten von KISSsoft direkt das Lizenztool mit dem aktiven Tab 'Allgemein'. So kann zuerst die gewünschte Lizenz ausgewählt werden mit welcher KISSsoft verwendet werden soll.

Tabelle 2.6: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung LICENSE

2.6.7 Definitionen in [CADEXPORT]

Variablenname	Erklärung
USEDXFHEADER	**0**/**1**: DXF-Header wird für den DXF-Export benutzt
DXFVERSION	**0**/**1**: Version 12/15
INPUTLAYER	Name des Layers für Import
OUTPUTLAYER	Name des Layers für Export
DXFPOLYLINE	**0**/**1**/**2**: Nutzt Polygonzug, Linien oder Punkte für den Export

Tabelle 2.7: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung CADEXPORT

2.6.8 Definitionen in [INTERFACES]

Variablenname	Erklärung
DEFAULT	Name des CAD-Systems:
	SolidEdge
	SolidWorks
	Inventor
	CATIA
	Creo
	HiCAD
GEAREXPORT3D	Darstellung der CAD-Systemnamen in Listen (siehe **DEFAULT**)
SYMMETRIC	**0**/**1**: Ganze Zahnlücke/ Halbe Zahnlücke gespiegelt (symmetrisch) (Standard = 0)
SAVEFILENAME	**0**/**1**: Der ganze Inhalt der Datei wird gespeichert/ nur Dateiname mit Pfad wird gespeichert (Standard = 1)
MESSAGECADVERSION	**0**/**1**: Es kommt keine/ eine Meldung wenn die CAD-Version von der Schnittstelle nicht mehr unterstützt wird. (Standard = 1)

Tabelle 2.8: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung INTERFACES

2.6.9 Definitionen in [SOLIDEDGE]

Variablenname	Erklärung
LIBRARY	Verzeichnis der Interface-dll (**kSoftSolidEdge.dll**)
SIMPLIFIEDPRESENTATION	**0**/**1**: Setzen der Variable auf 1 erzeugt zusätzlich ein vereinfachtes Zahnrad
SMARTPATTERN	**0**/**1**: Fastpattern/Smartpattern
APPROXIMATION	**1**/**2**/**3**/**4**: Polygonzug (unterstützt)/ Kreisbögen (unterstützt)/ Quadratische Splines (unterstützt)/ Kubische Splines (standard)
USERPARTTEMPLATE	Verzeichnis der Vorlagendatei (z.B. C:\Template\metric.par) oder nur Vorlagendateiname (z.B. metric.par), dann wird der Pfad von den Einstellungen in SolidEdge übernommen
USERDRAFTTEMPLATE	Verzeichnis der Vorlagendatei (z.B. C:\Template\metric.dft) oder nur der Vorlagendateinamen (z.B. metric.dft) dann wird der Pfad von den Einstellungen in SolidEdge übernommen.

Tabelle 2.9: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung SOLIDEDGE

2.6.10 Definitionen in [SOLIDWORKS]

Variablenname	Erklärung
LIBRARY	Verzeichnis der Interface-dll (**kSoftSolidWorks.dll**)
SIMPLIFIEDPRESENTATIONNAME	Setzen dieser Variable erzeugt ein vereinfachtes Zahnrad mit diesem Namen
APPROXIMATION	**1**/**2**/**3**/**4**: Polygonzug (unterstützt)/ Kreisbögen (unterstützt)/ Quadratische Splines (unterstützt)/ Kubische Splines (standard)

Tabelle 2.10: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung SOLIDWORKS

2.6.11 Definitionen in [INVENTOR]

Variablenname	Erklärung
LIBRARY	Verzeichnis der Interface-dll (**kSoftInventor.dll**)
APPROXIMATION	**1**/**2**/**3**/**4**: Polygonzug (unterstützt)/ Kreisbögen (standard)/ Quadratische Splines (nicht unterstützt)/ Kubische Splines (nicht unterstützt)

Tabelle 2.11: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung INVENTOR

2.6.12 Definitionen in [CATIA]

Variablenname	Erklärung
LIBRARY	Verzeichnis der Interface-dll (**kSoftCatia.dll**)
LIBRARYSWMS	Verzeichnis des ***.dll**-Files des Schnittstellen-Herstellers
LANGUAGEFILE	Verzeichnis des ***.ini**-Files des Schnittstellen-Herstellers
DEBUG	Variable des Schnittstellen-Herstellers
DEBUGPATH	Variable des Schnittstellen-Herstellers
HELPFILE	Variable des Schnittstellen-Herstellers
LASTSETTING_CONSTRUCTION	Variable des Schnittstellen-Herstellers
LASTSETTING_GEARNAME	Variable des Schnittstellen-Herstellers
LASTSETTING_PRODUCTIONINFO	Variable des Schnittstellen-Herstellers
LASTSETTING_CALCINFO	Variable des Schnittstellen-Herstellers
LASTSETTING_FLAGINFO	Variable des Schnittstellen-Herstellers
APPROXIMATION	**1**/**2**/**3**/**4**: Polygonzug (nicht unterstützt)/ Kreisbögen (nicht unterstützt)/ Quadratische Splines (standard)/ Kubische Splines (nicht unterstützt)

Tabelle 2.12: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung CATIA

2.6.13 Definitionen in [PROENGINEER]

Bei der ProEngineer-Schnittstelle gibt es für jede Version (Bsp. Wildfire 5, 32bit) ein eigenes Unterkapitel/ Menü. Die Definitionen in der "kiss.ini" sind jedoch in allen 3D-Schnittstellen zu Creo Parametric (ProEngineer)-Kapiteln gleich.

Variablenname	Erklärung
LIBRARY	Verzeichnis der Interface-dll (**kSoftProEngineer.dll**)
INTERFACECOMMAND	Verzeichnis des ***.exe**-Files des Schnittstellen-Herstellers
USCUSTOMARYUNITS	**0**/**1**: Einheitensystem des Modells Metrisch/Imperial
APPROXIMATION	**1**/**2**/**3**/**4**: Polygonzug (nicht unterstützt)/ Kreisbögen (standard)/ Quadratische Splines (nicht unterstützt)/ Kubische Splines (nicht unterstützt)

Tabelle 2.13: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung PROENGINEER

2.6.14 Definitionen in [HICAD]

Variablenname	Erklärung
LIBRARY	Verzeichnis der Interface-dll (**kSoftHiCAD.dll**)
APPROXIMATION	**1**/**2**/**3**/**4**: Polygonzug (nicht unterstützt)/ Kreisbögen (standard)/ Quadratische Splines (nicht unterstützt)/ Kubische Splines (nicht unterstützt)

Tabelle 2.14: Tabelle der verwendeten Variablen in der Umgebung HICAD

2.6.15 Definitionen in [VIDEOENCODING]

Variablenname	Erklärung	Werte
CODEC	Bestimmt den Video Codec, welcher zum Enkodieren von Videos verwendet werden soll. Nicht alle Betriebssysteme unterstützten alle möglichen Werte.	0: H.264, 1: H.265 (Standard = 0)
HARDWAREENCODING	Bestimmt, ob Hardware Video Enkodierung verwendet werden soll, falls verfügbar.	0: Nein, 1: Ja (Standard = 1)
MODE	Bestimmt den Enkodierungsmodus. Unter Umständen wird auf einen anderen Modus zurückgefallen, falls der ausgewählte Modus von der Hardware, dem Betriebssystem oder dem ausgewählten Codec nicht unterstützt wird.	0: CBR (Fixe Bitrate) 1: Unconstrained VBR (Variable Bitrate ohne Maximum) 2: Constrained VBR (Variable Bitrate mit Maximum) 3: Quality Level (Qualitätsziel ohne Bitratevorgabe) (Standard = 3)
WIDTH	Bestimmt die Breite des Videos. Die Breite kann automatisch bestimmt oder fixiert werden. Sehr kleine oder grosse Werte können dazu führen, dass die Aufnahme fehlschlägt.	0: Verwende die momentane Breite der Grafik im Grafikfenster 1-32767: Verwende diese Breite (in Pixel) (Standard = 0)
HEIGHT	Bestimmt die Höhe des Videos. Die Höhe kann automatisch bestimmt oder fixiert werden.	0: Verwende die momentane Höhe der

Variablenname	Erklärung	Werte
	Sehr kleine oder grosse Werte können dazu führen, dass die Aufnahme fehlschlägt.	Grafik im Grafikfenster 1-32767: Verwende diese Höhe (in Pixel) (Standard = 0)
QUALITY	Bestimmt das Quality Level, welches verwendet wird, falls MODE=3 gesetzt ist. Nicht alle Codecs oder Betriebssysteme unterstützen alle möglichen Werte.	0-51: Das zu verwendende Quality Level (Standard = 24)
AVGBITRATE	Die Zielbitrate des Videos in bit/s. Falls MODE=0, bestimmt die konstante Bitrate des Videos. Falls MODE=1/2, bestimmt die durchschnittliche Bitrate des Videos. Sehr kleine oder grosse Werte können dazu führen, dass die Aufnahme fehlschlägt.	0: Bitrate wird automatisch anhand der Kush Gauge errechnet Andere Werte: Die zu verwendende Bitrate (Standard = 0)
MAXBITRATE	Die Maximalbitrate des Videos in bit/s, falls MODE=2. Sollte grösser als AVGBITRATE sein. Sehr kleine oder grosse Werte können dazu führen, dass die Aufnahme fehlschlägt.	0: Bitrate wird automatisch anhand der Kush Gauge errechnet Andere Werte: Die zu verwendende Bitrate
FPS	Bestimmt die Anzahl Bilder pro Sekunde der aufgenommenen Videos. Sehr kleine oder grosse Werte können dazu führen, dass die Aufnahme fehlschlägt.	Empfohlene Werte: 30 oder 60 (Standard = 30)

2.7 Benutzerdefinierte Einstellungen

Benutzerdefinierte Einstellungen können über **Extras > Konfigurationstool** zurückgesetzt werden.

2.7.1 Konfigurationstool

Im Tab **Allgemein** kann das Datenbankverzeichnis 'kdb' (bis 03-2017 danach 'udb') der älteren Version ausgewählt werden (**Datenbanken updaten**), mit 'Ausführen' werden dann die selbstdefinierten Datensätze der älteren Version in die aktuelle Version übernommen, so dass diese auch in der aktuellen Version zur Verfügung stehen.

Bei **Externe Daten updaten** kann man das 'ext'-Verzeichnis der älteren Version auswählen, dann werden die Unterverzeichnisse 'dat', 'rpt' und 'rpu' automatisch in den aktuellen Release kopiert.

Bei **Einstellungen updaten** können die persönlichen Einstellungen der letzten Version in den aktuellen Release übernommen werden.

Mit **Dateiendungen verknüpfen** werden alle KISSsoft-Dateien mit der aktuellen Version verknüpft, so dass man mit Doppelklick auf die Datei, diese im aktuellen Release öffnen kann.

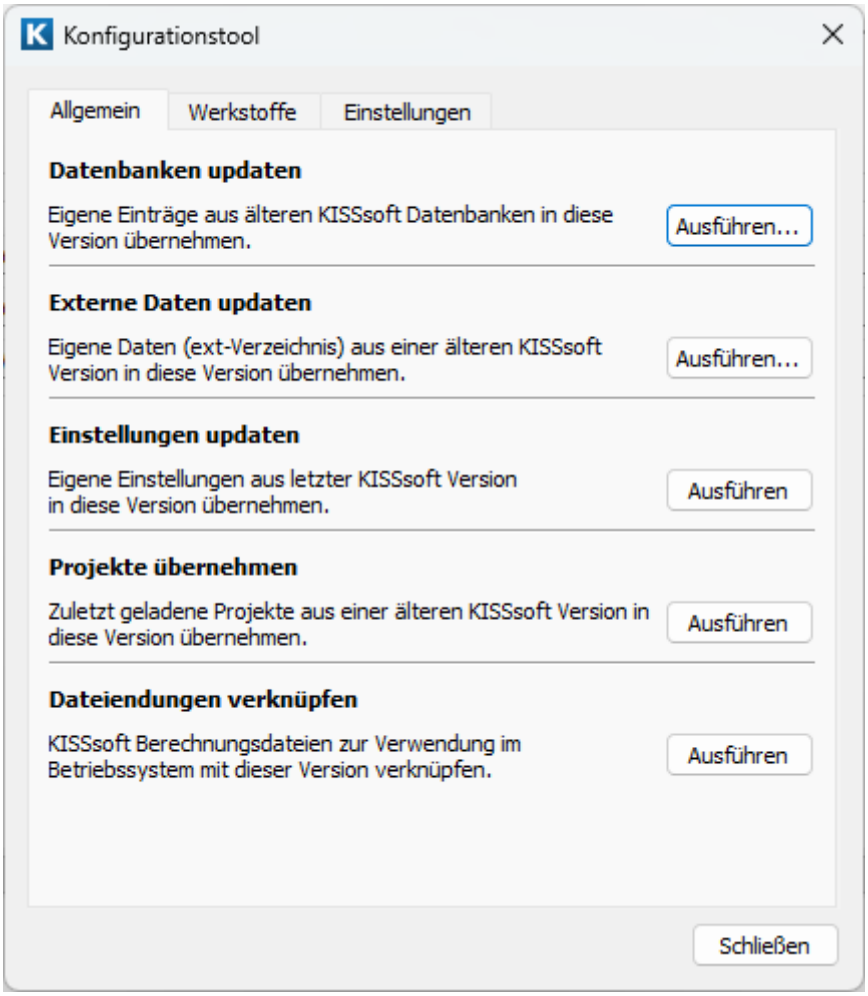


Abbildung 2.1: Tab Allgemein im Fenster Konfigurationstool

Im Tab **Werkstoffe** kann eingestellt werden, nach welcher Norm die Werkstoffbezeichnungen in der Datenbank sein sollen.

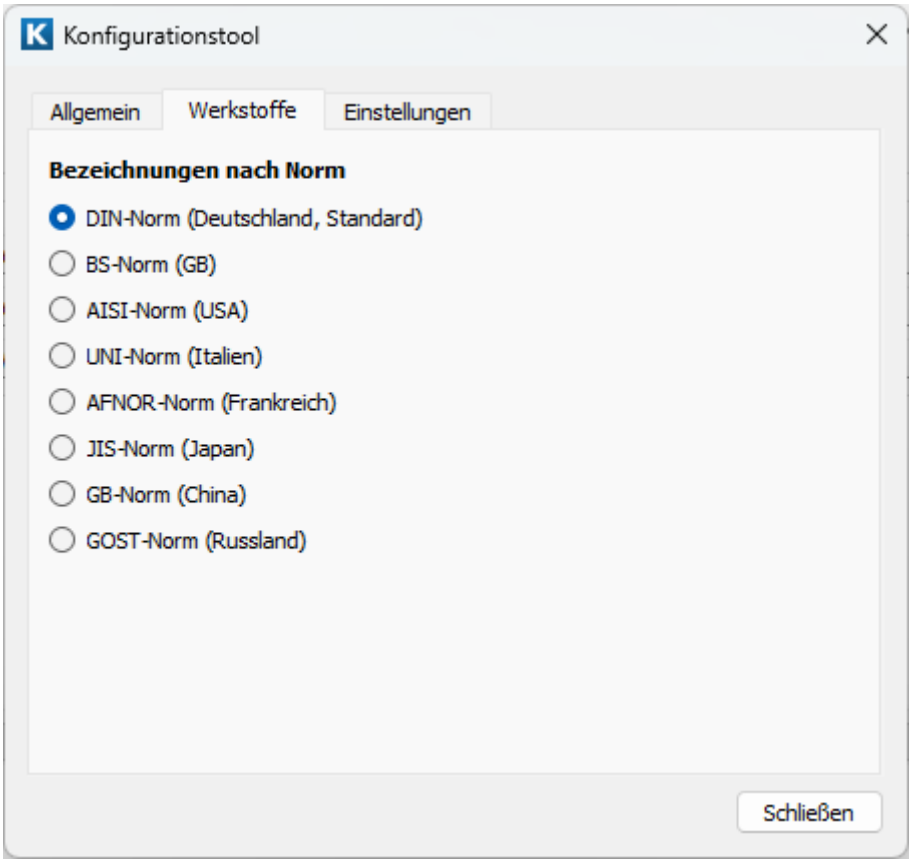


Abbildung 2.2: Tab Werkstoffe im Fenster Konfigurationstool

Im Tab **Einstellungen** können die benutzerspezifischen Einstellungen (nach Gruppen eingeteilt) zurückgesetzt werden, somit werden wieder die Standardwerte geladen.



Abbildung 2.3: Tab Einstellungen im Fenster Konfigurationstool

2.8 Regeln

Regeln dienen der Sicherstellung von firmeninternen Vorschriften für Gültigkeitsbereiche von Parametern. Typischerweise betrifft dies Maximal- und Minimalwerte von Eingabewerten oder berechneten Werten und Verhältnisse von solchen Grössen, also Längen-Breitenverhältnisse, Längen-Durchmesserverhältnisse, oder auch das Verhältnis von Modul zu Achsabstand.

Definiert werden diese Regeln indem sie in einer Datei **Modul**.rls hinterlegt werden, wobei **Modul** für die interne Bezeichnung des Berechnungsmoduls steht, z.B. Z012 für Stirnradpaare.

Die Regeln werden unterteilt in solche, die vor der Berechnung erfüllt sein müssen, und solche, die hinterher überprüft werden. Wird eine Regel verletzt, können Meldungen ausgegeben werden. Bei Regeln, die vor der Berechnung überprüft werden, können auch Variablen auf konstante oder berechnete Werte gesetzt werden.

Es gibt folgende mögliche Anweisungen:

precalc: Markiert den Beginn der Regeln, die vor der Berechnung überprüft werden.

postcalc: Markiert den Beginn der Regeln, die nach der Berechnung überprüft werden.

assert(Bedingung): Die **Bedingung** wird sichergestellt. Dabei stellt **Bedingung** normalerweise einen Vergleich dar, wobei die rechte und die linke Seite des Vergleichs auch berechnet werden kann.

action msg Meldung: Ist die **Bedingung** im vorangegangenen assert nicht erfüllt, wird die **Meldung** ausgegeben. Dabei kann **Meldung** Variablen enthalten, analog zu den Protokollvorlagen.

action set Zuweisung: Ist die Bedingung im vorangegangenen assert nicht erfüllt, wird die **Zuweisung** ausgeführt. Der zugewiesene Wert kann dabei eine Konstante sein, oder aus Variablen berechnet werden, analog zu den Protokollvorlagen.

Eine Zuweisung macht nur im precalc-Teil eine Sinn, da eine Änderung von Variableninhalten nach der Berechnung nur zu inkonsistenten Ergebnissen führt, aber keine Auswirkungen mehr hat.

Hier eine Beispieldatei für eine Stirnradpaarberechnung:

```
precalc

assert (ZR[0].x.nul < 1)

action msg "Profilverschiebung Rad 1 zu gross, Ist {ZR[0].x.nul}, Maximum
1. Wird auf 1 gesetzt."

action set ZR[0].x.nul = 1

assert (ZR[1].x.nul < 1)

action msg "Profilverschiebung Rad 2 zu gross, Ist {ZR[1].x.nul}, Maximum
1. Wird auf 1 gesetzt."

action set ZR[1].x.nul = 1

postcalc

assert ((ZP[0].a/ZS.Geo.mn) < 200)

action msg "Achsabstand ist gross für Modul (a={ZP[0].a}, mn={ZS.Geo.mn},
a/mn={ZP[0].a/ZS.Geo.mn})."
```

Erklärungen:

Die Anweisung „precalc" eröffnet den Abschnitt der Regeln, die vor der Berechnung ausgeführt werden.

Die erste „assert"-Anweisung prüft ob die Nennprofilverschiebung von Rad 1 kleiner als 1.0 ist.

Ist das nicht erfüllt, wird in der „action msg" Anweisung die Meldung ausgegeben, dass die Profilverschiebung zu gross ist, der aktuelle Wert angegeben und angekündigt, dass die Profilverschiebung auf 1.0 gesetzt wird.

Die „action set"-Anweisung setzt die Profilverschiebung dann auf 1.0.

Die zweite „assert"-Anweisung prüft das gleiche für Rad 2.

Die „postcalc"-Anweisung beendet den Regelsatz vor der Berechnung und eröffnet den Abschnitt der Regeln, die nach der Berechnung überprüft werden. Als Beispiel ist eine "assert"-Anweisung definiert, die das Verhältnis von Achsabstand zu Modul überprüft. Wird die Regel verletzt, löst die „action msg"-Anweisung eine Meldung aus. Eine der beiden Werte nach der Berechnung umzusetzen macht allerdings keinen Sinn, daher gibt es hier keine „action set" Anweisung.

Zulässige Operatoren und Funktionen in den Formeln (siehe Kapitel 8.5.3.3, Berechnungsvariablen).

Die Datei mit den Regeln wird im Vorlagenverzeichnis (TEMPLATEDIR, standardmässig das Unterverzeichnis „template", (siehe Kapitel 2.1, Verzeichnisstruktur)) abgelegt. Da das Vorlagenverzeichnis auch projektspezifisch sein kann, können Regeln ebenfalls projektspezifisch definiert werden.

2.9 FEM-relevante Einstellungen

KISSsoft verwendet standardmässig CM2 FEM® / CM2 MeshTools® (nachfolgend CM2 Bibliothek genannt). Diese CM2 Bibliothek ist in KISSsoft integriert, der Benutzer muss nichts weiter tun.

3 KISSsoft starten

3.1 Startparameter

Der Aufruf von KISSsoft über die Eingabeaufforderung kann mit den folgenden Startparametern erfolgen:

Parameter	Beschreibung
INI=**Verzeichnis**	Die Datei KISS.ini (siehe Kapitel 2.6, Globale Einstellungen - KISS.ini) wird vom angegebenen Ort geladen. Es kann ein Dateiname inklusive Verzeichnis oder nur ein Verzeichnisname übergeben werden.
START=**Modul**	Das angegebene Berechnungsmodul wird gestartet. Die Modulbezeichnung ist z.B. **M040** für die Schraubenberechnung oder **Z012** für die Stirnradpaarberechnung.
LOAD=**Dateiname**	Es wird das zur Datei gehörige Berechnungsmodul gestartet und die Datei geladen. Wird ein Dateiname ohne Pfad übergeben, wird die Datei im Benutzerverzeichnis (siehe Kapitel 2.6.1, Definitionen in [PATH]) gesucht.
LANGUAGE=**Ziffer**	KISSsoft startet mit der angegebenen Sprache für Oberfläche und Protokolle. (0: Deutsch, 1: Englisch, 2: Französisch, 3: Italienisch, 4: Spanisch, 5: Russisch, 6: Portugiesisch, 7: Chinesisch, 11: Englisch mit US Customary Units)
DEBUG=**Dateiname**	Eine Logdatei mit Debuginformationen wird geschrieben, die zur Fehlersuche hilfreich sein kann. Es empfiehlt sich, den Dateinamen mit vollständigem Pfad zu definieren, um die Logdatei leicht finden zu können.
LIC=**Lizenzdatei**	KISSsoft startet mit der angegebenen Lizenzdatei unabhängig von der regulär definierten Lizenzdatei.
Dateiname	Es wird das zur Datei gehörige Berechnungsmodul gestartet und die Datei geladen. Eine Verknüpfung von KISSsoft mit den entsprechenden Dateiendungen in Windows ist daher auch möglich.

3.2 Lizenz vom Netz trennen

Wenn KISSsoft nicht ordnungsgemäss beendet wird, kann es bei einer Netzwerkversion vorkommen, dass Benutzer registriert bleiben. Das kann dazu führen, dass die Lizenzen ausgelastet sind, obwohl einige Benutzer gar nicht mehr mit KISSsoft arbeiten. Sie können eine Lizenz vom Netz trennen,

indem sie unter **Extras > Lizenztool** im Tab **Netzwerk** die gewünschte Lizenz (Benutzer und Zeit des letzten Zugriffs sind auch angegeben) anwählen, dadurch wird die entsprechende Cookiedatei gelöscht und die blockierte Lizenz freigegeben.

Nicht verwendete Lizenzen werden nach einer gewissen Zeit freigegeben, sobald sich der nächste Benutzer anmeldet. Diese Zeitspanne kann über die Variable TIMEOUT (siehe Kapitel 2.6.6, Definitionen in [LICENSE]) in der Datei KISS.ini (siehe Kapitel 2.6, Globale Einstellungen - KISS.ini) vorgegeben werden.

► Hinweis

Ein Benutzer, der von KISSsoft getrennt wurde, kann in der aktuellen Sitzung keine Berechnungen mehr durchführen. Er muss KISSsoft neu starten. Datensicherungen können jedoch noch durchgeführt werden.

4 Elemente der KISSsoft-Benutzeroberfläche

KISSsoft ist eine Software für Windows. Regelmäßigen Windows-Anwendern werden die Elemente der Benutzeroberfläche, wie Menüs und Kontextmenüs, Dockfenster, Dialoge, Tooltips und Statusbar von anderen Anwendungen vertraut sein. Da bei der Entwicklung auf die international gültigen Windows Style Guides geachtet wird, werden Sie als Windows-Anwender schnell mit der Bedienung von KISSsoft vertraut werden.

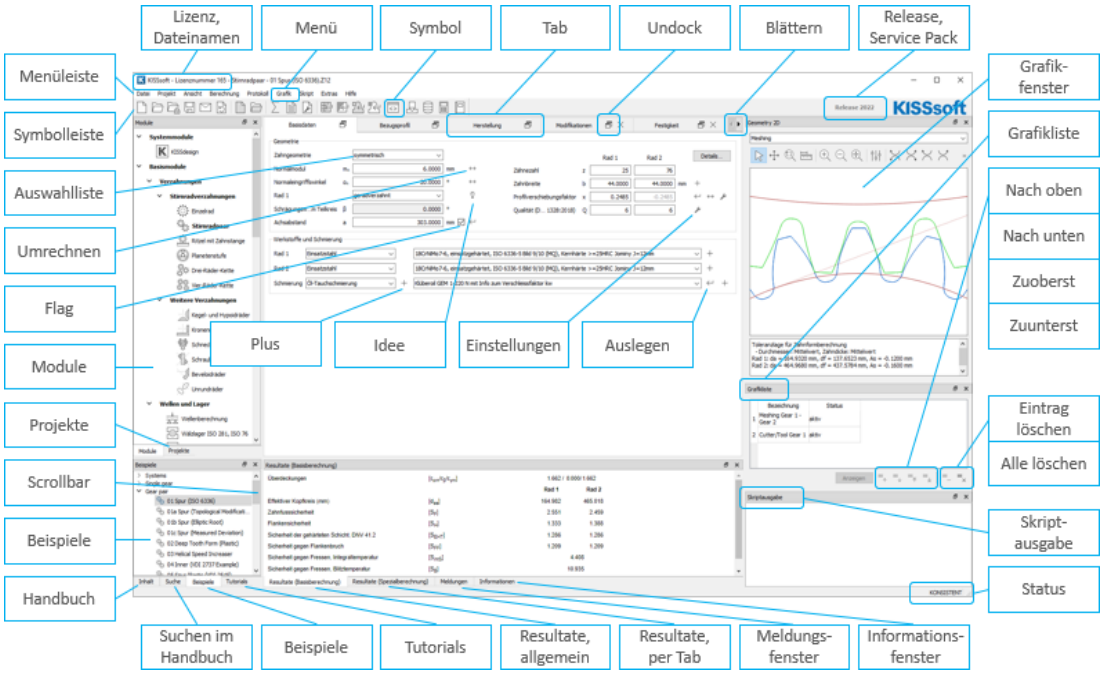


Abbildung 4.1: Elemente der KISSsoft-Benutzeroberfläche

4.1 Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste

Im Hauptmenü **Datei** können Sie Berechnungsdateien öffnen, speichern, als Email-Anhang versenden, frühere Berechnungszustände wiederherstellen, Dateieigenschaften einsehen und KISSsoft beenden. Über **Datei > Speichern als Standard** können Sie benutzerdefinierte Vorbelegungen (siehe Kapitel 2.4, Definition eigener Standarddateien) festhalten.

Die Projektverwaltung (siehe Kapitel 6, Projektverwaltung) von KISSsoft können Sie über das Hauptmenü **Projekt** sowie über den Projektbaum (siehe Kapitel 4.2.2, Der Projektbaum) bedienen. Sie können Projekte öffnen, schließen und aktivieren, Dateien zu einem Projekt hinzufügen oder entfernen sowie Projekteigenschaften einsehen.

Die einzelnen Dockfenster (siehe Kapitel 4.2, Dockfenster) der Benutzeroberfläche können im Hauptmenü **Ansicht** ein- und ausgeblendet werden. Befinden Sie sich im Protokoll- oder im

Helptext-Viewer so kommen Sie über die Aktion **Ansicht > Eingabefenster** wieder zur Eingabe des Berechnungsmoduls zurück.

Im Hauptmenü **Berechnung** können Sie die aktuelle Berechnung (siehe Kapitel 5, KISSsoft Berechnungsmodule) ausführen, weitere Berechnung als Standard- oder Spezialtabs zum Berechnungsmodul hinzuschalten und Unterberechnungen als Dialoge aufrufen. Über die **Aktion Berechnung > Einstellungen** können Sie die Berechnungseinstellungen ändern.

Im Hauptmenü **Protokoll** finden Sie Aktionen zum Erstellen und Öffnen eines Protokolls. Es wird immer das Protokoll zur aktuellen Berechnung erstellt. Die Aktion **Protokoll > Zeichnungsdaten** zeigt die Zeichnungsdaten (siehe Kapitel 8.3, Zeichnungsdaten) des gewählten Elementes im Protokoll-Viewer (siehe Kapitel 4.4.1, Protokoll-Viewer) an. Unter **Protokoll > Einstellungen** können Schriftgröße, Seitenränder und Umfang des Protokolls geändert werden. Die Aktionen zum Speichern, Senden und Drucken sind nur aktiv, wenn ein Protokoll geöffnet ist.

Die Grafikfenster (siehe Kapitel 4.3, Grafikfenster) eines Berechnungsmoduls können im Hauptmenü **Grafik** geöffnet und geschlossen werden. Über **3D-Export** greifen Sie auf die CAD-Schnittstellen von KISSsoft zu. Unter **Grafik > Einstellungen** können Sie das CAD-System auswählen, in welches das gewählte Element exportiert werden soll.

Unter **Extras** finden Sie das Lizenztool, das Konfigurationstool sowie das Datenbanktool. Über dieses Hauptmenü können Sie den Windows-Taschenrechner starten und die Sprache (siehe Kapitel 2.2, Spracheinstellungen) sowie das Einheitensystem (siehe Kapitel 2.3, Einheitensystem) umschalten. Unter **Extras > Einstellungen** können allgemeine Programmeinstellungen wie etwa Formate für Zeit- und Datumsangaben geändert werden.

Windowskonform finden Sie am Ende der Menüleiste den Eintrag **Hilfe** mit dem Sie im Handbuch von KISSsoft navigieren können. Unter **Hilfe > Info** finden Sie Angaben zur Programmversion und zum Support von KISSsoft.

Zusätzlich zum Hauptmenü verwendet KISSsoft an vielen Stellen **Kontextmenüs**. Kontextmenüs bieten Zugriff auf Aktionen zu einem bestimmten Bereich oder Element der Software. Kontextmenüs werden standardmäßig über die rechte Maustaste aufgerufen.

Über die **Symbolleiste** kann auf Aktionen aus den Menüs die besonders häufig verwendet werden, schneller zugegriffen werden. Beachten Sie auch die Tooltips welche Informationen zu den Aktionen der Symbolleiste anzeigen sowie die weiteren Erklärungen in der Statusbar (siehe Kapitel 4.5, Tooltips und Statusbar).

► **Hinweis**

Die Hauptmenüs **Berechnung**, **Protokoll** und **Grafik** sind nur aktiv, wenn ein Berechnungsmodul geöffnet ist. Die Aktionen dieser Menüs hängen teilweise vom aktuellen Berechnungsmodul ab.

4.2 Dockfenster

Neben Menüleiste, Symbolleiste und Statusbar sind die Dockfenster wichtige Elemente der Benutzeroberfläche von KISSsoft. Dockfenster sind Fenster, die entweder wie ein Dialog frei auf dem Desktop verschoben oder in beliebiger Anordnung an die Seiten des Programms angedockt werden können. Mehrere Dockfenster können übereinander gelegt und als Tabs dargestellt werden.

Sie können ein Dockfenster durch einen Doppelklick in der Titelleiste lösen. Verschieben Sie ein Dockfenster, in dem Sie mit der linken Maustaste in die Titelleiste klicken und die Maus bei

gedrückter Taste bewegen. Kommen Sie in die Nähe einer Seite des Hauptfensters, so wird Ihnen eine neue Position für das Dockfenster angezeigt. Dockfester können in mehreren Zeilen und Spalten um das Hauptfenster herum angeordnet werden. Lösen Sie den Mausklick, um das Dockfenster abzusetzen.Wird vor und während dem Verschieben eines Dockfensters die Ctrl-Taste gehalten, so wird das Dockfenster freischwebend abgesetzt.

Dockfenster können über das Menü Ansicht (siehe Kapitel 4.1, Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste) ein- und ausgeblendet werden.

Die Anordnung der Dockfenster wird für jedes Berechnungsmodul individuell in den benutzerdefinierten Einstellungen gespeichert. Somit startet jedes Berechnungsmodul immer genau so, wie es bei der letzten Nutzung verlassen wurde.

4.2.1 Der Modulbaum

Im Modulbaum werden alle Berechnungsmodule von KISSsoft sehr übersichtlich und logisch gegliedert aufgelistet. Berechnungsmodule, für die Sie keine Lizenz erworben haben, sind ausgegraut. Sie öffnen ein Modul durch einen Doppelklick mit der linken Maustaste. Das aktuelle Berechnungsmodul wird in Fettdruck dargestellt.



Abbildung 4.2: Berechnungsmodule von KISSsoft

4.2.2 Der Projektbaum

Der Projektbaum gibt Ihnen einen Überblick über die geöffneten Projekte, die Dateien, die zu diesen Projekten gehören und zeigt das aktive Arbeitsprojekt (siehe Kapitel 6.3, Das aktive Arbeitsprojekt) in Fettdruck. Die Bedienung der Projektverwaltung (siehe Kapitel 6, Projektverwaltung) erfolgt über das Menü **Projekt** sowie über ein Kontextmenü (siehe Kapitel 4.1, Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste).

4.2.3 Das Resultatefenster

Im Resultatefenster von KISSsoft werden die Ergebnisse der letzten Berechnung angezeigt. Je nach Berechnungsmodul wird zwischen den Resultaten der Basisberechnung und den Resultaten der aktuellen Spezialberechnung in zwei Resultatefenstern unterschieden. Über das Kontextmenü können die Resultate gespeichert und gedruckt werden.

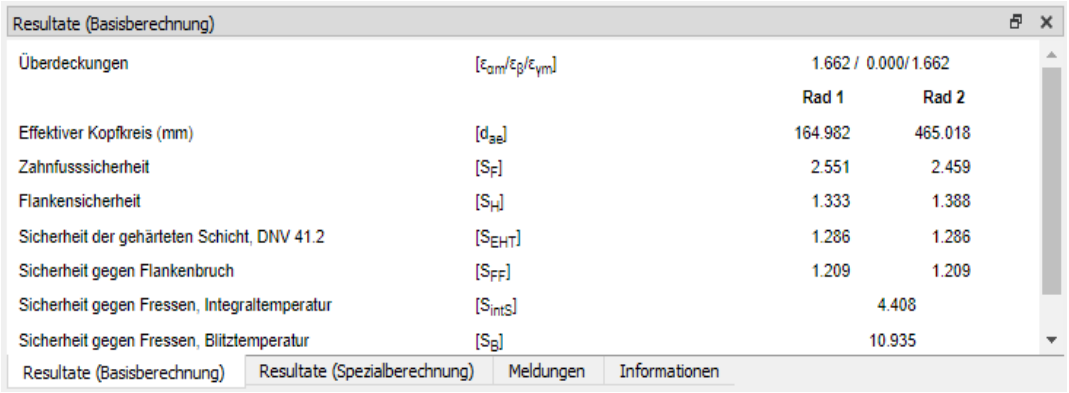


Abbildung 4.3: Das Resultatefenster von KISSsoft

4.2.4 Das Meldungsfenster

Im Meldungsfenster werden sämtliche Informationen, Warnungen und Fehler angezeigt. Standardmässig werden alle Meldungen zusätzlich zur Ausgabe auch in einer Messagebox angezeigt. Das Anzeigen von Informationen und Warnungen in einer Messagebox kann über **Extras > Einstellungen** geändert werden.

4.2.5 Das Infofenster

Im Infofenster werden Informationen angezeigt die über einen Info-Button (siehe Kapitel 5.2.1, Werteingabefelder) im Berechnungsmodul geöffnet werden. Über ein Kontextmenü (siehe Kapitel 4.1, Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste) können die Informationen gezoomt und gedruckt werden.

4.2.6 Handbuch und Suche

Das Inhaltsverzeichnis und die Suchfunktion des Handbuchs sind ebenfalls als Dockfenster verfügbar. Wird ein Eintrag durch Doppelklick ausgewählt, öffnet sich der Helptext-Viewer (siehe Kapitel 4.4.2, Helptext-Viewer) und das entsprechende Kapitel im Handbuch wird angezeigt.

4.3 Grafikfenster

In KISSsoft können Sie beliebig viele Grafikfenster gleichzeitig öffnen und diese wie die anderen Dockfenster (siehe Kapitel 4.2, Dockfenster) nach Belieben anordnen. So haben Sie alle Grafiken und Diagramme, die für Ihre Berechnungen relevant sind, gleichzeitig im Blick. Um mit den Grafiken effektiv arbeiten zu können, stehen die Symbolleiste (siehe Kapitel 4.3.1, Symbolleiste und Kontextmenü), das Kommentarfeld, das Kontextmenü (siehe Kapitel 4.3.3, Kontextmenü) und die Eigenschaften (siehe Kapitel 4.3.4, Eigenschaften) zur Verfügung.

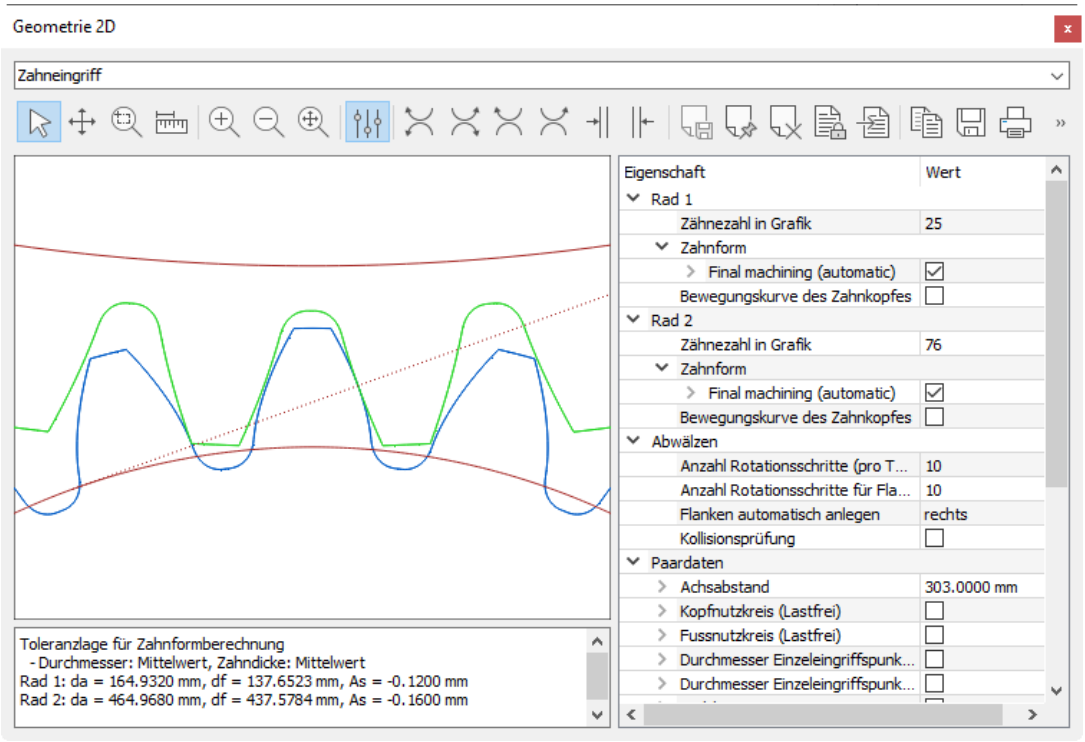


Abbildung 4.4: Komponenten des Grafikfensters

4.3.1 Symbolleiste und Kontextmenü

Über die Auswahlliste in der Symbolleiste können Sie zwischen den verschiedenen Grafiken einer Gruppe umschalten. Zudem sehen Sie verschiedene Symbole zum Speichern, Drucken und Sperren einer Grafik sowie zum Ein- und Ausblenden deren Eigenschaften.



Grafik speichern unter

Speichert die Grafik als DXF, als IGES oder in einem anderen Bild- oder Textformat unter dem angegebenen Namen.

Beim Speichern von Diagrammen in eine DXF-Datei entsteht in der Regel ein Konflikt zwischen den Einheiten der Diagrammachsen und der Einheit der DXF-Datei. Daher erscheint beim Speichern ein Dialog, in dem der Zeichenbereich, in den das Diagramm in der Datei projiziert werden soll, angegeben werden kann.



Grafik drucken

Druckt den aktuellen Ausschnitt der Grafik. Die Informationen unterhalb der Grafik werden durch Protokollvorlagen graph*.rpt definiert (siehe Kapitel 8.5).



Sperren

Eignet sich zum Vergleichen zweier Berechnungsergebnisse. So können Sie bspw. für ein Verzahnungsszenario eine Grafik **Spezifisches Gleiten** erstellen, diese Grafik sperren und nach

Änderung der Zahnradparameter ein weiteres Grafikfenster mit den neuen Berechnungsergebnissen öffnen. Das gesperrte Fenster wird nicht mehr aktualisiert.

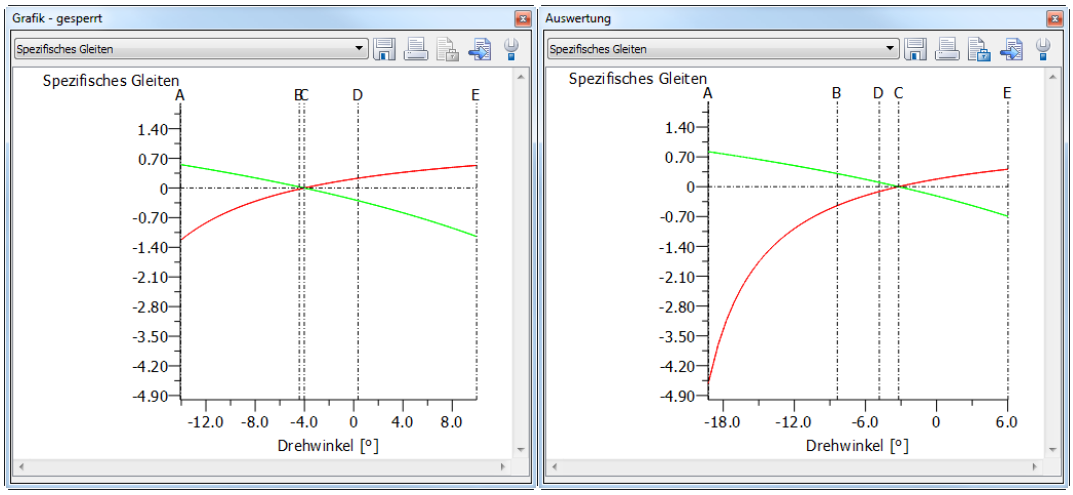


Abbildung 4.5: Sperren von Grafikfenstern (a) gesperrtes Fenster und b) Fenster mit neuen Berechnungsergebnissen

Beim Sperren eines Grafikfensters öffnet sich ein Dialog, in dem Sie dem Fenster einen Titel zuweisen können, um bei Vergleichen einen besseren Überblick zu haben.

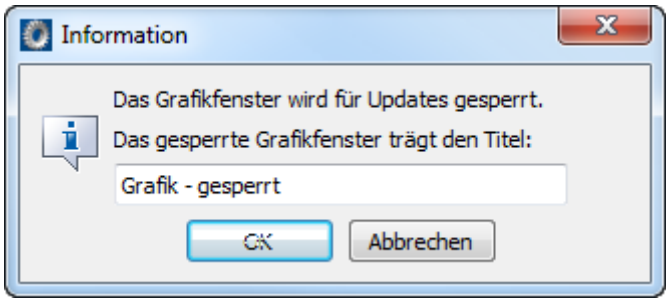


Abbildung 4.6: Dialogfenster zur Eingabe des Fenstertitels



Eigenschaften

Öffnet im gleichen Fenster eine Liste mit Eigenschaften (siehe Kapitel 4.3.4, Eigenschaften) der aktuellen Grafik.



Videoaufnahme

Startet eine Videoaufnahme der 3D Grafik. Alle Animationen und Bewegungen der Grafik werden aufgenommen, während die Videoaufnahme aktiv ist. Ein erneuter Klick endet die Aufnahme, wonach die Videodatei abgespeichert oder verworfen werden kann.

Solange eine Aufnahme läuft, kann die Grösse der Grafik nicht verändert werden.

4.3.2 Kommentarfeld

Im Kommentar werden Hinweise zur Grafik angezeigt. Der Kommentar kann beliebig geändert werden und wird beim Drucken ausgegeben.

4.3.3 Kontextmenü

Mit der linken Maustaste können Sie in einer Grafik Selektieren, Verschieben, Zoomen und Messen. Welche Aktion ausgeführt werden soll, können Sie im Kontextmenü dauerhaft auswählen. Ein schnellerer Zugriff ist durch die Kombination Verschieben: Shift, Zoomen: Ctrl und Messen: Alt mit der linken Maustaste möglich.

Weitere Aktionen im Kontextmenü sind: Vergrössern (Plus), Verkleinern (Minus) und Vollbild (Pos1 bzw. Home). Die Pfeiltasten verschieben den aktuellen Grafikausschnitt.

4.3.4 Eigenschaften

Über die Eigenschaften einer Grafik können Sie deren Elemente ein- und ausblenden sowie Farben und Linienstile ändern. Je nach Grafik sind unterschiedliche Anpassungen möglich: bei Diagrammen etwa können Sie die Wertebereiche und die Einheiten auf den Achsen anpassen, bei einem Zahneingriff den Achsabstand variieren.

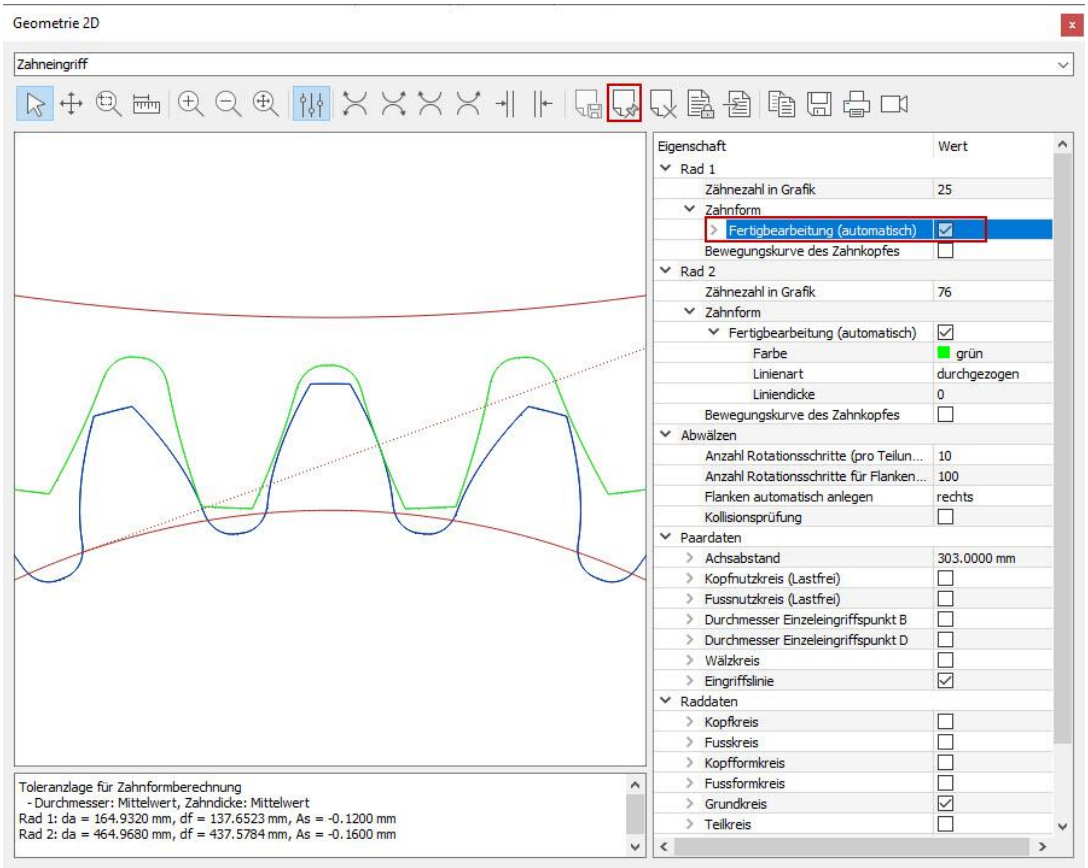


Abbildung 4.7: Grafikeigenschaften

Sind die Eigenschaften eingeblendet, so sehen Sie in der Symbolleiste drei weitere Symbole. Über diese können Sie Kurven in einer Grafik als Text oder in der Grafik selbst speichern.



Kurve speichern als Text

Speichert die Koordinaten der in den Eigenschaften selektierte Kurve in eine Textdatei. Sie können somit sehr einfach Kurven z.B. in eine Exceldatei übertragen.



Kurve speichern

Speichert die in den Eigenschaften selektierte Kurve in die Grafik. Hiermit haben Sie ein optimales Werkzeug, um grafische Ausgaben einer Berechnung zu vergleichen während Sie deren Parameter variieren.



Speicher löschen

Löscht die Kurven im Speicher.

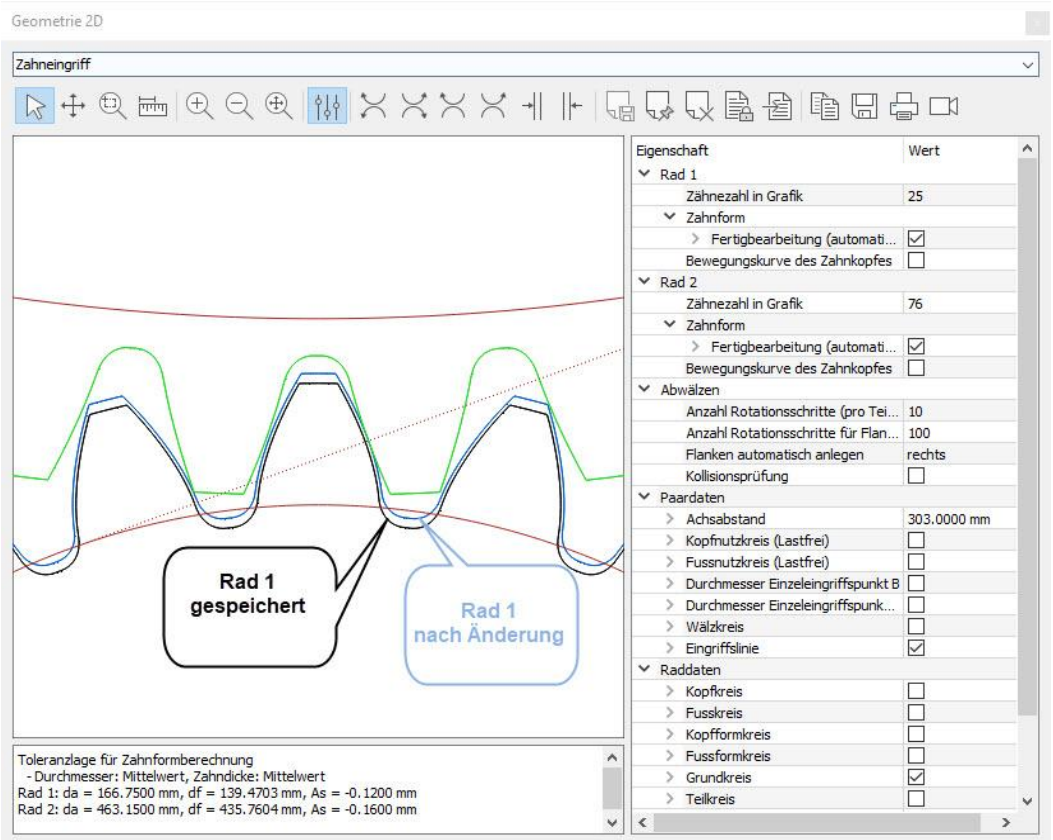


Abbildung 4.8: Grafik mit gespeicherten und variierten Kurven

4.3.5 Verzahnungen

Bei Verzahnungen befinden sich im Grafikfenster **Geometrie** zusätzliche Symbole zum Abwälzen der Zahnradpaarung und zum Anlegen der Flanken.



Nach links drehen

Abwälzen der Zahnradpaarung nach links.

Tastenkombination: Ctrl + Pfeil links



Nach rechts drehen

Abwälzen der Zahnradpaarung nach rechts.

Tastenkombination: Ctrl + Pfeil rechts



Unabhängig nach links drehen

Ein Rad wird festgehalten während das andere nach links gedreht wird. Die Profile überdecken sich.

Tastenkombination: Alt + Pfeil links



Unabhängig nach rechts drehen

Ein Rad wird festgehalten während das andere nach rechts gedreht wird. Die Profile überdecken sich.

Tastenkombination: Alt + Pfeil rechts



Flanke links anlegen

Die Zahnräder werden so gedreht, bis sich die Flanken der beiden Räder links berühren.



Flanke rechts anlegen

Die Zahnräder werden so gedreht, bis sich die Flanken der beiden Räder rechtsberühren.

► **Hinweis:**

Wird ein Knopf zum Drehen gedrückt gehalten, werden die Zahnräder fortlaufend (Movie) gedreht.

► **Hinweis:**

Über die Eigenschaften (siehe Kapitel 4.3.4, Eigenschaften) kann die Anzahl der Rotationsschritte für das Drehen vorgegeben werden. Die Anzahl der Rotationsschritte bezieht sich hierbei auf die Teilung.

4.4 Haupteingabebereich

Der Haupteingabebereich zeigt das Eingabefenster eines Berechnungsmoduls. Zusätzlich wird er für die Anzeige des internen Protokoll-Viewers sowie des internen Hilfe-Viewers verwendet.

4.4.1 Protokoll-Viewer

Wenn Sie in KISSsoft ein Protokoll erstellen, öffnet sich der Protokoll-Viewer im Haupteingabebereich, die Einträge im Menü **Protokoll** werden aktiviert und die Symbolleiste des Protokoll-Viewers wird angezeigt. Der Protokoll-Viewer ist ein Texteditor, der die üblichen Funktionen zum Speichern und Drucken einer Textdatei unterstützt. Sie können Protokolle in KISSsoft im Portable Document Format (*.pdf), im Microsoft Word Format (*.docx) und als ANSII Text (*.txt) speichern.

Weitere Funktionen des Protokoll-Viewers sind Undo/Redo, Kopieren, Ausscheiden, Einfügen und Suchen mit den üblichen Shortcuts. Sie können die Ansicht zoomen und das Protokoll nachträglich bearbeiten, in dem Sie die Schriftgröße, Fettdruck, Kursivdruck und Untersteichen ändern. Um generell das Aussehen des Protokolls zu ändern, gehen Sie ins Menü **Protokoll** > **Einstellungen**.

4.4.2 Helptext-Viewer

Das Handbuch von KISSsoft wird im HTML Format im Helptext-Viewer angezeigt. Öffnen Sie das Handbuch über eine Auswahl im Inhaltsverzeichnis des Handbuchs oder dessen Suchfunktion. Über die Taste **F1** erhalten Sie mehr Informationen zu der Stelle in KISSsoft an der sich der Cursor momentan befindet.

4.5 Tooltips und Statusbar

Wo immer sinnvoll, werden in KISSsoft Tooltips eingefügt, welche Ihnen eine zusätzliche Kurzinformation zu Programmelementen geben. Tooltips erscheinen automatisch, wenn Sie langsam mit der Maus über ein Programmelement fahren.

Im linken Bereich der Statusbar werden ausführlichere Informationen zu allen Aktionen des Menüs angezeigt sobald Sie sich mit der Maus über einem Menüpunkt befinden. Befinden Sie sich mit der Maus über einer Auswahlliste so wird der aktuelle Listeneintrag in der Statusbar angezeigt. Dies ist besonders hilfreich, wenn die Breite der Auswahlliste die Anzeige beschränkt.

Im rechten Bereich der Statusbar wird der aktuelle Status der Berechnung angezeigt. Das Flag steht auf KONSISTENT, falls die Resultate aktuell sind, INKONSISTENT zeigt an, dass die Berechnung erneut durchgeführt werden sollte.

5 KISSsoft Berechnungsmodule

5.1 Standard- und Spezialtabs

Die Eingaben der meisten Berechnungsmodule sind in verschiedene Tabs unterteilt. Dadurch werden die Eingaben logisch unterteilt. Bei komplexeren Berechnungen, wie z.B. Stirnradpaar, werden nicht automatisch alle vorhandenen Tabs angezeigt. Beim Öffnen einer neuen Berechnung sind nur die Tabs zu sehen, welche unbedingt notwendige Eingaben enthalten (z.B. für ein Stirnradpaar die Tabs **Basisdaten, Bezugsprofil, Herstellung** und **Toleranzen**). Über das Menü **Berechnung** können je nach Bedarf weitere Tabs hinzugefügt werden (z.B. für ein Stirnradpaar das Tab **Modifikationen** insofern Modifikationen an den Zahnrädern gewünscht sind).

KISSsoft Berechnungsmodule kennen zwei Arten von Tabs: Standardtabs und Spezialtabs (siehe Abbildung 5.1).

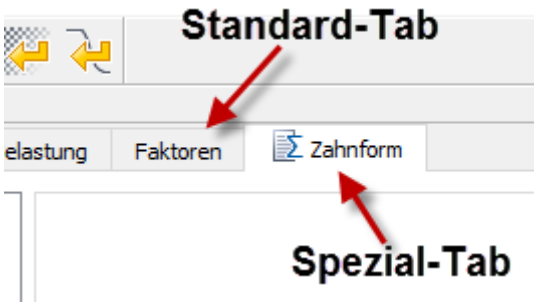


Abbildung 5.1: Standard- und Spezialtabs

Wenn beim Ausführen der Berechnung ein Standardtab (z.B. **Basisdaten**) aktiv ist, so wird die Basisberechnung ausgeführt und die Resultate werden im Resultatefenster (Basisberechnung) (siehe Kapitel 4.2.3) angezeigt. Beim Protokollieren wird das Protokoll der Basisberechnung erstellt.

Spezialtabs sind mit dem -Symbol gekennzeichnet. Ist ein solches Spezialtab aktiv, wird beim Ausführen der Berechnung zusätzlich zur Basisberechnung eine spezielle Berechnung (z.B. für ein Stirnradpaar die Berechnung der Eingriffslinie unter Last) ausgeführt. Im Resultatefenster (Spezialberechnung) stehen dann, zusätzlich zu den Resultaten im Resultatefenster (Basisberechnung), die Ausgaben der zusätzlichen Berechnung. Auch beim Protokollieren erhalten Sie ein Protokoll über die Ergebnisse der zusätzlichen Berechnung.

5.2 Eingabeelemente

Alle KISSsoft Berechnungsmodule verwenden zur Eingabe dieselben Eingabeelemente, welche im Folgenden genauer erläutert werden.

5.2.1 Werteingabefelder

Zu einem Werteingabefeld gehört in der Regel die Bezeichnung der Variable, ein Formelzeichen, das Editfeld und eine Einheit. Ist das Editfeld ausgegraut, so kann diese Variable nicht vorgegeben werden, sie wird bei der Berechnung ermittelt. Hinter einem Werteingabefeld können einer oder mehrere der folgenden Buttons stehen:



Durch Setzen des Check-Button kann der Wert festhalten werden.



Durch Setzen eines Radio-Button kann festgelegt werden, welche Werte einer Gruppe berechnet und welche festgehalten werden.



Der Auslegen-Button berechnet den Wert anhand von Rechenmethoden.



Der Umrechnen-Button berechnet den Wert anhand von Umrechnungsformeln.



Der Plus-Button liefert zusätzliche Daten zu einem Wert.



Der Einstellungen-Button liefert zusätzliche Einstellungsmöglichkeiten zu einem Wert.



Der Info-Button zeigt Informationen im Infofenster (siehe Kapitel 4.2.5, Das Infofenster) an.

5.2.2 Formeleingabe und Winkeleingabe

In einigen Fällen ist es praktisch, wenn ein Wert anhand einer kleinen Hilfsberechnung ermittelt werden kann. Durch einen Klick mit der rechten Maustaste in das Editfeld eines Werteingabefeldes (siehe Kapitel 5.2.1, Werteingabefelder) öffnen Sie einen Formeleditor. Hier kann eine Formel aus den vier Grundrechenarten +, -, * und / eingegeben werden. Zusätzlich können alle Funktionen verwendet werden, die vom Reportgenerator unterstützt werden (siehe Tabelle 8.2). Bestätigen Sie die Formel mit der Enter-Taste und die Formel wird ausgewertet. Die Formel selbst geht dabei verloren: wenn Sie in die Formeleingabe zurückkehren, sehen Sie dort anstelle der Formel den berechneten Wert.

Bei Werteingabefeldern (siehe Kapitel 5.2.1, Werteingabefelder) die einen Winkel anzeigen wird anstelle des Formeleditors ein Dialog zur Eingabe von Grad, Minuten und Sekunden angezeigt.

5.2.3 Einheitenumschaltung

In KISSsoft können Sie alle Einheiten in den Werteingabefeldern (siehe Kapitel 5.2.1, Werteingabefelder) und in den Tabellen (siehe Kapitel 5.2.1, Werteingabefelder) umschalten. Klicken Sie dazu mit der rechten Maustaste auf die Einheit. Es öffnet sich ein Kontextmenü, welches alle möglichen Einheiten für den Wert anbietet. Wird eine andere als die momentan verwendete Einheit ausgewählt, rechnet KISSsoft den aktuellen Wert im Werteingabefeld auf die neue Einheit um.

Um generell zwischen metrischen und imperialen Einheiten umzuschalten, gehen Sie ins Menü **Extras >Einheitensystem**.

5.2.4 Tabellen

In manchen Modulen werden Daten in einer Tabelle angezeigt oder eingegeben. Die Auswahl einer Zeile erfolgt durch Doppelklick, ebenso die Auswahl eines Feldes zur Eingabe. Bei Tabellen werden häufig zusätzliche Informationen als Tooltip (siehe Kapitel 4.5, Tooltips und Statusbar) angezeigt. Hinter Tabellen zur Eingabe von Daten stehen in der Regel folgende Buttons:



Der Add-Button fügt eine Zeile in die Tabelle ein

Der Remove-Button entfernt die selektierte Zeile aus der Tabelle



Der Clear-Button löscht alle Einträge in der Tabelle

5.3 Berechnen und Protokollieren

Über **Berechnung >Ausführen** wird die aktuelle Berechnung ausgeführt. Zusätzlich haben Sie über die Toolbar und über die Funktionstaste **F5** schnellen, komfortablen Zugriff auf diese Option. Beachten Sie hierbei, dass ein Berechnungsmodul zusätzlich zur Basisberechnung weitere spezielle Berechnungen haben kann. Diese speziellen Berechnungen werden nur ausgeführt, wenn das entsprechende Spezialtab (siehe Kapitel 5.1, Standard- und Spezialtabs) aktiv ist.

Über die Auswahl **Protokoll > Erstellen** erhalten Sie ein Protokoll zur aktuellen Berechnung. Beachten Sie auch hier die Unterscheidung zwischen dem Standardprotokoll und den Protokollen zu den speziellen Berechnungen der Spezialtabs (siehe Kapitel 5.1, Standard- und Spezialtabs).

Der Status einer Berechnung ist konsistent, wenn Sie ohne Fehler ausgeführt werden konnte. Sobald im Eingabefenster Daten geändert werden, wird die Berechnung inkonsistent, d.h. die Resultate im Resultatefenster sowie die Grafiken stimmen nicht mehr mit den Daten der Oberfläche überein. Der aktuelle Status der Berechnung wird in der Statusbar (siehe Kapitel 4.5, Tooltips und Statusbar) angezeigt.

5.4 Meldungen

Eine Berechnung sendet verschiedene Arten von Meldungen an das Eingabefenster: Informationen, Warnungen und Fehler. Informationen und Warnungen sollten beachtet werden, um sichere Ergebnisse zu erhalten. Ist ein Fehler aufgetreten, so wurde die Berechnung abgebrochen.

Standardmässig werden alle Meldungen in einer Messagebox und im Meldungsfenster (siehe Kapitel 4.2.4, Das Meldungsfenster) angezeigt. Das Anzeigen von Informationen und Warnungen in einer Messagebox kann über **Extras** > **Einstellungen** geändert werden.

6 Projektverwaltung

KISSsoft hat eine eigene Projektverwaltung, die Sie bei der Organisation Ihrer Berechnungsdateien und Ihrer externen Dateien unterstützt. Der wesentliche Bereich der Projektverwaltung ist der Projektbaum (siehe Kapitel 4.2.2, Der Projektbaum) von KISSsoft. Hier sehen Sie welche Projekte Sie gerade geöffnet bzw. aktiviert haben und bekommen alle Informationen über die Dateien, die zu den einzelnen Projekten gehören.

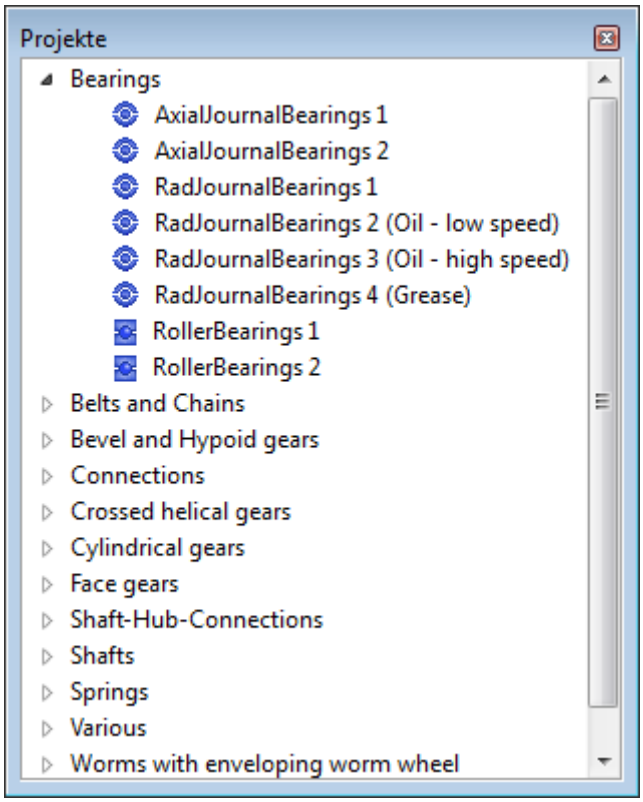


Abbildung 6.1: Der Projektbaum von KISSsoft

6.1 Projekte erstellen, öffnen und schliessen

Über die Option **Projekt >Neu...** können Sie ein neues Projekt erstellen. Es öffnet sich ein Dialog, in dem Sie den Namen des Projektes, das Projektverzeichnis, Beschreibungen und Kommentare sowie das Verzeichnis für die Standarddateien (siehe Kapitel 2.4, Definition eigener Standarddateien), die verwendet werden sollen, eingeben können. Das neu erstellte Projekt wird in den Projektbaum eingefügt und als aktives Arbeitsprojekt (siehe Kapitel 5.2.3, Einheitenumschaltung) festgelegt.

Wenn Sie ein bestehendes Projekt öffnen (**Projekt >Öffnen...**), wird dieses ebenfalls in den Projektbaum eingefügt und als aktives Arbeitsprojekt (siehe Kapitel 6.3, Das aktive Arbeitsprojekt) festgelegt.

Sie schließen ein Projekt, in dem Sie das Projekt selektieren und über **Projekt >Schließen** ausführen. Diese Option finden Sie auch im Kontextmenü (siehe Kapitel 4.1, Menüs, Kontextmenüs

und Symbolleiste) des Projektbaums. Das Projekt bleibt dabei erhalten, und Sie können es jederzeit wieder öffnen.

6.2 Dateien hinzufügen und entfernen

Dateien können entweder über die Projekteigenschaften (siehe Kapitel 6.5, Projekteigenschaften) oder über das Kontextmenü (siehe Kapitel 4.1, Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste) hinzugefügt und entfernt werden. Sie können nicht nur Berechnungsdateien von KISSsoft, sondern auch beliebige externe Dateien zu einem Projekt hinzufügen.

6.3 Das aktive Arbeitsprojekt

Der Projektbaum zeigt alle geöffneten Projekte an, wobei aber nicht unbedingt ein aktives Arbeitsprojekt festgelegt sein muss. Haben Sie ein aktives Arbeitsprojekt festgelegt, so ist dieses in Fettdruck dargestellt. Sie können ein Projekt über die Option **Projekt >Als Arbeitsprojekt festlegen** sowie über das Kontextmenü aktivieren. Bei Auswahl **Projekt > Ohne Projekt arbeiten** wird das aktive Arbeitsprojekt deaktiviert.

Die aktuelle Berechnungsdatei muss nicht unbedingt zum aktiven Arbeitsprojekt gehören.

6.4 Speicherorte

Dateien, die einem Projekt angehören, müssen nicht unbedingt im Projektverzeichnis liegen. Dateien können daher auch mehreren Projekten gleichzeitig angehören. Haben Sie aber ein aktives Arbeitsprojekt (siehe Kapitel 6.3, Das aktive Arbeitsprojekt) festgelegt, so schlägt KISSsoft Ihnen zuerst dessen Projektverzeichnis als Speicherort vor, wann immer Sie eine Berechnungsdatei oder ein Protokoll öffnen oder speichern möchten. Arbeiten Sie ohne Projekt, so wird Ihr persönliches Benutzerverzeichnis (siehe Kapitel 2.6.1, Definitionen in [PATH]) als Speicherort vorgeschlagen.

6.5 Projekteigenschaften

Die Projekteigenschaften für das selektierte Projekt werden über die Option **Projekt >Eigenschaften** oder über das Kontextmenü (siehe Kapitel 4.1, Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste) des Projektbaums angezeigt.

7 Dynamische Benutzeroberfläche

Die Oberfläche von KISSsoft ist durch editierbare Textdateien (Beschreibungsdaten) definiert. Die enthaltenen Elemente sind fester Bestandteil der Software. Ihre Aufteilung und Anordnung können jedoch von jedem Anwender selbst zusammengestellt werden. Häufig verwendetet Eingaben können in den Tabs und Dialogen vorgezogen, nicht verwendete ausgeblendet oder schreibgeschützt werden. KISSsoft kann somit leicht an die individuellen Bedürfnisse eines jeden Anwenders angepasst werden.

7.1 Modifizieren mitgelieferter Tabs und Dialoge

Die Beschreibungsdateien der mitgelieferten Tabs und Dialoge liegen im Verzeichnis kui (kisssoft user interface). Diese Dateien sollten auf keinen Fall vom Anwender modifiziert werden, denn Erweiterungen an der Oberfläche, die mit einem Patch ausgeliefert werden, überschreiben sämtliche Änderungen des Anwenders. Um die Oberfläche an die eigenen Bedürfnisse anzupassen, wird die entsprechende Beschreibungsdatei ins Verzeichnis ext/kui kopiert und dort geändert. KISSsoft wertet zuerst die Dateien in diesem Verzeichnis aus. Die Beschreibungsdateien werden über ihren Dateinamen und die Dateiendung *.kui dem entsprechenden Berechnungsmodul zugeordnet. Daher darf der Dateiname nicht verändert werden.

7.2 Hinzufügen zusätzlicher Tabs und Dialoge

Die Beschreibungsdateien für zusätzliche Tabs und Dialoge werden im Verzeichnis ext/dui (dynamic user interface) abgelegt. KISSsoft wertet die vorhandenen Dateien bei jedem Modulstart aus. Der Dateiname kann frei gewählt werden, die Dateiendung muss jedoch zwingend *.dui lauten.

Durch den Tag `<module>` erkennt KISSsoft für welches Berechnungsmodul die Beschreibungsdatei definiert wurde. Diese Angabe ist bei Tabs obligatorisch. Der Titel des Tabs oder Dialogs wird mit dem Tag `<title>` definiert. Das Tag kann einen konkreten Text enthalten oder die ID (Nummer) eines Textes aus dem KISSsoft Glossar (wpoolUi_.txt).

Mit dem Tag `<before>` kann die Position des zusätzlichen Tabs definiert werden. Wenn das Tag `<before>` nicht gesetzt wird, wird das zusätzliche Tab hinter die mitgelieferten Tabs gesetzt. Ein zusätzliches Tab kann auch als Ersatz für mitgelieferte Tabs dienen. Das zu ersetzende Tab wird mit dem Tag `<exclude>` definiert.

Beispiel für ein zusätzliches Tab:

```
<KISSsoft filetype="userinterface">

<module>Z012</module>

<title>My own title</title>
```

```
<before>Z012_Tolerances</before>

<exclude>Z012_BasicData</exclude>

<element>a</element>

<element>Q</element>

</KISSsoft>
```

Ein zusätzliches Tab wird per Default immer angezeigt. Mit dem Tag <permanent> wird definiert, dass das Tab über das Menü **Berechnungen** zugeschaltet werden kann.

```
<permanent>false</permanent>
```

Zusätzliche Tabs verhalten sich per Default wie die mitgelieferten Standard-Tabs. Um das Verhalten eines Spezial-Tab abzubilden, werden die Tags `<calculation>`, `<report>` und `<results>` hinzugefügt. Das Tag `<calculation>` führt eine COM-Funktion aus. Sämtliche über die COM-Schnittstelle verfügbaren Funktionen stehen zur Verfügung. Für das Protokoll und die Resultate wird der Name der entsprechenden Vorlage gesetzt (siehe Kapitel 8, Resultate und Protokolle).
Zusätzlichen Dialogen kann über den Tag `<setup>` eine COM-Funktion mitgegeben werden, welche beim Dialogstart ausgeführt wird.

Beispiele für zusätzliche Beschreibungsdateien können bei der KISSsoft AG angefordert werden.

7.3 Formatierungen

7.3.1 Elemente

Ein Element wird mit dem Tag <element>ElementName</element> hinzugefügt. Die Reihenfolge der Elemente in der Beschreibungsdatei entspricht der Reihenfolge in der Oberfläche.

Folgende Elementtypen sind vorhanden:

Werteingabefelder	Zur Eingabe von ganzzahligen Werten oder Gleitkommawerten
Auswahllisten (Dropdownlisten)	Zur Auswahl von Listeneinträgen, Datenbankeinträgen, Werkstoffen, Schmierstoffen oder Lastkollektiven
Checkboxen	Zum Aktivieren/Deaktivieren von Berechnungsoptionen
Überschriften und Texte	Zur Gliederung der Oberfläche

Listen mit den vorhandenen Elementen finden Sie im Hilfeverzeichnis unter kui.

7.3.2 Spalten

Eine Spalte wird mit dem Tag <column> hinzugefügt. Die Reihenfolge der Spalten in der Beschreibungsdatei entspricht der Reihenfolge in der Oberfläche. Mehr als zwei Spalten sind in der Regel nicht sinnvoll.

Beispiel für ein zweispaltiges Layout:

```
<column>

<element>Element1</element>

<element>Element2</element>

</column>

<column>

<element>Element3</element>

<element>Element4</element>

</column>
```

7.3.3 Gruppen

Eine Gruppe wird mit dem Tag <group> hinzugefügt. Die Reihenfolge der Gruppen in der Beschreibungsdatei entspricht der Reihenfolge in der Oberfläche. Gruppen können Spalten enthalten. Gruppen können nicht geschachtelt werden.

Der Titel einer Gruppe wird mit den Tag <title> definiert. Das Tag kann einen konkreten Text enthalten oder die ID (Nummer) eines Textes aus dem KISSsoft Glossar (wpoolUi_.txt).

Beispiel für eine Gruppe:

```
<group>

<title>145</title>

<element>Element1</element>

<element>Element2</element>

</group>
```

7.3.4 Tabs

Dialoge können Tabs enthalten. Ein Tab wird mit dem Tag `<tab>` hinzugefügt. Die Reihenfolge der Tabs in der Beschreibungsdatei entspricht der Reihenfolge im Dialog. Jedes Tab enthält in Gruppen oder Spalten angeordnete Elemente. Unter-Tabs in einem Tab eines Berechnungsmoduls werden nicht unterstützt.

Der Titel eines Tabs wird mit den Tag `<title>` definiert. Das Tag kann einen konkreten Text enthalten oder die ID (Nummer) eines Textes aus dem KISSsoft Glossar (wpoolUi_.txt).

7.3.5 Attribute

Für ein Element können folgende Attribute eingesetzt werden:

Attribut	**Wert**	**Beschreibung**	**Verwendung**
de, en, fr, it, es, pt, ru (all: obsolet !)	Konkreter Text oder die ID (Nummer) eines Textes aus dem KISSsoft Glossar (wpoolUi_.txt)	Überschreibt die Bezeichnung eines Elements für eine Sprache. Mit dieser Option kann ein firmenspezifisches oder regionales Glossar realisiert werden.	element, title
prompt	ID (Nummer) eines Textes aus dem KISSsoft Glossar (wpoolUi_.txt)	Überschreibt die Bezeichnung eines Elements. Mit dieser Option kann ein firmenspezifisches oder regionales Glossar realisiert werden.	element
showPrompt	false	Die Bezeichnung wird nicht angezeigt.	element (Typ Auswahlliste)
ignoreTitle	true	Die Gruppe wird ohne Bezeichnung angezeigt.	group
dynamic	true	Die Bezeichnung wird durch eine Funktion bestimmt.	titel
readOnly	true	Wird dieses Attribut gesetzt, so ist das entsprechende Element schreibgeschützt. Mit dieser Option können Werte vorbelegt (siehe Definition eigener Standarddateien im Handbuch) und deren Änderung durch den einzelnen Anwender blockiert werden.	element
decimals	2	Verwendet die gesetzte Anzahl der Nachkommastellen als Standard in der Oberfläche	element (Typ Werteingabe)

unit	DEGREE, MILLIMETER, INCH, etc.	Verwendet die gesetzte Einheit als Standard in der Oberfläche.	element
index	1, 2, 3, etc.	Elemente mit mehrfachen Eingaben werden auf einen festen Index reduziert.	element
count	1, 2, 3, etc. Funktion z.B. GetGearCount	Für Elemente mit mehrfachen Eingaben wird die zu verwendende Anzahl festgesetzt.	element
visibleCondition	Funktion z.B. IsOwnInput	Wird dieses Attribut gesetzt, so wird das entsprechende Element nur angezeigt, wenn die Funktion true liefert.	element, group, tab
shrink	true	Das Element kann schmaler werden als sein Inhalt.	element (Typ Auswahlliste)
layout	table	Die Tabelle füllt den ganzen Bereich (incl. Bezeichnung, Formelzeichen, Einheit) aus.	element (Typ Tabelle)
joinLayout	off	Die Gruppe bzw. das Tab wird nicht mit dem automatischen Layout verbunden.	group, tab
alignment	left, right, center	Die Eingabeelemente werden links, rechts oder zentriert ausgerichtet.	element, text, button
hSpacer	skip	Der automatische horizontale Platzhalter wird nicht gesetzt.	group
vSpacer	skip	Der automatische vertikale Platzhalter wird nicht gesetzt.	dlg, tab, column
geometry	1000x450, etc.	Der Dialog wird in der vorgegebenen Grösse angezeigt.	dlg
editButton	no Funktion z.B. IsOwnInput dummy	Das Element bekommt keinen EditButton auch wenn dieser vorhanden ist (CheckBox oder RadioButton wird nicht dargestellt). Das Element bekommt keinen EditButton, wenn die Funktion nicht erfüllt ist, auch wenn dieser vorhanden ist. Das Element bekommt einen Platzhalter.	element

button	KUI-Datei	Dem Element wird ein Button hinzugefügt der einen Dialog gemäss der KUI-Datei anzeigt.	element

Tabelle 7.1: <element attribute1="wert" attribute2="wert">Name</element>

7.3.6 Kommentare

Kommentare in einer Beschreibungsdatei können sinnvoll sein, um den Aufbau zu erläutern. Kommentare werden mit // eingeleitet.

`<title>32</title>` // Basisdaten

7.3.7 Sonderelemente

7.3.7.1 Trennlinie

Eine (horizontale) Trennlinie kann so hinzugefügt werden

```
<line></line>
```

7.3.7.2 Text

Ein (horizontaler) Text kann so hinzugefügt werden:

`<text>975</text>` // ID (Nummer) eines Textes aus dem KISSsoft Glossar (wpoolUi_.txt)

`<text>MyOwnText</text>` // Konkreter Text

7.3.7.3 Button

Ein Button kann so hinzugefügt werden:

<button prompt="1799">MyDialog.kui</button> // Name einer KUI-Datei zum Öffnen eines Dialogs

<button prompt="1799">MyFunction</button> // Name einer Funktion, die über den Button ausgeführt werden soll<accept>MyFunction</accept> // Name einer Funktion, die über den OK-Button in einem Dialog ausgeführt werden soll

<action prompt="2053">ExportToothForm</action> // Name einer Funktion, die über einen zusätzlichen Actions-Button in der Buttonarea in einem Dialog ausgeführt werden soll

<report>MyReportFile.rpt</report> // Name eines Protokollvorlage, die über den Protokoll-Button in der Buttonarea in einem Dialog ausgeführt werden soll

8 Resultate und Protokolle

8.1 Resultate einer Berechnung

Wenn eine Berechnung ausgeführt wurde, werden die Ergebnisse im Resultatefenster (siehe Kapitel 4.2.3, Das Resultatefenster) angezeigt. Werden keine Resultate angezeigt, so ist bei der Berechnung ein Fehler aufgetreten. In diesem Fall werden Sie durch eine Messagebox auf diesen Fehler aufmerksam gemacht. Ein Indikator in der Statuszeile (siehe Kapitel 4.5, Tooltips und Statusbar) zeigt an, ob die Resultate konsistent sind, d.h. ob die Resultate mit den Daten in der Benutzeroberfläche übereinstimmen.

8.1.1 Eigene Texte im Fenster Resultate ergänzen

Dazu ist eine neue Datei im KISSsoft-Installationsverzeichnis unter "…\ext\rpt\" zu definieren. Diese muss folgendermassen benannt werden: "Modulname + result.RPT" (z.B. für ein Stirnradpaar Z012result.RPT).

Darin sind dann die neuen Parameter oder Werte zu definieren, welche ergänzt werden sollen. Diese Werte werden am Ende des Fensters "Resultate" zusätzlich mit angezeigt.

Die Syntax entspricht genau den Angaben bei den Protokollvorlagen.

8.2 Berechnungsprotokolle

Über die Aktion **Protokoll > Erstellen** können Sie Ihre Berechnungen protokollieren. Zusätzlich haben Sie über die Toolbar und über die Funktionstaste **F6** schnellen, komfortablen Zugriff auf diese Aktion. Die Protokollinhalte sind abhängig vom aktiven Tab (siehe Kapitel 5.1, Standard- und Spezialtabs). Umfang (siehe Kapitel 8.5.2, Umfang eines Protokolls) und Aussehen (siehe Kapitel 8.5.3, Formatierungen) der Standardprotokolle können über benutzerdefinierte (siehe Kapitel 8.5, Protokollvorlagen) beeinflusst werden.

Ein Berechnungsmodul kann weitere Protokolle haben, auf die sie über das Menü **Protokoll** zugreifen können.

Protokolle werden standardmäßig im Protokoll-Viewer (siehe Kapitel 4.4.1, Protokoll-Viewer) von KISSsoft angezeigt. **Wichtig**: Wenn Sie vom Protokoll-Viewer zum Eingabefenster zurückkehren wird das Protokoll verworfen. Um es längerfristig zur Verfügung zu haben müssen Sie es unter einem neuen Namen abspeichern!

► **Hinweis**

In der Regel sollte ein Protokoll nur dann erstellt werden, wenn die Berechnung konsistent ist (siehe Kapitel 5.3, Berechnen und Protokollieren). Ist dies nicht der Fall, so können Sie das Protokoll dennoch erstellen, wobei der Status der Berechnung dann im Protokoll vermerkt wird.

► **Hinweis**

Beim Erstellen eines Standardprotokolls wird eine Report-Datei erzeugt mit der Bezeichnung des Moduls als Dateinamen. Abgelegt wird die Datei in dem in der KISS.ini (siehe Kapitel 2.6, Globale Einstellungen - KISS.ini) als TMEPDIR (siehe Kapitel 2.6.1, Definitionen in [PATH]) definierten Verzeichnis.

8.3 Zeichnungsdaten

Je nach Berechnungsmodul kann über **Protokoll > Zeichnungsdaten** ein Protokoll erstellt werden, welches als Ausdruck für Zeichnungen verwendet werden kann.

8.4 Protokolleinstellungen

Unter **Protokoll >Einstellungen** können Sie das automatische Erstellen der Protokolle anpassen. Sämtliche Einstellungen sind auch global in der Datei KISS.ini (siehe Kapitel 2.6.3, Definitionen in [REPORT]) definierbar.

8.4.1 Allgemein

Definieren Sie hier den Umfang des Protokolls (siehe Kapitel 8.5.2, Umfang eines Protokolls) und ob Warnungen aus der Berechnung beigefügt werden sollen. Weitere Einstellungen sind Schriftgrösse und Sprache sowie das Standardformat für das Speichern der Protokolle.

Das Protokoll kann auf zwei verschiedene Arten dargestellt werden: „Überschreiben" oder „Vergleichen".

Wenn ein Protokoll generiert wird während ein früher erstelltes Protokoll geöffnet ist, werden die Daten überschrieben. Der Cursor im Editor bleibt in derselben Zeile wie vorher. Dieses Feature ist hilfreich, um bestimmte Werte unter Verwendung unterschiedlicher Eingaben zu analysieren.

Um zwei oder mehrere Protokolle gleichzeitig zu vergleichen, muss bei den Protokolleinstellungen der Modus „Vergleichen" eingestellt werden. Wichtig: dieser Modus kann nur gewählt werden, wenn KISSedit als Editor in Gebrauch ist. Es ist auch möglich, alle Protokolle synchron zu scrollen.

Diese Protokolleinstellungen können auch direkt in der Datei KISS.ini definiert werden.

8.4.2 Seitenlayout

Hier können Sie das Papierformat und die Seitenränder für das automatische Erstellen der Protokolle festlegen.

8.4.3 Kopf- und Fusszeile

Protokolle in KISSsoft werden standardmässig mit Kopfzeile und Fusszeile erzeugt. Sie können die Kopf- und Fusszeile selbst definieren. Hierzu stehen einige Platzhalter zur Verfügung.

Platzhalter	Erklärung
%logo	Bilddatei
%date	Datum
%time	Uhrzeit
%pn	Seitenzahl
%pc	Anzahl Seiten
%t	Tabulator

Der Platzhalter %logo verwendet die gewählte Bildatei um ein benutzerdefiniertes Logo (Firmenlabel) einzubinden. Datum und Zeit werden gemäss der Angabe unter **Extras > Einstellungen** ausgegeben.

8.4.4 Start- und Endblock

Protokolle in KISSsoft werden standardmässig mit einem Start- und einem Endblock erzeugt. Sie können diesen Start- bzw. Endblock selbst definieren. Die Start- und Endblöcke sind in Vorlagedateien definiert, welche im Verzeichnis **rpt** im Installationsverzeichnis zu finden sind.

Sprache	Startblock-Datei	Endblock-Datei
Deutsch	kissd.rpt	kissfd.rpt
Englisch	kisse.rpt	kissfe.rpt
Französisch	kissf.rpt	kissff.rpt
Italienisch	kissi.rpt	kissfi.rpt
Spanisch	kisss.rpt	kissfs.rpt
Russisch	kissr.rpt	kissfr.rpt
Portugiesisch	kissp.rpt	kissfp.rpt
Chinesisch	kissc.rpt	kissfc.rpt

Befehle, die in diesen Vorlagen verwendet werden können und ihre Bedeutung:

Befehl	Erklärung
DATE	Datum (Ausgabeformat einstellbar unter "Extras/Einstellungen")
TIME	Uhrzeit (Ausgabeformat einstellbar unter "Extras/Einstellungen")

PROJECT	Projektname
PROJECTDESCRIPTION	Beschreibung des Projektes
FILENAME / BEZEICHNUNG	Dateiname
FILENAME.EXT	Dateiname mit Extension (z.B. "Example1.Z12")
FILEPATH	Pfad mit Dateinamen (z.B. "C:\Temp\GearPair.Z12")
DESCRIPTION	Beschreibung der Datei
COMMENT	Kommentar der Datei
CUSTOMER	Kundenname, welcher im Projekt definiert wurde
USER	Benutzername (Windows-Benutzername)
RELEASE	Versionsnummer (z.B. "04-2010")
COMPANY	Firmenname (wie in der Lizenzdatei definiert)
NLINES	Anzahl Linien des Protokolls
IMPERIALUNITS	Für IF-Anweisungen, ob imperial Einheiten eingestellt sind
METRICUNITS	Für IF-Anweisungen, ob metrische Einheiten eingestellt sind
PROJECTUSED	Für IF-Anweisungen, ob Projekte genutzt werden

8.5 Protokollvorlagen

KISSsoft stellt für jedes Berechnungsmodul Protokollvorlagen zur Verfügung, die Form und Inhalt der Protokolle festlegen. Sie können auf Basis dieser mitgelieferten Vorlagen, benutzerdefinierte Vorlagen erstellen, um die Protokolle nachhaltig Ihren Bedürfnissen anzupassen. Hierbei müssen Formatierungen (siehe Kapitel 8.5.3, Formatierungen) und Speicherorte (siehe Kapitel 8.5.1, Speicherorte und Bezeichnungen) eingehalten werden.

8.5.1 Speicherorte und Bezeichnungen

Von KISSsoft mitgelieferte Protokollvorlagen sind dem in der KISS.ini (siehe Kapitel 2.6, Globale Einstellungen - KISS.ini) als RPTDIR (siehe Kapitel 2.6.1, Definitionen in [PATH]) definierten Verzeichnis abgelegt. Ist das RPTDIR (siehe Kapitel 2.6.1, Definitionen in [PATH]) nicht in der KISS.ini (siehe Kapitel 2.6, Globale Einstellungen - KISS.ini) definiert, sind die Vorlagen im Installationsverzeichnis unter rpt zu finden. Benutzerdefinierte Protokollvorlagen sollten unbedingt in das Unterverzeichnis RPT in dem als EXTDIR (siehe Kapitel 2.6.1, Definitionen in [PATH])

definierten Verzeichnis abgelegt werden. Nur so können Sie verhindern, dass Ihre Vorlagen beim Aufspielen eines Patch überschrieben werden. Beim Erstellen eines Protokolls wird, sofern vorhanden, die benutzerdefinierte Protokollvorlage aus den EXTDIR verwendet. Ansonsten wird das Protokoll mit der Vorlage im RPTDIR erstellt.

Die Bezeichnungen der Protokollvorlagen haben die Struktur *MMMMlsz.rpt*, die sich folgendermassen zusammensetzt:

MMMM	Modulbezeichnung	z. B. *M040*
l	historisch bedingt	immer = *l*
s	Sprache des Protokolls	*s = d, e, f, i, s oder a*
z	historisch bedingt	immer = *0*
.rpt	Dateityp	

► **Beispiele**

Schraubenberechnung:	
M040LD0.RPT	Schraubenberechnung, deutscher Ausdruck
M040USER.RPT	Standard-Ausdruck über Schnittstelle, ergibt Datei M040USER.OUT
Stirnradberechnung:	
Z012LD0.RPT	Stirnradpaar, deutscher Ausdruck
Z012USER.RPT	Standard-Ausdruck über Schnittstelle, ergibt Datei Z012USER.OUT
Z10GEAR1.RPT	Ausdruck über Schnittstelle, enthält nur Daten
	von Rad 1, ergibt Datei Z10GEAR1.OUT
Z10GEAR2.RPT	Ausdruck über Schnittstelle, enthält nur Daten
	von Rad 2, ergibt Datei Z10GEAR2.OUT
Z011LD0.RPT	Einzelnes Rad, deutscher Ausdruck
Z013LD0.RPT	Zahnstange, deutscher Ausdruck
Z014LD0.RPT	Planetenstufe, deutscher Ausdruck
Z015LD0.RPT	3 Räder, deutscher Ausdruck
Z016LD0.RPT	4 Räder, deutscher Ausdruck

Federberechnung:	
F10SPRING.RPT	Standard-Ausdruck für Zeichnungsdaten ergibt Datei F10SPRING.OUT
Englischer Ausdruck:	
M040LE0.RPT	Schraubenberechnung, englischer Ausdruck
Amerikanischer Ausdruck:	
M040LA0.RPT	Schraubenberechnung, amerikanischer Ausdruck

8.5.2 Umfang eines Protokolls

Der Umfang, bzw. die Länge, eines Protokolls kann im Menü **Protokoll > Einstellungen** auf einer Skala von 1 bis 9 eingestellt werden. 9 steht für das vollständige, 1 für ein kurzes Protokoll. In der Protokollvorlage steht zu Beginn jeder Zeile eine Ziffer zwischen 1 und 9. Diese Ziffer bestimmt in Abhängigkeit zu obengenannter Einstellung, ob die Zeile gelesen werden soll oder nicht.

Beispiel: Wenn Sie für die Länge des Protokolls eine 5 (mittel) gewählt haben, werden alle Zeilen der Protokollvorlage, die mit 1, 2, 3, 4 oder 5 beginnen, gelesen. Zeilen mit 6, 7, 8 und 9 werden nicht gelesen.

8.5.3 Formatierungen

Sowohl die Protokollvorlage als auch das daraus erstellte Protokoll sind Textdateien, die mit dem Zeichensatz von Microsoft Windows erstellt werden. Sie sollten die Texte immer unter Windows bearbeiten, sonst werden Umlaute wie ä, ö, ü sowie einige Sonderzeichen falsch dargestellt.

Folgende Anweisungen und Schlüsselwörter sind im Protokollformat definiert:

- Texte die ausgegeben werden sollen
- Kommentare die nicht ausgegeben werden sollen
- Bezeichnungen und Formatierungen von Berechnungsvariablen
- Bedingte Verzweigungen (*IF ELSE END*)
- Wiederholungen (*FOR*-Schleifen)

8.5.3.1 Textformatierungen

Folgende Textformatierungen können in RPT verwendet werden:

Beschreibung	**Start**	**Ende**
Unterstreichen	<UL>	</UL>
Durchstreichen	<STRIKE>	</STRIKE>
Fett	<BF>	</BF>

Kursiv	<IT>	</IT>
Hochgestellt	<SUPER>	</SUPER>
Tiefgestellt	_	
Schriftgrösse	<FONTSIZE=xx>	
Schriftgrösse vergrössern	<INCFONTSIZE>	</INCFONTSIZE>
Schriftgrösse verkleinern	<DECFONTSIZE>	</DECFONTSIZE>
Seitenumbruch	<NEWPAGE>	
Zeilenumbruch	 	
Textfarbe rot	<RED>	<BLACK>
Textfarbe grün	<GREEN>	<BLACK>
Textfarbe blau	<BLUE>	<BLACK>
HTTP Link oder E-Mail-Adresse	<LINK=Ziel>	</LINK>
Leerzeichen	<SPACE>	
Abbildung einfügen	<IMAGE=name,WIDTH=xx,HEIGHT=yy>	
Bild einfügen	<INCLUDEGRAPHIC=name,WIDTH=xx,HEIGHT=yy>	
Protokollvorlage einfügen	<EXECUTE=name.rpt>	

8.5.3.2 Kommentare

Kommentarzeilen beginnen mit //. Kommentare werden bei der Erstellung eines Protokolls ignoriert.

► **Beispiel**

```
// Hier habe ich am 13.12.95 die Protokollvorlage geändert, hm

Aussendurchmesser mm : %10.2f {sheave[0].da}
```

Ausgegeben wird in diesem Fall nur die zweite Zeile.

8.5.3.3 Berechnungsvariablen

Sie können keine eigenen Variablen definieren (ausser den für FOR-Schleifen (siehe Kapitel 8.5.3.5, Schleife FOR) verwendeten Zählvariablen, die der Benutzer selbst benennen und deren Wert ausgeben kann).

Platzhalter

Mit Platzhaltern werden Dateityp und Formatierung einer Variablen angegeben:

- *%i* steht für eine Ganzzahl
- *%f* steht für eine Fliesskommazahl
- *%v*1.*v2f* steht für eine formatierte Fliesskommazahl mit *v*1 Stellen gesamt (inkl. Vorzeichen und Dezimalzeichen) und *v*2 Nachkommastellen
- *%s* steht für eine linksbündige Zeichenkette (Text)
- *%ns* steht für eine rechtsbündige Zeichenkette in einem *n*- Zeichen langem Feld (*n* ist eine ganze Zahl).

Die Datentypen müssen mit der Definition im Programm übereinstimmen. Der Wert wird genau an der Stelle ausgegeben, wo der Platzhalter steht. Die Syntax der Formatierung entspricht dem C*/C*++-Standard.

► **Beispiele**

- *%10.2f* gibt eine Fliesskommazahl in einem 10 Zeichen langen Feld mit 2 Nachkommastellen aus. Dabei steht der Dezimalpunkt an der Stelle des %-Zeichens.
- *%i* gibt eine Ganzzahl aus, wobei sie rechtsbündig links vom Prozentzeichen platziert wird. Damit steht sie direkt unter dem ganzzahligen Anteil einer Fliesskommazahl an gleicher Stelle.
- *%30s* steht für eine rechtsbündige Zeichenkette in einem 30 Zeichen langen Feld. Wird die Zahl 30 weggelassen, werden die Zeichen linksbündig ausgegeben.

► **Gegenbeispiele**

- *%8.2i* ist eine ungültige Formatierung, da eine Ganzzahl keine Nachkommastellen hat.
- *%10f*2 gibt eine Fliesskommazahl auf 10 Stellen rechtsbündig aus, die 2 Nachkommastellen werden jedoch ignoriert und als Text 2 ausgegeben. Standardmässig werden Fliesskommazahlen auf 6 Nachkommastellen ausgegeben.

Variablen

Welche Variable ausgegeben werden soll, muss hinter dem Platzhalter in derselben Zeile stehen. Die Variable wird mit geschweiften Klammern als Variable markiert. Werden diese Klammern weggelassen, so wird der Variablenname als normaler Text ausgegeben.

Wichtig: Die Anzahl der Platzhalter muss mit der Anzahl der Klammernpaare {} unbedingt übereinstimmen.

► **Beispiel**

%f {sheave[0].d} gibt den Wert der Variable *sheave[0].d* an der Stelle *%f* als Fliesskommazahl mit 6 Nachkommastellen aus.

Grundrechenarten - Ausgabe von veränderten Variablen

Im Protokoll können Variablen verändert ausgegeben werden. Sie können mit einem Faktor multipliziert oder dividiert werden. Es kann auch eine Zahl addiert oder subtrahiert werden. Diese

Funktionalität steht auch in den Argumenten der *IF*- oder *FOR*-Anweisungen (siehe weiter unten) zur Verfügung.

Wert der Variablen multipliziert	*%3.2f*	*{Var*2.0}*
Wert der Variablen dividiert	*%3.2f*	*{Var/2.0}*
Wert der Variablen addiert	*%3.2f*	*{Var+1.0}*
Wert der Variablen subtrahiert	*%3.2f*	*{Var-2}*

Ebenso stehen die zwei Funktionen Grad und Rad zur Umrechnung in Grad beziehungsweise in Radiant zur Verfügung:

Winkel %3.2f {Grad(angle)}

Variablen können auch direkt miteinander verknüpft werden, z.B. in der Form *{sheave[0].d-sheave[1].d}*. Auch mehr als zwei Zahlen können verknüpft werden. Zahlen, in denen Vorzeichen vorkommen, müssen geklammert werden, beispielsweise *{ZR[0].NL*(1e-6)}*.

Die zur Verfügung stehenden Funktionen sind in Tabelle 8.2 aufgelistet.

Funktion	**Bedeutung**
sin(angle)	Sinus von angle im Bogenmass
cos(angle)	Kosinus von angle im Bogenmass
tan(angle)	Tangens von angle im Bogenmass
asin(val)	Arcussinus von val, gibt Bogenmass zurück
acos(val)	Arcuscosinus von val, gibt Bogenmass zurück
atan(val)	Arcustangens von val, gibt Bogenmass zurück
abs(val)	|val|
exp(val)	eval
log(val)	Rückgabewert x in ex = val
log10(val)	Rückgabewert x in 10x = val
sqr(val)	Rückgabewert val2
sqrt(val)	Rückgabewert $\sqrt{val}$
int(val)	Ganzzahl von val
pow(x;y)	Rückgabewert xy

sgn(val)	Rückgabewert $\begin{cases} 1 & wenn\ val > 0 \\ 0 & wenn\ val = 0 \\ -1 & wenn\ val < 0 \end{cases}$
sgn2(val)	Rückgabewert $\begin{cases} 1 & wenn\ val \geq 0 \\ 0 & wenn\ val < 0 \end{cases}$
grad(angle)	Umrechnung vom Bogenmass in Grad
rad(angle)	Umrechnung von Grad ins Bogenmass
DegMinSec(angle)	Winkel als Zeichenkette (10°5'55")
mm_in(val)	Rückgabewert val/25.4
celsius_f(val)	Rückgabewert $\frac{9}{5}$ val + 32
min(v_1; ...; v_5)	Rückgabewert ist das Minimum von v_1,...,v_5
max(v_1; ...; v_5)	Rückgabewert ist das Maximum von v_1,...,v_5
and(v_1; v_2)	binäre und Funktion
or(v_1; v_2)	binäre oder Funktion
xor(v_1; v_2)	binäre exclusiv oder Funktion
AND(v_1; ...; v_5)	logische und Funktion
OR(v_1; ...,v_5)	logische oder Funktion
NOT(val)	Rückgabewert $\begin{cases} 0 & wenn\ val \neq 0 \\ 1 & wenn\ val = 0 \end{cases}$
LESS(v_1; v_2)	Rückgabewert $\begin{cases} 1 & wenn\ v_1 < v_2 \\ 0 & wenn\ v_1 \geq v_2 \end{cases}$
EQUAL(v_1; v_2)	Rückgabewert $\begin{cases} 1 & wenn\ v_1 = v_2 \\ 0 & wenn\ v_1 \neq v_2 \end{cases}$
GREATER(v_1; v_2)	Rückgabewert $\begin{cases} 1 & wenn\ v_1 > v_2 \\ 0 & wenn\ v_1 \leq v_2 \end{cases}$
ROUND(x;n)	Rundet x auf n Stellen
strlen(str)	Länge der Zeichenkette
strcmp(str1;str2)	Zeichenkettenvergleich Rückgabewert:

	1 wenn str1 = str2 0 sonst

Tabelle 8.1: Verfügbare Funktionen für Berechnungen im Protokoll

8.5.3.4 Bedingungsabfrage IF ELSE END

Die Bedingungsabfrage oder Verzweigung ermöglicht es, gewisse Werte und Texte nur dann auszugeben, wenn eine bestimmte Bedingung erfüllt ist. Folgende Bedingungen werden unterstützt:

Zeichenkombination	**Bedeutung**
==	gleich
>=	grösser als oder gleich
<=	kleiner als oder gleich
!=	ungleich
<	kleiner als
>	grösser als

Tabelle 8.2: Verfügbare boolesche Funktionen im Protokoll

Diese Bedingung wird wie folgt angegeben:
IF (Bedingung) {Var}
Fall 1
ELSE
Fall 2
END;

► **Beispiel**

IF (%i=0) {Zst.kXmnFlag}
Kopfhöhe modifiziert nein
ELSE
Kopfhöhe modifiziert ja
END;
Falls die Variable *Zst.kXmnFlag* gleich 0 ist, wird der erste Text ausgegeben, sonst der zweite. Es können beliebig viele Zeilen zwischen *IF, ELSE* und *END* stehen. Jede mit *IF* eröffnete Verzweigung muss mit *END*; wieder geschlossen werden (Strichpunkt nach *END* nicht vergessen). Das Schlüsselwort *ELSE* ist optional, es kehrt die Bedingung um. Verzweigungen können bis zur Tiefe 9 ineinander verschachtelt werden.

► **Beispiel einer einfachen Verzweigung**

IF (%i=1) {ZP[0].Fuss.ZFFmeth}
Rechnung der Zahnformfaktoren nach Methode: B
END;
Falls die Variable *ZP[0].Fuss.ZFFmeth* gleich 1 ist, wird der Text ausgegeben, sonst nicht.

► **Beispiel von verschachtelten Verzweigungen**

IF (%f ≤ 2.7) {z092k.vp}				
	Schmierung regelmässig von Hand			(Text1)
ELSE				
	IF (%f<12) {z092k.vp}			
		Schmierung mit Tröpfler (2 bis 6 Tropfen pro Minute)		(Text 2)
	ELSE			
		IF (%f<34) {z092k.vp}		
			Schmierung mit Öltauchschmierung	(Text 3)
		ELSE		
			Schmierung mit Druckumlaufschmierung	(Text4)
		END;		
	END;			
END;				

Falls die Variable *z092k.vp* kleiner oder gleich 2.7 ist, wird Text 1 ausgegeben. Sonst wird abgefragt, ob *z092k.vp* kleiner als 12 ist. Falls ja, wird Text 2 ausgegeben. Sonst wird abgefragt, ob *z092k.vp* kleiner als 34 ist. Falls ja, wird Text 3 ausgegeben, sonst Text 4.

8.5.3.5 Schleife FOR

In KISSsoft sind auch *FOR*-Schleifen im Protokollgenerator möglich. Innerhalb einer FOR- Schleife wird eine Zählvariable hoch-(oder runter-)gezählt. Es können bis zu 10-fach verschachtelte Konstrukte verwendet werden.

Diese Schleife wird wie folgt angegeben:

FOR varname=%i TO %i BY %i DO {startwert}{endwert} {schritt}
// Zugriff auf Variable mit #varname oder $varname
...
END FOR;

- Statt *%i* oder *%f* können auch fixe Zahlen stehen (statische *FOR*-Schleife):

  FOR varname=0 TO 10 BY 1 DO
  ...
  END FOR;
- oder gemischt:

  FOR varname=5 TO %i BY -1 DO {endwert}
  ...
  END FOR;
- Jede *FOR*-Schleife muss mit der Anweisung *END FOR;* (inkl. Semikolon) abgeschlossen werden. Jede definierte Zählvariable (*varname*) innerhalb der Schleife kann über die Anweisung *#varname* angesprochen werden.
- Die Schrittweite kann auch negativ gewählt werden (zum Beispiel -1). Sie darf jedoch nie 0 sein. Die Schrittweite muss immer angegeben werden.
- Die *#varname*-Anweisung kann für die Definition einer Variablen verwendet werden. Zum Beispiel:
- Zähnezahl: *%3.2f {ZR[#varname].z}*
- Die *$varname*- Anweisung kann für die Ausgabe des Variablenwertes als Buchstabe benutzt werden. Der Wert 0 entspricht A, 1 entspricht B etc. Zum Beispiel:

  FOR quer=0 TO 3 BY 1 DO
  Querschnitt *$quer-$quer : %8.2f {Qu[#quer].sStatisch}*
  E*ND FOR;*

► Beispiel einer einfachen Schleife

FOR i=0 TO 10 BY 1 DO
Durchgang Nummer #i $i
END FOR;
Ergibt folgende Ausgabe:
Durchgang Nummer 0 A
Durchgang Nummer 1 B
Durchgang Nummer 2 C
Durchgang Nummer 3 D
Durchgang Nummer 4 E
Durchgang Nummer 5 F
Durchgang Nummer 6 G
Durchgang Nummer 7 H
Durchgang Nummer 8 I
Durchgang Nummer 9 J
Durchgang Nummer 10 K

Die Zählvariable kann innerhalb der Schleife beliebig verwendet werden, auch für Arrays.

8.5.3.6 SETVAR

Deklariert eine lokale Makrovariable und weist ihr einen Wert zu:

SETVAR Variablenname=Formatstring {Ausdruck}
Beispiele:

```
1SETVAR Value1 = #Variable11
SETVAR isValueType = %i {((Variable1 == 1 || Variable2 == 5) && ...)}
1SETVAR resVariable = %f {Variable1 * Variable2 / Variable3}
1SETVAR VariableName = %s {Variable des Namens}
```

Der Formatstring bestimmt den Typ ('%i' = integer, '%f' = float, '%s' = string).
Bei einfacher Variablenzuweisung (kein Rechenausdruck) kann '=' direkt folgen:

```
1SETVAR Value = #Variable
```

8.5.3.7 Makrovariablen '#'

Mit **'#'** referenzierte Namen sind durch '**SETVAR**' definierte lokale Variablen. Sie können in Ausdrücken und Array-Indizes verwendet werden:
Beispiele:

```
{#variable} // Zugriff auf Member einer SETVAR-Variablen
{Variable1[#radNr]} // SETVAR-Variable als Array-Index
{#Variable1 + #Variable2} // Rechenausdruck mit zwei SETVAR-Variablen
FOR nr=0 TO %i BY 1 DO {#variable}
```

8.5.3.8 Tabellenstruktur

Tabellen werden mit einer speziellen '**TABLE**'-Syntax definiert.
Die Spaltenbreiten werden im öffnenden Tag als Layout-Maske angegeben:

Beispiel Tabelle:

```
1<TABLE|------------------|----------|----------|>
1<TR>
1<TD></TD>
1<TD><BF>Titel A</BF></TD>
1<TD><BF>Titel B</BF></TD>
1</TR>
```

```
1<TR>
1<TD><BF>Zellenbezeichnung</BF></TD>
1<TD>%5.3f</TD> {Variable für A}
1<TD>%5.3f</TD> {Variable für B}
1</TR>
1</TABLE>
```

8.5.3.9 Metadaten in einer Protokollvorlage

Mit Hilfe von Metadaten können eine Reihe von Einstellungen für die Protokollerzeugung über die Protokollvorlage vorgenommen werden. Diese Einstellungen überschreiben gegebenenfalls die im Menü **Protokoll > Einstellungen** gesetzten Werte.

Die Definition der Metadaten erfolgt in einem Kommentarblock am Anfang der Haupt-Protokollvorlage. Anschliessend über `<EXECUTE>` nachgeladene Protokollvorlagen können keine Einstellungen vornehmen.

Der Kommentarblock muss zusammenhängend sein. Ab der ersten Zeile, die nicht mit Kommentarzeichen `'//'` beginnt, werden weiter Metadaten ignoriert. Das Format zur Definition der Metadaten ist dabei

```
//NAME=wert
```

Folgende Einstellungen können vorgenommen werden:

Name	Wert	Kommentar
NOTABSTOPS		Stellt auf Schrift mit fester Laufweite (Courier-Font) um. Die Einrückung erfolgt mit Leerzeichen anstelle von Tabulatoren. Vor allem für alte Formatvorlagen gedacht. Sollte nicht für neue Vorlagen verwendet werden.
TITLE	Titel ausgeschrieben oder über die GETSTRING() Funktion	Wird nur bei RPS-Dateien ausgewertet. Der Titel wird im Menü **Protokoll > Spezialprotokolle** angezeigt. Ist er nicht gesetzt, wird der Dateiname der Vorlage verwendet.
MODULE	Modulbezeichnung, z.B. Z012, auch Z010 und Z000. ALL für alle	Wird nur bei RPS-Dateien ausgewertet und legt fest, in welchen Berechnungsmodulen die Vorlage im Menü **Protokoll > Spezialprotokolle** angezeigt wird.
LANDSCAPE		Stellt auf Querformat um.
FORMAT	TEXT	Stellt auf Textformat um.

Name	Wert	Kommentar
LANGUAGE	GERMAN ENGLISH FRENCH ITALIAN SPANISH PORTUGUESE RUSSIAN CHINESE JAPANESE	Wird nur bei RPS-Dateien ausgewertet und legt fest, bei welcher Spracheinstellung die Vorlage angezeigt wird.
UNITS	US	Stellt auf Imperial um. Funktioniert zur Zeit nur mit der englischen Sprache.
SIZE	A5 A4 A3 LETTER LEGAL	Setzt das Papierformat.
ENCODING	ASCII LATIN1 UTF8 UTF8BOM UTF16	Setzt das Encoding der Resultatedatei. Ist in den meisten Fällen nur im Zusammenhang mit FORMAT=TEXT sinnvoll.
MARGINTOP	Länge in mm	Oberer Rand
MARGINBOTTOM	Länge in mm	Unterer Rand
MARGINLEFT	Länge in mm	Linker Rand
MARGINRIGHT	Länge in mm	Rechter Rand
HEADER	NONE	Unterdrückt die Kopfzeile und das Laden der KISS?.RPT
FOOTER	NONE	Unterdrückt die Fusszeile und das Laden der KISSF?.RPT

9 Datenbanktool und externe Tabellen

Als Eingaben für die Berechnungen gibt es neben den einmaligen Daten auch wiederkehrende Daten, beispielsweise die Kenndaten zu einem Werkstoff. In KISSsoft werden diese Kenndaten in Datenbanken abgelegt. Eingesehen und geändert werden sie mit dem **Datenbanktool**, dessen Nutzung in den folgenden Abschnitten behandelt wird. Tabellen bilden die Elemente der Datenbanken und sind als editierbare Ascii-Dateien in Ihrem Programmpaket enthalten. Der Abschnitt Externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen) befasst sich mit Aufbau und Handhabung externer Tabellen (auch: Look-Up Tables).

In KISSsoft gibt es vier Datenbanken:

KMAT	- Werkstoffe
M000	- Welle-/Nabeverbindung und Schrauben
W000	- Wellen und Lager
Z000	- Zahnräder

In folgender Tabelle (siehe Tabelle 9.1) ist am Beispiel der **M000**-Datenbank dargestellt, wie Daten in KISSsoft organisiert sind. Die Tabellen **F040NORM** und **M090MAT** gehören demnach zur Gruppe der Welle-/Nabeverbindungen.

KMAT
M000
W000
Z000
(a) Datenbanken

Tabelle 9.1: Tabelle: Organisation der Daten in KISSsoft (1 von 2)

KMAT	
M000	**F040NORM**
	...
	M090MAT
W000	

Z000
(b) Tabellen

Tabelle 9.2: Tabelle: Organisation der Daten in KISSsoft (2 von 2)

Bis jetzt sind folgende Tabellen in den Datenbanken angelegt: Achsabstandstoleranzen; Bezugsprofile; Bohrungsnorm; Gewindeart Schraube; Herstellverfahren Hypoidkegelräder; Herstellverfahren Kegelräder; Keilriemen Norm; Kerbverzahnung Norm; Kettentyp DIN 8154; Kettentyp DIN 8187; Kettentyp DIN 8188; Klebwerkstoffe; Lastkollektive; Lötwerkstoffe; Passfeder Norm; Polygon Norm; Scheibenfeder Norm; Schmierstoffe; Schrauben Typ; Unterlegscheibe Norm; Vielnut Norm; Wälzlager; Werkstoffe Kleb- und Lötverbindung; Werkstoff; Zahndickentoleranzen; Zahnriemen Norm.

9.1 Datenbankeinträge einsehen

Sie öffnen die Datenbank im Menü **Extras** unter dem Menüpunkt **Datenbanktool**, wie dargestellt in (Abb. 9.5, ①). Es erscheint ein Dialogfenster mit der Frage, ob Sie die Datenbank schreibberechtigt öffnen wollen (②). Drücken Sie **Ja**, können Sie die Datenbankeinträge bearbeiten, im anderen Fall sind sie schreibgeschützt. Entscheiden Sie sich für **Nein**, startet das eigentliche Datenbanktool-Fenster (③) im Nur-Lesen Modus. Dort können Sie aus einer Liste eine Tabelle wählen, die einer bestimmten Datenbank zugeordnet ist. In der Zeile einer Tabelle stehen die Werte, die den Datenbankeintrag parametrieren. In den Spalten stehen die Parameter der Datenbankeinträge, z.B. Werte für die Streckgrenze verschiedener Werkstoffe. Wie man Einträge der Datenbank editiert, lesen Sie in diesem Abschnitt. Tabelleneinträge können Sie durch Auswahl einer Zeile im Datenbanktool-Fenster und anschliessendes Bestätigen mit **Anzeigen** darstellen (④). Es öffnet sich das **Eintrag anschauen**-Fenster mit einer strukturierten Darstellung der Wertemenge aus einer Tabellenzeile (⑤).

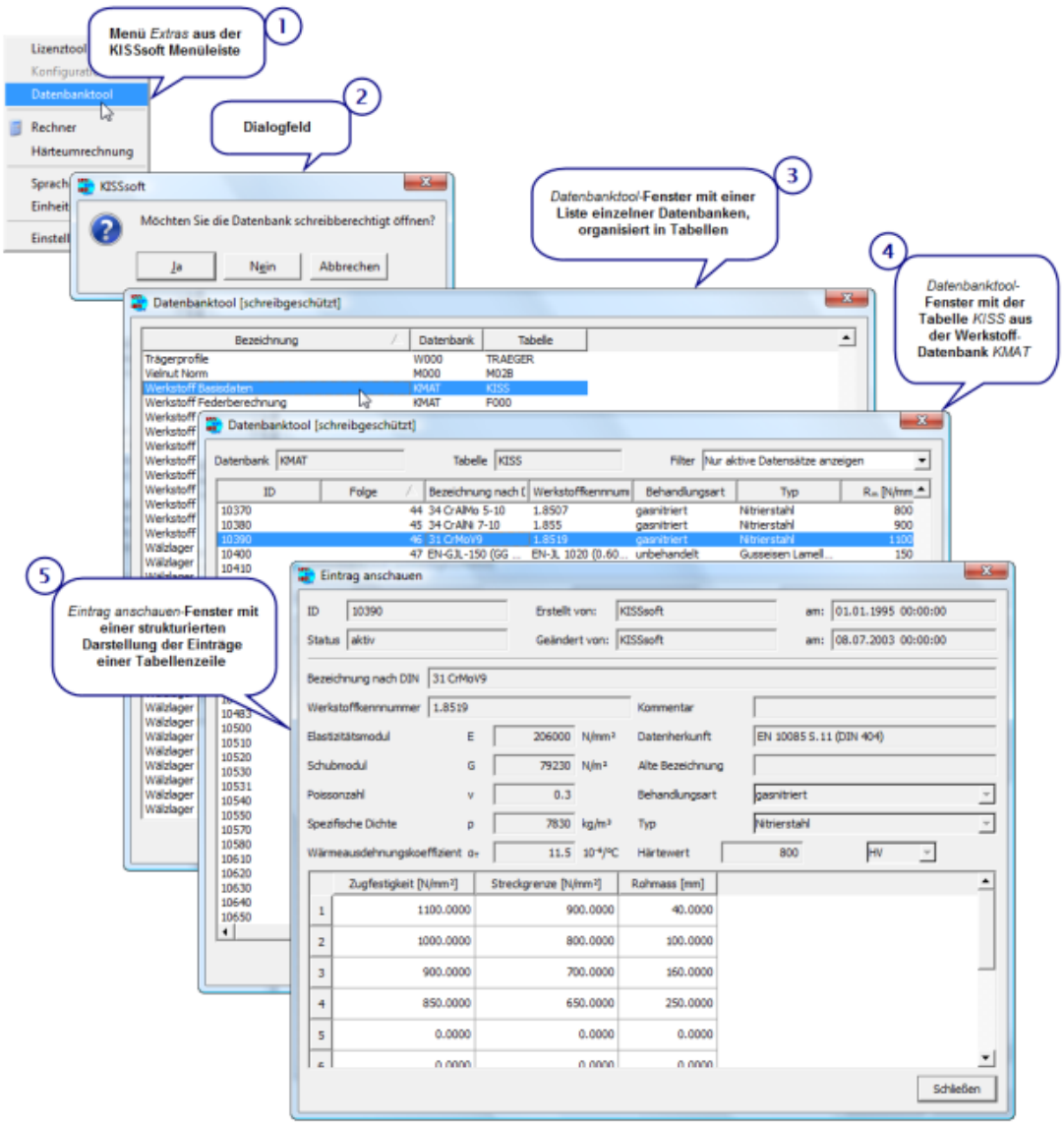


Abbildung 9.1: Zugriff auf Datenbankeinträge

► **Hinweis:**

Mit dem KISSsoft Datenbankentool können die Datenbanken verändert und um eigene Eingaben erweitert werden. Die in den Datenbanken abgelegten Daten sind in dem Sinne „sensibel", dass falsch eingegebene Werte kaum feststellbare, aber umso schwerwiegendere Auswirkungen haben können. Deshalb wird beim Öffnen der Datenbank gefragt, ob ein schreibberechtigter Zugriff erfolgen soll. Wird diese Frage verneint, dann können zwar die Daten in den Tabellen angeschaut, jedoch nicht verändert werden.

Wer ganz sicher gehen möchte, dass die Datenbanken unverändert bleiben, kann die zugehörigen Dateien (***.udb**) schreibschützen. Der Versuch, eine Tabelle schreibberechtigt zu öffnen, führt dann zu einer Fehlermeldung und die Tabelle wird normal schreibgeschützt geöffnet. Zum Ändern eines Schreibschutzattributs einer Datei, klicken Sie im Windows® Explorer mit der rechten Maustaste auf

die Datei, und klicken Sie dann auf **Eigenschaften**. Klicken Sie im Dialogfeld **Eigenschaften** auf den Tab **Allgemein** und aktivieren Sie dann die Checkbox **Schreibgeschützt**. Wenn Sie Änderungen an einer schreibgeschützten Datei vornehmen möchten, müssen Sie die Checkbox**Schreibgeschützt** deaktivieren oder die Datei unter einem anderen Namen speichern.

9.2 Datenbankeinträge verwalten

Wenn Sie einen eigenen Eintrag in einer Tabelle der Datenbank ändern wollen, müssen Sie im schreibberechtigten Modus arbeiten. Klicken Sie in diesem Fall im Dialogfenster 645ba0bcdba6a56 auf **Ja**. In der sich anschliessend öffnenden Liste (③) wählen Sie die gewünschte Tabelle durch Doppelklick auf die entsprechende Zeile oder Einfachklick auf den Button **Bearbeiten** unten rechts im Fenster nach Auswahl der Zeile. Das Datenbanktoolfenster zeigt nun eine Liste der Tabelleneinträge (④) und eine Zeile neuer Buttons erscheint unten links im Fenster:

	Bewegt die Auswahl eine Zeile nach oben
	Bewegt die Auswahl eine Zeile nach unten
	Bewegt die Auswahl an den Listenanfang
	Bewegt die Auswahl an das Listenende
	Fügt der Liste einen neuen Eintrag zu
	Verschiebt den ausgewählten Eintrag in die Liste ausgeblendeter Datensätze

Über das Dropdown-Menü **Filter** oben rechts im Fenster können Sie wählen zwischen der Anzeige aktiver Datensätze, ausgeblendeter Datensätze oder der Darstellung von beiden. Aktive Datensätze sind innerhalb der Berechnungsmodule nutzbar, ausgeblendete nicht.

9.2.1 Erstellen eines Datenbankeintrags

Nach Klicken des -Buttons ohne Auswahl einer Zeile öffnet sich das **Eintrag anschauen**-Fenster (⑤) mit leeren bzw. genullten Eingabefeldern. Lediglich im Feld **Name** steht der Eintrag **_NEW**, der standardmässig den neuen Tabelleneintrag kennzeichnet. Nachdem Sie die erforderlichen Daten übergeben haben, bestätigen Sie Ihre Eingaben durch Klicken von **OK** und anschliessendes **Speichern** im Datenbanktoolfenster. Der neue Eintrag erhält eine Identifikationsnummer (**ID**) ≥ 20000 und wird in die Liste aktiver Datensätze übernommen. Die Schaltfläche **Bearbeiten** ermöglicht die Änderung der Einträge mit einer ID ≥ 20000.

Klicken des -Buttons nach Auswahl einer Zeile öffnet das **Eintrag anschauen**-Fenster mit vorgegebenen Werten in den Eingabefeldern entsprechend des Tabelleneintrags. An den Namen wird automatisch der Anhang **_NEW** angehängt, um ihn vom ursprünglichen Datensatz zu unterscheiden. Die weitere Verfahrensweise entspricht ansonsten der oben beschriebenen.

Beispiel: Erstellen eines Datenbankeintrags

Angenommen, Sie wollen der Tabelle **KMAT.F000** einen neuen Federwerkstoff zufügen. Gemäss der beschriebenen Vorgehensweise würde man aus der Datenbank **KMAT** die Tabelle **F000** wählen, dort mit dem -Button einen neuen Eintrag/eine neue Zeile in der Tabelle zufügen und in den Eingabefeldern des **Eintrag anschauen**-Fensters die neuen Daten übergeben. Jedoch sind dort nur

wenige Parameter frei wählbar und es stellt sich die Frage, wo die anderen Grössen wie Streckgrenze und Elastizitätsmodul verändert werden können. Die Antwort lautet: In den Eingabefeldern des Basiswerkstoffs, also in der Tabelle **KMAT.KISS**. Für die Einführung eines neuen Federwerkstoffs braucht es immer einen zugrundeliegenden Basiswerkstoff. Fehlt dieser, müssen Sie ihn zuerst in der Tabelle **KMAT.KISS** definieren und schliesslich in **KMAT.F000** die fehlenden Einträge ergänzen.

► **Hinweis**

Sämtliche werkstoffbezogene Tabellen wie **KMAT.F000** oder **KMAT.Z080** - mit Ausnahme von **KMAT.KLUB** - haben einen Check-Button neben dem **Basiswerkstoff** Dropdown-Menü. Haben Sie den Haken in der CheckBox gesetzt, ist die Auswahl eines alternativen Basiswerkstoffs im assoziierten Dropdown-Menü möglich. Ist die CheckBox leer, ist der Zugriff auf das Menü der Basiswerkstoffe gesperrt. Diese Option dient zur Sicherung vor ungewollten Änderungen bei der Zuordnung des Basiswerkstoffs.

9.2.2 Löschen eines Datenbankeintrags

In keinem Fall werden Datensätze in KISSsoft gelöscht. Es ist lediglich möglich, Einträge mit einer ID ≥ 20000 in die Tabelle ausgeblendeter Datensätze zu verschieben. Wählen Sie den entsprechenden Eintrag durch Einfachklick in Fenster ④ aus und klicken Sie den −-Button. Die gewählte Zeile wird in den Bereich ausgeblendeter Datensätze kopiert und aus der Liste aktiver Datensätze entfernt. Über die Option **Nur ausgeblendete Datensätze zeigen** im Dropdown-Menü **Filter** des Datenbanktool-Fenster oben rechts haben Sie Zugriff auf die Tabelle inaktiver Datensätze.

9.2.3 Wiederherstellen eines Datenbankeintrags

Wählen Sie die in der Tabelle ausgeblendeter Datensätze die entsprechende Zeile durch Einfachklick und klicken Sie den +-Button. Der Eintrag wird in die Tabelle aktiver Datensätze kopiert und aus dem Bereich inaktiver Datensätze entfernt.

9.3 Datenimport und -export mit dem Datenbanktool

Die Datensätze jeder Tabelle des Datenbanktools können in eine Datei exportiert oder aus einer Datei importiert werden. Export und Import können für einzeln ausgewählte Datensätze oder für mehrere aus einer Liste ausgeführt werden.

Um eine Liste von Datensätzen zu importieren, müssen diese erst in einer Datei, vorzugsweise einer Excel Tabelle mit der Erweiterung „*.csv", gespeichert werden. Die Einträge in den Kolonnen der Excel Tabelle müssen mit den Kolonnen der Datenbanktabelle übereinstimmen.

Die Software kann auch Listen, die als Text mit der Erweiterung *.txt gespeichert sind, lesen. Die Einträge müssen mit einem Komma oder einem Semikolon getrennt sein. Welches Trennzeichen verwendet werden soll, hängt von den Einstellungen des Betriebssystems ab.

- Der Button **Datensatz** importiert oder exportiert in/aus eine(r) Datei mit der Erweiterung "*.kds".

- Der Button **Liste** importiert oder exportiert Datensätze in/aus eine(r) Datei mit der Erweiterung "*.csv".

► **Wichtige Anmerkungen:**

1. Nur "Benutzerdefinierte Datensätze" (ID >= 20000) können importiert und exportiert werden.
2. Ein bestehender "Benutzerdefinierter Datensatz" kann überschrieben werden bei der Bearbeitung von einzelnen Datensätzen.
3. Der Name der Kolonne in den "*.kds" Dateien muss exakt mit demjenigen im Datenbanktool übereinstimmen (auch Gross- und Kleinschreibung). Datensätze können exportiert werden, um die Namen der Kolonnen zu prüfen.
4. Wird eine ganze Liste importiert oder exportiert, wird dem Datensatz automatisch eine neue ID zugeteilt.

9.4 Externe Tabellen

KISSsoft verwendet externe Tabellen, auch Look-Up Tables genannt, um grössere Datenmengen zu handhaben. Die Aufgabe externer Tabelle besteht darin, einem oder mehreren Eingabewerten einen oder mehrere Ausgabewerte zuzuordnen (siehe Abbildung 9.2).

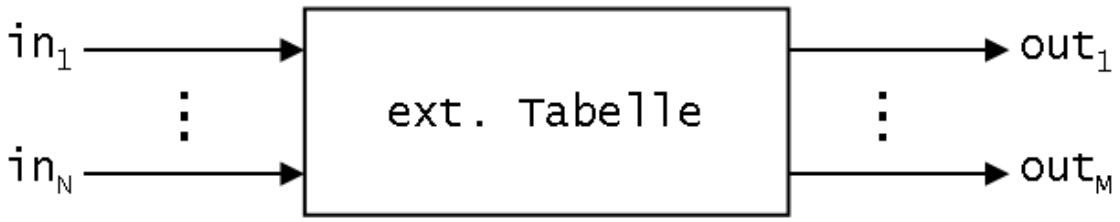


Abbildung 9.2: Funktionsprinzip externer Tabellen

Die Ausgabedaten, die den Eingabedaten zugeordnet werden, sind in der Tabelle enthalten.

Die externen Tabellen sind im Verzeichnis **/KISSsoft Installationsverzeichnis/dat** abgelegt. Wird in einer Datenbank ein neuer Tabellenname eingetragen, so muss auch manuell eine Datei mit demselben Namen und der Endung **.dat** erstellt werden.

Da Tabellen extern liegen, wird deren Anzahl von KISSsoft erst während der Programmausführung festgestellt. Der direkte Nutzen dieser Tatsache für den Benutzer ist, dass er eigene Dateien mit Daten-Tabellen analog zu den von KISSsoft mitgelieferten Dateien erstellen kann. Die Tabellen sind lesbare ASCII-Dateien und somit durch den Benutzer ergänzbar. So wäre es zum Beispiel möglich, anstelle der ISO Grund-Toleranzen alternativ eine interne Norm anzuwenden.

In der Abbildung (siehe Abbildung 9.3) sind die drei von KISSsoft verwendeten Tabellentypen in einem Schema dargestellt:

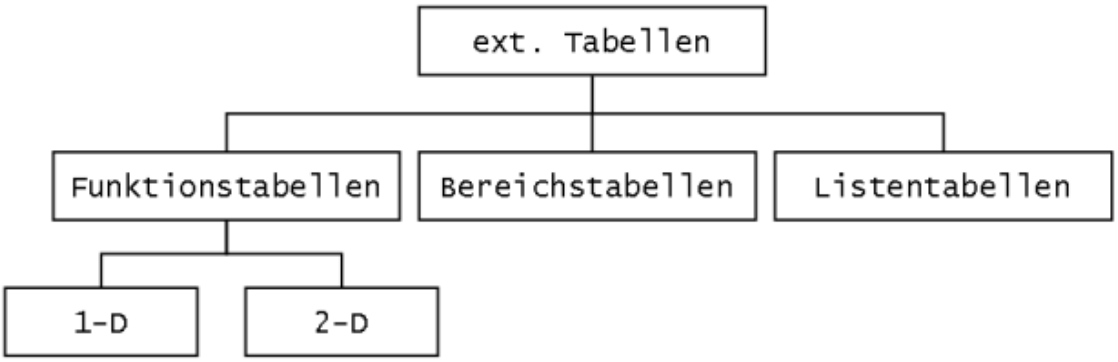


Abbildung 9.3: Typen externer Tabellen

Eine Tabelle, gleich welchen Typs, hat immer folgende Struktur:

:TABLE Typ Variable oder Kennzeichnung
Tabellenkopf
DATA
Daten
END

Der Befehl**: TABLE** kennzeichnet die externe Tabelle als solche. Für das Argument **Typ** muss einer der folgenden Bezeichner verwendet werden:

FUNCTION	Funktionstabellen
RANGE	Bereichstabellen
LIST	Listentabellen

► **Hinweis**

Leerstellen in Tabellen können mit *****, **-** oder Leerzeichen gekennzeichnet sein. Beachten Sie dabei, dass Sie keine Leerschläge verwenden dürfen, wenn nachfolgend noch Werte folgen. KISSsoft interpretiert Leerzeichen als Trennung von Werten.

Der Aufbau des Tabellenkopfs und Datenkörpers in Abhängigkeit des Typs ist in den folgenden Abschnitten mit Anwendungsbeispielen beschrieben.

9.4.1 Funktionstabellen

Funktions-Tabellen sind Tabellen, welche ein oder zwei Eingabewerte (1D- oder 2D-Tabelle) erwarten und genau einen Wert dazu zurückliefern.

► **Beispiel 1D-Tabelle**

Ein Winkelfaktor (**factor**) wird aufgrund eines gegebenen Winkels (**angle**) bestimmt. Bspw. liefert ein Eingabewert **angle = 45** einen Ausgabewert **factor = 0.35**.

-- Tabellentyp: Funktionstabelle; Ausgabevariable: **factor**

:**TABLE FUNCTION factor**					
-- INPUT X angle definiert den Eingabeparameter angle;					
-- Zwischenwerte werden linear interpoliert					
	INPUT X angle TREAT LINEAR				
-- Datenkörper: 1. Zeile: Eingabewerte, 2.Zeile: Ausgabewerte					
DATA					
	0	30	60	90	. . .
	0.1	0.25	.45	.078	. . .
END					

INPUT ist ein Schlüsselwort, d.h. ein vom Tabellen- Interpreter reserviertes Wort, gefolgt von einem Argument **X**, das dem Eingabeparameter **angle** eine Dimension zuweist. Das Schlüsselwort **TREAT** mit zugehörigem Argument **LINEAR** legt fest, dass Zwischenwerte linear interpoliert werden sollen. Der Ausgabewert **factor** wird aufgrund des Wertes der Variablen **angle** bestimmt. Die erste Zeile im Datenkörper der 1D-Tabelle (zwischen **DATA** und **END**) entspricht dem Eingabewert **angle**, die zweite Zeile dem Ausgabewert. Der Datenkörper einer 1D-Tabelle ist demnach immer eine (2 × N)-Matrix, d.h. beide Zeilen müssen die gleiche Anzahl Werte aufweisen.

► **Beispiel 2D-Tabelle**

Die Nennleistung wird aufgrund der Drehzahl und Scheibendurchmesser bestimmt. Bspw. liefern Eingabewerte **diameter = 60** und **speed = 60** einen Ausgabewert **power = 8.6**.

-- Tabellentyp: Funktionstabelle; Ausgabevariable: **power**						
:**TABLE FUNCTION power**						
-- INPUT X diameter definiert den Eingabeparameter **diameter**;						
-- INPUT Y speed definiert den Eingabeparameter **speed**;						
-- Zwischenwerte werden in beiden Dimensionen linear interpoliert						
	INPUT X angle TREAT LINEAR					
	INPUT Y speed TREAT LINEAR					
-- Datenkörper: (siehe Kapitel 10.3, Beispiel: Pressverband-Berechnung)						
DATA						
		50	100	200	300	. . .

	50	4	7	12	25	. . .
	75	12	25	30	35	. . .
	. . .	. . .	. . .	. . .	. . .	. . .
END						

Die Variable **power** wird hier mit den Eingabe- Variablen **INPUT X** und **INPUT Y** bestimmt. Bei Zwischenwerten in Spaltenrichtung (Y) soll linear interpoliert werden, ebenfalls in Zeilenrichtung (X). Die erste Zeile der Tabelle entspricht Werten der Eingabe-Variablen **INPUT X** und die erste Spalte entspricht Werten der Eingabe-Variablen **INPUT Y**. Die in den Schnittpunkten der Eingabewerte gelegenen Werte sind die Werte, die der Ausgabe-Variablen entsprechen (siehe Abbildung 9.4).

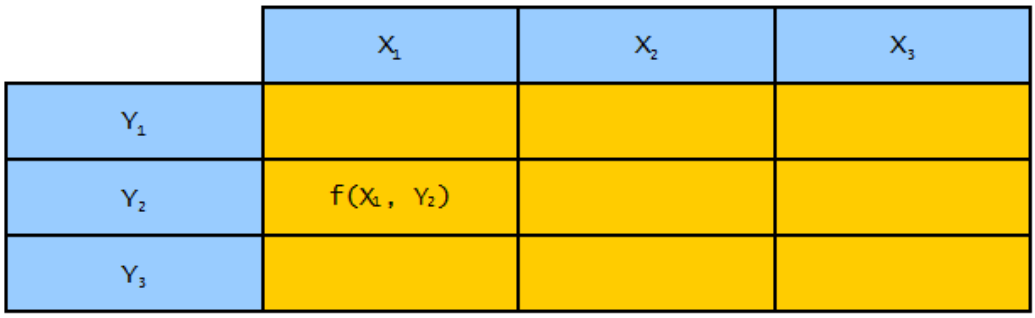


Abbildung 9.4: Datenschema von 2D-Tabellen

Beachten Sie, dass es so möglich wäre, eine inverse Tabelle zu definieren. Nehmen Sie den Fall an, dass in Ihrem **XY**-Riemen-Katalog die Tabelle für die Leistungsbestimmung die Drehzahl in der ersten Zeile und der Durchmesser in der ersten Spalte steht, dann müssen Sie nicht Ihre Tabelle auf den Kopf stellen. Ändern Sie dazu einfach die Zuordnung im Tabellenkopf (d. h. tauschen Sie **X** und **Y**).

9.4.2 Bereichstabellen

Mit Bereichstabellen wird kontrolliert, ob sich ein gegebener Wert in einem definierten Bereich bewegt.

► **Beispiel**

-- Tabellentyp: Bereichstabelle; Name der Tabelle: 'A'
:**TABLE RANGE 'A'r**
-- INPUT X drehzahl definiert den Eingabeparameter **drehzahl**;
-- Zwischenwerte werden logarithmisch interpoliert

-- INPUT Y leistung definiert den Eingabeparameter **leistung**						
	INPUT X drehzahl TREAT LOG					
	INPUT Y leistung					
-- Datenkörper: 1. Zeile: INPUT X, 2.Zeile: INPUT Y Obergrenze						
-- 3. Zeile: INPUT Y Untergrenze						
DATA						
		200	300	500	1000	4000
	LOWER	1.5	2.0	3.0	10	20
	UPPER	10	15	20	15	40
END						

Die beiden Eingabevariablen sind **drehzahl** und **leistung**. Der Ausgabewert ist die Entscheidung, ob sich die Leistung in Abhängigkeit der Drehzahl in einem definierten Bereich bewegt und muss nicht deklariert werden. Zwischenwerte der Drehzahl werden logarithmisch interpoliert. Die erste Zeile des Datenkörpers entspricht Werten der Variable **drehzahl**. Die weiteren Zeilen entsprechen Werten der Variablen **leistung** mit **LOWER** als Unter- und **UPPER** als Obergrenze. Der Eingabewert von **leistung** wird mit diesen Grenzen verglichen und dem Programm gemeldet, ob **leistung** unter-, inner- oder überhalb des gegebenen Bereiches **A** befindet.

9.4.3 Listentabellen

IIn Listen-Tabellen werden bei mindestens einem Eingabewert mehrere Ausgabewerte bestimmt. Ist mehr als ein Eingabewert gegeben, so ist die Reihenfolge der Eingabewerte wichtig. Leserichtung ist von links nach rechts und der erste Eingabewert bestimmt den Bereich des nächsten Eingabewertes, dieser jenen des nächsten usw. bis zum letzten. Alle Eingabewerte ausser dem letzten müssen mit den Einträgen im Datenkörper übereinstimmen (**TREAT DIRECT** (siehe Kapitel 9.4.4, Liste verwendeter Schlüsselwörter)).

► **Beispiel 1**

Folgende drei Eingabewerte seien gegeben:
g.d = 2.0; g.P = 0.8; s.l = 6
Die Ausgabewerte wären gemäss untenstehendem Code:
s.l = 7; s.k = 3; s.k = 4.5.

-- Tabellentyp: Listentabelle; Ausgabevariable: **s.norm**
:TABLE LIST s.norm

-- INPUT g.d definiert den Eingabeparameter **g.d**;					
-- INPUT g.P definiert den Eingabeparameter **g.P**;					
	INPUT g.d				
	INPUT g.P				
-- IN_OUT s.l definiert s.l als Durchgangsvariable					
-- TREAT NEXT_BIGGER definiert den Umgang mit Zwischenwerten					
	IN_OUT s.l	TREAT NEXT_BIGGER			
-- OUTPUT s.k, s.dk deklariert s.k und s.dk als Ausgabevariablen					
	OUTPUT s.k,s.dk				
-- Datenkörper: Eine (N × Nin)-Matrix					
DATA					
	2.0	0.4	0		
	2.0	0.8	5	3	4.5
	2.0	0.8	7	3	4.5 - relevante Datenzeile
	2.0	0.8	10	3	4.8
END					

Im Gegensatz zu Funktionstabellen bezeichnet **s.norm** in der ersten Zeile des Codes den Namen der ext. Tabelle und nicht die Ausgabevariable. **IN_OUT s.l** deklariert eine Variable **s.l**, die sowohl als Eingabe-, als auch als Ausgabevariable benutzt wird (Durchgangsvariable). **TREAT** fungiert wieder als Schlüsselwort zur Behandlung von Zwischenwerten: **NEXT_BIGGER** gibt vor, das Eingabewerte aufgewertet werden sollen, sofern es sie nicht in der entsprechenden Spalte des Datenkörpers gibt. Im Beispiel liegt der Eingabewert **s.l = 6** zwischen den Werten 5 und 7 und wird im Sinne von **NEXT_BIGGER** aufgewertet zum nächstgrösseren. **OUTPUT s.k, s.dk** deklariert - neben **s.l** - die Ausgangsgrössen **s.k** und **s.dk**. Die Anzahl der Spalten des Datenkörpers muss mindestens der Anzahl Eingabevariablen entsprechen und höchstens der Anzahl Eingabevariablen + Ausgabevariablen, hier: $3 < N_{in} > 5$.

► Beispiel 2

Zur Bestimmung diverser Masse einer Schraube werden zwei Eingabewerte gebraucht: der Schraubentyp, hier repräsentiert durch die Variable **typ** und die Länge der Schraube, gegeben durch **l**.

:TABLE LIST schraube.geometrie

	INPUT typ							
	INPUT l				**TREAT NEXT_SMALLER**			
	OUTPUT M, dw, (s), e, bez, vorrat							
DATA								
	. . .							
	12x2.5	20	12	14.57	23.78	5.75	Bez. 1	1
	12x2.5	25	12	15.78	24.88	5.75	Bez. 2	1
	. . .							
END								

Der Name der Tabelle ist **schrauben.geometrie**. Die Reihenfolge im Tabellenkopf bestimmt jene in den Spalten, also die erste Spalte entspricht der Variablen **typ**, die zweite der Variablen **l**, usw. Als Eingaben werden die Variablen **typ** und **l** verwendet, wobei der Wert für die Variable **typ** in der Liste aufgeführt sein muss. Wird für die Variable **l** ein Zwischenwert gegeben, so wird die Zeile mit dem nächstkleineren Wert als Resultat interpretiert. Leerstellen sind keine erlaubt, d. h. es müssen bei diesem Typ Tabelle immer Werte vorhanden sein. Es kann vorkommen, dass einzelne Variablen in der Output-Definition in Klammern gesetzt sind. Dies bewirkt ein Überlesen der entsprechenden Spalte, d. h. diese Variable wird nicht gesetzt.

► **Hinweis**

Auskommentierte Output-Definitionen können nicht von Ihnen geändert werden.

9.4.4 Liste verwendeter Schlüsselwörter

--	Alles was in einer Zeile nach diesem Kommentarzeichen steht, wird vom Interpreter ignoriert.
DATA	Unterhalb davon steht die Datenmatrix.
END	Beendet den Eingabebereich der externen Tabelle.
INPUT [<*dim*>**]** <*var*>	Eingabevariable, evtl. mit Angabe der Dimension.
IN_OUT <*var 1*>**[,** <*var 2*>**, ...]**	Listentabellen: Durchgangsvariablen.
LOWER	Bereichstabellen: Unterer Grenzwert.
OUTPUT <*var 1*>**[,** <*var 2*>**, ...]**	Ausgabewert(e).

:TABLE *<Typ>*	Definiert den Typ der externen Tabelle.
TREAT DIRECT	Zwischenwerte: keine erlaubt. Eingabewerte müssen in entsprechender Spalte/Zeile mit denen des Datenkörpers übereinstimmen.
TREAT NEXT_SMALLER	Zwischenwerte: Es wird der nächstkleinere Wert zugeordnet.
TREAT NEXT_BIGGER	Zwischenwerte: Es wird der nächstgrössere Wert zugeordnet.
TREAT LINEAR	Zwischenwerte: Interpoliert linear.
TREAT LOG	Zwischenwerte: Interpoliert logarithmisch.
UPPER	Bereichstabellen: Oberer Grenzwert.

9.5 Beschreibung der Datenbank-Tabellen

Die einzelnen Datenbank-Tabellen sind sehr unterschiedlich aufgebaut. Im folgenden Kapitel werden die einzelnen Datenbank-Tabellen und ihre spezifischen Felder beschrieben.

Das Feld **Bezeichnung** erscheint bei allen Tabellen und wird nur hier beschrieben. In dieses Feld muss ein eindeutiger Name für den Datensatz eingetragen werden, anhand welcher die Datensätze im Programm ausgewählt werden.

Hinweis: Felder, welche für die Eingabe von Dateinamen vorgesehen sind, haben eine Autovervollständigungsfunktion. Hierzu sucht die Software in den Ordnern ..\dat und ..\ext\dat sowie dem aktuellen Projektverzeichnis.

9.5.1 Achsabstandtoleranzen

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Achsabstandstoleranzen beginnen mit K10-???.dat. Die Achsabstandstoleranzen nach ISO 286 werden direkt aus dem Programmcode und nicht aus einer Datei gelesen.

9.5.2 Bearbeitungszugabe Stirnrad

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Bearbeitungszugabe beginnen mit ZADDT-???.dat.

9.5.3 Bezugsprofile

Die Bezugsprofildaten werden direkt in der Datenbank eingetragen. Die einzelnen Werte sind jedoch voneinander abhängig.

- **Bezeichnung nach ISO: zugrunde gelegter Standard**
- **Kommentar: Textfeld für den eigenen Gebrauch**
- **Datenherkunft: Textfeld für den eigenen Gebrauch**
- **Definierbare Bezugsprofildaten: Fusshöhenfaktor h^*_{fP}, Fussradiusfaktor ϱ^*_{fP}, Kopfhöhenfaktor h^*_{aP}, Kopfradiusfaktor ϱ^*_{aP}, überschneidend, Protuberanzhöhenfaktor h^*_{prP}, Protuberanzwinkel α_{prP}, Kopfformhöhenfaktor h^*_{FaP}, Kantenbrechflankenwinkel α_{KP}**

9.5.4 Druckfeder Norm

Bei der Druckfeder können Daten von Geometrie-Normen hinterlegt werden.

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Druckfeder Normen beginnen mit f010-??.dat.
- **Toleranz:** Toleranzangabe der Geometrie-Norm

9.5.5 Abwälzfräserauswahl

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabelle für die Fräserdaten nach DIN 3972 heisst Z000-BP.dat.

9.5.6 Grundwerkstoff Kleb- und Lötverbindung

- **Zugfestigkeit R_m:** [N/mm2] Für die Berechnung der Kleb- und Lötverbindungen wird die Zugfestigkeit des Werkstoffes benötigt.

9.5.7 Herstellverfahren Kegel- und Hypoidräder

Diese Werte sind nur bei der Berechnung nach Klingelnberg nötig. Sie entsprechen Tabellen für Maschinentypen nach der Klingelnberg-Werksnorm.

- Zu definierende Werte: **Maschinentyp, Flugkreisradius Messerkopf r_0** [mm], **Gangzahl Messerkopf z_0, Maximale Maschinendistanz MD_{max}** [mm], **Minimaler Normalmodul $m_{n,min}$** [mm], **Maximaler Normalmodul $m_{n,max}$** [mm]

9.5.8 Keilriemen Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Keilriemen Norm beginnen mit Z090-???.dat.

- **Berechnungsmethode:**
  - 1) Schmalkeilriemen (Fenner)
  - 2) Schmalkeilriemen/ Kraftbänder
  - 3) Conti-Riemen
- Weitere Definitionen: **Maximale Riemengeschwindigkeit v_{max}** [m/s]**, Elastizität E** [N]**, Gewicht pro Länge q** [kg/m]**, Reibkoeffizient** μ_r

9.5.9 Kerbverzahnung Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Kerbverzahnungsnormen beginnen mit M02C-???.dat.
- **Berechnungsmethode:** Zu der jeweiligen Kerbverzahnung wird die passende Berechnungsmethode gewählt.

9.5.10 Kettenprofile ISO606

- Zu definierende Grössen dieser Tabelle: **Typ, Teilung p** [mm]**, Anzahl Stränge** n_s**, maximaler Rollendurchmesser** d_1 [mm]**, maximaler Bolzendurchmesser** d_2 [mm]**, Mindestweite zwischen Innenlaschen** b_1 [mm]**, maximale Breite des Innenglieds** b_2 [mm]**, gesamte Breite** b_{tot} [mm]**, maximale Höhe der Innenlasche** h_2 [mm]**, Verhältnis** t_H/t_S

9.5.11 Klebstoffe

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- Definierbare Grössen: **Minimale** und **maximale Scherfestigkeit** $\tau_{B,min}$ **,** $\tau_{B,max}$ **[N/mm**2].

9.5.12 Modifikationen

Die verschiedenen Modifikationen der Zahnräder sind als Datenbankklasse definiert. Wenn ein Datensatz in der Datenbank ausgeblendet wird, wird dieser in der Auswahlliste der Modifikationen nicht mehr sichtbar sein.

Es können zwar neue Datensätze in der Datenbank zugefügt werden, diese werden aber im Berechnungsmodul nicht sichtbar sein.

9.5.13 Lastkollektive

Definitionen aller Eingaben (Häufigkeit, Leistung, Drehzahl) können als Faktoren oder Werte definiert werden. Wenn Faktoren zur Eingabe verwendet werden, dann werden Leistung und Drehzahlen in Faktoren der Nennleistung angegeben. In den Berechnungen wird der Faktor für das Drehmoment

(Leistungsfaktor/ Drehzahlfaktor) für Kräfte und Momente verwendet. Wenn die Eingabe auf Werte gesetzt ist, dann ist es nicht möglich, Bezugsrad, Drehmoment, Drehzahl und Leistung zu ändern. Diese Eingabefelder werden inaktiv.
Lastkollektive können entweder aus einer Datei gelesen oder direkt eingegeben werden. Mit der direkten Eingabe ist die Anzahl der Lastfälle gegeben durch die Anzahl eingegebener Zeilen.

- **Eingabe:** Auswahl, ob es Faktoren für die Leistung oder das Drehmoment sind. Dies ist auch gültig, wenn das Lastkollektiv aus einer Datei gelesen wird.
- **Mit Datei verknüpfen:** Diese Option wird angezeigt, wenn das Lastkollektiv auf "Eigene Eingabe" gesetzt ist. Wenn die Option zu sehen ist, können Lastkollektivwerte von einer ausgewählten Datei importiert werden. Der Import kann auf zwei Arten ausgeführt werden: Wenn der Flag nicht gesetzt ist, können die importierten Lastkollektivwerte geändert werden. Wenn der Flag gesetzt ist, werden die Lastkollektivwerte automatisch durch die Werte in der ausgewählten Datei überschrieben und können nicht geändert werden.
- **Eigene Eingabe von Lastkollektiven:** Das Lastkollektiv kann direkt eingegeben oder über eine Datei eingelesen werden.
- **Dateiname:** Die Datei kann mit dem 🗀-Knopf über die Verzeichnisse ausgewählt werden. Die Datei mit dem Lastkollektiv muss eine Textdatei (*.dat) sein. Eine Beispieldatei mit einem Lastkollektiv ist im Verzeichnis "dat" mit Namen "Example_DutyCycle.dat" zu finden. Selbst definierte Lastkollektive sollten im Verzeichnis "EXT/dat" abgelegt werden, sodass sie bei einem Versionenupdate immer noch zur Verfügung stehen.

```
0.1  1    1
0.1  0.9  1
0.1  0.8  1
0.1  0.7  1
0.1  0.6  1
0.1  0.5  1
0.1  0.4  1
0.1  0.3  1
0.1  0.2  1
0.1  0.1  1
```

Beispieldatei Lastkollektiveingabe

- **Häufigkeit:** H_0 ... H_{19}, die Summe dieser Häufigkeiten muss 1 ergeben.
- **Leistungsfaktor (Drehmomentfaktor):** P_0 ... P_{19} $0<P_n<,\infty$.
- **Drehzahlfaktor:** N_0 ... N_{19}, $0<N_n<\infty$.

Lastkollektiv-Elemente mit negativem Drehmoment werden interpretiert als Wechsel von treibend auf getrieben.

9.5.14 Lote

- Definierbare Grössen: **Minimale** und **maximale Scherfestigkeit** $\tau_{B,min}$ **,** $\tau_{B,max}$ [N/mm^2].

9.5.15 Oberflächenrauigkeit Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen

Bei den Welle-Nabe-Verbindungen gibt es zusätzlich eine 'Eigene Eingabe', bei den Wellen werden die Rz-Werte anhand der Liste abgebildet.

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- Definierbare Grössen: **Gemittelte Rauhtiefe R_z** [µm] und **Mittenrauhwert R_a** [µm].

9.5.16 Passfeder Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Passfeder Normen beginnen mit M02A-???.dat.

9.5.17 Polygon Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Polygon Normen beginnen mit M02D-???.dat.

9.5.18 Scheibenfeder Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Scheibenfeder Normen beginnen mit M02E-???.dat.

9.5.19 Bolzen/ Stifte

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Bolzen/ Stifte Normen beginnen mit M03A-???.dat.

9.5.20 Schmierstoffe

- **Kommentar, Bezeichnung nach ISO, Datenherkunft:** Textfelder für den eigenen Gebrauch
- **Additivierung bei Wälzlagern:**
  - **ohne Additive:** Schmierstoffe ohne Additive, oder mit solchen, deren Wirksamkeit in Wälzlagern nicht geprüft wurde.
  - **Mit Additiven:** Schmierstoffe, deren Wirksamkeit in Wälzlagern geprüft wurden
- **Öl/Fett:** Auswahl ob es sich beim Schmierstoff um ein Öl oder ein Fett handelt.
- **Kinematische Viskosität bei 40°C und bei 100°C** v_{40},v_{100} **:** [mm2/s]

- **Schmierstoffbasis:** Auswahlmöglichkeiten:
    - Mineralöl
    - Synthetisches Öl auf Polyglykol-Basis
    - Synthetisches Öl auf Polyäther-Basis
    - Synthetisches Öl auf Polyalphaolefine-Basis
    - Synthetisches Öl auf Ester-Basis

Polyalphaolefine: Mineralölähnlich, gut mischbar mit Mineralöl, teilweise lebensmittelverträglich.
Ester: Teilweise lebensmittelverträglich, teilweise biologisch abbaubar.

- **Fresstest-Verfahren:** Auswahlmöglichkeiten:
    - Keine Infos zum Fressen
    - FZG Test A/8.3/90; ISO 14635-1 (normal)
    - FZG Test A/16.6/90
    - FZG Test A/16.6/120
    - FZG Test A/16.6/140
    - FZG Test A10/16.6R/120; ISO 14635-2
    - Eingabe der Fresstemperatur
    - FZG Test A10/16.6R/90
    - FZG Test S-A10/16.6R/90
- **Laststufe Fressen FZG-Test:** Angabe der Fresslaststufe nach dem FZG-Test. Die Angabe wird bei Zahnradberechnungen benötigt.

1= schwächste Stufe; 12=beste Stufe
Gute Getriebeschmierstoffe haben alle die Fresslaststufe 12.

- **Fresstemperatur θ_s:** bei Wahl Eingabe der Fresstemperatur beim Fresstest-Verfahren.
- **Micropitting-Test-Verfahren:** Auswahlmöglichkeiten
    - Keine Info zum Micropitting
    - C-GF/8.3/90/ mit Ra=0.50 θ=90° (FZG)
    - C-GF/8.3/60/ mit Ra=0.50 θ=60° (FZG)
    - C-GF bei aktueller Öltemperatur
- **Laststufe Micropitting Test:** Die beste erreichbare Laststufe ist 10.
- **Dichte ϱ:** [kg/dm^3]
- **Konuspenetration bei 25°C (Fett) P_e:** [0.1mm] Diese Eingabe wird nur für die Berechnung von fettgeschmierten Gleitlagern benötigt.
- **Seifenanteil (Fett) c_s:** [Vol%] Diese Eingabe wird nur für die Berechnung von fettgeschmierten Gleitlagern benötigt.
- **k-Faktor, s-Faktor (Druckviskosität) k, s:** Faktoren für die Berechnung der Druckviskosität (AGMA 925):

$$\alpha = k \cdot \eta_M^S$$

$$\eta_P = \eta_{atm} \cdot e^{\alpha_p}$$

Wenn die Werte nicht bekannt sind, kann 0 eingegeben werden, dann werden die Werte der Norm entnommen (AGMA 925-A03, Table 2).

- **Unter-/ Obergrenze Einsatztemperatur** θ_{min}, θ_{max} **:** [°C]

9.5.21 Schrauben: Anziehfaktor

- **Anziehverfahren:** Auswahl 'nicht streckgrenzen- oder drehwinkelgesteuert' und 'streckgrenzen- oder drehwinkelgesteuert'
- **Minimaler Anziehfaktor** α_{Amin}**:** Minimaler Wert, je nach Anziehverfahren definierbar.
- **Mittlerer Anziehfaktor** α_{Amid}**:** Mittlerer Wert, je nach Anziehverfahren definierbar.
- **Maximaler Anziehfaktor** α_{Amax}**:** Maximaler Wert, je nach Anziehverfahren definierbar.

9.5.22 Schrauben: Bohrung

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Bohrungen beginnen mit M04-???.dat.
- **Verwendete Einheit**: Auswahl ob die Werte in der Datei in mm oder in inch gelesen werden sollen.

9.5.23 Schrauben: Festigkeitsklasse

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- Definierbare Grössen: **Streckgrenze** R_p [N/mm2], **Zugfestigkeit** R_m [N/mm2], **Scherfestigkeitsverhältnis** $_{Ib}/R_m$**[-]**

► **Hinweis:**

Bei den Festigkeitsklassen 8.8 und SAE J429 Grade 2 und 5 wird in der Datenbank immer die Streckgrenze und Zugfestigkeit für die untere Durchmessergrenze angezeigt. Ist der Durchmesser grösser als die Durchmessergrenze wird dies im Programm korrigiert.
Die Scherfestigkeitsverhältnisse wurden aus der Tabelle 5.5/2 der VDI 2230 (2015) anhand der Festigkeitsklassen entnommen, nicht definierte SAE-Klassen werden auf das Verhältnis 0.6 gesetzt.

9.5.24 Schrauben: Muttern Festigkeitsklasse

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch

- Definierbare Grössen: **Vickershärte für Regelgewinde für den Durchmesser D <= 16 mm** [HV], **Vickershärte für Regelgewinde für den Durchmesser D > 16 mm** [HV], **Vickershärte für Feingewinde für den Durchmesser D <= 16 mm** [HV], **Vickershärte für Feingewinde für den Durchmesser D > 16 mm** [HV]

► **Hinweis:**

Bei den Festigkeitsklassen wird der minimale Wert der Norm DIN EN ISO 898-2:2012 angegeben. Da der Wert bei einigen Festigkeitsklassen durchmesserabhängig ist, werden in der Datenbank beide definiert und dann im Programm unterschieden, für welchen Durchmesser der Wert genommen wird. Dasselbe gilt für die Unterscheidung Fein- oder Regelgewinde, es wird im Programm unterschieden welcher Wert verwendet wird, je nach Wahl in der Oberfläche.

9.5.25 Schrauben: Reibungszahlklassen

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- Definierbare Grössen: **Minimaler Reibkoeffizient** μ_{min} [-] und **Maximaler Reibkoeffizient** μ_{max} [-]

►

► **Hinweis:**

Bei den Reibungszahlklassen werden in der Datenbank immer der Minimale und Maximale Reibkoeffizient angezeigt. Die Werte werden zur Auslegung der Reibungskoeffizienten bei Schrauben verwendet.
Die vorgegebenen Werte sind der Tabelle A5, der VDI 2230, Blatt 1 [1] entnommen.

9.5.26 Schrauben: Gewindeart

- **Name:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Gewinde beginnen mit M04-???.dat.
- **Faktor zur Berechnung des Flankendurchmessers / Kerndurchmessers**
- **Flankenwinkel** α**:** [°]

9.5.27 Schrauben: Muttern

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Muttern beginnen mit M04-???.dat.
- **Verwendete Einheit**: Auswahl ob die Werte in der Datei in mm oder in inch gelesen werden sollen.

9.5.28 Schrauben: Typ

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Schraubentypen beginnen mit M04-???.dat.
- **Name:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- **Gewindetyp:** Auswahlliste zu welchem Gewindetyp diese Schraube gehört.
- **Verwendete Einheit**: Auswahl ob die Werte in der Datei in mm oder in inch gelesen werden sollen.

9.5.29 Schrauben: Unterlegscheibe

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Unterlegscheiben beginnen mit M04-???.dat.
- **Verwendete Einheit**: Auswahl ob die Werte in der Datei in mm oder in inch gelesen werden sollen.

9.5.30 Stossradauswahl

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Stossräder beginnen mit Z000-Cutter-?.dat.

9.5.31 Tellerfeder Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Tellerfedern beginnen mit F040-?.dat.

9.5.32 Toleranzen Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Toleranzen beginnen mit K10-???.dat.

Die Toleranzen nach DIN EN ISO 286 wurden direkt in KISSsoft einprogrammiert. Für die Toleranzklassen H, h, JS, js wurde die Toleranz bis zum Nennmass 10000 mm (nach Norm bis 3150 mm) erweitert. Die Werte wurden durch Extrapolation ermittelt.

9.5.33 Trägerprofile

- **Zeichnungsdatei:** Bild, welches in der Maske bei der Wellenberechnung angezeigt wird.
- Werte zu den Profilen: **Höhe h** [mm], **Breite b** [mm], **Querschnitt A** [cm2], **Flächenträgheitsmomente bzgl. x-/ z-Achse I_x/ I_z** [cm4], **Torsionsträgheitsmoment I_t**

[cm4], **Widerstandsmomente bzgl. x-/ z-Achse W_x/ W_z** [cm3], **Torsionswiderstandsmoment W_t** [cm3]

9.5.34 Vielnut Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Vielnut-Profile beginnen mit M02b-???.dat.

9.5.35 Werkstoffe

Die Werkstoffe bestehen aus einer Datenbank-Tabelle **Basisdaten Werkstoffe** und der jeweiligen Tabelle für die Module. In der Tabelle Basisdaten werden die generellen Daten der Werkstoffe zusammengetragen, die Werkstoffe können dann in den einzelnen Modul-Tabellen übernommen werden, dadurch braucht man die Basisdaten nur einmal zu definieren. In den Tabellen der Module werden dann die modulspezifischen Daten definiert.
In den modulspezifischen Tabellen muss immer ein **Basiswerkstoff** ausgewählt sein.

9.5.35.1 Basisdaten Werkstoffe

- **Bezeichnung nach DIN, BS, AISI, UNI, AFNOR, JIS, CN, alte Bezeichnung, Werkstoffnummer, Herkunft der Daten, Kommentar:** Textfelder für eigenen Gebrauch
- **Elastizitätsmodul bei 20°C E_{20}:** [N/mm^2]
- **Poissonzahl** ν**:** [-]
- **Dichte** ϱ**:** [kg/dm^3]
- **Wärmeausdehnungkoeffizient** α**:** [10-6/K]
- **Schubmodul bei 20°C G_{20}:** [N/mm^2]
- **Behandlungsart:** In dieser Liste kann der Behandlungsart ausgewählt werden.
- **Werkstofftyp:** In dieser Liste kann der Werkstofftyp ausgewählt werden.
- **Härtewert:** Dieser Wert ist rein informativ und hat auf die Berechnung nur einen geringfügigen Einfluss.
- **Einheit der Härte:** in Liste auswählbar.
- **Kernhärtewert:** Dieser Wert wird z.B. für die Festigkeitsberechnung nach AGMA 6101-F19/ AGMA 6001-F19 verwendet, bei anderen Berechnungen ist der Wert jedoch rein informativ und hat auf die Berechnung nur einen geringfügigen Einfluss. Bei einsatzgehärteten Einsatzstählen wurde der Wert für die Zugfestigkeit Rm aus der Norm DIN EN 10084 für den Durchmesser 16-40 mm entnommen und dann mit der Härteumrechnung der Brinnellhärtewert HBW berechnet.

- **Einheit der Kernhärte:** In Liste auswählbar. Als Eingabegrössen sind die Härtewerte nach Brinell, Rockwell C und Vickers möglich. Je nach Eingabe werden die benötigten Härtewerte in die verwendete Härteeinheit umgerechnet.
- **Zugfestigkeit R_m:** [N/mm2] max. 10 verschiedene Durchmesserbereiche definierbar.
- **Streckgrenze R_p:** [N/mm2] max. 10 verschiedene Durchmesserbereiche definierbar.
- **Rohdurchmesser d:** [mm] max. 10 verschiedene Durchmesserbereiche definierbar.

9.5.35.2 Werkstoff Federberechnung

Die Tabelle gilt für Druck- (F010), Zug- (F020) und Schenkelfedern (F030):

- **Zulässige Schubspannung:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Federn beginnen mit F01-???.dat. In dieser Datei können die zulässige Schubspannung, die Werte für das Goodman-Diagramm und die Werte für das Relaxationsdiagramm eingesehen oder definiert werden. Werden die Kurven des Relaxationsdiagrammes nur mit 2 Punkten definiert sind die Werte für tau3 und rel3 0 zu setzen, damit KISSsoft dies erkennt.
- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- **Minimaler** und **Maximaler Drahtdurchmesser d_{min}, d_{max}** [mm]
- **Temperaturabhängigkeit Schubmodul α_G:** [1/K]
- **Verwendung:** Auswahlliste mit den Varianten kalt- und warmgeformt

9.5.35.3 Werkstoff Gleitlagerberechnung

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch

9.5.35.4 Werkstoff Globoid-Schneckenräder

Die Tabelle gilt für Schneckenräder (Z080):

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- **Werkstoffcharakteristik:** Auswahlliste (wie CuSn-Bronze/ wie CuAl-Bronze/ wie GGG40/ wie GG25/ wie PA-12)
- **Faktor Mineralöl W_{MLOel}:** Werkstoff/Schmierstofffaktor für Mineralöl
- **Faktor Polyglykol (DIN)/ (ISO) W_{MLGDIN}/ W_{MLGISO}:** Werkstoff/Schmierstofffaktor für Polyglykol
- **Faktor Polyalphaolefin W_{MLA}:** Werkstoff/Schmierstofffaktor für Polyalphaolefin
- **Werkstofffaktor Y_W:** (siehe DIN 3996, Tabelle 5)
- **Grübchenfestigkeit σ_{HlimT}:** [N/mm2] (die Verwendung der reduzierten Werte nach ISO 14521 wird empfohlen)
- **Schubdauerfestigkeit τ_{FlimT}:** [N/mm2]

- **Schubdauerfestigkeit reduziert** $\tau_{FlimTred}$**:** [N/mm2] (Falls keine leichte Verformung zulässig ist, muss mit einer reduzierten Festigkeit gerechnet werden.)

9.5.35.5 Werkstoff Pressverband

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch

9.5.35.6 Werkstoff Schrauben

Die Tabelle gilt für das Schraubenmodul (M040):

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- **Zulässige Pressung** p_G**:** [N/mm2] (Daten sollten entsprechend der VDI 2230 angegeben werden)
- **Scherfestigkeit** τ_B**:** [N/mm2]

9.5.35.7 Werkstoff Tellerfederberechnung

Die Tabelle gilt für Tellerfedern (F040):

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- **Goodman-Diagramm:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für das Goodman-Diagramm beginnen mit F04-???.dat.
- **Temperaturabhängigkeit Elastizitätsmodul** α_E**:** [1/K]

9.5.35.8 Werkstoff Welle-Nabe-Verbindung

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch

9.5.35.9 Werkstoff Gehäuse

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch

9.5.35.10 Werkstoff Wellenberechnung

Die Tabelle gilt für Wellen (W010):

- Werte für Festigkeitsberechnung nach Hänchen:
  - **Biegewechselfestigkeit** σ_{bW}**:** [N/mm2]
- Werte für Festigkeitsberechnung nach DIN 743:
  - **Bezugsdurchmesser** d_b [mm], **Zugfestigkeit** R_m [N/mm2], **Streckgrenze** R_p [N/mm2], **Biegewechselfestigkeit** σ_{bW} [N/mm2], **Zug-**

/Druckwechselfestigkeit σ_{zdW} [N/mm2], **Torsionswechselfestigkeit** τ_{tW} [N/mm2]

- **Experimentielle Daten:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für das experimentielle Haighdiagramm beginnen mit W01-???.dat.
- **CrNiMo-Einsatzstahl:** Zur Bestimmung des technologischen Grössenfaktors K1 wird bei einem Einsatzstahl noch unterschieden, ob es sich um einen CrNiMo-Einsatzstahl handelt oder nicht. Zu dieser Gruppe gehören die Werkstoffe 20NiCrMo13-4, 17NiCrMo6-4, 17NiCrMoS6-4, 18NiCr5-4, 17CrNi6-6, 18CrNiMo7-6, 14NiCrMo13-4, 22CrMoS3-5 und 15NiCr13. Nach DIN 10084 sinkt bei diesen Werkstoffen die Zugfestigkeit nicht stark ab. Diese Werkstoffe gehören auch diese Gruppe nach Angaben von Prof. Linke.

- Werte für Festigkeitsberechnung nach FKM:
  - **Zugfestigkeit für Nenndurchmesser** $R_{m,N}$ [N/mm2], **Streckgrenze für Nenndurchmesser** $R_{e,N}$ [N/mm2], **Effektiver Nenndurchmesser für** $R_{p,N}$ $d_{eff,N,p}$ [mm], **Effektiver Nenndurchmesser für** $R_{m,N}$ $d_{eff,N,m}$ [mm], **Effektiver Nenndurchmesser für A** $d_{eff,N,a}$ [mm], **Konstante zur Berechnung** $K_{d,p}$ **(Fliessen)** $a_{d,p}$, **Konstante zur Berechnung** $K_{d,m}$ **(Bruch)** $a_{d,m}$, **Konstante zur Berechnung** $K_{d,a}$ **(Bruchdehnung)** $a_{d,A}$
  - **Bruchdehnung A:** [%]
  - **FKM Gruppe:** Auswahlliste zu welcher Werkstoffgruppe der Eintrag gehört.

9.5.36 Werkstoff Zahnräder

- **Kommentar:** Textfeld für eigenen Gebrauch
- **Datei für Härteverlauf:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für den Härteverlauf beginnen mit Z22-???.dat. Gemessene Härtewerte des Werkstoffs zur grafischen Darstellung in Modul Z22; hat auf die Berechnung keinen Einfluss. Hier ein Beispiel wie ein solcher Härteverlauf in einer externen Tabelle aufgebaut werden muss.

```
-- ----------------------------------------------------------------------
-- File   = ~modname: z22-100.dat~
-- Verlauf der Haerte des Werkstoffs/Curve of the material hardness
-- Werkstoff/Material: GGG50 180HB
--
-- (c) KISSsoft AG, CH-8608 Bubikon
--
-- 1.0     14.10.1995  em        Inital Version
--
-- INPUT  nummer      Punktnummer/ number of the point
-- OUTPUT Tiefe, HaerteHV Tiefe(mm), HV-Wert/Depth(mm), HV-Value
-- ----------------------------------------------------------------------

:TABLE LIST haerteHV
  INPUT nummer
  OUTPUT Tiefe, HaerteHV
DATA
1    0.0   890
2    0.1   523
3    0.2   470
4    0.3   295
5    0.4   290
6    0.5   207
7    0.6   207
8    0.7   207
9    1.0   207
10   1.5   207
END
```

Abbildung 9.5: Beispiel für eine Härteverlauf-Definition (Z22-100.dat)

- **Datei Wöhlerlinie:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Wöhlerlinie müssen *.dat. heissen. Hier **muss (obligatorisch) bei Kunststoffen** ein Dateiname eingetragen werden. Die Datei enthält die Werkstoffdaten (Wöhlerlinien, Elastizitätsmodul, etc.), welche bei der Berechnung verwendet werden.
  Bei metallischen Werkstoffen kann hier ein Dateiname eingetragen werden. Die Datei enthält die Wöhlerlinien für Biegefestigkeit und für Hertzsche Pressung, welche bei der Berechnung verwendet werden, falls der Flag **Berechnung mit eigener Wöhlerlinie** gesetzt ist.

```
-- Data for significant no. of cycles (edge points for interpolation of Woehler line)
-- Important: This list must contain ALL cycle values of FlankSigH and FootSigF in numerical order!
:TABLE FUNCTION EdgeCycle
      INPUT X number TREAT NEXT_BIGGER
DATA
      1      2      3      4      5      6      7
    1E3    1E5    2E6    3E6    5E7   1E10   1E99
END

-- Data for Hertzian pressure sigH
:TABLE FUNCTION FlankSigH
      INPUT X Cycles TREAT LOG
DATA
      0    1E3    1E5    3E6    5E7   1E10   1E99
   2700   2700   1920   1485   1200   1104   1104
END

-- Data for fatigue strength tooth root sigF
:TABLE FUNCTION FootSigF
      INPUT X Cycles TREAT LOG
DATA
      0    1E3    1E5    2E6    1E10   1E99
   1080   1080    423    230    195    195
END
```

Abbildung 9.6: Beispiel für eine Datei mit Wöhlerlinien für metallische Werkstoff

- **Dauerfestigkeit Fuss (ISO, DIN/ AGMA 2101) σ_{Flim}/s_{at}, Dauerfestigkeit Flanke (ISO, DIN AGMA 2101) σ_{Hlim}/s_{ac}:** [N/mm2] Dauerfestigkeitswerte nach DIN 3990 oder ISO 6336 Teil 5.
- **Dauerfestigkeit Fuss (AGMA 2001) s_{at}, Dauerfestigkeit Flanke s_{ac} (AGMA 2001):** [lbf/in2] Dauerfestigkeitswerte nach AGMA 2001.
- **Gemittelte Rautiefe Fuss/ Flanke R_{zF}/ R_{zH}:** [µm]
- **Thermischer Kontaktkoeffizient B_M:** [N/mm/s0.5/K] Dieser Koeffizient wird für die Berechnung des Blitzfaktors benötigt. Hinweise finden Sie in der DIN 3990, Teil 4, Gleichungen 3.11, 4.17, 4.18, 4.19. Für übliche Werkstoffe beträgt er 13.795.

9.5.37 Wälzlager

Die Wälzlager Tabellen sind in drei verschiedene Tabs unterteilt:

- Tab Basisdaten
- Tab Zusatzdaten
- Tab Innere Geometrie

9.5.37.1 Wälzlager Basisdaten

- **Lagerbezeichnung:** Die Kurzzeichen für die Lagerreihen sind nach der DIN 623 Teil 1.
- **Kommentar:** Genauere Beschreibung des Lagers (z.B. SKF-Explorer, X-Life,...)
- Hauptabmessungen des Lagers: **Innendurchmesser d** [mm], **Aussendurchmesser D** [mm], **Lagerbreite b** [mm], **Ecken-Rundungsradius r_{smin}** [mm]

- **Dynamische Tragzahl C:** [kN], Dynamische radiale Tragzahl C_r: [kN] (wenn radiale und axiale vorgegeben, z.B. Kreuzrollenlager)
- **Statische Tragzahl C_0:** [kN], Statische radiale Tragzahl C_{0r}: [kN] (wenn radiale und axiale vorgegeben, z.B. Kreuzrollenlager)
- Dynamische axiale Tragzahl **C_a**: [kN] (wenn vorhanden, z.B. Kreuzrollenlager)
- Statische axiale Tragzahl **C_{0a}**: [kN] (wenn vorhanden, z.B. Kreuzrollenlager)
- **Hybridlager:** [Ja/Nein] Ja: wenn Hybridlager (Keramikwälzkörper); Nein: wenn kein Hybridlager
- Faktoren **X1, Y1, X2, Y2, e, e0, X01, Y01, X02, Y02**

	Bestimmung der einzelnen Faktoren:
X1,Y1,e:	Koeffizienten in Formel *P = X1*Fr + Y1*Fa* für *Fa/Fr <= e*
X2,Y2:	Koeffizienten in Formel *P = X2*Fr + Y2*Fa* für *Fa/Fr > e*
X01,Y01:	Nach ISO: Koeffizienten in Formel *P0 = max (Fr; X0*Fr + Y0*Fa):* X0 wird bei X01,Y0 und Y01 eingesetzt. Nach Schaeffler*:* Koeffizienten in Formel *P0 = X01*Fr + Y01*Fa* für *Fa/Fr <=e0*
X02,Y02, e0:	Nach ISO: e0, X02 werden 0 gesetzt (nicht vorhanden). Nach Schaeffler: Koeffizienten in Formel *P0 = X02*Fr + Y02*Fa* für *Fa/Fr > e0*
X1,Y1,X2,Y2,e:	Bei gewissen Lagern werden diese Werte nicht aus der Datenbank gelesen, sondern in Abhängigkeit der Axiallast aus Dateien ausgelesen.

Bestimmung e0 nach Schaeffler: *P0 = X0*Fr + Y0*Fa* -> mit *P0 = Fr* an Grenze -> *Fr = X0*Fr + Y0*Fa* -> **e0 = Fa/Fr = (1-X0)/Y0**

Kugellager: in Abhängigkeit von *f0*Fa/C0*

- bei Lagerluft C0: Daten aus Datei W05-100A.dat (einreihige Lager) und W05-100B.dat (zweireihige Lager)
- bei Lagerluft C3: Daten aus Datei W05-101A.dat (einreihige Lager) und W05-101B.dat (zweireihige Lager)
- bei Lagerluft C4: Daten aus Datei W05-102A.dat (einreihige Lager) und W05-102B.dat (zweireihige Lager)
- bei spielfreiem Zustand: Daten aus Datei W05-104.dat

Schrägkugellager: in Abhängigkeit von *f0*Fa/C0* und Druckwinkel

- bei Druckwinkel 5°: Daten aus Datei W05-100A.dat (einreihige Lager) und W05-100B.dat (zweireihige Lager)
- bei Druckwinkel 10°: Daten aus Datei W05-101A.dat (einreihige Lager) und W05-101B.dat (zweireihige Lager)

- bei Druckwinkel 15°: Daten aus Datei W05-102A.dat (einreihige Lager) und W05-102B.dat (zweireihige Lager)
- bei Druckwinkel 20°< α< 45°: Daten as Datei W05-103A.dat (einreihige Lager) und W05-103B.dat (zweireihige Lager)

Hinweis:
Die Lagerluftklasse C2 wird als C0 behandelt. Die Faktoren wurden der Literatur "Die Wälzlagerpraxis" [2] entnommen.

- **Drehzahlgrenze bei Fettschmierung n_{Gmax}:** [1/min] SKF Lager haben nur eine Drehzahlgrenze angegeben, es wird nicht unterschieden zwischen Fett- oder Ölschmierung.
- **Drehzahlgrenze bei Ölschmierung n_{Omax}:** [1/min] SKF Lager haben nur eine Drehzahlgrenze angegeben, es wird nicht unterschieden zwischen Fett- oder Ölschmierung.
- **Gewicht *m*:** [kg]
- **Druckwinkel α_0:** [°] Eingabe des Druckwinkel bei Spindel-, Kegellagern, etc.; bei Vierpunktlagern: Bei Eingabe von 0° wird 35° gesetzt, bei Axial-Pendelrollenlager: Bei Eingabe von 0° wird 50° gesetzt.
- **Zulässige Axialkraft F^*_{azul}:** [-] Eingabe der zulässigen Axialkraft in % von Fr. Bei Eingabe von 0 wird die zulässige Axialkraft nicht überprüft.
- **Maximaler Einstellwinkel α:** [min] Bei Eingabe von 0 wird die Winkeleinstellbarkeit (d.h. der Vergleich der zulässigen Schiefstellung der Welle mit der effektiven Schiefstellung im Lager) nicht überprüft.
- **Thermische Bezugsdrehzahl $n_{\theta r}$**: [1/min]
- Zur Zeit nicht ausgewertet in KISSsoft: **Verfügbarkeit** (0=am Lager; 1=nicht am Lager), **Preis** [in Landeswährung]
- **Zusatz A-E:** Diese Felder nehmen bei gewissen Bauformen zusätzliche Daten auf. (siehe Tabelle: Verwendung der Zusätze A-E)
- **radiale** und **axiale Federkonstante c_r, c_a**: [N/µm]
- **Federkonstante gegen Neigung c_{rot}:** [Nm/°] Eingabe der Federsteifigkeit gegen Neigung.
- **Faktor f_0:** wird zur Bestimmung von X und Y (z.B. bei Rillenkugellagern) benötigt, da diese Werte vom Faktor *f0*Fa/C0* abhängen.
- **Mindestbelastung *P/C*:** Die Mindestbelastung *P/C* (*P*: dynamisch äquivalente Belastung: *C*: dynamische Tragzahl) ist üblicherweise:
  - 0.01 für Kugellager mit Käfig
  - 0.02 für Rollenlager mit Käfig, 0.04 für vollrollige Lager mit Käfig
  - Bei Eintrag 0 in der Datenbank werden diese Werte automatisch bei der Berechnung verwendet.Diese Einträge gelten nur für die radiale Belastung. Die axiale Mindestkraft wird direkt in der Software berechnet.

- **Ermüdungsgrenzbelastung C_u:** Faktor zur Berechnung der erweiterten Lebensdauer

Bauform	Zusatz A	Zusatz B	Zusatz C	Zusatz D	Zusatz E
Schrägkugellager (einreihig)		Versatz a (mm) (*2)			
Schrägkugellager (zweireihig)		Versatz a (mm) (*2)			
Axial-Zylinderrollen-lager		Faktor A (*1)		max. Axiallast (kN)	
Kegelrollenlager (einreihig)		Breite B (mm)	Versatz a (mm) (*2)	Mass C (mm)	
Kegelrollenlager (zweireihig, O)		Mass T (mm) (*1)		Mass C (mm) (*1)	
Kegelrollenlager (zweireihig, X)		Mass 2B (mm)		Mass 2T (mm)	
Tonnen- und Torodialrollenlager	Berechnungs-faktor k1 (SKF CARB, innere Geometrie)	Berechnungs-faktor k2 (SKF CARB, innere Geometrie)			
Axial-Pendelrollen-lager	Mass d1 (mm)	Mass T2 (mm)	Mass D1 (mm)	Mass T1 (mm)	Schwenkmittel-punkt (mm)

Tabelle 9.3: Verwendung der Zusätze A-E

Bezeichnungen in den Zusatzdaten sind gemäss INA/FAG Katalog 2017.

(*1) Werte werden nur für SKF Lager verwendet, sie sind nach dem SKF Katalog 2013.

(*2) Werte für das Mass a für FAG Lager wurden vom Hersteller bis zum Lagermittelpunkt erhalten, zu diesem Wert wurde dann in KISSsoft für die Datenbank die halbe Lagerbreite dazu addiert (kann kleine Abweichungen zum Lagerkatalog geben). Für die Berechnung wird der Wert zum Lagermittelpunkt verwendet, was dem entspricht was wir vom Hersteller bekommen haben.

9.5.37.2 Wälzlager Innere Geometrie

Bei den meisten Lagertypen können Im Tab Innere Geometrie die Daten für die innere Geometrie definiert und editiert werden. Viele Lagerhersteller stellen diese Daten nicht direkt zur Verfügung. In KISSsoft besteht allerdings die Möglichkeit, diese Daten unter Verwendung der in ISO/TS 16281 beschriebenen Berechnungsmethoden abzuschätzen.

Die nachfolgend dokumentierten Angaben sind für die Berechnung der inneren Geometrie notwendig. Für einige Wälzlager kann zudem eine benutzerdefinierte Rollenprofildefinitionsdatei ".dat" eingegeben werden (siehe Kapitel 28.1.2.1, Benutzerdefiniertes Rollenprofil).

Um Lager ohne Innen- oder Aussenring besser behandeln zu können, können diese Ringe einzeln oder zusammen deaktiviert werden. Es ist zwingend notwendig, dass die innere Geometrie definiert ist, um diese Funktion nutzen zu können. Anschliessend beziehen sich die entsprechenden Lagerinnen- und Aussendurchmesser d und D auf den (mittleren) Wälzkreis der entsprechenden Laufflächen und müssen gegebenenfalls angepasst werden. Für die Berechnung des Lagerspiels wird somit ein geringfügig anderer Bezugsdurchmesser verwendet, was zu vernachlässigbaren Abweichungen gegenüber identischen Lagern mit Ringen führen kann. Wo eine Lagerseite als ohne Ring definiert wird, werden zudem allfällige Passungsrechnung bei Verwendung in Wellenprojekten deaktiviert.

Die Korrekturfaktoren der Tragfähigkeit (fC, fC0) dienen der Anpassung der Tragfähigkeit, die für die Approximation der Lagergeometrie verwendet wird gemäss:

$C' = C \cdot fC$

$C'0 = C0 \cdot fC0$

- Rillenkugellager (einreihig), Vierpunktlager: **Anzahl Kugeln Z** [-], **Kugeldurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Borddurchmesser innen, druckseitig D_{BI}** [mm], **Borddurchmesser aussen, druckseitig D_{BA}** [mm], **Krümmungsradius innen ri** [mm], **Krümmungsradius aussen ro** [mm]

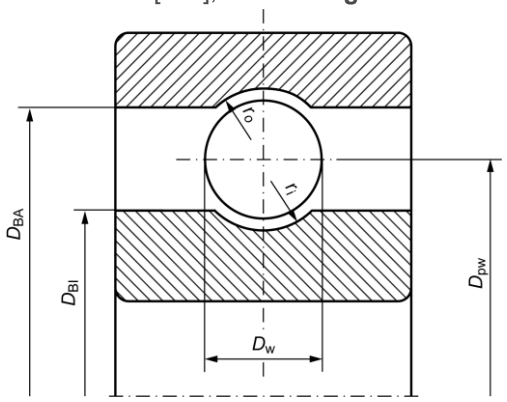


Abbildung 9.7: Masse der Rillenkugellager einreihig

- Rillenkugellager (zweireihig): Gleiche Geometrieeingabe wie bei einreihigen Rillenkugellagern. Zusätzliche Eingabe: Reihenabstand a [mm]

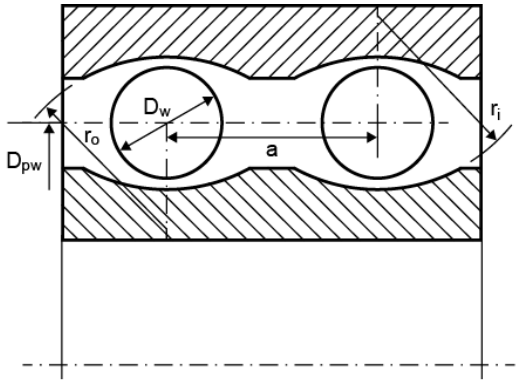


Abbildung 9.8: Abbildung: Masse der Rillenkugellager zweireihig

- Schrägkugellager (einreihig): **Anzahl Kugeln Z** [-], **Kugeldurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Borddurchmesser innen, druckseitig D_{BI}** [mm], **Borddurchmesser aussen, druckseitig D_{BA}** [mm], **Krümmungsradius innen ri** [mm], **Krümmungsradius aussen ro** [mm], **Minimale innere Vorspannung v_{min}** [µm], **Maximale innere Vorspannung v_{max}** [µm], **Minimale Vorspannkraft F_{vmin}** [N], **Maximale Vorspannkraft F_{vmax}** [N]

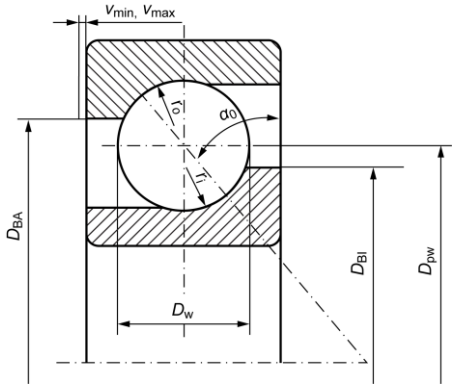


Abbildung 9.9: Masse der Schrägkugellager

- Zylinderrollenlager (einreihig): **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Borddurchmesser innen druckseitig D_{BI}** [mm], **Borddurchmesser aussen druckseitig D_{BA}** [mm], **Rollenlänge L_{WE}** [mm], **Axiale Verschiebbarkeit Loslager v_l** [mm], **Axiale Verschiebbarkeit Festlager v_f** [mm]

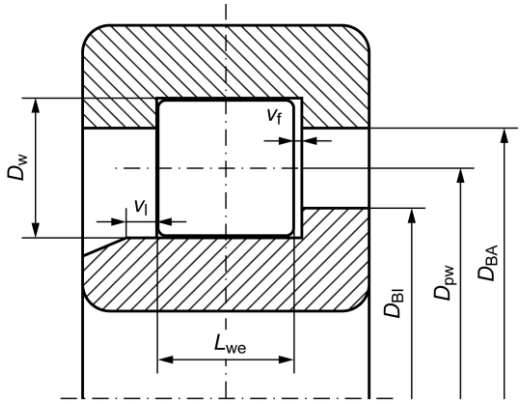


Abbildung 9.10: Masse der Zylinderrollenlager

- Zylinderrollenlager (zweireihig): **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Borddurchmesser innen druckseitig D_{BI}** [mm], **Borddurchmesser aussen druckseitig D_{BA}** [mm], **Rollenlänge L_{WE}** [mm], **Reihenabstand a** [mm]

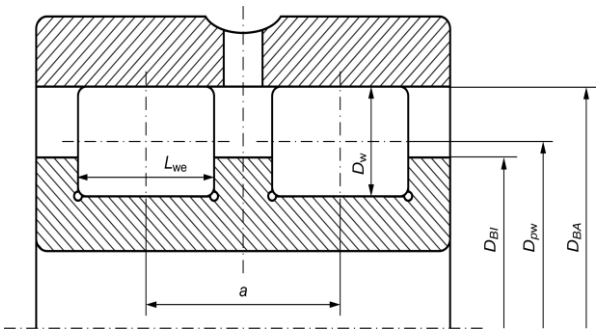


Abbildung 9.11: Masse der zweireihigen Zylinderrollenlager

- Axial-Schrägrollenlager: **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Rollenlänge L_{WE}** [mm]

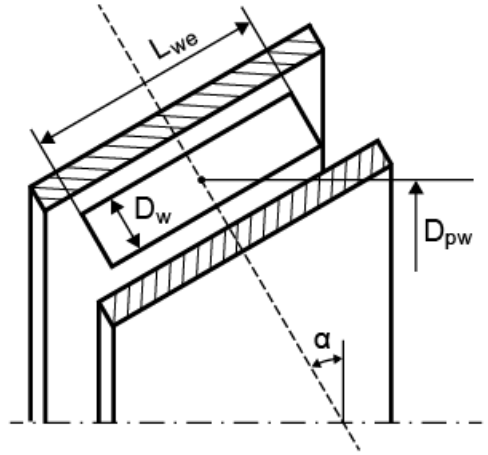


Abbildung 9.12: Abbildung: Masse der Axial-Schrägrollenlager

- Kegelrollenlager (einreihig): **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Rollenlänge L_{WE}** [mm]

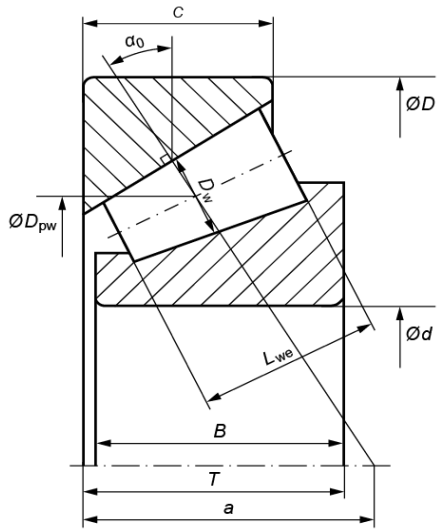


Abbildung 9.13: Masse der Kegelrollenlager

- Pendelrollenlager : **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Borddurchmesser innen, druckseitig D_{BI}** [mm], **Borddurchmesser aussen, druckseitig D_{BA}** [mm], **Krümmungsradius innen ri** [mm], **Krümmungsradius aussen ro** [mm]

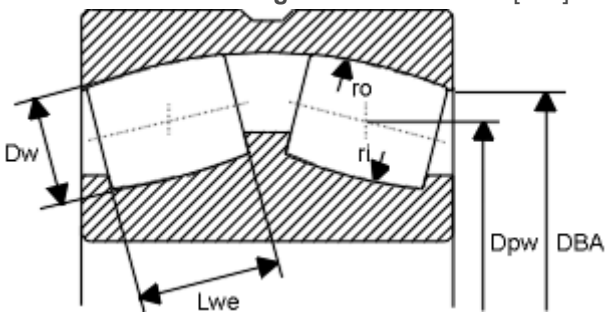


Abbildung 9.14: Masse der Pendelrollenlager

- Nadellager, Nadelkränze: **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Rollenlänge L_{WE}** [mm], **Axiale Verschiebbarkeit Loslager v_l** [mm]

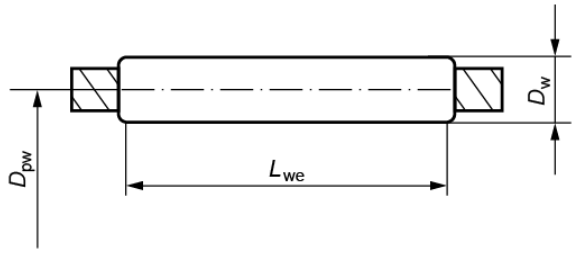


Abbildung 9.15: Masse der Nadellager/ Nadelkränze

- Axial-Rillenkugellager: **Anzahl Kugeln Z** [-], **Kugeldurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Krümmungsradius innen ri** [mm], **Krümmungsradius aussen ro** [mm]

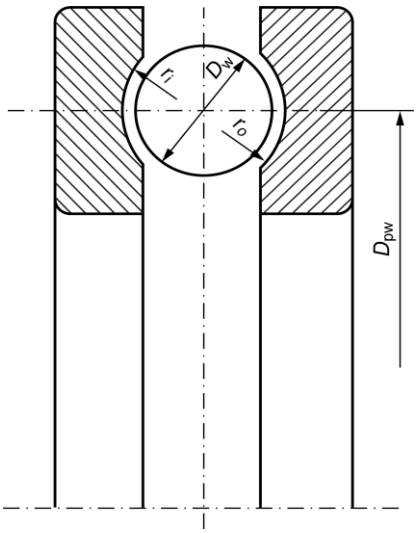


Abbildung 9.16: Masse der Axial-Rillenkugellager

- Axial-Zylinderrollenlager: **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Rollenlänge L_{WE}** [mm]

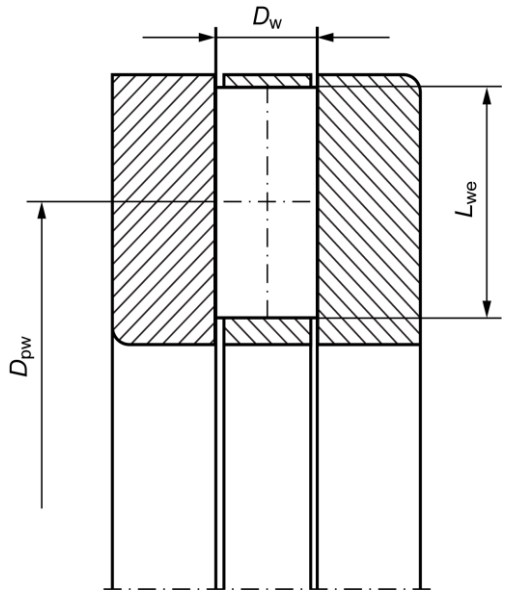


Abbildung 9.17: Masse der Axial-Zylinderrollenlager

- Axial-Pendelrollenlager: **Anzahl Rollen Z** [-], **Rollendurchmesser D_W** [mm], **Teilkreisdurchmesser D_{PW}** [mm], **Rollenlänge L_{WE}** [mm], **Distanz L_{WC} des maximalen Rollendurchmessers** [mm], **Krümmungsradius innen r_i** [mm], **Krümmungsradius Rolle R_p** [mm], **Krümmungsradius aussen r_o** [mm]

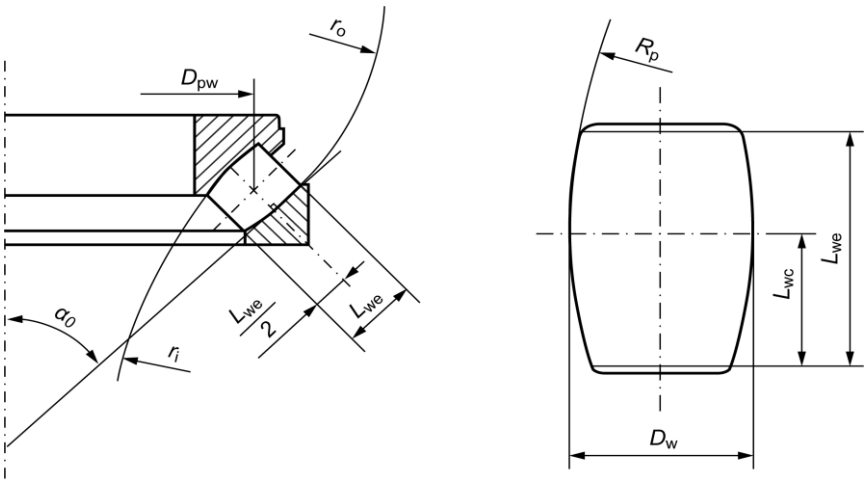


Abbildung 9.18: Masse der Axial-Pendelrollenlager

9.5.38 Wälzlager Toleranzspiel

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Wälzlager Toleranzspiele beginnen mit W05-??-??.dat.

9.5.39 Wälzlager Toleranzklassen

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Wälzlager Toleranzklassen beginnen mit W05-???.dat.

9.5.40 Zahndickentoleranzen

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Zahndickentoleranzen beginnen mit Z01-???.dat bzw. Z9-???.dat.
- **Interpretieren als:**
  - Zahndickenabmasse: Die Daten werden als Zahndickenabmasse interpretiert.
  - Zahnweitenabmasse: Die Daten werden als Zahnweitenabmasse (oder Normalspiel) interpretiert.

9.5.41 Zahnriemen Norm

- **Dateiname:** Die Datenbankeinträge verweisen auf externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen). Die Tabellen für die Zahnriemen Norm beginnen mit Z091-???.dat.

- **Berechnungsmethode:**
    - 1)"normale" Zahnriemen (RPP)
    - 2) GT-Typen (PolyChain)
    - 3) AT-Typen (Brecoflex)
    - 4) PG-Typen (PowerGrip)

Unterschiede:

- Sonderberechnung für Zahnriemen mit eingelegtem Stahlseil (Methode 3)
- Berechnung des Betriebsfaktors: Der Spezialfaktor für Übersetzung ins Schnelle wird addiert (Methode 1,2,4), beziehungsweise multipliziert (Methode 3)
- Zusätzliche Leistungstabelle für Mehrleistung bei grösseren Umsetzungen (Methode 2)
- **Berechnungsmethode für Riemenvorspannung:**
    - 1) in % der Umfangskraft; Eindrucktiefe = 1/50 der Spannlänge
    - 2) in % der maximal zulässigen Umfangskraft; Eindrucktiefe = 1/50 der Spannlänge
    - 3) in % von (Betriebsfaktor*Leistung(W)/Umfangsgeschwindigkeit(m/s)) (entsprechend DAYCO RPP Panther) ; Eindrucktiefe = 1/64 der Spannlänge
    - 4) in % der Umfangskraft ; Eindrucktiefe = 1/64 der Spannlänge
- **Nominalbreite für Leistungstabelle b:** [mm] Riemenbreite, welche den Leistungsdaten entspricht, die in der Datei (siehe Dateiname) abgelegt sind.
- **Faktor für Riemenvorspannung f:** 0 ... 1,0 (%-Faktor für Berechnung der Riemenvorspannung)
- **Maximale Riemengeschwindigkeit v_{max}:** [m/s]
- **Summand für Betrieb F_s:** Kein Einfluss
- **Teilung p:** [mm] Teilung des Zahnriemens
- **Elastizität E:** [N] Elastizität = Kraft, die die Länge eines Riemens (mit Nominalbreite) verdoppelt. Die Angabe eines Richtwertes genügt; falls kein Wert bekannt ist, 0 eingeben (in diesem Fall wird die Elastizität bei der Berechnung des Durchbiegetests vernachlässigt).
- **Dehnung ε:** [%] Dehnung der Gesamtlänge des Riemens
- **Gewicht pro Länge q:** [kg/m/mm] pro Meter Länge und Millimeter Breite

Inhalt der Datei:	
Liste von vorgeschalgenen Norm-Zähnezahlen von Zahnscheiben	*:TABLE LIST z.RadZahne*
Liste von vorgeschlagenen Riemen-Norm-Zähnezahlen	*:TABLE LIST z.NormZahne*
Minimale Zähnezahl in Abhängigkeit der Drehzahl (kleine Scheibe)	*:TABLE FUNCTION z091k.factorINCR*

Korrekturfaktor für Antrieb ins Schnelle in Abhängigkeit der Übersetzung (wird zum Betriebsfaktor addiert)	*:TABLE FUNCTION z091k.factorINCR*
Übertragbare Leistung in Abhängigkeit der Zähnezahl (kleine Scheibe) und der Drehzahl (kleine Scheibe)	*:TABLE FUNCTION z091k.powerNr*
Korrekturfaktor für die Anzahl eingreifender Zähne (kleine Scheibe)	*:TABLE FUNCTION z091k.factorCorrEZ*
Korrekturfaktor für Riemenlänge	*:TABLE FUNCTION z091k.factorLength*
Korrekturfaktor für Riemenbreite	*:TABLE FUNCTION belt.bth*
Korrekturfaktor für Riemenbreite (gleiche Werte wie in der obenstehenden Tabelle)	*:TABLE FUNCTION belt.beff*
Scheibenbreite in Abhängigkeit der Riemenbreite	*:TABLE FUNCTION z091k.ScheibenBreite*
Riementyp-Auslegung: Minimal übertragbare Leistung (Untergrenze) in Abhängigkeit der Drehzahl (kleine Scheibe)	*:TABLE FUNCTION z091k.kWlower*
Riementyp-Auslegung: Maximal übertragbare Leistung (Obergrenze) in Abhängigkeit der Drehzahl (kleine Scheibe)	*:TABLE FUNCTION z091k.kWupper*

10 Beschreibung der öffentlichen Schnittstelle

10.1 Schnittstellen zwischen Berechnungsprogrammen und CAD - Überblick

Der naheliegendste Berührungspunkt von Berechnungsprogrammen innerhalb eines CIM-Konzeptes ist derjenige mit dem Zeichnungsprogramm (CAD). KISSsoft hat eine frei formatierbare öffentliche Datenschnittstelle, die eine sehr mächtige Kommunikation mit Fremdprogrammen erlaubt.

Sämtliche Ein- und Ausgabedaten können im ASCII-Format in frei definierbarem Umfang und Format exportiert werden. Dazu verfügt jedes Berechnungsmodul über eine spezielle, editierbare Reportdatei. Als Vorlage für diesen Datentransfer werden die Dateien MMMMUSER.RPT* genommen. Diese sind standardmässig leer. Falls Daten über die Schnittstelle ausgeben werden sollen, müssen die Vorlagen zunächst erweitert werden. Externe Programme können ausserdem Eingabedaten (ebenfalls im ASCII-Format) an Berechnungsmodule übergeben. Solche Daten werden automatisch beim Starten gelesen und die Daten in der Maske angezeigt.

*MMMM in einem Dateinamen steht als Platzhalter für das Modul, auf das sich die Datei bezieht. Beispiel: M040USER.RPT

10.1.1 Effiziente Schnittstellen

Eine automatisierte Datenübertragung zwischen Berechnung und CAD sollte nur dann etabliert werden, wenn der Nutzen wesentlich grösser ist als der Aufwand. Beispielsweise ist eine Schnittstelle zwischen einem Schraubenberechnungsprogramm und CAD nur von zweitrangiger Bedeutung, da die zu übertragende Information (z. B. dass aufgrund der Rechnung eine Schraube M10 gewählt werden muss) zu gering ist und schneller „von Hand" übertragen wird. Steht jedoch eine Normteilbibliothek mit Schrauben zur Verfügung, so kann die bidirektionale Verknüpfung der drei Teile Berechnungsprogramm, Normteilbibliothek und CAD sehr effizient sein.

Als effiziente Schnittstellen können aufgezählt werden (wobei diese Liste durchaus noch erweitert werden kann):

- Allgemein
  - Die Berechnungsprogramme sollen von der CAD-Umgebung aus gestartet werden können (z. B. durch Betätigen einer Funktionstaste). Dadurch kann während des Zeichnens kurz eine Berechnung durchgeführt, die Resultate übernommen und weitergezeichnet werden.
- Wellen- und Lagerberechnung
  - Ausgabe einer Kontur aus dem CAD (z. B. eine Welle ab Detail- oder Zusammenstellungszeichnung) und Einlesen in das

Berechnungsprogramm. (Problem: Das Definieren der zu übermittelnden Kontur ist in vielen CAD-Programmen leider sehr mühsam.)

- Ausgabe einer im Berechnungsprogramm optimierten Welle (inkl. Wälzlager etc.) und Einlesen als Zeichnungsinformation ins CAD.
- Übergabe von Biegelinien und ähnlichen Daten an das CAD.
- Wälzlager und Gleitlager werden berechnet und anschliessend die Kontur an das CAD übergeben. (Häufig verfügt das CAD bereits über Wälzlagerinformation, so dass dann nur die Lagerbezeichnung interessiert.)

- Zahnradberechnung
  - Berechnung von Fabrikationsdaten im Programm und Übergabe der benötigten Werte als Text an das CAD. Dies ist eine sehr wichtige Funktion, da das Abschreiben der Daten sehr fehleranfällig ist mit entsprechend gravierenden Folgen.
    - Berechnung der exakten Zahnform in Seitenansicht und Übergabe an das CAD. (Ergibt zwar sehr schöne Darstellungen, bringt aber normalerweise keine notwendige Information, ausser wenn die Daten weiterverarbeitet werden, z. B. durch Übergabe an eine Drahterodiermaschine.)
- Übergabe des schematischen Axialschnittes oder der Seitenansicht der Zahnräder an das CAD (ist aber im CAD auch schnell „von Hand" gemacht).
- Maschinenelemente
  - Übergabe der Kontur von berechneten Maschinenelementen an das CAD wie Schrauben, Keilriemenscheiben etc. (oft verfügt die CAD-Station bereits über entsprechende, vorprogrammierte Information, so dass nur die Teile- Definition interessiert).
- Welle-Nabe-Verbindung
  - Auslegung oder Nachweis von Verbindungen sollten direkt in ein CAD implementiert werden, so dass bekannte Daten aus dem CAD in die Berechnung übertragen und Resultate der Berechnung wieder an das CAD zurückgegeben werden können.

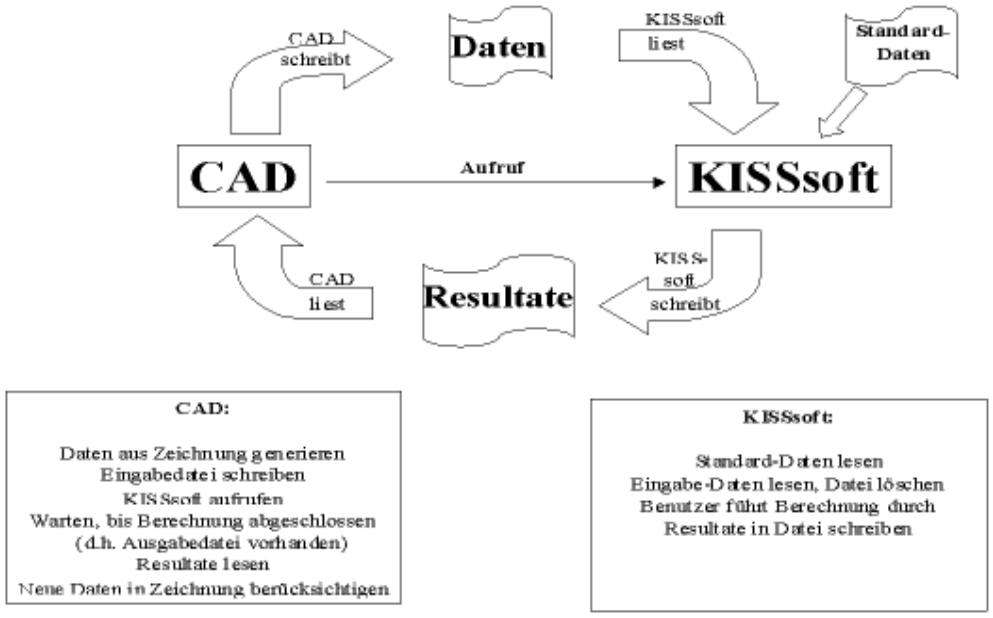
10.1.2 Offenes Schnittstellen-Konzept in KISSsoft

Das Schnittstellen-Konzept von KISSsoft weist eine einfache und dennoch sehr flexible Struktur auf. Berechnungsprogramme sollten möglichst problemlos in die verschiedensten CAD-Systeme integriert werden können und in verschiedenen Umgebungen (Betriebssystemen wie MS- Windows, UNIX) eingesetzt werden können.

Der Schnittstellen-Mechanismus zwischen CAD und KISSsoft basiert auf einem Textdatensatz (ASCII-Datei), in dem für alle Übergabedaten eine Kennung zusammen mit dem numerischen Wert übergeben wird (siehe Kapitel 10.3, Beispiel: Pressverband-Berechnung). Dieser Datensatz kann unterschiedlich lang sein, übergeben werden nur diejenigen Werte, die im CAD bekannt sind. Dies hängt vom CAD-System und von der gerade aktuellen Zeichnung ab.

Der vom Fremdprogramm übermittelte Datensatz wird von KISSsoft auf Vollständigkeit und Konsistenz geprüft, und wenn es sich als nötig erweist, werden zusätzliche Daten im KISSsoft-Eingabeteil abgefragt. Anschliessend wird die Berechnung durchgeführt und die für das CAD wichtigen Ausgabedaten werden in einen zweiten Textdatensatz geschrieben und an das CAD zurückgegeben. Durch den Einsatz des Reportgenerators kann für die Ausgabedatei ein beliebiges Format gewählt werden, d. h. KISSsoft passt sich dem Fremdprogramm an. Das CAD kann nun die von der Situation her benötigten Daten einlesen und selektiv verarbeiten.

Mit diesem Konzept ergeben sich einfache Schnittstellen-Formulare, es ist somit möglich - auch für den Nicht-Spezialisten -, schnell Applikationen zu schreiben.



10.2 Definition von Eingabe und Ausgabe

10.2.1 Vorbemerkungen

- Bei dieser Beschreibung wird immer das KISSsoft-Programm als Referenz genommen, d. h. eine Eingabedatei für KISSsoft ist entsprechend eine Ausgabedatei für das Fremdprogramm und umgekehrt.

- Für den automatischen Datenaustausch mit anderen Programmen werden Dateien mit dem Namen *MMMMUSER.RPT* benötigt. Sie können diese Dateien Ihren eigenen Bedürfnissen anpassen. Falls Sie aber KISSsoft- Schnittstellen gekauft haben, ist Vorsicht geboten, da diese Dateien auch für diese Schnittstellen benötigt werden.

Dateiname	**Speicherort**	**Beschreibung**
MMMMUSER.IN	<CADDIR> *)	Eingabedatei für KISSsoft (wird vom Fremdprogramm geschrieben) Benutzer- Eingabedatei temporär (= wird beim Lesen von KISSsoft gelöscht)
MMMMUSER.OUT	<CADDIR>	Ausgabedatei von KISSsoft (wird von KISSsoft geschrieben und vom Fremd-) programm gelesen. Temporär (= sollte vom Fremdprogramm gelöscht werden)
MMMMUSER.RPT	<KISSDIR>	Definition des Ausgabeformates (analog Protokoll) permanent/fakultativ (= wird normalerweise einmal erstellt und bleibt erhalten)
Z10Gear1.RPT *Z10Gear2.RPT* *Z10Gear3.RPT* *Z10Gear4.RPT*	<KISSDIR>	Definition des Ausgabeformates für den Verzahnungsstempel bei Stirnrädern (siehe unten). Entspricht MMMMUSER.rpt für diesen Spezialfall.
Z10Gear1.OUT	<KISSDIR>	Ausgabedatei des Verzahnungsstempels für Stirnräder.
Z70Gear1.RPT *Z70Gear2.RPT*	<KISSDIR>	Definition des Ausgabeformates für Kegelräder.
Z17Gear1.RPT *Z17Gear2.RPT*	<KISSDIR>	Definition des Ausgabeformates für Schraubräder.
Z80Gear1.RPT *Z80Gear2.RPT*	<KISSDIR>	Definition des Ausgabeformates für Schneckenräder.
Z9aGear1.RPT *Z9aGear2.RPT*	<KISSDIR>	Definition des Ausgabeformates für Zahnwellenverbindungen.
Z??Gear1.OUT *Z??Gear2.OUT*	<CADDIR>	Verzahnungsstempel analog zu Definitionsdateien.

*) Kann durch Angabe des vollständigen Dateinamens inklusive Verzeichnis auch von einem beliebigen Ort gelesen werden.

10.2.2 Anforderungen an Fremdprogramm

Zum erfolgreichen Betrieb von KISSsoft innerhalb eines Fremdprogrammes bestehen folgende minimale Anforderungen. Das Fremdprogramm muss

1. einen Abfragemechanismus (z. B. Makrosprache) besitzen, um Informationen, d. h. Eingabedaten bereitzustellen,
2. ASCII-Dateien schreiben und lesen können,
3. ein Programm starten können.

10.2.3 Verwendete Dateien

10.2.3.1 Eingabedatei

Es wird eine Eingabedatei mit dem Namen *MMMMUSER.IN* verwendet, welche denselben Aufbau und dieselbe Funktion - ausser dem temporären Status - wie die abgespeicherten Berechnungen hat. Die Werte werden den Variablennamen von KISSsoft mit = zugeordnet. Für jede Variable wird eine eigene Zeile verwendet.

► **Beispiel**

VERSION=2.5;
m02Aw.dWa=30¶
m02Aw.lW=20¶
m02An.lN=25¶

Gelesen wird die Eingabedatei nach der Vorbelegung der Standardwerte (siehe Kapitel 2.4, Definition eigener Standarddateien), d. h. die Werte der temporären Eingabedatei überschreiben vom Standard gesetzte Werte.

Bemerkung: Temporäre Eingabedateien werden für häufig wechselnde Variablen wie Geometrie- und/oder Leistungsdaten verwendet, Daten, welche typischerweise von Berechnung zu Berechnung wechseln. Es wäre auch möglich, diese Daten in die Standarddateien zu schreiben, da es sich dabei um normale Eingabe-Variablen handelt. Das würde aber bedeuten, dass das Programm, welches diese Dateien generieren soll, die bereits geschriebenen Daten interpretieren muss, d. h. permanente Vorgaben übernehmen müsste, um den Standard vollständig definieren und zum Schluss wieder zurücksetzen zu können.

10.2.3.2 Ausgabedatei

Zur Rückgabe der für das KISSsoft aufrufende Programm relevanten Daten wird unmittelbar nach einer Berechnung die spezifizierte Ausgabedatei *MMMMUSER.OUT* generiert. Der Umfang und das Format der Ausgabedatei wird in einer Reportvorlage mit dem Namen *MMMMUSER.RPT* definiert.

Das heisst, KISSsoft kann sich an die Syntax eines Fremdprogrammes anpassen. Der Befehlsumfang sowie die Syntax des Reportgenerators ist in Abschnitt Protokolle (siehe Kapitel 8.5, Protokollvorlagen) beschrieben. Als Hilfe werden Beispiel-Reportdateien mitgeliefert.

10.2.4 Temporäre Dateien

Die Eingabe-Datei *MMMMUSER.IN* wird vom Fremdprogramm generiert und von KISSsoft nach dem Lesen gelöscht. Die Ausgabe-Datei *MMMMUSER.OUT* wird beim Aufstarten von KISSsoft gelöscht und nach einer Berechnung neu geschrieben.

10.2.5 Explizites Einlesen und Generieren von Daten

Neben der vorgängig beschriebenen automatischen Definition lassen sich über das Menü **Datei > Schnittstelle > Daten Einlesen** Daten auch explizit einlesen sowie über **Datei > Schnittstelle > Daten Ausgeben** generieren. Der Zeitpunkt kann also beliebig selbst bestimmt werden und so für vielfältige Aufgaben, z. B. die Generierung eines Bestellformulars usw., benutzt werden.

10.3 Beispiel: Pressverband-Berechnung

Nachfolgend soll am Beispiel der Pressverband-Berechnung die Arbeitsweise des Schnittstellen-Konzeptes von KISSsoft näher betrachtet werden.

Für den Pressverband zwischen dem Zahnkranz und der Stirnradnabe soll jene Toleranzpaarung gefunden werden, welche folgenden Randbedingungen genügt:

Dauerdrehmoment MD = 88000 Nm

Bei der Toleranzpaarung soll es sich um ein System der Einheitsbohrung *(H)* handeln.

Sicherheit	gegen Rutschen > 1.4
	gegen Bruchgrenze der Nabe > 1.5
	gegen Bruchgrenze des Zahnkranz > 1.5
	gegen Streckgrenze der Nabe > 1.1
	gegen Streckgrenze des Zahnkranz > 1.1

Vorgehen:

Die notwendige Information zur Geometrie wird mit einer geeigneten CAD-Routine direkt aus der Zeichnung extrahiert und in das von KISSsoft definierte Schnittstellen-Format gebracht:

	m01allg.df=640;
	m01n.da=800;
	m01w.di=242;
	m01allg.l=200;

Inhalt der Datei *M010USER.IN*

Danach wird das KISSsoft-Modul gestartet, welches die Geometriedaten übernimmt und in der Hauptmaske anzeigt.

In der Hauptmaske werden die noch fehlenden Parameter, das Drehmoment und die Werkstoffe, definiert und anschliessend die Berechnung gestartet. KISSsoft erlaubt auch, die Auslegung der Toleranzpaarung vorzunehmen. Dabei werden die geeigneten Toleranz-Kombinationen in einer Liste zur Auswahl angeboten und mit der definitiven Wahl wird die abschliessende Berechnung durchgeführt.

Nach Beenden der Berechnung durch den Anwender wird die Resultat-Datei automatisch in ein Format gebracht, das durch das CAD-Makro gelesen werden kann. Definiert wird das Format dieser Resultat-Datei durch die Vorlagen-Datei *M010USER.RPT*:

[SHAFT]
ntol_max = %f{m01w.tol.max}
ntol_min = %f{m01w.tol.max}
ntol_bez = %s{m01w.tol.bez}
[HUB]
ntol_max = %f{m01n.tol.max}
ntol_min = %f{m01n.tol.max}
ntol_bez = %s{m01n.tol.bez}

Inhalt der Datei *M010USER.RPT*

Das Ergebnis hat dann folgendes Aussehen:

[SHAFT]
wtol_max = 390.000000
wtol_min = 340.000000
wtol_bez = s6
[HUB]
ntol_max = 50.000000
ntol_min = 0.000000
ntol_bez = H6

Inhalt der Datei *M010USER.OUT*

Diese Daten werden nun durch das Makro direkt an die entsprechende Bemessung im CAD angehängt.

Zusammenfassung:

Es wird also eine Aufgabenaufteilung vorgenommen: Auf beiden Seiten der Schnittstelle wird genau die Arbeit verrichtet, die auch der Stärke der jeweiligen Seite entspricht. Das CAD verwaltet die

Geometrie und gibt diese Information weiter an das Berechnungsprogramm, welches die Daten zu verarbeiten weiss und das Resultat seinerseits dem CAD zurückgibt.
Durch die definierte Schnittstelle wird eine effiziente Kombination von CAD und Berechnungsprogramm erreicht.

10.4 Geometriedaten

KISSsoft verfügt über verschiedene Schnittstellen zum Übermitteln von Geometriedaten (Konturen, Zeichnungen):

- DXF-Format (für die Kommunikation mit den meisten CADs empfehlenswert)
- IGES-Format (Zahnformen können hier als Splines exportiert werden)
- BMP-Format (Windows-Bitmap)
- JPG/JPEG-Format (Pixel-Bild)
- PNG-Format (Portierbare Netzwerk-Grafik)

10.5 COM Schnittstelle

KISSsoft bietet die Möglichkeit der Fernsteuerung über eine COM Schnittstelle. Sie kann auf einfache Weise aus Visual Basic oder auch aus Excel angesprochen werden.

10.5.1 Registrierung des Servers

Der KISSsoft COM-Server muss zunächst auf dem lokalen Computer registriert werden. Dazu gibt es 2 Varianten, wie dies vollzogen werden kann:

- Zuerst öffnet man die Windows-Eingabeaufforderung mit dem rechten Maustaste-Menü **als Administrator**. Dann geht man an die Stelle wo der Unterordner '... /bin' ist und führt die Datei KISSsoftCOM_Register.bat aus.
- Dies kann auch direkt über die folgenden Befehlszeilen in einer Windows-Eingabeaufforderung, im bin-Verzeichnis der KISSsoft-Installation, erfolgen:

```
KISSsoftCOM.exe /regserver

regsvr32 KISSsoftCOMPS.dll

regsvr32 KISSsoftCOMPS.dll
```

Damit Sie das COM releaseabhängig benutzen können, gibt es ein versionsspezifische COM-Schnittstelle, die jeweils die Release-Nummer enthält.
Soll diese Variante verwendet werden, dann ist die KISSsoftCOM_RegisterXXXX.bat auszuführen oder die unten aufgeführten Dateien zur registrieren (dabei entspricht XXXX der Versionsnummer, z.B.2021):

```
KISSsoftCOMXXXX.exe /regserver

regsvr32 KISSsoftCOMXXXXPS32.dll

regsvr32 KISSsoftCOMXXXXPS64.dll
```

Für jede Registrierung sind Administratorrechte erforderlich.

10.5.2 Funktionalität des Servers

Der Server stellt eine Reihe von Funktionen zur Verfügung, um ein Berechnungsmodul zu starten, Werte zu setzen oder zu lesen und eine Berechnung durchzuführen.

- **GetModule([in] BSTR modul, [in] VARIANT_BOOL interactive)** startet ein Berechnungsmodul über die Modulbezeichnung (z.B. Z012 oder W010). Mit 'interactive' wird definiert, ob das Berechnungsmodul mit grafischer Benutzeroberfläche erzeugt werden soll.
- **IsModuleValid([out] VARIANT_BOOL isValid)** gibt einen Rückgabewert, ob das Berechnungsmodul mit ‘GetModule’ erfolgreich erzeugt wurde und vorhanden ist.
- **Calculate()** führt die Hauptberechnung für das aktive Modul aus.
- **CalculateRetVal([out, retval] VARIANT_BOOL* isOk)** führt die Hauptberechnung für das aktive Modul aus und gibt einen Wert zurück, ob die Berechnung ok ist oder nicht.
- **SetVar([in] BSTR name, [in] BSTR value)** ermöglicht, Variablen auf einen gewünschten Wert zu setzen. Die Übergabe erfolgt dabei als Text. Die Variablennamen können in den Protokollvorlagen gefunden werden, und es wird nicht garantiert, dass alle Variablen in der Zukunft unverändert bleiben.
- **GetVar([in] BSTR name, [out, retval] BSTR* value)** liest eine Variable als Text aus KISSsoft zurück.
- **ShowInterface([in] VARIANT_BOOL wait)** zeigt die grafische Benutzeroberfläche an. Über den Parameter 'wait' kann angegeben werden, ob die Funktion warten soll bis der Dialog geschlossen wurde.
- **IsActiveInterface([out, retval] VARIANT_BOOL* isActive)** gibt an, ob ein KISSsoft-Dialog aktiv ist.
- **IsActive([out, retval] VARIANT_BOOL* isActive)** gibt an, ob ein Modul geladen ist.
- **ReleaseModule()** gibt das geladene Modul wieder frei. Es sollte immer wieder freigegeben werden, damit der Server entladen werden kann.
- **LoadFile([in] BSTR filename)** lädt die angegebene Datei.
- **SaveFile([in] BSTR filename)** speichert die Berechnung in die angegebene Datei.
- **CheckLicense([in] BSTR name, [out, retval] VARIANT_BOOL* isOk)** gibt an, ob die Lizenz gültig ist.
- **GetININame([out, retval] BSTR* name)** liefert den Namen der geladenen INI Datei.

- **GetVersionFromFile([in] BSTR filename, [out, retval] BSTR* version)** liefert die Versionsnummer (z.B. 2.6) des KISSsoft-Modules, welche in der Berechnungsdatei steht (die Versionsnummer ist modulabhängig).
- **GetModulFromFile([in] BSTR filename, [out, retval] BSTR* name)** liefert die KISSsoft-Modul-Bezeichnung (z.B. M040), welche in der Berechnungsdatei steht. Damit dies möglich ist, muss vorher ein Berechnungsmodul geholt werden (GetModule).
- **GetKsoftVersionFromFile([in] BSTR filename, [out, retval] BSTR* kSoftVersion)** liefert die KISSsoft-Versionsnummer (z.B. 03-2011), welche in der Berechnungsdatei steht.
- **GetKsoftVersion([out, retval] BSTR* kSoftVersion)** liefert die KISSsoft-Version (z.B. 03-2011), welche registriert ist und über die COM-Schnittstelle gestartet wird.
- **GetDBName([in] BSTR db_name, [in] BSTR table, [in] SHORT flag, [in] LONG ID, [in] LONG order, [out,retval] BSTR *name)** ermöglicht mit dem Parameter 'flag' zu definieren, ob als Eingabe die ID (flag = 0) oder die Folge (flag = 1) verwendet wird. Die Ausgabe ist dann entweder die Folge und der Name des Eintrages oder die ID (bei Werkstoffdatenbank BEZ_DIN). Bei einem Fehlerfall erscheint keine Meldung, bei der Funktion wird ein 'False' zurückgegeben.
- **GetDBValue([in] BSTR db_name, [in] BSTR table, [in] LONG ID, [in] BSTR fieldname, [out,retval] BSTR *name)** liefert den Wert, welcher in diesem Datenbankfeld steht. Bei einem Fehlerfall erscheint keine Meldung, bei der Funktion wird ein 'False' zurückgegeben. Beachten Sie, dass das direkte Auslesen von Lagerdaten über diese Funktion von den Lagerherstellern nicht freigegeben und deshalb deaktiviert ist.
- **GetKsoftVersionSettings([out, retval] BSTR* kSoftVersionSettings)** liefert die KISSsoft-Version (z.B. 03-2014) des temporären Einstellungen-Ordners, in welchem die persönlichen Einstellungen gespeichert sind.
- **SetSilentMode([in] VARIANT_BOOL silent)** definiert, ob die Meldungen unterdrückt werden sollen oder nicht, damit berechnet werden kann, ohne Meldungen zu quittieren.
- **Report([in] LONG show)** schreibt das Protokoll, und es kann definert werden, ob es angezeigt werden soll oder nicht. Das Protokoll wird im Temp-Verzeichnis in den Unterordner 'KISS_?' geschrieben.
- **SetDebugFile([in] BSTR path)** setzt den Pfad und Dateinamen einer Debug-Datei, welche zur Fehlersuche verwendet werden kann.
- **ReportWithParameters([in] BSTR infile, [in] BSTR outfile, [in] LONG show, [in] LONG art)** schreibt das Protokoll unter Anwendung der definierten Protokollvorlage ('infile') und an die definierte Stelle mit definiertem Namen ('outfile') mit Angabe der Dateiart. Die Dateinamen können mit oder ohne Pfad angegeben werden. Bei Eingabe der Protokollvorlage ('infile') sollte bei der Datei die Endung mit eingegeben werden (z.B.'Z012ld0.rpt'). Wenn kein Pfad dazu angegeben wurde, wird im

Standardverzeichnis (siehe auch Protokolle) nach der Datei gesucht. Bei der Ausgabedatei ist auch die Endung anzugeben. Wenn kein Pfad angegeben wird, wird die Datei ins Temp-Verzeichnis unter 'KISS_?' gespeichert. Die Endung sollte mit der definierten Art zusammenstimmen. Mit dem Parameter 'show' kann definiert werden, ob das Protokoll angezeigt werden soll oder nicht. Mit dem Parameter "art" wird dann das Ausgabeformat definiert (art=0 → rtf-Format mit *1 ; art=1 → rtf-Format ohne *1 ; art=2 → html-Format mit *1 ; art=10 → txt-Format ohne *1 ; art=20 → txt-Format in unicode ohne *1 ; art=1000 → pprpt-Format mit *1 ; art=1001 → pprpt-Format ohne *1).

  - *1 = Berücksichtigung des Datenumfangslevels
  - Beispiele von möglichen Kombinationen: Mit Standard-Protokollvorlagen → RTF-Format: ReportWithParameters("C:\Program Files (x86)\KISSsoft 2019\rpt\Z070ld0.rpt","C:\Temp\Z070ld0.rtf", 1, 0), HTML-Format: Call ksoft.ReportWithParameters("Z070ld0.rpt", "C:\Temp\Z070ld0.html", 1, 2), PPRPT-Format: ReportWithParameters("C:\Program Files (x86)\KISSsoft 2019\rpt\Z070ld0.rpt","C:\Temp\Z070ld0.pprpt", 1, 1000) ; mit Zeichnungsstempel-Protokollvorlage → TXT-Format: ReportWithParameters("Z10GEAR1d.rpt","C:\Temp\Z010GEAR1d.txt", 1, 10)

- **Message([out] VARIANT *strings, [out] VARIANT *types, [out] LONG *numElem)** liefert die aufgelaufenen Meldungen der letzten Berechnung im ersten Parameter zurück, und zwar als Array mit Strings. Der zweite Parameter enthält die jeweiligen Meldungstypen (Fehler, Warnung, Info). In numElem steht die Anzahl der vorhandene Meldungen.
- **CallFunc([in] BSTR name)** ermöglicht die Ausführung von Spezialberechnungen. Eine genaue Liste der zur Verfügung stehenden Berechnungen ist auf Anfrage erhältlich.
- **CallFuncNParam([in] VARIANT paramArray)** ermöglicht die Ausführung von Spezialberechnungen. Eine genaue Liste der zur Verfügung stehenden Berechnungen ist auf Anfrage erhältlich.
- **SetLanguage([in] LONG index)** setzt die Protokoll-, Oberflächen- und Meldungssprache um (0 = Deutsch; 1 = Englisch; 2 = Französisch; 3 = Italienisch; 4 = Spanisch; 5 = Russisch; 6 = Portugiesisch; 7 = Chinesisch).
- **GetLanguage ([out, retval] LONG* index)** liest den Index der aktuell gesetzten Sprache. Indizes beschrieben bei Funktion SetLanguage().
- **RegisterMessageHandler([in] IDispatch messageHandler)*** registriert einen benutzerdefinierten Message-Handler für die Behandlung von KISSsoft-Meldungen, Warnungen und Fehlern. Der Parameter 'messageHandler' muss ein Objekt sein, welches die IKISSsoftMessageHandler-Schnittstelle implementiert. Durch die Registrierung werden alle Systemmeldungen an den benutzerdefinierten Handler weitergeleitet, wodurch eine programmgesteuerte Behandlung von Dialogboxen und Benutzerinteraktionen ermöglicht wird. Der Handler muss die Methode

SendCOMMessage implementieren, um verschiedene Nachrichtentypen (Info, Warnung oder Fehler) zu verarbeiten und entsprechende Antworten (Ja/Nein/Abbrechen) zurückzugeben. Das fünfte Beispiel (siehe Kapitel 10.5.3, Beispiele für den Aufruf aus Excel) zeigt die Implementierung der IKISSsoftMessageHandler-Schnittstelle.

10.5.3 Beispiele für den Aufruf aus Excel

Die Nutzung der Funktionalität lässt sich am einfachsten anhand von Beispielen beschreiben (siehe 10.5.3.1 bis 10.5.3.5).
Um KISSsoft von Excel aus nutzen zu können, muss im Visual Basic Editor zunächst die KISSsoftCOM Typbibliothek unter **Extras > Verweise** aktiviert werden.

10.5.3.1 Beispiel 1

Das **erste Beispiel** zeigt die Verwendung der Einzelradberechnung zur Bestimmung der Kopf- und Fusskreise eines Zahnrades:

```
Public Sub ExampleKISSsoftCOM()

Dim ksoft As CKISSsoft

Dim da As String

Dim df As String


' get KISSsoft Instance

set ksoft = New CKISSsoft


' get KISSsoft module for single gear

Call ksoft.GetModule("Z011", False)


' set values

Call ksoft.SetVar("ZR[0].z", "20")

Call ksoft.SetVar("ZS.Geo.mn", "5.0")

Call ksoft.SetVar("ZR[0].x.nul", "0.5")
```

```
' Calculate

Call ksoft.Calculate


' get values

da = ksoft.GetVar("ZR[0].da.nul")

df = ksoft.GetVar("ZR[0].df.nul")


' release module

Call ksoft.ReleaseModule


' release server

Set ksoft = Nothing


End Sub
```

10.5.3.2 Beispiel 2

Das **zweite Beispiel** veranschaulicht, wie die KISSsoft-Eingabemaske anzeigt wird:

```
Public Sub ExampleKISSsoftCOM()

Dim ksoft As CKISSsoft

Dim da As String

Dim df As String


' get KISSsoft Instance

Set ksoft = New CKISSsoft
```

```
' get KISSsoft module for single gear

Call ksoft.GetModule("Z011", True)


' show interface

Call ksoft.ShowInterface(True)


' get values

da = ksoft.GetVar("ZR[0].da.nul")

df = ksoft.GetVar("ZR[0].df.nul")


Call ksoft.ReleaseModule


Set ksoft = Nothing


End Sub
```

10.5.3.3 Beispiel 3

Das **dritte Beispiel** entspricht Beispiel 2, ergänzt um die 'später Bindung' (Die Bestimmung der genauen Eigenschaft oder Methode erfolgt erst zur Laufzeit und erlaubt die Kompilierung des Visual Basic-Clients ohne die genaue Funktion des Aufrufs zu kennen):

```
Public Sub ExampleKISSsoftCOM()

Dim ksoft As Object

Dim da As String

Dim df As String


' get KISSsoft Object

Set ksoft = CreateObject("KISSsoftCOM.KISSsoft")
```

```
' get KISSsoft module for single gear

Call ksoft.GetModule("Z011", True)


' show interface

Call ksoft.ShowInterface(True)


' get values

da = ksoft.GetVar("ZR[0].da.nul")

df = ksoft.GetVar("ZR[0].df.nul")


Call ksoft.ReleaseModule


Set ksoft = Nothing


End Sub
```

10.5.3.4 Beispiel 4

Das **vierte Beispiel** zeigt die Ausführung der Kontaktanalyse mittels der Steuerdatei Example_caControl.dat (Beispieldatei im Verzeichnis ...\dat zu finden) und die anschliessende Verarbeitung von Meldungen:

```
Public Sub ExampleKISSsoftCOM()

On Error GoTo ExitOnErr

Dim ksoft As CKISSsoft


' get KISSsoft Instance

Set ksoft = New CKISSsoft
```

```
' get KISSsoft module for gear pair
Call ksoft.GetModule("Z012", True)

' load File - change this to fit to a real file on your machine
Call ksoft.LoadFile("C:\yourPathHere\ExCOM3.z12")

' calculate
Call ksoft.Calculate

Dim ioData(0 To 2) as String
' Which calculation to start
ioData (0) = "CalculatePathOfContactForPairKS"
' controling file
ioData (1) = "C:\ yourPathHere\caControl.dat"
' Path for results
ioData (2) = "C:\ yourPathHere\prot"

' calculate contact analysis
Call ksoft.CallFuncNParam(ioData)

' Check for messages
Dim mess As Variant
Dim types As Variant
Dim numElem As Long
```

```
Dim typesElem As Long
Dim typesElemStr As String

Call ksoft.Message(mess, types, numElem)

If (numElem > 0) Then
Dim msg As String
For i = 0 To numElem - 1
msg = CStr(mess(i))
typesElemStr = CStr(types(i))
typesElem = CLng(types(i))
If (typesElem = 0) Then
Call MsgBox(msg, vbInformation)
ElseIf (typesElem = 1) Then
Call MsgBox(msg, vbExclamation)
Else
Call MsgBox(msg, vbCritical)
End If
Next
End If

' close ksoft
Call ksoft.ReleaseModule

' no problems, so exit
```

```
Exit Sub

ExitOnErr:

MsgBox ("error occured when calling KISSsoft.")


End Sub
```

10.5.3.5 Beispiel 5

Das **fünfte Beispiel** zeigt die Implementierung der IKISSsoftMessageHandler-Schnittstelle:

```
Option Explicit

Implements IKISSsoftMessageHandler


Public Enum KISSsoftMessageResponseType

    MsgResponse_Yes = 0

    MsgResponse_No = 1

    MsgResponse_Cancel = 2

End Enum


Public Enum KISSsoftMessageType

    MsgType_Info = 0

    MsgType_Message = 1

    MsgType_Warning = 2

    MsgType_Error = 3

    MsgType_Internal = 4

    MsgType_InfoN = 5

    MsgType_MessageN = 6

    MsgType_WarningN = 7
```

```
    MsgType_ErrorN = 8

    MsgType_Default = 9

End Enum


Public Enum KISSsoftMessageVar

    MsgVar_Standard = 0

    MsgVar_Collect = 1

    MsgVar_Confirm = 2

    MsgVar_Confirm_Cancel = 3

    MsgVar_Status = 4

End Enum


Public Function IKISSsoftMessageHandler_SendCOMMessage(ByVal msgVar As
KISSsoftMessageVar, ByVal msgType As KISSsoftMessageType, ByVal message As
String) As KISSsoftMessageResponseType

    Debug.Print "KISSsoft says: " & message & " (Type: " &
GetMessageTypeString(msgType) & ")"


    Dim choice As VbMsgBoxResult

    Dim msgBoxStyle As VbMsgBoxStyle

    Dim msgBoxTitle As String

    Dim buttonStyle As VbMsgBoxStyle


    ' Determine button style based on msgVar

    Select Case msgVar

        Case MsgVar_Confirm

            buttonStyle = vbYesNo
```

```
        Case MsgVar_Confirm_Cancel
            buttonStyle = vbYesNoCancel
        Case Else ' MsgVar_Standard, MsgVar_Collect, MsgVar_Status, or any
other
            buttonStyle = vbOKOnly
    End Select

    ' Determine icon and title based on message type
    Select Case msgType
       Case MsgType_Info, MsgType_InfoN
           msgBoxStyle = buttonStyle + vbInformation
           msgBoxTitle = "KISSsoft - Information"
       Case MsgType_Message, MsgType_MessageN
           msgBoxStyle = buttonStyle + vbInformation
           msgBoxTitle = "KISSsoft - Message"
       Case MsgType_Warning, MsgType_WarningN
           msgBoxStyle = buttonStyle + vbExclamation
           msgBoxTitle = "KISSsoft - Warning"
       Case MsgType_Error, MsgType_ErrorN
           msgBoxStyle = buttonStyle + vbCritical
           msgBoxTitle = "KISSsoft - Error"
       Case MsgType_Internal
           msgBoxStyle = buttonStyle + vbQuestion
           msgBoxTitle = "KISSsoft - Internal"
       Case Else ' MsgType_Default
           msgBoxStyle = buttonStyle + vbQuestion
```

```
    msgBoxTitle = "KISSsoft"
End Select

choice = MsgBox(message, msgBoxStyle, msgBoxTitle)

' Handle response based on what buttons were shown
Select Case msgVar
  Case MsgVar_Confirm
    ' Yes/No buttons
    Select Case choice
      Case vbYes
        IKISSsoftMessageHandler_SendCOMMessage = MsgResponse_Yes
      Case vbNo
        IKISSsoftMessageHandler_SendCOMMessage = MsgResponse_No
      Case Else
         IKISSsoftMessageHandler_SendCOMMessage = MsgResponse_No
      End Select
    Case MsgVar_Confirm_Cancel
      ' Yes/No/Cancel buttons
      Select Case choice
        Case vbYes
          IKISSsoftMessageHandler_SendCOMMessage = MsgResponse_Yes
        Case vbNo
          IKISSsoftMessageHandler_SendCOMMessage = MsgResponse_No
        Case vbCancel
```

```
                IKISSsoftMessageHandler_SendCOMMessage =
MsgResponse_Cancel

              Case Else

                IKISSsoftMessageHandler_SendCOMMessage =
MsgResponse_Cancel

            End Select

          Case Else

            ' OK button only - treat as Yes response

            IKISSsoftMessageHandler_SendCOMMessage = MsgResponse_Yes

        End Select

      End Function


      Private Function GetMessageTypeString(ByVal msgType As
KISSsoftMessageType) As String

        Select Case msgType

          Case MsgType_Info

            GetMessageTypeString = "Info"

          Case MsgType_Message

            GetMessageTypeString = "Message"

          Case MsgType_Warning

            GetMessageTypeString = "Warning"

          Case MsgType_Error

            GetMessageTypeString = "Error"

          Case MsgType_Internal

            GetMessageTypeString = "Internal"

          Case MsgType_InfoN

            GetMessageTypeString = "InfoN"
```

```
    Case MsgType_MessageN
      GetMessageTypeString = "MessageN"
    Case MsgType_WarningN
      GetMessageTypeString = "WarningN"
    Case MsgType_ErrorN
      GetMessageTypeString = "ErrorN"
    Case MsgType_Default
      GetMessageTypeString = "Default"
    Case Else GetMessageTypeString = "Unknown"
  End Select
End Function
```

11 3D-Schnittstellen

11.1 Überblick der verfügbaren CAD-Schnittstellen und ihre Funktionalität

Feature/CAD	SolidWorks	Autodesk Inventor	Solid Edge: Solution Partner	Siemens NX: Solution Partner	Creo Parametric	Catia	HiCAD	Parasolid / Neutral-formatschnittstelle (step)
Version	2023 - 2026	2023 - 2026	2023-2026	NX2306, NX2312, NX2405, NX2412, NX2506, NX2512	Creo 8-12	V5 R21-32), V5-V6 R2013-202x)	2023 - 2026	
Stirnräder Gerad/ Schrägverzahnt	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Stirnräder Innen/ Aussenverzahnt	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Schnecken/ Zylinderschneckenrad	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Schnecken/ Globoidschneckenrad	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✓
Zahnstange Gerad/ Schrägverzahnt	✓	✓	✓	✓	✗	✗	✓	✓
Geradverzahnte Kegelräder	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Schrägverzahnte Kegelräder	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✓
Bogenverzahnte Kegelräder	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✓
Kronenräder	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✓
Beveloidräder	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✓
Kerbverzahnung (Welle-Nabe)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Verzahnung auf vorhandene Welle	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✗	✗
Wellen	✓	✓	✓	✓	✗	✗	✗	✓
CAD Add-In Menü	✓	✓	✓	Nur über Menü	✗	Auswahl-menü	✗	✗
Herstelldaten	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✗	✗

11.2 Erzeugung von 3D-Zahnrädern

Zuerst ist eine Zahnradberechnung durchzuführen, so dass die Resultate konsistent sind. Unter **Grafik > Einstellungen** kann man in der Liste das gewünschte CAD auswählen, in welches man exportieren möchte.

Weiter kann im Menü **Grafik > 3D-Export** ausgewählt werden zwischen den einzelnen Rädern und der Konfiguration (nur als einzelne Räder möglich), welches man erzeugen möchte.

Bei Siemens NX ist die Generierung nur möglich, wenn man KISSsoft mit dem Addin- Menü vom NX startet, dann die Zahnradberechnung durchführt und auf den gewünschten Generierungsknopf drückt. Bei Creo Parametric (ProEngineer) und CATIA muss das CAD geöffnet sein, damit die Erzeugung von KISSsoft aus gestartet werden kann. Bei den CAD-Systemen SolidWorks, SolidEdge und Inventor wird durch das Drücken von einem Generierungsknopf das CAD gestartet, falls es noch nicht geöffnet ist.

Als Standardeinstellung wird die Erzeugung mit einer zulässigen Abweichung (Toleranzband) der Zahnform von 1 μm ausgeführt. Ist diese Toleranz zu gross, kann das Tab **Zahnform** geöffnet und dies geändert werden. Wird dies verändert, muss erneut auf **Berechnen** gedrückt werden (Tab Zahnform aktiv), damit die Eingaben übernommen werden und die Zahnform neu berechnet wird.
Die Umstellung der Erzeugungsart (Polylinien, Kreisbogenapproximation, Splines) beeinflusst im Tab Zahnform nur die 2D-Darstellung. Bei Siemens NX, SolidWorks und SolidEdge wird das Bauteil mit Splines, bei Inventor, Creo Parametric (ProEngineer) und CATIA mit Kreisbögen aufgebaut. Bei SolidWorks und SolidEdge werden auch andere Erzeugungsarten unterstützt, welche durch den zusätzlichen Parameter **APPROXIMATION=1** in der Datei KISS.ini (siehe Kapitel 2.6.10, Definitionen in [SOLIDWORKS]) unter dem jeweiligen CAD verändert werden können.
Bei den Zahnrädern wird normalerweise der Stirnschnitt der Zahnlücke aus einem Zylinder ausgeschnitten und dann als Muster vervielfältigt. Für Schnecken mit Schrägungswinkel > 50° und einer Zähnezahl < 4 wird die Zahnlücke im Axialschnitt ausgeschnitten und dann vervielfältigt.

Einschränkungen der CAD-Schnittstellen (ausser Parasolid):

- Stirnräder: Pfeilverzahnungen nicht direkt erstellbar, muss manuell erfolgen, zuerst eine Seite dann die andere Seite.
- Schnecken: keine Globoid-Schnecken oder Schneckenräder möglich (nur Zylinderschnecken/-schneckenräder).
- Modifikationen über die Zahnbreite werden nicht mitberücksichtigt (nur Zahnformmodifikationen berücksichtigt).

11.3 Erzeugung von 3D-Wellen

Die Erzeugung von Wellen in 3D ist bis anhin nur in den CAD-Systemen Solid Works, Solid Edge, Autodesk Inventor und Siemens NX möglich.

Zuerst ist eine Wellenberechnung durchzuführen, so dass die Resultate konsistent sind. Unter **Grafik > Einstellungen** kann man in der Liste das gewünschte CAD auswählen, in welches man exportieren möchte.

Weiter kann im Menü **Grafik > 3D-Export** zwischen den einzelnen Wellen und der Konfiguration (wenn mehr als eine Welle) auswählen, welche man erzeugen möchte. Bei der Konfiguration werden alle Wellen einzeln nacheinander in eigene Bauteile aufgebaut.

Es kann also per Knopfdruck eine 3D-Welle im CAD-System aufgebaut werden gemäss den Daten einer KISSsoft-Wellenberechnung.

11.4 Viewer mit Neutralformat-Schnittstelle

KISSsoft stellt einen 3D-Viewer für die Darstellung eines Zahnrades oder eines Zahnradsystems zur Verfügung. Der Viewer wird aktiviert über das Menü **Grafik** > **3D Geometrie**.

Im 3D-Viewer kann ein Modell in STEP und Parasolid-Formaten exportiert werden (als Text und binär). Unterstützte Zahnräder (siehe Kapitel 11.1, Überblick der verfügbaren CAD-Schnittstellen und ihre Funktionalität) und für die Bedienung des Viewers (siehe Kapitel 23.3, Geometrie 3D). Die Einstellungen können geändert werden über **Berechnung** > **Einstellungen** > **3D Erzeugung** .

11.4.1 Parasolid-Export des kompletten Systems

Die komplette 3D-Zusammenstellung kann mit Parasolid generiert und exportiert werden. **Datei > Exportieren > Komplettes 3D-Modell** auswählen, um das komplette System als Datei vom Typ STEP, Parasolid Text (X_T) oder Parasolid binär (X_B) zu speichern. Die Einstellungen des 3D-Viewers werden verwendet.

11.4.2 Export von 3D Wellen in Parasolid

Das Model der Welle kann mit Parasolid erzeugt werden. Verfügbare Datenformate für den Export sind STEP, Parasolid text (X_T) und Binary (X_B).

Über **Datei > Exportieren > Welle > Geometrie 3D** wird das Modell generiert. Falls das Berechnungsmodell mehrere Wellen enthält, kann man diese als System exportieren unter **Datei > Exportieren > Geometrie 3D System**.

11.4.3 Kronenrad: 3D-Geometrie

Das 3D-Modell eines Kronenrades wird durch Simulation des Schnittvorgangs erstellt und hat keine Einschränkungen bei Schrägungswinkel, Achswinkel oder Achsversatz. Die Referenzkoordinaten des Modells sind nach Roth [3] definiert, und die entsprechenden Positionen des Ritzels und des Rades nach den Gleichungen (1) und (2).

$$L_S = \overline{O_S Q_S} = \frac{r_{t2} + \left(r_{tS} + x_S \cdot m_n\right) \cdot \cos\theta}{\sin\theta} \quad (1)$$

$$L_2 = \overline{O_0 Q_2} = \frac{r_{tS} + x_S \cdot m_n + r_{t2}\cos\theta}{\sin\theta} \quad (2)$$

In der obigen Gleichung ist r_{tS} der Referenzradius und x_S der Profilverschiebungsfaktor des Ritzels. Dabei wird r_{tS} aufgrund der Zähnezahl des Stossrades berechnet.

Der Achswinkel und der radiale Achsversatz (? und a) werden in **Geometrie > Details…** definiert.

Das Modell des Kronenrades wird anhand der Simulation des Schnittprozesses erstellt und die Zahnflanke als Freiformfläche approximiert.

Der Erstellungsprozess basiert auf dem Parasolid-Kern, womit die Qualität des Modells von den Einstellungen des Parasolid-Modellierens abhängt (siehe **Berechnung > Einstellungen > Parasolid**).

► **Hinweis:**

Für die Festigkeitsberechnung werden ein Achswinkel von 90° und ein radialer Achsversatz von 0 angenommen. Nur für die Erstellung des 3D-Modells werden Achswinkel und Achsversatz berücksichtigt, wodurch die Resultate der Festigkeitsberechnung möglicherweise nicht gültig sind.

11.4.4 Kegelrad: 3D-Modellerzeugung

Das 3D-Geometriemodell für gerad-, schräg- und spiralverzahnte Kegelräder ist nach ISO 23509 definiert, und die Zahnform wird an mehreren Schnitten über die Zahnbreite berechnet. Die Zahnform wird den planaren Evolventen des virtuellen Stirnrads in Querrichtung überlagert. Dann wird die Zahnflankenfläche durch Abtasten der Zahnformen der Schnitte generiert. Die Zahnformen der einzelnen Schnitte werden mit dem Winkel φ_β in die jeweilige Position transformiert. Der Winkel jedes Schnitts φ_β wird für das Abwälzen bzw. Fräsen der Zahnfläche mit den Hilfswinkeln φ und η berechnet. Daher ist die endgültige Zahnform über die Zahnbreite eine erweiterte Epizykloide (Abwälzen) bzw. rund (Fräsen).

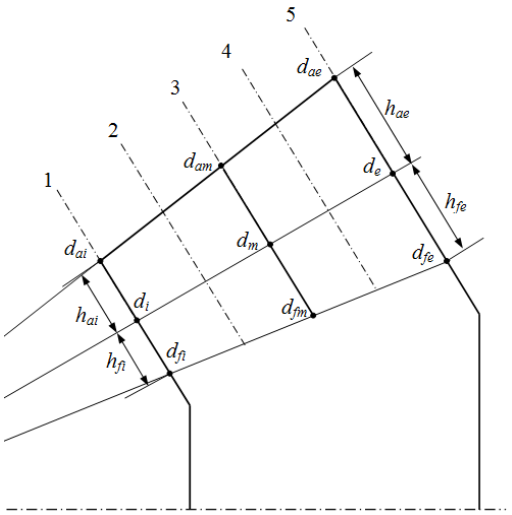


Abbildung 11.1: Definition der Schnitte für die Zahnformberechnung

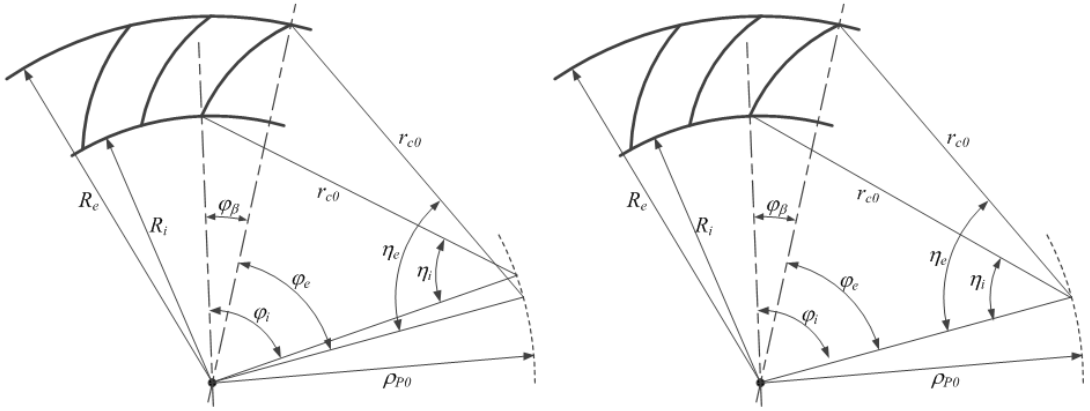


Abbildung 11.2: Transformationswinkel beim Abwälzen (links) bzw. Fräsen (rechts)

Hersteller von Werkzeugmaschinen für die Kegelradherstellung (wie Klingelnberg und Gleason) haben eigene Verfahren für die Generierung der Zahnform, die auf der Arbeitsweise des Fräswerkzeugs beruhen. Die Zahnform wird als Oktoide bezeichnet und kann von unserer Zahnform geringfügig abweichen. Wir haben jedoch festgestellt, dass der Unterschied in der Zahnform deutlich unter der Toleranzschwelle liegt und somit im praktischen Einsatz keine Probleme verursacht.

11.4.5 Schneckenrad: 3D-Modellerzeugung

Das 3D-Modell eines Globoid-Schneckenrads wird durch Simulation des tatsächlichen Herstellprozesses erzeugt. Es werden die Zahnformen an mehreren Schnitten über die Zahnbreite berechnet und die Zahnflanke als Freiformfläche approximiert. Das Modell wird unter Verwendung des idealen Werkzeugs generiert, das die Schnecke erzeugt. Theoretisch erzeugt das Werkzeug die Schnecke in Bezug auf Kreisbogen, Eingriffswinkel und Zahnform. Wenn das Werkzeug jedoch genau nach dieser Spezifikation hergestellt wurde, wäre es nach dem Nachschärfen nicht mehr verwendbar, da es dann kleiner als die Schnecke wäre. Die Werkzeuge für die Herstellung von Schneckenrädern sind daher etwas grösser als die herzustellenden Schnecken, so dass mehrmaliges Nachschärfen möglich ist [4]. Um das Modell mit dem grösseren Werkzeug zu generieren, kann der Vergrösserungsfaktor im Fenster mit den Berechnungseinstellungen eingestellt werden. Beim Eingabefeld **Vergrösserungsfaktor für den Schneckenrad-Fräser (3D**) kann der Faktor eingegeben werden.

Das Werkzeug hat hier eine grössere Zahndicke und erzeugt entsprechend kleinere Zahndicken am Rad. Der Fräsabstand zwischen Werkzeug und Rad wird dann entsprechend verändert, damit das gewünschte Ergebnis für Fuss- und Kopfkreisdurchmesser des Rades erzielt wird.

11.4.6 Allgemeines zur 3D-Modellierung in Parasolid

Falls das Modell nicht richtig erzeugt wurde, kann eine Verbesserung herbeigeführt werden durch Verändern der Parasolid-Einstellungen (siehe **Berechnung > Einstellungen > 3D Erzeugung**) oder bei Zahnrädern durch Verkleinerung der zulässigen Abweichung (Tab **Zahnform > Approximation für Export > Zulässige Abweichung**).

11.5 3D-Schnittstelle zu SolidWorks

Hersteller: KISSsoft AG

Die Schnittstelle zwischen SolidWorks und KISSsoft realisiert die direkte Integration in das 3D-CAD-System. Sie ermöglicht den direkten Start aller KISSsoft-Berechnungsmodule aus SolidWorks heraus. Mit KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können direkt in SolidWorks als 3D-Teil (siehe Kapitel 11.2, Erzeugung von 3D-Zahnrädern) mit echter Zahnform erzeugt werden. Mit KISSsoft berechnete Wellen können direkt als 3D-Teil aus Zylinder- und Konenelementen (siehe Kapitel 11.3, Erzeugung von 3D-Wellen) in SolidWorks erzeugt werden. Von KISSsoft kann mit einem Knopfdruck SolidWorks gestartet werden, wo dann ein neues Part geöffnet und das entsprechende Bauteil erzeugt wird. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen- oder innenverzahnte Stirnräder, gerad- und schrägverzahnte Zahnstangen, geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971 (Bild 1) und Wellen möglich.
Des Weiteren gibt es die Möglichkeit, nachträglich Verzahnungen auf bestehende Wellen (siehe Kapitel 11.5.1, Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten) einzufügen. Ausserdem können mit der Schnittstelle im 2D-Bereich Zahnradherstelldaten (siehe Kapitel 11.5.3.2, Herstellungsdaten einfügen) automatisch als Textfeld eingefügt werden. Die Zahnradherstelldaten sind dem jeweiligen Cutout (Zahnlücke) angehängt.

11.5.1 Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten

Vorgehensweise bei der Verzahnungserstellung:

1. Selektieren Sie im CAD die gewünschte Fläche
2. Wählen Sie in KISSsoft aus, welche Verzahnung (z.B. **Rad 1**) am Zylinder erzeugt werden soll.

Voraussetzungen:

- Der Durchmesser des Zylinders muss bereits vor der Erzeugung den richtigen Aussendurchmesser der Verzahnung haben.
- Bei einer Innenverzahnung muss bereits ein Hohlzylinder modelliert sein, bevor die Verzahnung ausgeschnitten werden kann.

Diese Verzahnungserzeugung wird bei gerad- und schrägverzahnten Innen- und Aussenstirnrädern durchgeführt.

11.5.2 Einbinden des KISSsoft-Add-ins (Menüpunkte im CAD)

Das Add-in sollte bei der Installation registriert werden. Falls dies nicht klappt und das KISSsoft-Menü im SolidWorks nicht vorhanden ist, muss eine Registrierung vorgenommen werden.

Im Installationsverzeichnis von KISSsoft im Unterordner **SolidWorks**, kann durch Doppelklick auf die Datei **SolidWorksRegister64.bat** die Schnittstelle registriert werden.

War die Registrierung des KISSsoft-Add-ins erfolgreich, erscheint die Meldung, dass die Registrierung erfolgreich durchgeführt wurde.

Falls man die Registrierung löschen möchte, kann im KISSsoft-Installationsverzeichnis die Datei **SolidWorksUnRegister.bat** mit Doppelklick ausgeführt werden. Bei erfolgreicher Durchführung erscheint die Meldung, dass die Abmeldung erfolgreich war.

Sollte das Add-in nicht direkt im SolidWorks erscheinen, muss im Menü **Extras > Zusatzanwendungen** gewählt werden, worauf sich ein neues Fenster öffnet, in dem das **KISSsoftSWAdd-in** angewählt werden kann.

Somit sind die KISSsoft-Menüpunkte in SolidWorks eingebunden. Das Menü bleibt auch bei einem Neustart vorhanden und muss nur einmal verknüpft werden.

Die Menüpunkte des KISSsoft-Add-ins werden in acht Sprachen ausgeführt (Deutsch, Englisch, Französisch, Italienisch, Spanisch, Russisch, Portugiesisch und Chinesisch). Es wird dieselbe Sprache wie in der KISSsoft-Installation verwendet. In der Datei **kiss.ini** im KISSsoft-Installationsverzeichnis unter **DISPLAYLANGUAGE** wird die Sprache gesetzt (0 = Deutsch; 1 = Englisch; 2 = Französisch; 3= Italienisch; 4= Spanisch; 5= Russisch; 6= Portugiesisch; 7= Chinesisch). Diese Spracheinstellung ist auch für KISSsoft massgebend.

11.5.3 Add-in-Funktionen (Aufrufe)

11.5.3.1 KISSsoft über Add-in aufrufen

Unter dem Menüpunkt **Extras > KISSsoft** können alle KISSsoft-Berechnungsmodule direkt aufgerufen werden. Die Erzeugung eines neuen/ weiteren Zahnrades erfolgt dann gemäss der vorherigen Beschreibung der Zahnradherstellung (siehe Kapitel 11.2, Erzeugung von 3D-Zahnrädern).

11.5.3.2 Herstellungsdaten einfügen

Der Menüpunkt **Herstellungsdaten einfügen** funktioniert nur in der Part-Darstellung. Vorgehensweise, um einen Zahnradstempel auf einer Zeichnung einzufügen:

1. Part öffnen und **Cutout** eines Zahnes selektieren.
2. Menüpunkt **Herstellungsdaten einfügen** anwählen.

Dabei wird ein neuer Dokumententwurf erstellt, in welchem dann der Zahnradstempel des selektierten Cutouts der Verzahnung eingefügt wird.

11.5.3.3 Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen

Der Menüpunkt **Berechnungsdatei öffnen** funktioniert nur in der Part-Darstellung. Vorgehensweise, um eine Berechnungsdatei zu öffnen:

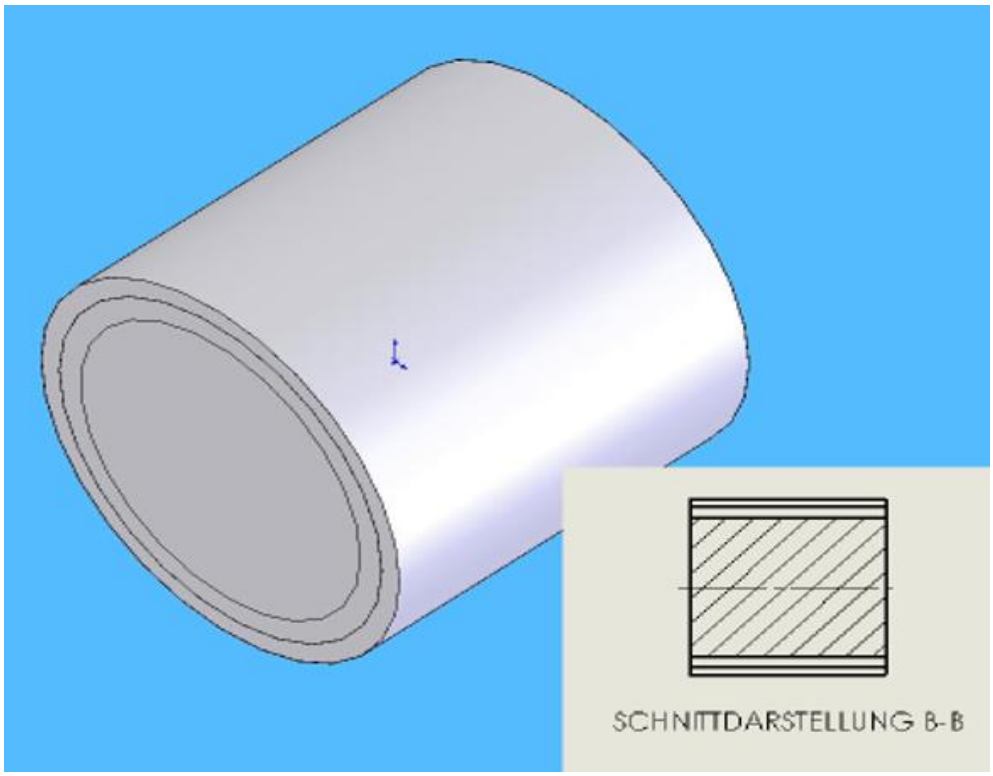
1. Part öffnen und **Cutout** eines Zahnes selektieren.
2. Menüpunkt **Berechnungsdatei öffnen** anwählen.

Dabei wird KISSsoft im jeweiligen Berechnungsmodul gestartet und die Berechnungsdatei geöffnet.

11.5.3.4 Vereinfachte Zahnradansichten

Es gibt die Möglichkeit, das Zahnrad in zwei verschiedenen Darstellungen zu zeichnen. Durch die vereinfachte Ansicht kann in der Zeichnungsableitung eine Schnittdarstellung des Zahnrades erstellt

werden, bei der nur die Randkonturen und der Teilkreis des Zahnrades dargestellt werden. Im Moment ist die vereinfachte Ansicht nur für Aussenverzahnungen verfügbar. In der Standardeinstellung wird die vereinfachte Ansicht nicht durchgeführt.



Um eine vereinfachte Darstellung zu erhalten, muss in der Datei **kiss.ini** im KISSsoft-Installationsverzeichnis der untenstehende Eintrag geändert werden:

SIMPLIFIEDPRESENTATIONNAME=**Name**

Der Name, welcher in der Datei **kiss.ini** gegeben wird, ist zu gleich auch der Name der Darstellung.

11.6 3D-Schnittstelle zu Solid Edge

Hersteller: KISSsoft AG

Die Schnittstelle zwischen Solid Edge und KISSsoft realisiert die direkte Integration in das 3D-CAD-System. Sie ermöglicht den direkten Start aller KISSsoft-Berechnungsmodule aus Solid Edge heraus. In KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können direkt in Solid Edge als 3D-Teil (siehe Kapitel 11.2, Erzeugung von 3D-Zahnrädern) mit echter Zahnform erzeugt werden. Mit KISSsoft berechnete Wellen können direkt als 3D-Teil aus Zylinder- und Konenelementen (siehe Kapitel 11.3, Erzeugung von 3D-Wellen) in Solid Edge erzeugt werden. Von KISSsoft kann mit einem Knopfdruck Solid Edge gestartet werden, wo dann ein neues Part geöffnet und das entsprechende Bauteil erzeugt wird. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen- oder innenverzahnte Stirnräder, gerad- und schrägverzahnte Zahnstangen, geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, und Wellen möglich.

Des Weiteren gibt es die Möglichkeit, nachträglich Verzahnungen auf bestehende Wellen (siehe Kapitel 11.6.2, Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten) einzufügen. Ausserdem können mit der Schnittstelle im 2D-Bereich Zahnradherstelldaten (siehe Kapitel 11.6.4.2, Herstellungsdaten

einfügen) automatisch als Textfeld auf der Zeichnung eingefügt werden. Die Zahnradherstelldaten sind dem jeweiligen Cutout (Zahnlücke) angehängt.

► **Hinweis:**

Bei der Erzeugung der Zahnräder wird die Standard-Vorlagendatei (z.B. metric.prt) verwendet. Wenn eine benutzerspezifische Vorlagendatei verwendet werden soll, muss entweder eine Variable namens **USERPARTTEMPLATE** in der Datei **kiss.ini** unter Kapitel **[SolidEdge]** definiert oder die Standard-Vorlagendatei überschrieben und in den Pfad der benutzerspezifischen Vorlagendateien kopiert werden. Wenn ein benutzerspezifischer Pfad für die Vorlagen in SolidEdge vorhanden ist, wird dieser Pfad verwendet, ansonsten wird der Standardpfad für Vorlagendateien verwendet (z.B. **...\Solid Edge <version>\Template** verwendet).

11.6.1 Umstellung des Parameters zur Erzeugung

Bei Solid Edge kann beim Kopieren der Zahnlücke (Pattern) zwischen zwei Einstellungen umgestellt werden. Die möglichen Modi sind: Smart- und FastPattern. Bei SmartPattern wir eine genauere Erzeugung der Zahnform vollzogen. Dies dauert allerdings sehr lange und die Datei mit dem Zahnrad wird sehr gross. Bei FastPattern handelt es sich um eine ungenauere Methode, welche aber für einen schnellen Aufbau und eine kleinere Erzeugungsdatei sorgt. Für die Zahnraderzeugung wird bislang immer SmartPattern verwendet, da sonst die Zahnräder nicht richtig aufgebaut oder dargestellt werden können. In der Datei **kiss.ini** (siehe Kapitel 2.6.9, Definitionen in [SOLIDEDGE]) im KISSsoft-Installationsverzeichnis kann **SMARTPATTERN=0** gesetzt werden, dann wird das Kopieren der Zahnlücke im FastPattern-Modus ausgeführt.

11.6.2 Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten

Vorgehensweise bei der Verzahnungserstellung:

1. Zeichnen Sie in Solid Edge eine Ebene an die gewünschte Fläche, an welcher die Verzahnung ausgeschnitten werden soll.
2. Selektieren Sie diese Ebene
3. Wählen Sie in KISSsoft aus, welche Verzahnung (z.B. **Rad 1**) am Zylinder erzeugt werden soll.

Voraussetzungen:

- Der Durchmesser des Zylinders muss bereits vor der Erzeugung den Aussendurchmesser der Verzahnung haben.
- Bei einer Innenverzahnung muss bereits ein Hohlzylinder modelliert sein, bevor die Verzahnung ausgeschnitten werden kann.

Diese Verzahnungserzeugung wird bei gerad- und schrägverzahnten Innen- und Aussenstirnrädern durchgeführt.

11.6.3 Einbinden des KISSsoft-Add-ins (Menüpunkte im CAD)

Das Add-in sollte bei der Installation registriert werden. Falls dies nicht klappt und das KISSsoft-Menü im SolidEdge nicht vorhanden ist, muss eine Registrierung vorgenommen werden.

Im Installationsverzeichnis von KISSsoft im Unterordner **SolidEdge**, kann durch Doppelklick auf die Datei **SolidEdgeRegister64.bat** die Schnittstelle registriert werden.

War die Registrierung des KISSsoft-Add-ins erfolgreich, erscheint die Meldung, dass die Registrierung erfolgreich durchgeführt wurde.

Falls man die Registrierung löschen möchte, kann im KISSsoft-Installationsverzeichnis die Datei **SolidEdgeUnRegister.bat** mit Doppelklick ausgeführt werden. Bei erfolgreicher Durchführung erscheint die Meldung, dass die Abmeldung erfolgreich war.

Unter **Einstellungen/Add-Ins** kann der **Add-In-Manager** ausgewählt werden, indem man das Add-in **KISSsoft** aktivieren/deaktivieren kann.

Im Hauptmenü ist das KISSsoft-Add-in sichtbar. Somit sind die KISSsoft-Menüpunkte in SolidEdge eingebunden und bleiben auch bei einem Neustart erhalten.

Die Menüpunkte des KISSsoft-Add-ins werden in acht Sprachen ausgeführt (Deutsch, Englisch, Französisch, Italienisch, Spanisch, Russisch, Portugiesisch und Chinesisch). Es wird dieselbe Sprache wie in der KISSsoft-Installation verwendet. In der Datei **kiss.ini** im KISSsoft-Installationsverzeichnis unter **DISPLAYLANGUAGE** wird die Sprache gesetzt (0 = Deutsch; 1 = Englisch; 2 = Französisch; 3= Italienisch; 4= Spanisch; 5= Russisch; 6= Portugiesisch; 7= Chinesisch). Diese Spracheinstellung ist auch für KISSsoft massgebend.

► **Hinweis:**

Werden bei der ausgewählten Sprache unicode Zeichensätze (z.B. Russisch) verwendet, sind diese nur möglich, wenn beim Betriebssystem die Lokalisation auf diese Sprache eingestellt ist (ein Land mit dieser Sprache).

11.6.4 Add-in-Funktionen (Aufrufe)

11.6.4.1 KISSsoft über Add-in aufrufen

Unter dem Menüpunkt **KISSsoft** können alle KISSsoft-Berechnungsmodule direkt aufgerufen werden. Die Erzeugung eines neuen/ weiteren Zahnrades erfolgt dann gemäss den vorherigen Beschreibungen der Zahnradherstellung (siehe Kapitel 11.2, Erzeugung von 3D-Zahnrädern).

11.6.4.2 Herstellungsdaten einfügen

Der Menüpunkt **Herstellungsdaten einfügen** funktioniert nur in der Part-Darstellung. Vorgehensweise, um einen Zahnradstempel auf einer Zeichnung einzufügen:

1. Part öffnen und **Cutout** eines Zahnes selektieren.
2. Menüpunkt **Herstellungsdaten einfügen** anwählen.

Dabei wird ein neuer Dokumentenentwurf erstellt, in welchem dann der Zahnradstempel des selektierten Cutouts der Verzahnung eingefügt wird.

11.6.5 Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen

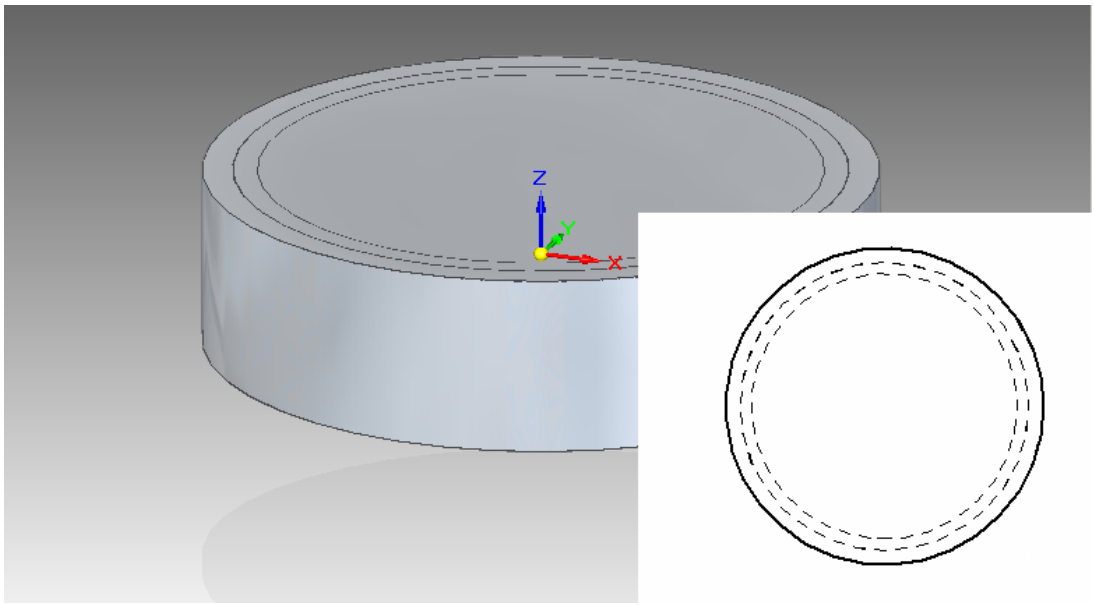
Der Menüpunkt **Berechnungsdatei öffnen** funktioniert nur in der Part-Darstellung. Vorgehensweise, um eine Berechnungsdatei zu öffnen:

1. Part öffnen und **Cutout** eines Zahnes selektieren.
2. Menüpunkt **Berechnungsdatei öffnen** anwählen.

Dabei wird KISSsoft im jeweiligen Berechnungsmodul gestartet und die Berechnungsdatei geöffnet.

11.6.6 Vereinfachte Zahnradansicht

Es gibt die Möglichkeit, das Zahnrad in zwei verschiedenen Darstellungen zu zeichnen. Durch die vereinfachte Ansicht kann in der Zeichnungsableitung eine Schnittdarstellung des Zahnrades erstellt werden, bei der nur die Randkonturen und der Teilkreis des Zahnrades dargestellt werden. Im Moment ist die vereinfachte Ansicht nur für Aussenverzahnungen verfügbar. In der Standardeinstellung wird die vereinfachte Ansicht nicht durchgeführt.



Um eine vereinfachte Darstellung zu erhalten, muss in der Datei **kiss.ini** im KISSsoft-Installationsverzeichnis der untenstehende Eintrag geändert werden:

SIMPLIFIEDPRESENTATION=**1**

11.7 3D-Schnittstelle zu Autodesk Inventor

Hersteller: KISSsoft AG

Die Schnittstelle zwischen Inventor und KISSsoft realisiert die direkte Integration in das 3D-CAD-System. Sie ermöglicht den direkten Start aller KISSsoft-Berechnungsmodule aus Inventor heraus. In KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können direkt in Inventor als 3D-Teil (siehe Kapitel 11.2, Erzeugung von 3D-Zahnrädern) mit echter Zahnform erzeugt werden. Mit KISSsoft berechnete Wellen können direkt als 3D-Teil aus Zylinder- und Konenelementen (siehe Kapitel 11.3, Erzeugung

von 3D-Wellen) in Inventor erzeugt werden. Von KISSsoft kann mit einem Knopfdruck Inventor gestartet werden, wo dann ein neues Part geöffnet und das entsprechende Bauteil erzeugt wird. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen- oder innenverzahnte Stirnräder, gerad- und schrägverzahnte Zahnstangen, geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, und Wellen möglich.
Des Weiteren gibt es die Möglichkeit, nachträglich Verzahnungen auf bestehende Wellen (siehe Kapitel 11.7.1, Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten) einzufügen. Ausserdem können mit der Schnittstelle im 2D-Bereich Zahnradherstelldaten (siehe Kapitel 11.7.3.2, Herstellungsdaten einfügen) automatisch als Tabelle auf der Zeichnung eingefügt werden. Die Zahnradherstelldaten sind dem jeweiligen Cutout (Zahnlücke) angehängt.

11.7.1 Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten

Vorgehensweise bei der Verzahnungserstellung:

1. Selektieren Sie die gewünschte Fläche
2. Wählen Sie in KISSsoft aus, welche Verzahnung (z.B. **Rad 1**) am Zylinder erzeugt werden soll.

Voraussetzungen:

- Der Durchmesser des Zylinders muss bereits vor der Erzeugung den Aussendurchmesser der Verzahnung haben.
- Bei einer Innenverzahnung muss bereits ein Hohlzylinder modelliert sein, bevor die Verzahnung ausgeschnitten werden kann.

Diese Verzahnungserzeugung wird bei gerad- und schrägverzahnten Innen- und Aussenstirnrädern durchgeführt.

11.7.2 Einbinden des KISSsoft-Add-ins (Menüpunkte im CAD)

Damit das Add-in (Regfree Modus) im Autodesk Inventor erscheint müssen die Dateien **KISSsoftInventorAddin.dll** und **Autodesk.KISSsoftInventorAddin.Inventor.addin** in eines der folgenden Verzeichnisse, das je nach gewünschtem Vorkommen verschieden ist, kopiert werden.

- Alle Benutzer, versionsunabhängig: Windows 8.1/10/11 - %ALLUSERSPROFILE%\Autodesk\Inventor Addins\
- Alle Benutzer, versionsabhängig: Windows 8.1/10/11 - %ALLUSERSPROFILE%\Autodesk\Inventor 20xx\Addins\
- Pro Benutzer, versionsabhängig: Windows 8.1/10/11 - %APPDATA%\Autodesk\Inventor 20xx\Addins\
- Pro Benutzer, versionsunabhängig: Windows 8.1/10/11 - %APPDATA%\Autodesk\ApplicationPlugins

Der **KISSsoftCOM**-Server sollte bei der Installation registriert werden. Falls dies nicht geklappt hat und die KISSsoft-Schnittstelle nicht funktioniert, muss eine Registrierung vorgenommen werden.
Im Installationsverzeichnis von KISSsoft im Unterordner **Inventor**, kann durch Doppelklick auf die Datei **InventorRegister64.bat** die Schnittstelle registriert werden.

War die Registrierung des KISSsoft-Add-ins erfolgreich, erscheint die Meldung, dass die Registrierung erfolgreich durchgeführt wurde.

Falls man die Registrierung löschen möchte, kann im KISSsoft-Installationsverzeichnis die Datei **InventorUnRegister64.bat** mit Doppelklick ausgeführt werden. Bei erfolgreicher Durchführung erscheint die Meldung, dass die Abmeldung erfolgreich war.

Die Menüpunkte des KISSsoft-Add-ins werden in acht Sprachen ausgeführt (Deutsch, Englisch, Französisch, Italienisch, Spanisch, Russisch, Portugiesisch und Chinesisch). Es wird dieselbe Sprache wie in der KISSsoft-Installation verwendet. In der Datei **kiss.ini** im KISSsoft-Installationsverzeichnis unter **DISPLAYLANGUAGE** wird die Sprache gesetzt (0 = Deutsch; 1 = Englisch; 2 = Französisch; 3= Italienisch; 4= Spanisch; 5= Russisch; 6= Portugiesisch; 7= Chinesisch). Diese Spracheinstellung ist auch für KISSsoft massgebend.

Somit sind die KISSsoft-Menüpunkte in Inventor eingebunden. Das Menü bleibt auch bei einem Neustart vorhanden und muss nicht verknüpft werden.

11.7.3 Add-in-Funktionen (Aufrufe)

11.7.3.1 KISSsoft über Add-in aufrufen

Unter dem Menüpunkt **KISSsoft** können alle KISSsoft-Berechnungsmodule direkt aufgerufen werden. Die Erzeugung eines neuen/ weiteren Zahnrades erfolgt dann gemäss den vorherigen Beschreibungen der Zahnradherstellung (siehe Kapitel 11.2, Erzeugung von 3D-Zahnrädern).

11.7.3.2 Herstellungsdaten einfügen

Der Menüpunkt **Herstellungsdaten einfügen** funktioniert nur in der Part-Darstellung. Vorgehensweise, um einen Zahnradstempel auf einer Zeichnung einzufügen:

1. Part öffnen und **Cutout** eines Zahnes selektieren.
2. Menüpunkt **Herstellungsdaten einfügen** anwählen.

Dabei wird ein neuer Dokumententwurf erstellt, in welchem dann der Zahnradstempel des selektierten Cutouts der Verzahnung eingefügt wird.

11.7.4 Berechnungsdatei des erstellten Zahnrades öffnen

Der Menüpunkt **Berechnungsdatei öffnen** funktioniert nur in der Part-Darstellung. Vorgehensweise, um eine Berechnungsdatei zu öffnen:

1. Part öffnen und **Cutout** eines Zahnes selektieren.
2. Menüpunkt **Berechnungsdatei öffnen** anwählen.

Dabei wird KISSsoft im jeweiligen Berechnungsmodul gestartet und die Berechnungsdatei geöffnet.

11.8 3D-Schnittstelle zu Siemens NX

Hersteller: KISSsoft AG

Die Schnittstelle zwischen Siemens NX und KISSsoft realisiert die direkte Integration in das 3D-CAD-System. Sie ermöglicht den direkten Start aller KISSsoft-Berechnungsmodule aus Siemens NX heraus. In KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können dann direkt in NX als 3D-Teil (siehe Kapitel 11.2, Erzeugung von 3D-Zahnrädern) mit echter Zahnform erzeugt werden. Mit KISSsoft berechnete Wellen können direkt als 3D-Teil aus Zylinder- und Konenelementen (siehe Kapitel 11.3, Erzeugung von 3D-Wellen) in NX erzeugt werden. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen- und innenverzahnte Stirnräder, gerad- und schrägverzahnte Zahnstangen, Schnecken, geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, und Wellen möglich.

Wird ein neues Bauteil erzeugt, wird zuerst der Dialog **Neu** geöffnet. Dort wird der Name der Datei eingegeben, in welcher das Bauteil erzeugt werden soll. Bei Verwendung von **Teamcenter** wird automatisch der dazugehörige Dialog geöffnet, damit man das Bauteil auch in der Umgebung des Teamcenters erzeugen bzw. abspeichern kann.

Des Weiteren gibt es die Möglichkeit, nachträglich Verzahnungen auf bestehende Wellen (siehe Kapitel 11.8.2.1, Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten) einzufügen. Ausserdem können mit der Schnittstelle im 2D-Bereich automatisch Zahnradherstelldaten (siehe Kapitel 11.7.3.2, Herstellungsdaten einfügen) als Tabelle auf der Zeichnung eingefügt werden. Die Zahnradherstelldaten sind dem jeweiligen Cutout (Zahnlücke) angehängt.

11.8.1 Einbinden des KISSsoft-Add-ins (Menüpunkte im CAD)

Zuerst muss der mitgelieferte Ordner, z.B. **NX1847**, mit seinem Unterordner **startup** an eine Stelle kopiert werden, die jederzeit für den Anwender zugänglich ist.

In der Datei **kSoftNX_d.men** befindet sich die Definition der Menüpunkte des KISSsoft-Add-ins. Die Datei unterscheidet sich je nach Sprache. Das **_d** im Dateinamen steht zum Beispiel für die Sprache **Deutsch**. _e: für **Englisch**; _f: für **Französisch**; _i: für **Italienisch**; _s: für **Spanisch;** _r: für **Russisch;** _p: für **Portugiesisch;** _c: für **Chinesisch**. Die Datei mit der gewünschten Sprache kann in den Ordner **startup** kopiert werden, damit erscheint das KISSsoft-Menü in der ausgewählten Sprache.

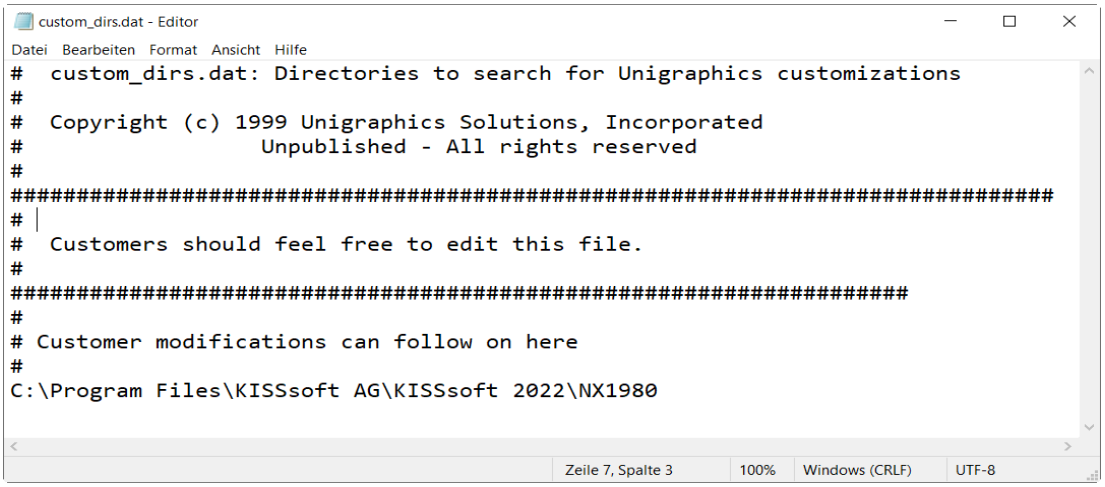
► **Hinweis:**

Werden bei der ausgewählten Sprache unicode Zeichensätze (z.B. Russisch) verwendet, sind diese nur möglich, wenn beim Betriebssystem die Lokalisation auf diese Sprache eingestellt ist (ein Land mit dieser Sprache).

KISSsoft ist als Ribbon-Menü verfügbar. Das englische Menü mit **_e** ist als Standard im Unterordner **startup** eingebunden. Um die Sprache des Menüs zu ändern, müssen alle Dateien im **startup**-Ordner mit **_e** im Namen gelöscht werden. Im Unterordner ...**\NX1847** gibt es für jede verfügbare Sprache einen Unterordner (z.B **kSoftNXRibbon_d** für Deutsch). Man kann den gesamten Inhalt des Ordners der gewünschten Sprache in den Unterordner **startup** kopieren. Dann sollte das Menü in dieser Sprache erscheinen.

Zusätzlich ist die Datei, z.B.**kSoftNX1847.dll**, in welcher die Zuweisungen und Befehle der Menüpunkte enthalten sind, in diesem Ordner.

Im NX-Verzeichnis in der Datei **NX1847\menu\custom_dirs.dat** muss der Pfad des vorher kopierten Ordners, z.B.**NX1847**, eingetragen werden, damit das NX-System weiss, wo die zu verwendenden Dateien zu finden sind.



Wenn die zu verwendende **custom_dirs.dat** nicht im Installationsverzeichnis vorhanden ist, kann dafür eine Systemvariable mit explizit gewünschtem Pfad definiert werden.
Systemvariable: **UGII_CUSTOM_DIRECTORY_FILE**

Wert: gewünschter Pfad

Der **KISSsoftCOM**-Server sollte bei der Installation registriert werden. Falls dies nicht geklappt hat und die KISSsoft-Schnittstelle nicht funktioniert, muss eine Registrierung vorgenommen werden.

Im Installationsverzeichnis von KISSsoft im Unterordner **NX1847**, kann durch Doppelklick auf die Datei **NX_Register64.bat** die Schnittstelle registriert werden.

War die Registrierung des KISSsoft-Add-ins erfolgreich, erscheint die Meldung, dass die Registrierung erfolgreich durchgeführt wurde.

Zum Löschen der Registrierung kann im KISSsoft-Installationsverzeichnis die Datei **NXUnRegister.bat** mit Doppelklick ausgeführt werden. Bei erfolgreicher Durchführung erscheint die Meldung, dass die Abmeldung erfolgreich war.

Damit die KISSsoft-Icons neben den Menüpunkten angezeigt werden, muss zusätzlich eine Systemvariable gesetzt werden mit dem Pfad, wo die KISSsoft-Icons gefunden werden können.

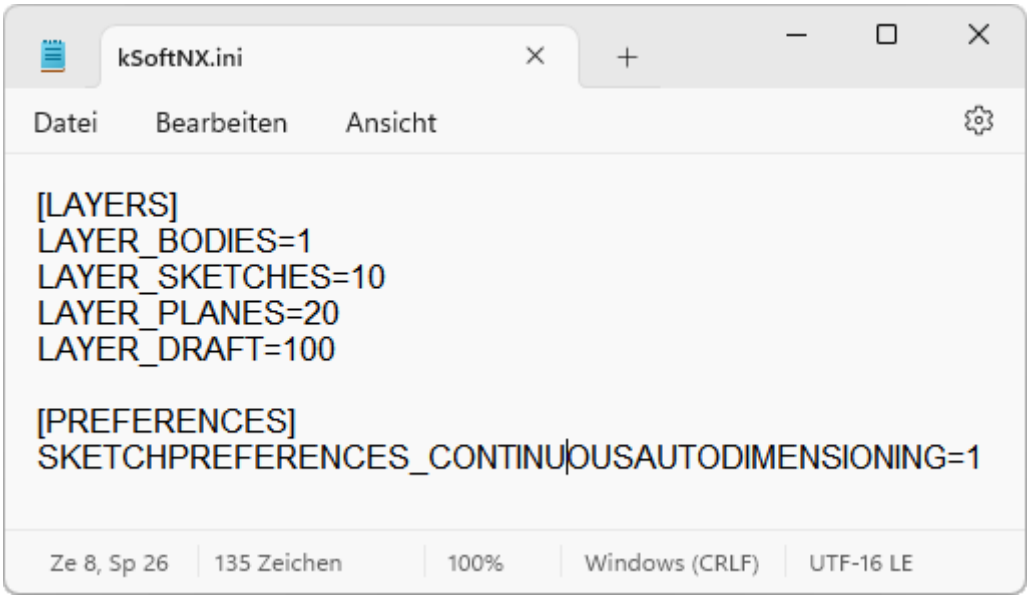
Beispiel: Systemvariable setzen und als Wert den Pfad

KSOFT_ICONS

C:\Program Files(x86)\KISSsoft<version>Im Ordner **startup** gibt es zusätzlich eine Datei **kSoftNX.ini,** in welcher die Ebenen der Bauteile, Skizzen, Flächen und Zeichnungen verändert werden können.

Die Option **SKETCHPREFERENCES_CONTINOUSAUTODIMENSIONING** legt fest, ob nach einer Änderung der Skizze in Konstruktionsanwendungen automatisch Bemassungen erstellt werden oder nicht. Wenn diese Option deaktiviert ist, wird die Leistung bei grossen Skizzen verbessert.

Im NX ist dieser Haken zu finden unter: File>Utilities>Customer Defaults>Sketch>Inferred Constraints and Dimensions (Legacy)>Continuous Auto Dimensioning in Design Applications (Legacy).



11.8.2 KISSsoft über Add-in aufrufen

Unter dem Menüpunkt **KISSsoft** können alle KISSsoft-Berechnungsmodule direkt aufgerufen werden. Durch diesen Aufruf können bequem während dem Konstruieren Berechnungen in KISSsoft durchgeführt werden. Während dem Zeitraum, in dem KISSsoft geöffnet ist, sind die Menüpunkte des z.B.**NX1847** deaktiviert. Um das CAD wieder zu aktivieren, muss KISSsoft geschlossen werden.

11.8.2.1 Verzahnung bei vorhandenen Wellendaten

Voraussetzungen:

- Der Durchmesser des Zylinders muss bereits vor der Erzeugung den Aussendurchmesser der Verzahnung haben.
- Bei einer Innenverzahnung muss bereits ein Hohlzylinder modelliert sein, bevor die Verzahnung ausgeschnitten werden kann.

Wählen Sie im KISSsoft-Menü z.B. die Stirnradpaar-Berechnung. Die Vorgehensweise bei der Zahnraderstellung (siehe Kapitel 11.2, Erzeugung von 3D-Zahnrädern) funktioniert wie bei der Neuerstellung.

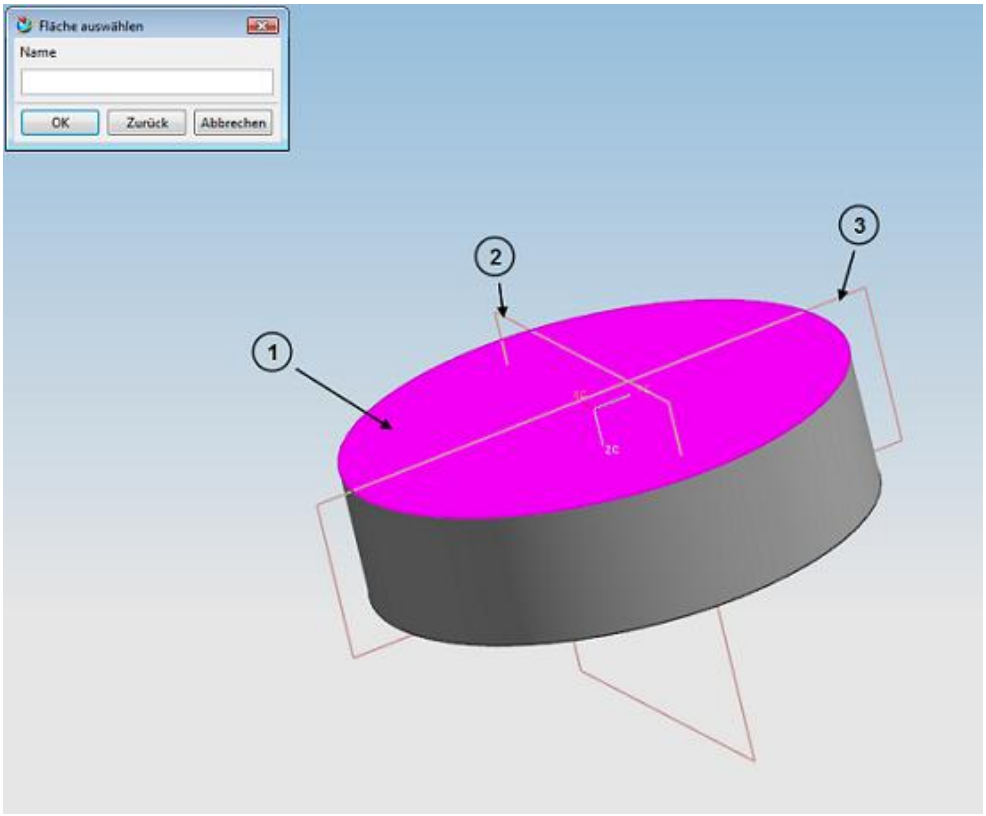
Ist bereits ein Part im Siemens NX geöffnet, erscheint ein Fenster mit 3 Auswahlknöpfe:

1. In a new part
2. Available part, absolut positioning
3. Available part, relative positioning

Erklärungen zu den einzelnen Auswahlmöglichkeiten und deren Verwendung:

1. Bei Auswahl **I a new part** wird das komplette Zahnrad erzeugt.
2. Bei Auswahl **Available part, absolute positioning** muss nur eine Seitenfläche selektiert werden, wo die Verzahnung ausgeschnitten werden soll. Für die Erzeugung werden fixe Ebenen erzeugt, auf welche die Verzahnung positioniert wird.

3. Bei Auswahl **Available part, relative positioning** können nacheinander eine Seitenfläche und zwei Ebenen (welche die Seitenfläche schneiden) gewählt werden. Somit kann die Verzahnung zu den relativen Ebenen (DATUM PLANE) positioniert werden und ist nicht vom absoluten Nullpunkt abhängig. Diese Positionierung wird vor allem bei der methodischen Arbeitsweise nach dem Master-Modell-Konzept (Teamcenter) benötigt.



Die Verzahnungserzeugung an bestehenden Zylindern wird bei gerad- und schrägverzahnten Innen- und Aussenstirnrädern durchgeführt.

11.8.2.2 Herstellungsdaten auf der Zeichnung einfügen

Beim Menüpunkt **Herstellungsdaten einfügen** kann ein Zahnradstempel des aktuellen Zahnrades auf einer Zeichnung eingefügt werden.

- Teamcenter: Arbeitet man nach dem **Master-Modell-Konzept** werden automatisch in der Non-Master-Zeichnung beim Aufruf von **Herstellungsdaten einfügen** die Features vom Master-Teil angezeigt.

Nach Wahl dieses Menüpunktes erscheint ein weiteres Fenster, in dem das gewünschte Objekt ausgewählt werden kann. Dabei ist Folgendes anzuwählen:

- Geradverzahnte Stirnräder: INSTANCE[0](4)TOOTH(4)
- Schrägverzahnte Stirnräder/Schnecken/Geradverzahnte Kegelräder: TOOTH

Durch Drücken derOK-Taste öffnet sich eine neue Zeichnung und es erscheint ein Fenster mit der Zeichnungsansicht. Durch einen Mausklick wird die obere linke Ecke der Tabelle mit den Herstellungsdaten auf der Zeichnung positioniert. Sollen die Daten auf ein bereits vorhandenes Zeichnungsblatt eingefügt werden, muss die Auswahl der Zahnlücke in der Zeichnungsansicht vorgenommen werden, wenn das gewünschte Zeichnungsblatt geöffnet ist. Es erscheint dann eine Maske, in der die Zahnlücke ausgewählt werden kann. Anschliessend wird man gefragt, ob die Herstellungsdaten auf das aktuelle Zeichnungsblatt übertragen werden sollen.

Bei Bestätigung mit der OK-Taste werden die Herstellungsdaten per Mausklick auf der Zeichnung positioniert. Mit **Abbrechen** wird ein neues Zeichnungsblatt geöffnet, in das die Herstellungsdaten eingefügt werden können.

11.8.2.3 Berechnungsdatei öffnen

Beim Menüpunkt **Berechnungsdatei öffnen** wird KISSsoft gestartet. Die Berechnungsdatei der Verzahnung wird geladen und die Informationen werden direkt am Feature (Zahnlücke) der Verzahnung gespeichert. Nach Wahl dieses Menüpunktes erscheint eine Maske, in welcher das gewünschte Objekt wie folgt ausgewählt werden soll:

- Geradverzahnte Stirnräder: INSTANCE[0](4)TOOTH(4)
- Schrägverzahnte Stirnräder/Schnecken/Geradverzahnte Kegelräder: TOOTH

Beim Drücken der OK-Taste öffnet sich KISSsoft im entsprechenden Modul mit geladener Berechnungsdatei der Verzahnung.

11.9 3D-Schnittstelle zu Creo Parametric (ProEngineer)

Hersteller: Applisoft Europe (IT)

In KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können direkt in Creo Parametric als 3D-Teil (siehe Kapitel 11.2, Erzeugung von 3D-Zahnrädern) mit echter Zahnform erzeugt werden. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen- oder innenverzahnte Stirnräder und geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, möglich.

Zusätzlich zum Bauteil wird eine Zeichnung geöffnet, in der die Zahnradherstelldaten als Tabelle eingefügt werden. Um ein Bauteil mit der 3D-Schnittstelle zu Creo Parametric zu erzeugen, muss das CAD-System geöffnet sein.

Bei der Schnittstelle zu Creo Parametric können in den Dateien zu dem jeweiligen Rad (z.B. Z10GEAR1CAD.rpt) unter dem Verzeichnis **CAD** zusätzliche Variabeln eingetragen werden, welche nachher in Creo Parametric als Parameter definiert und gespeichert werden.
Die Parameter, die für die Erzeugung gebraucht werden, sind bereits im Creo Parametric angelegt und dürfen nicht mehr verwendet werden. Vordefinierte Parameter:

- pz, z, b, da, d, df, di, elica, USUnit

Soll das Bauteil als Modell in imperialen Einheiten (nicht metrisch) aufgebaut werden, kann in der Datei **kiss.ini** (siehe Kapitel 2.6.13, Definitionen in [PROENGINEER]) der Parameter **USCUSTOMARYUNITS** auf 1 gesetzt werden.

Des Weiteren ist es möglich, eine bestehende Verzahnung zu verändern, ohne das Bauteil zu beeinflussen (siehe Kapitel 11.9.3, Modifizieren des ausgewählten 3D-Modelles). Eine Verzahnung kann ausserdem auf eine bereits existierende Welle geschnitten werden (siehe Kapitel 11.9.2, Verzahnung auf bestehende Welle schneiden).

Startet man die Erzeugung, wird ein neuer Dialog geöffnet, in dem 3 Optionen zur Auswahl stehen:

1. Generate gear in new file
2. Generate gear on shaft
3. Exit

Bei **Generate gear in new file** wird das Zahnrad in einer neuen Bauteil-Datei erzeugt.

► **Hinweis:**

Wenn das Auswahlmenü oder die Meldung nicht erscheinen sollen, kann man dies einstellen (siehe Kapitel 11.9.5, Grundeinstellungen der Schnittstelle ändern).

11.9.1 Einbinden des KISSsoft-Add-ins

Der **KISSsoftCOM**-Server sollte bei der Installation registriert werden. Falls dies nicht geklappt hat, die KISSsoft-Schnittstelle nicht funktioniert, muss eine Registrierung vorgenommen werden.

Im Installationsverzeichnis von KISSsoft im Unterordner **ProEngineer**, kann durch Doppelklick auf die Datei **ProECreoRegister.bat** die Schnittstelle registriert werden.

War die Registrierung des KISSsoftCOM-Servers erfolgreich, erscheint die Meldung, dass die Registrierung erfolgreich durchgeführt wurde.

Falls man die Registration löschen möchte, kann im KISSsoft-Installationsverzeichnis die Datei **ProEUnRegister.bat** mit Doppelklick ausgeführt werden. Bei erfolgreicher Durchführung erscheint die Meldung, dass die Abmeldung erfolgreich war.

Damit das KISSsoft-Menü bei jedem Start von Creo Parametric vorhanden ist, gibt es 3 unterschiedliche Varianten. In die Datei ‘config.pro’ (in Creo) diese Linie bei allen 3 Varianten hinzufügen:

```
open_protk_unsigned_apps always
```

Variante 1:

Es kann die Datei **Protk_EditGear_Creo.dat** ins Creo Unterverzeichnis ...**\Common Files\text** (bei Creo ins Unterverzeichnis ...**\text**) kopiert werden.
Die Datei muss dann noch in **Protk.dat** umbenannt werden. Mit dieser Variante kann der Anwender sein Creo-Startverzeichnis ändern, dabei wird das KISSsoft-Menü immer mitgestartet.
Falls schon eine andere **Protk.dat** vorhanden ist, können die Zeilen von der Datei **Protk_EditGear_Creo.dat** in die Datei **Protk.dat** eingefügt werden.

Variante 2:

Die Datei **Protk_EditGear_Creo.dat** muss in das Creo-Startarbeitsverzeichnis kopiert und in die Datei **Protk.dat** umbenannt werden.
Bei dieser Variante muss der Anwender die Datei **Protk.dat** in das Startverzeichnis kopieren. Der Pfad befindet sich unter den Eigenschaften der parametric.exe.

Variante 3:

Der Anwender muss folgende Zeile in sein **config.pro** (in Creo) schreiben (es muss ein eigener Pfad definiert werden):
protkdat C:\Program Files\KISSsoft<version>
Die Datei **Protk_EditGear_….dat** im Installationsunterverzeichnis **ProEngineer** muss in **Protk.dat** umbenannt werden, damit es funktioniert.

Beschreibung des Inhaltes der Protk.dat-Datei:

```
NAME EditGear
EXEC_PATH C:\Program Files\KISSsoft AG\KISSsoft
XXXX\ProEngineer\EditGear\bin_nt\EditGear...
TEXT_PATH C:\Program Files\KISSsoft AG\KISSsoft
XXXX\ProEngineer\EditGear\text.GB
STARTUP DLL
ALLOW_STOP TRUE
UNICODE_ENCODING FALSE
END
```

EXEC_PATH und **TEXT_PATH** muss der absolute Pfad der Installation sein.

STARTUP DLL und **UNICODE_ENCODING FALSE** sind fest vorgegeben (bitte nicht ändern)

ALLOW_STOP TRUE ermöglicht das Stoppen des Programmes von Creo Parametric (**Tools > Auxiliary Application > Stop**).

Wenn nicht gewünscht ist, dass der Anwender die Schnittstelle stoppt, kann diese Zeile in der Datei **Protk.dat** gelöscht werden.

NAME EditGear und **END** muss vorhanden sein, der Name **EditGear** kann geändert werden, wenn gewünscht.

11.9.2 Verzahnung auf bestehende Welle schneiden

Wird von KISSsoft aus der 3D-Export aktiviert, erscheint ein Menü mit den folgenden 3 Auswahlmöglichkeiten:

1. Generate gear in new file
2. Generate gear on shaft
3. Exit

Vorgehensweise, um ein existierendes Modell zu modifizieren:

1. Wählen Sie die Option **Generate gear on shaft**
2. Öffnen Sie in Creo Parametric die Welle, auf welche die Verzahnung geschnitten werden soll.
3. Setzen Sie ein neues Koordinatensystem, in welchem die Verzahnung geschnitten werden soll. Wählen Sie den Menüpunkt **GearShaft** im KISSsoft-Menü in Creo Parametric.
4. Es erscheint ein weiteres Menü, in welchem ausgewählt werden kann, ob die Verzahnung über die ganze Breite oder nur über einen Teil der Welle geschnitten werden soll.

5. Wurde die Auswahl getroffen, kann das Koordinatensystem gewählt werden, auf das die Verzahnung eingefügt werden soll. Beim selektierten Koordinatensystem sollte die z-Achse gleich der Wellenachse sein.
6. Die Verzahnung wird auf die Welle geschnitten.

11.9.3 Modifizieren des ausgewählten 3D-Modelles

Beim Export einer Zahnform aus KISSsoft wird das Modell in Creo Parametric in einem neuen Bauteil erzeugt.
Vorgehensweise, um ein existierendes Modell zu modifizieren:

1. Laden Sie das zu modifizierende Modell in Creo Parametric oder verwenden Sie das aktuelle Bauteil.
2. Selektieren Sie im KISSsoft-Menü **Edit** und dann **YES**. So wird die vorhandene Verzahnung gelesen.
3. Wählen Sie anschliessend **Open calculation file**. Mit dem Menü wird KISSsoft dann mit den entsprechenden Daten der Verzahnung geladen.

Die modifizierte Verzahnung kann nun von KISSsoft neu generiert werden. Somit wird die vorhandene Verzahnung angepasst.

11.9.4 Modifizieren einer Verzahnung auf einer bestehenden Welle

Die folgende Vorgehensweise wird anwendet, wenn in einem existierenden Modell eine Verzahnung, die mit der KISSsoft-Schnittstelle generiert wurde, auf einer bestehenden Welle modifiziert werden soll:

1. Laden Sie das zu modifizierende Modell im Creo Parametric oder verwenden Sie das aktuelle Bauteil.
2. Wählen Sie den Menüpunkt **Edit Gear on Shaft**, damit die zu modifizierende Verzahnung ausgewählt werden kann. KISSsoft wird dann direkt mit den Daten geöffnet, welche am Verzahnungselement beim Erzeugen gespeichert wurden.
3. Die Verzahnung wird in KISSsoft modifiziert und neu berechnet. Der 3D-Export der entsprechenden Verzahnung kann neu gestartet werden. Anschliessend ist das KISSsoft-Fenster oben rechts mit dem Kreuz zu beenden, und es erscheint eine Meldung mit der Frage, ob die temporäre Änderung gespeichert werden soll oder nicht.
4. Bei Bestätigen mit **Ja** wird das Modell modifiziert. Bei Auswahl **nein** bleibt das Modell unverändert.

11.9.5 Grundeinstellungen der Schnittstelle ändern

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, die Schnittstelle durch das Setzen von Umgebungsvariablen einzurichten:
KISS_PROE_INTERFACE_NO_MENU = YES

Für Anwender, bei denen keine Verbindung zu Creo Parametric möglich ist (über die PRO_COMM_MSG.exe).

Wird diese Umgebungsvariable auf **YES** gesetzt, versucht die Schnittstelle nicht mehr die Verbindung über diesen Prozess zu leiten. Es gibt auch keine Warnung mehr, dass die Verbindung nicht möglich ist.

KISS_PROE_INTERFACE_NO_MENU = NO

Wird diese Umgebungsvariable auf **NO** gesetzt, erscheint eine Warnung, wenn keine direkte Verbindung zu Creo Parametric möglich ist.

In der Meldung wird beschrieben, wie vorgegangen werden muss, um das Zahnrad trotzdem erzeugen zu können.

KISS_PROE_INTERFACE_CLASSIC = YES

Es wird kein extra Dialog angezeigt, wo man zwischen einer **Zahnraderzeugung in einer neuen Datei** und einer **Verzahnung auf einer bestehenden Welle** wählen kann.

KISS_PROE_INTERFACE__CLASSIC = NO

Ein Dialog wird angezeigt, der erlaubt, zwischen einer **Zahnraderzeugung in einer neuen Datei** und einer **Verzahnung auf einer bestehenden Welle** zu wählen.

Wenn keine Umgebungsvariablen gesetzt werden, sind beide Werte standardmässig auf **NO** gesetzt.

11.9.6 Dateien im PTC Windchill-Arbeitsverzeichnis speichern

Damit die erzeugten Dateien der Schnittstelle in das Arbeitsverzeichnis des PLM Systems PTC Windchill gespeichert werden, muss der Parameter **WORK_IN_CURRENT_FOLDER** in der Datei **SETUP.txt** von **NO** auf **YES** geändert werden. Die Datei **SETUP.txt** befindet sich in der KISSsoft-Installation im Unterverzeichnis **...\ProEngineer\EditGear\SETUP.txt**.

Wenn man Creo Parametric auf dem Server installiert hat und vom Client startet, werden die temporären Dateien auf den Server geschrieben und nicht auf dem Client. Um dies zu umgehen, kann in der Datei **Setup.txt** die untenstehende Variable mit Pfad gesetzt werden.

APSF_WORK_DIR C:\temp

11.10 3D-Schnittstelle zu CATIA

Hersteller: SWMS (DE)

In KISSsoft berechnete Stirn- oder Kegelräder können direkt in CATIA als 3D-Teil (siehe Kapitel 11.2, Erzeugung von 3D-Zahnrädern) mit echter Zahnform erzeugt werden. Es sind gerad- und schrägverzahnte, aussen- oder innenverzahnte Stirnräder und geradverzahnte Kegelräder nach DIN 3971, Bild 1, möglich.
Des Weiteren gibt es die Möglichkeit, nachträglich Verzahnungen auf bestehende Wellen einzufügen.
Eine detaillierte Beschreibung der Schnittstelle ist im Ordner **CATIA** des KISSsoft-Installationsverzeichnisses als *.pdf-Datei zu finden.

12 Antworten auf häufige Fragen

12.1 Ausgabe von Winkeln im Protokoll ändern

Ist es möglich, für beliebige Berechnungen im KISSsoft-Protokoll Winkel nicht nur als Dezimalzahl sondern auch als Gradzahl auszugeben?

Momentan vorhandene Form: ##.#### °

Gewünschte Form: ## ° ## ’ ## ’’

Die Protokollvorlage (*.rpt) muss dazu entsprechend verändert werden. Dabei sind auch die Hinweise im Handbuch zu Protokollvorlagen (siehe Kapitel 8.5, Protokollvorlagen) entsprechend zu beachten. Die Berechnung erfolgt dann im Protokoll. Am Beispiel für den Schrägungswinkel ist das exemplarisch durchgeführt:

Vorher vorhandene Form als Dezimalzahl:

Schrägungswinkel (grd) %11.4f {Grad(ZS.Geo.beta)}=>

Nachher gewünschte Form als Gradzahl:

Schrägungswinkel (grd) %i° %i' %i" {Grad(ZS.Geo.beta)} {(Grad(ZS.Geo.beta)-int(Grad(ZS.Geo.beta)))*60} {((Grad(ZS.Geo.beta)-int(Grad(ZS.Geo.beta)))*60-int((Grad(ZS.Geo.beta)-int(Grad(ZS.Geo.beta)))*60))*60}

12.2 Werkstoffe für die Zahnradberechnung in die Datenbank eingeben

Beim Abgleich der eingesetzten Werkstoffe für Verzahnungen in einer Firma ist aufgefallen, dass nicht alle Werkstoffe in der bereitgestellten Datenbank von KISSsoft vorhanden sind.

Es geht hierbei vor allem um die benötigten Kennwerte, die für eine Zahnradberechnung nötig sind, wie σ_{Flim}/S_{at}, σ_{Hlim}/S_{ac}, R_{zF}, R_{zH}, $B_{M.}$

Bei der Neudefinition von Werkstoffen und deren Eigenschaften ist ein Vergleich mit ähnlichen Werkstoffen aus unserer Werkstoffdatenbank durchzuführen.

Es müssen zuerst für einen Werkstoff die Basisdaten in der Datenbank definieren werden. Im nächsten Schritt werden für diesen Basiswerkstoff die zahnradspezifischen Daten definiert.

Die Werte von $\sigma_{Flim/Sat}$, $\sigma_{Hlim/Sac}$ kann man in Abhängigkeit von den Härtewerten, wie in der ISO 6336-5 beschrieben, entsprechend berechnen.

Dazu kann man, die zutreffenden Werkstoffdiagramme, die Umrechnungsfunktion bei der eigenen Eingabe für Werkstoffe (siehe Kapitel 15.1.12.1, Werkstoffe) oder Formeln aus der ISO zu Hilfe nehmen. Die Werte S_{at}, S_{ac} werden auf Basis der σ_{Flim}, σ_{Hlim} umgerechnet.

Wird für den thermischen Kontaktkoeffizienten BM kein Eintrag gemacht, wird mit einem Standardwert gerechnet.

Für die Rautiefen sind mittlere Werte mit R_{zF} 10µm und R_{zH} 3µm angegeben. Detailliertere Informationen dazu sind in der ISO 6336-2 zu finden.

Informationen, welchen Einfluss die Rautiefe auf die Berechnung der Flankentragfähigkeit hat, wo ein zusätzlicher Werkstoffpaarungsfaktor Z_w eingeführt wurde, ist in der ISO 6336, Teil 2, beschrieben.

12.3 Wie kann die Software getestet werden?

Zum Testen der Software steht zum einen eine Demoversion (siehe Kapitel 1.1, Grundinstallation) zur Verfügung. Die Demoversion ist unbefristet lauffähig, aber in ihrer Funktionalität eingeschränkt, so dass Auswahllisten, z.B. Werkstoffe nicht geändert und gespeichert werden können. Die Demoversion eignet sich für einen ersten Eindruck der Software. Zum intensiven Testen fordern Sie bitte eine Testversion (siehe Kapitel 1.3.1, Testversion) an. Die Testversion läuft 30 Tage, ist kostenfrei und entspricht der Vollversion (ohne Fremdprogramme).

12.4 Was für Lizenzen sind erhältlich?

Von KISSsoft und KISSsys sind sowohl Einzelplatz- als auch Netzwerk-Lizenzen erhältlich. Mit letzteren kann die Software auf mehreren Arbeitsplätzen verwendet werden.

Bei Fremdprodukten, wie z.B. einigen CAD-Schnittstellen, ist teilweise keine Netzwerkversion verfügbar.

12.5 Eigene Texte im Fenster Resultate ergänzen

Dazu ist eine neue Datei im KISSsoft-Installationsverzeichnis unter "…\ext\rpt\" zu definieren. Diese muss folgendermassen benannt werden: "Modulname + result.RPT" (z.B. für ein Stirnradpaar Z012result.RPT).

Darin sind dann die neuen Parameter oder Werte zu definieren, welche ergänzt werden sollen. Diese Werte werden am Ende des Fensters **Resultate** zusätzlich mit angezeigt.

12.6 Früheren Berechnungszustand wiederherstellen

Über Datei > Wiederherstellen... (entspricht Undo-Funktion) können Sie einen früheren Zustand der aktuellen Berechnungsdatei zurückholen. Dazu wird bei jedem Berechnen der aktuelle Zustand als Wiederherstellungspunkt gespeichert. Die Liste der Wiederherstellungspunkte wird beim Öffnen einer anderen Datei gelöscht.

II
Systeme

13 KISSsoft Systemmodul

Mit dem Systemmodul in KISSsoft steht dem Anwender ein leistungsstarkes Instrument zur Verfügung, welches die Modellierung, Analyse und Bewertung komplexer Getriebe und Antriebsstränge auf Systemebene ermöglicht.

13.1 Benutzeroberfläche

Die Hauptbereiche der grafischen Benutzeroberfläche werden in den folgenden Unterkapiteln beschrieben.

13.1.1 Wellenansicht

Die Wellenansicht befindet sich in der Standardansicht in der linken oberen Hälfte. Alle Wellenberechnungen (Wellengruppen) eines aufgebauten Getriebes werden darin in Form eines Baumes aufgelistet. Wie bereits vom Wellenberechnungsmodul bekannt, kann jede Wellenberechnung mehrerer Wellen beinhalten. Jede Welle kann Maschinenelemente wie Kupplungen, Zahnräder und Lager aufweisen.

13.1.2 Elementansicht

Die Elementansicht liefert weitere Informationen zu den Verknüpfungen der einzelnen Wellengruppen. Zusätzlich zeigt sie gefiltert nur gewisse Elemente und deren Verknüpfungen an. Dazu stehen folgende Auswahlmöglichkeiten zur Verfügung:

Zahnräder: Hier werden die Zahnradberechnungen, die im aufgebauten Getriebe zu berücksichtigen sind, dargestellt. Die Zahnradberechnungen beinhalten die dazugehörigen Zahnräder, welche mithilfe der Maus aus der Wellenansicht in das Element hineingezogen werden können. Dasselbe kann auch im Sketcher mithilfe der Maus über das Verbinden der Mittelpunkte der Zahnräder erreicht werden.

Welle-Nabe-Verbindungen: In diesem Bereich werden alle Verbindungen wie Press-Sitz-Verbindungen, Zahnwellen-Verbindungen, Passfeder-Verbindungen,...angezeigt. Eine dieser Berechnungen kann hinzugefügt werden und ein Zahnrad, eine Kupplung oder ein Schaltelement darin abgelegt werden. Im Sketcher können diese Welle-Nabe-Verbindungen über das Kontextmenü hinzugefügt werden. Daten wie Durchmesser, Kräfte und Werkstoffe werden dann automatisch an die entsprechende Berechnung übergeben.

Planetenträger: In diesem Fenster werden alle Planetenträgerelemente angezeigt. Die dazugehörige Planetenachse kann mit der linken Maustaste aus der Wellenansicht in dieses Element gezogen werden. Die gleiche Verknüpfung kann auch im Sketcher erstellt werden. Dazu muss der vorher als Träger definierte Knoten der Trägerwelle mithilfe der Maus mit der Planetenwellenachse verbunden werden. Auf diese Weise wird dem System vorgegeben, dass es sich um eine Planetenstufe handelt und die hinzugefügte Wellengruppe umlaufend ist.

Lager: In diesem Bereich werden alle Lager im Überblick gezeigt. Ist das Lager mit einer Seite (Innenring oder Aussenring) mit dem Gehäuse verbunden, wird nur die eine Welle, welche mit der anderen Seite des Lagers Kontakt hat, im Lagerelement aufgelistet. Hat das Lager sowohl mit dem Innenring als auch mit dem Aussenring Kontakt zu einer Welle, werden beide Wellen aufgelistet. Dabei gilt die folgende Konvention: Die obere Welle stellt die innere oder linke Welle des Lagers, die untere Welle die äussere oder rechte Welle des Lagers dar.

Schaltelemente: Mit dieser Option werden alle verwendeten Schaltelemente im Modell angezeigt. Wellen, die miteinander verbunden sind, werden in den Schaltelementen aufgelistet. Um eine bestehende Verbindung zu ergänzen, kann mit der linken Maustaste eine Welle aus der Wellenansicht in eines dieser Elemente gezogen werden. Die gleiche Verknüpfung kann auch im Sketcher erstellt werden. Dazu muss der zum Schaltelement gehörende Knoten mithilfe der Maus mit der entsprechenden zweiten Welle verbunden werden.

Randbedingungen: In diesem Bereich werden alle kinematischen Randbedingungen des Modells angezeigt. Jedes Wellenelement, das ein Drehmoment übertragen kann, wie eine Kupplung oder eine zentrische Last, kann auf eine Randbedingung gezogen und dort abgelegt werden. Anschliessend kann es als Leistungseingabe oder -ausgabe verwendet werden, mit vorgegebenen oder berechneten Werten für Drehmoment, Leistung und/oder Drehzahl.

Leistungsfluss: Für jedes Leistungsverzweigungselement können mit Drag-and-Drop zwei Zahnräder in Eingriff oder zwei Kupplungen in Verbindung gebracht werden. Jedes dieser Elemente stellt einen Leistungspfad dar. Das bedeutet, dass sich der Leistungsfluss verzweigt und an einem anderen Punkt im Getriebe wieder vereint.

Verlustleistung: In diesem Tab können im Model Verluste definiert werden wie z.B. Lagerverluste, Zahnrad-Planschverluste, Zahneingriffsverluste, Trägerverluste, Dichtungsverluste usw. Das entsprechende Element oder Elementpaar kann einfach auf ein Verlustleistungselement gezogen und dort abgelegt werden. Dieses kann dann als Drehmoment, Leistung oder Wirkungsgrad angegeben oder aus Untermodulen berechnet werden.

Kupplungsverbindung: Mit Drag-and-Drop können zwei Kupplungen in eine Kupplungsverbindung gebracht werden. Dies kann eine physische Verbindung wie ein Kardangelenk, eine hydrostatische Kupplung und mehr darstellen. Kupplungsverbindungen können auch als eine virtuelle Verbindung verwendet werden, um eine Drehzahl, ein Drehmoment oder ein Leistungsverhältnis zwischen zwei Randbedingungen zu definieren.

Kraftübertragung: Jede Lagerung kann per Drag-and-Drop als erstes Element in ein Kraftübertragungselement platziert werden. Als zweites Element muss eine zentrische Last oder ein Trägerelement abgelegt werden. Diese Verbindung wird verwendet, um Kräfte und Momente der Lagerung in einer Wellenberechnung auf die zentrische Last in einer anderen Wellenberechnung zu übertragen. Dies ist besonders hilfreich, um Planetenbolzen auf einer Trägerwelle darzustellen.

Gehäuse: Hier kann ein Gehäuseelement hinzugefügt werden. Dieses Element kann verwendet werden, um eine STEP-Datei in das Modell zu importieren oder um ein quader- oder zylinderförmiges Gehäuse zu definieren. Zudem kann es zur Berechnung der Gehäusedeformation verwendet werden.

13.1.3 Elementbox

In diesem Fenster befinden sich alle Elemente, die im System verwendet werden können. Diese sind kategorisiert nach Wellen, Zahnrädern und Kupplungen, Kräften und Trägern, Lagern und Schaltelementen, Leistungsfluss, speziellen Elementen wie Kupplungsverbindung, Kraftübertragung

und Gehäuse sowie den Untermodulen zur Berechnung von Verzahnungen und Riemen/Ketten. Mit einem Klick auf ein entsprechendes Element wird es je nach Elementtyp in der Wellenansicht und/oder in der Elementansicht hinzugefügt. Mit den Symbolen der Elementbox kann das Modell vollständig aufgebaut oder ergänzt werden.

13.1.4 Gruppenansicht

Alle Komponentenbeziehungen können in einer Ansicht dargestellt werden. Eine Wellenberechnung kann zu dieser Ansicht hinzugefügt werden, und dann werden zum Beispiel alle Zahnradberechnungen, die mit den auf dieser Welle montierten Zahnrädern zusammenhängen, ebenfalls zu dieser Ansicht hinzugefügt.

13.1.5 Sketcher

Mit dem Sketcher lässt sich die Kinematik des Getriebes mit der Maus als Schema «zeichnen». Alle im Sketcher vorgenommenen Definitionen werden dabei gleichzeitig auch in der Wellenansicht und in der Elementansicht dargestellt. Das Modell kann somit auch direkt über den Sketcher aufgebaut oder verändert werden. Ein Wechsel zwischen den verschiedenen Ansichten ist jederzeit möglich.

13.1.6 3D-Viewer

Im 3D-Viewer wird das aufgebaute Getriebe in 3D dargestellt. Das Getriebemodell kann im Raum bewegt, animiert und als Video aufgenommen werden. Mithilfe dieser Ansicht kann auch die Positionierung der Wellengruppen im Raum überprüft werden. Die Inhalte des 3D-Viewers lassen sich über **Datei > Exportieren > Komplettes 3D-Modell** als Datei vom Typ STEP, Parasolid Text (X_T) oder Parasolid binär (X_B) exportieren.

13.1.7 Kinematik

In diesem Tab lassen sich die Randbedingungen und Leistungsverzweigungen definieren. Die Drehzahlen und Drehmomente/Leistungen können dann in den Randbedingungen des Modells vorgeben werden. Die Definitionen sollten so erfolgen, dass das System kinematisch bestimmt ist. Für die Berechnung der Kinematik existiert keine zusätzliche Funktion. Nach jeder Eingabe wird automatisch überprüft, ob eine Lösung gefunden werden kann. Falls sich mit den Vorgaben eine Lösung ergibt, werden alle Werte entsprechend aktualisiert. Es können beliebig viele Randbedingungen mit vorgegebenen Drehmomenten und Drehzahlen zum Modell hinzugefügt werden. Zusammen mit den Schaltelementen, sofern im Modell vorhanden, wird ein so genannter Betriebszustand abgebildet. Anschliessend kann der Benutzer im Steuerpult überprüfen, ob diese Kombinationen kinematisch ausreichend bestimmt sind und jeweils zu den gesetzten Kinematiken des Modells einen Betriebszustand auswählen.

13.1.8 Schaltmatrix

In diesem Tab können alle Gänge definiert und für jeden Gang kann der Status der Schaltelemente festgelegt werden. Über einen Auslegen-Button kann für jeden potenziellen Leistungspfad mit

bestimmten geschlossenen Schaltelementen ein Gang festgelegt werden. Dieser kann auch umbenannt werden. Über das Steuerpult lässt sich der eingelegte Gang ändern. Der Leistungspfad wird dann direkt im Sketcher aktualisiert.

13.1.9 Übersetzung

In diesem Tab ist es möglich, die Übersetzungen der einzelnen Stufen zu definieren. Die Übersetzung kann dabei über die Vorgabe der Zähnezahlen, der im Eingriff stehenden Zahnräder, ermittelt werden. Es ist aber auch möglich, die Übersetzung der Stufe und die Zähnezahl eines Rades vorzugeben. In diesem Fall würde die Zähnezahl des anderen Rades berechnet werden.

Für die Vorgabe der Zähnezahlen gilt: Die Zähnezahl eines aussenverzahnten Zahnrades wird positiv eingegeben, die Zähnezahl eines innenverzahnten Zahnrades negativ.

Für die Vorgabe der Übersetzung gilt: Sind zwei aussenverzahnte Zahnräder im Eingriff, wird die Übersetzung, da die Drehrichtung der Zahnräder unterschiedlich ist, negativ eingegeben. Ist jedoch ein aussenverzahntes Zahnrad mit einem innenverzahnten Zahnrad im Eingriff, wird aufgrund der gleichbleibenden Drehrichtungen die Übersetzung positiv eingegeben.

13.1.10 Verlustleistung

Für die verschiedenen Verlustarten (Zahnräder, Lager, Dichtungen) kann ausgewählt werden, ob die Verluste alle oder nur die selektierten berechnet werden sollen, oder ob sie vom Benutzer eingegeben werden. Bei den Zahnrädern wird noch weiter unterschieden, ob die Verluste lastabhängig oder lastunabhängig sind. Basierend auf diesen Einstellungen werden die Verluste dann berechnet. Bei den Zahnrädern sind die aktuell verfügbaren Rechenmethoden lückenhaft. Diese Lücken werden mit angepassten Methoden gefüllt.

In diesem Tab können auch Korrekturfaktoren definiert werden, welche zur Anpassung der berechneten Werte an Versuchsergebnisse dienen.

13.1.11 Systemdaten

Diese Tabelle erlaubt es, mehrere Parameter, die allen Untermodulen gemeinsam sind, in einer Systemtabelle zu verbinden. So kann z.B. ein globaler Ölstand im System definiert werden, der dann automatisch auf alle Wellenberechnungen übertragen wird.

13.1.12 Lastkollektiv

Es kann ein Lastkollektiv für das System erstellt werden, in dem eine benutzerdefinierte Anzahl von Parametern variiert werden kann. Randbedingungen für Belastungen, Verluste, Zahnradfaktoren, Wellentemperaturen und vieles mehr können als variable Parameter im Kollektiv definiert werden. Verschiedene Anwendungsfälle mit mehreren Variationen der geforderten Lebensdauer können so erstellt werden. Ein Lastkollektiv kann auch direkt importiert werden. Anschliessend kann ein einfaches kinematisches Lastkollektiv oder die gesamte Festigkeitsanalyse durchgeführt werden. Auch die Bewertung jedes einzelnen Lastkollektivelements kann berechnet werden. Im Hauptprotokoll werden die Ergebnisse der entsprechenden Berechnung angezeigt.

13.1.13 Varianten

Mehrere Varianten von Untermodul-Berechnungen können für alle Wellen und Zahnräder in einer Tabelle definiert werden. Eine Systemvariante kann dann ausgewählt werden, um alle Untermodul-Berechnungsdateien in das Modell zu importieren und die Ergebnisse mit einer anderen Variante zu vergleichen.

13.1.14 Berechnungseinstellungen

In den Berechnungseinstellungen werden Einstellungen vorgenommen, die für Elemente im Modell zu verwenden sind.

Im Tab **Benennung der Elemente** können die Namen der Elemente, welche im Modell verwendet werden sollen, geändert werden. Der Begriff <autoInc> hinter jedem Namen bedeutet, dass automatisch eine Zahl hinter dem Elementnamen nachgestellt wird. Diese Zahl entspricht der Anzahl hinzugefügter Elemente einer Art.

Im Tab **Voreinstellungen Dimensionen** lassen sich die vordefinierten Dimensionen für die Geometrie der Verzahnungen und Lager bestimmen. Sobald diese Elemente im Modell verwendet werden, wird das Getriebe in der Anfangsphase mit diesen vorgegeben Grössen dargestellt.

13.1.15 Modellierungsassistent

In diesem Fenster sind vordefinierte Getriebestufen wiederzufinden. Zur Auswahl stehen verschiedene Stirnrad-, Kegelrad- und Planetenstufen. Neben diesen Stufen sind noch einzelne oder gepaarte Losräder vorhanden, welche vor allem für Schaltgetriebe verwendet werden können. Die Grösse der Komponenten ist direkt mit den Standardgrössen verbunden, die in den modulspezifischen Einstellungen definiert sind.

13.1.16 System-Grobauslegung

Es kann eine grobe Dimensionierung aller im Modell vorhandenen Zahnräder und Wellen durchgeführt werden. Mehrere Parameter können variiert werden, um die am besten passende Lösung für die Dimensionierung zu erhalten.

13.2 Modellierung

Im Systemmodul sind unterschiedliche Methoden für den Aufbau eines Getriebemodells vorhanden. Alle Methoden können in jedem Stadium des Aufbaus verwendet werden. Jeder Schritt kann sowohl mit der einen als auch mit der anderen Methode vollzogen werden. Von einem Schritt zum anderen kann jederzeit eine andere Methode genutzt werden. Die Möglichkeiten werden als nächstes erläutert.

13.2.1 Modellaufbau mit der Elementbox

Mit den Symbolen in der Elementbox kann das Modell in der Wellenansicht aufgebaut werden. Mit einem Klick auf ein Symbol der Elementbox wird dieses in die Wellenansicht des Modellbaumes eingefügt. Dabei wird immer mit der Wellenberechnung begonnen. Zusammen mit der Wellenberechnung wird automatisch ein Wellenelement erstellt. Besitzt eine Wellenberechnung mehrere Wellen mit gleicher Achse, können diese mit einem Klick auf das Wellensymbol der Elementbox hinzugefügt werden. In diese Wellenelemente können mit Klicks auf die entsprechenden anderen Symbole der Elementbox, Zahnräder, Lager oder weitere Anschlusselemente wie Kupplungen, Synchros (Schaltelemente) oder das Trägerelement hinzugefügt werden. Für die Definition einer neuen Wellenachse kann eine weitere Wellenberechnung mit einem Klick auf das entsprechende Element in die Wellenansicht integriert werden.

Nachdem die Wellenberechnungen mit den Wellen und deren Elementen vervollständigt wurden, können Übertragungen definiert werden. Dies wird durch das Anklicken der Zahnradberechnungselemente in der Elementbox erreicht. Mit jedem Klick auf ein Berechnungselement wird das ausgewählte Element in der entsprechenden Auswahl in der Elementansicht aufgelistet.

Um nun die Referenzen der Zahnräder zu den Berechnungen zu erstellen, müssen die Zahnräder mit der linken Maustaste aus der Wellenansicht in die dazugehörige Zahnradberechnung hineingezogen werden. Je nach Berechnungstyp (Zweirad-, Dreirad-, Planeten- oder Vierradberechnung) müssen entsprechend zwei, drei oder vier Zahnräder hineingezogen werden. Dabei gilt die Konvention, dass die Abfolge der Zahnradelemente von oben nach unten der Reihenfolge der Zahnräder in den entsprechenden KISSsoft-Berechnungen entspricht.

Nachdem alle Verzahnungsberechnungen vollständig mit den Zahnrädern verlinkt wurden, können die An- und Abtriebsbedingungen des Systems bestimmt werden.

Um eine Randbedingung im Modell zu definieren, kann auf das entsprechende Element in der Elementbox geklickt werden. Die Verknüpfung mit den Kupplungen wird folgendermassen generiert: Das zu referenzierende Kupplungselement aus der Wellenansicht wird mit der linken Maustaste in das Randbedingungselement hineingezogen.

Das Modell wird gleichzeitig im Tab **Sketcher** als schematische Skizze dargestellt. Im Tab **3D Viewer** kann die Anordnung der Wellengruppen betrachtet werden. Im Tab **Kinematik** kann die detaillierte Definition der Randbedingungen vorgenommen werden.

13.2.2 Modellaufbau mit dem Sketcher

Das Modell kann von Anfang an oder zu einem späteren Zeitpunkt im Sketcher mit der Maus «zeichnend» aufgebaut werden. Beim Zeichnen mit der Maus ist Folgendes zu beachten:
Eine Welle wird mit einem Doppelklick begonnen und mit einem Doppelklick beendet. Mit einem einfachen Klick können Knotenpunkte auf den Wellen erstellt werden. Ist das Zeichnen der Welle beendet, erscheint an der Spitze des Mauszeigers eine gestrichelte blaue Linie. Mit einem Klick auf die gewünschte Rasterlinie wird die Position der zugehörigen Wellenachse bestimmt. Die Knotenpunkte einer Welle können mit der rechten Maustaste angewählt und über die Auswahlliste in ein entsprechendes Element (Lager, Zahnrad, Kupplung, usw.) umgewandelt werden. Sind nachträglich weitere Knotenpunkte erforderlich, können diese mit einem Doppelklick auf einen Rasterpunkt auf der Welle, hinzugefügt werden. Mit der rechten Maustaste und der Auswahl «Löschen» kann ein Knoten jederzeit wieder gelöscht werden.

Mit einem Doppelklick kann eine weitere Welle begonnen und wie oben beschrieben erstellt werden. Dabei kann die Welle im letzten Schritt - mit einem Klick der linken Maustaste - der Achse einer bereits vorher definierten Welle zugeordnet werden. Die Welle kann aber auch in der Zeichenebene eine neue eigene Achse erhalten. Das Modell des Sketchers wird synchron in der Wellenansicht des Modellbaums aufgebaut. Mit einer neuen Wellenachse im Sketcher wird gleichzeitig eine neue Wellenberechnung in der Wellenansicht generiert.

Nachdem die Wellenachsen mit den Wellen und deren Elementen gezeichnet wurden, können nun die Zahnräder miteinander verknüpft werden. Dafür müssen die Mittelpunkte der Zahnradelemente mit der Maus per drag and drop miteinander verbunden werden. Synchronisierungen und Lager werden vorerst als Einzelelemente auf einer Welle definiert. Diese Verbindungselemente sind aber oft zwischen zwei Wellen vollständig festgelegt. Mit der Maus können diese, mittels drag and drop des dazugehörigen Knotens, einer zweiten Welle zugeordnet werden. Lager, die keiner anderen Welle zugeordnet wurden, werden so berücksichtigt, dass deren Aussen- oder Innenringe Kontakt mit dem Gehäuse haben. Das Stegsymbol kann ebenfalls durch drag and drop zur Achse ihrer(n) Planetenwelle(n) zugeordnet werden.

13.2.3 Modellaufbau mit Gruppen

Neben dem Aufbau eines Modells mit der Elementbox und dem Sketcher können über den Gruppenassistenten einzelne fertige Unterbaugruppen erzeugt werden. Einzelne Wellen dieser Baugruppen können anschliessend durch drag and drop im Modellbaum miteinander verschmolzen werden. Somit würde aus einer Einzelgruppe ein Getriebekonzept entstehen.

13.3 Spezialberechnungen

13.3.1 Kennfelder

Die Spezialberechnung erlaubt die Generierung zahlreicher Ausgaberesultate durch das systematische Variieren ausgewählter Eingabeparameter. Durch die Variation von mindestens zwei Hauptparametern (kartesisches Produkt) – typischerweise Drehmoment und Drehzahl – können Systemantworten in einer strukturierten, kennfeldartigen Visualisierung ausgegeben werden. Diese Darstellungen bieten einen klaren und umfassenden Überblick über das Systemverhalten unter verschiedenen Betriebsbedingungen. Sie sind daher besonders nützlich für Performance-Bewertungen, Optimierungen und vergleichende Analysen.

Ein typischer Anwendungsfall ist die Wirkungsgradberechnung, bei der ein Wirkungsgradkennfeld aus den Variationen von Antriebsdrehzahl und Antriebsdrehmoment erzeugt wird. Dieses Kennfeld vermittelt eine klare Übersicht über die Getriebeleistung unter verschiedenen Betriebsbedingungen.

13.3.1.1 Definition der Lastvariationstabelle

Die wichtigsten Benutzereingaben werden über eine Lastvariationstabelle definiert. Da die Lastvariation vom ausgewählten Betriebszustand abhängt, generiert die Tabelle automatisch eine

Zeile für jeden im Systemmodell festgelegten Betriebszustand. Zusätzliche Betriebszustände und somit zusätzliche Zeilen kann der Benutzer über **Steuerpult > Betriebszustände** hinzufügen.
Spalten werden mit dem Icon **Spalte hinzufügen** eingefügt. Jede Spalte stellt einen Eingabeparameter für die Variation dar.

- **Elementtypen** werden in der ersten Zeile aufgelistet. Standardmässig (ohne benutzerdefinierte Variablen) entsprechen diese den Elementtypen, die in der Lastspektrum-Tabelle verwendet werden (Randbedingungen, Wellen- und Zahnradberechnungen usw.).
- **Attribute** wie Drehmoment, Drehzahl, Leistung oder andere Attribute können in der zweiten Zeile ausgewählt werden.
- Der entsprechende **Eingabetyp** wird in der dritten Zeile definiert. Folgende Eingaben sind möglich:
    - **Konstant**: ein einzelner fester Wert
    - **Variabel**: Minimum, Maximum und die Anzahl Schritte werden definiert
    - **Grenzen**: nur Mindest- und Höchstwerte

Um die Kennfelder-Berechnungen auszuführen, müssen mindestens zwei Spalten mit dem Eingabetyp **Variabel** definiert sein, da dies für die Generierung eines sogenannten Kennfeldes erforderlich ist.
Die unter **Grenzen** definierten Mindest- und Höchstwerte werden verwendet, um Lastvariationspunkte herauszufiltern, an denen die variablen Werte ausserhalb des angegebenen Bereichs liegen. Dadurch werden automatisch alle Lastpunkte von der Berechnung ausgeschlossen, welche die definierten Grenzen über- oder unterschreiten. Diese Funktion kann beispielsweise verwendet werden, um Antriebsdrehmoment und Antriebsdrehzahl zu variieren und gleichzeitig die Ausgangsleistung zu begrenzen, sodass nur Lastfälle innerhalb des zulässigen Leistungsbereiches berücksichtigt werden.

13.3.1.2 Zusätzliche Funktionen

Um alle Betriebszustände bewerten zu können, muss der Benutzer die Option **Alle Betriebszustände berücksichtigen** aktivieren. Ausserdem kann der Status (aktiv/inaktiv) für jeden Betriebszustand (Zeile) und für jedes Element (Spalte) individuell angepasst werden.
Zwei Auslegen-Icons unterhalb der Tabelle bieten einen schnellen Zugang zu den Konfigurationsoptionen:

- Mit dem **rechten Auslegen-Icon** werden die Werte des ersten Betriebszustandes kopiert und für alle anderen Betriebszustände übernommen.
- Mit dem **linken Auslegen-Icon** werden die Spalten entsprechend den definierten Randbedingungen des Modells angelegt.

Das Icon **Wiederherstellen** lädt die letzten erfolgreich generierten Berechnungsresultate zusammen mit den für diese Berechnung verwendeten Eingaben erneut.
Mit dem Icon **Für Lastkollektiv übernehmen** werden die in der Lastvariationstabelle definierten kartesischen Produkt-Eingabewerte in die Lastkollektiv-Tabelle übertragen.

13.3.1.3 Resultat-Einstellungen

In den **Resultat-Einstellungen** kann der Benutzer die Elemente für die X- und Y-Achse auswählen. Die Auswahl ein- und desselben Elements für beide Achsen ist nicht zulässig.
Für die Z-Achse sind die Standardoptionen **Gesamtwirkungsgrad** oder **Gesamtverlustleistung** festgelegt. Weitere Ausgabeoptionen für die Z-Achse, wie lastabhängige und lastunabhängige Verlustleistungen in Zahnrädern, Lagerwirkungsgrad sowie der Wirkungsgrad anderer Komponenten, können ausgewählt werden. Mit der Verwendung von benutzerdefinierten Variablen kann die Liste beliebig erweitert werden.

13.3.1.4 Zusätzliche Einstellungen

Das Menü **Zusätzliche Einstellungen** (aufrufbar über den Plus-Button neben den Resultat-Einstellungen) enthält mehrere optionale Flags. Einige dieser Einstellungen haben einen direkten Einfluss auf das Modell. Zum Beispiel die Option für die Berechnung der Verlustleistungen für jede Laststufe, die für die Generierung der typischen Wirkungsgradkennfelder benötigt wird. Andere Einstellungen wirken sich nicht direkt auf das Modell aus, können aber in der Berechnung der Kennfelder mit berücksichtigt werden.

Ist die Option **Alle Resultate der Z-Achse in einem einzigen Protokoll anzeigen** aktiviert, werden alle verfügbaren Daten der Z-Achse in einem Protokoll für die Spezialberechnung **Kennfelder** zusammengestellt.

Die Resultate aus der Berechnung werden in einem tabellenähnlichen Format im Protokoll angezeigt. Darüber hinaus stehen mehrere grafische Darstellungen zur Verfügung, einschliesslich 3D-Flächenkennfeld, 2D-Farbkennfeld und Liniendiagramm.

Diese erstellten Resultate werden auch im temporären Verzeichnis unter dem Dateinamen S20-MapResults.TMP gespeichert.

13.3.1.5 Benutzerdefinierte Variablen

Benutzerdefinierte Variablen ermöglichen dem Benutzer, Parameter innerhalb des KISSsoft-Systemmoduls zu steuern. Dazu gehören die Definitionen der Systemdaten-Tabelle, die Generierung von Variationskennfeldern und Wirkungsgradkennfeldern oder Variationen innerhalb der Lastspektrum-Tabelle unter Verwendung der Flags **Jede Laststufe als temporäre Nennlast festlegen** oder **Aktuelle Laststufe als temporäre Nennlast festlegen** .

Die benutzerdefinierten Variablen kann der Benutzer im Steuerpult aktivieren. Nach dem Setzen des entsprechenden Flag wird ein Plus-Button sichtbar, über den die benutzerdefinierten Variablen definiert werden können.

Unterschiedliche **Variablentypen** stehen für benutzerdefinierte Variablen zur Auswahl:

- Metavariablen, die auf Systemebene definiert werden
- Metavariablen, die auf Untermodul-Ebene definiert werden (z. B. Wellen-Berechnungsmodul oder Zahnrad-Berechnungsmodul)
- RotCad-Strings (spezifische Definitionen im Wellenberechnungsmodul)
- KUI-Variablen (Variablen der KISSsoft-Benutzeroberfläche)

Die Benutzeroberfläche stellt für die Festlegung dieser benutzerdefinierten Variablen eine halbautomatische Variablenerstellungsfunktion zur Verfügung. Gibt der Benutzer einen

Elementnamen ein, so sucht das System automatisch den entsprechenden Komponentenindex (z. B. ein Lagerelement) in den Metavariablen, RotCad-Strings oder KUI-Variablen.

Die Suchmodus-Funktion erlaubt das Definieren mehrerer Variablen mit einer einzigen Zelleneingabe für den ausgewählten Suchmodus-Typ, z. B. die Modifikation aller Lagerpositionen im System mit RotCad. Bei der Angabe einer Metavariablen kann der Benutzer das „#“-Zeichen an der Indexposition verwenden, um mehrere Variablen definieren zu können.

Über die Einstellungen **Standardeinheit** und **Benutzerspezifische Einheit** können Benutzer die Einheiten angeben, in der eine Variable im System verwendet wird. Dabei wird automatisch von der Standardeinheit in die benutzerspezifische Einheit umgerechnet. Die Standardeinheit muss nur für Metavariablen definiert werden. Für die andere Variablentypen werden diese Standardeinheiten automatisch ausgewählt.

Der **Attributname** definiert den Text, der in den KISSsoft-Protokollen und in der Benutzeroberfläche angezeigt wird.

Für die Spalte **Eingabe/Ausgabe** kann folgende Einstellung vorgenommen werden:

- **Eingabe**: Die Variable ist steuerbar und kann vom Benutzer geändert werden.
- **Ausgabe**: Die Variable wird nur als Resultat angezeigt (in Protokollen oder Grafiken).
- **Beides**: Die Variable ist steuerbar und wird auch als Resultat ausgegeben.

Berechnung	Elemente	Allgemein
gear_calculation	gear	group
cylindrical_gear_calculation	gear_pair	sketcher_dot
cylindrical_gear_pair_calculation	cylindrical_gear	force_transfer
three_gears_train_calculation	bevel_hypoid_gear	
four_gears_train_calculation	beveloid_gear	
planetary_gear_calculation	worm	
bevel_hypoid_gears_calculation	worm_wheel	
beveloid_gears_calculation	face_gear	
face_gears_calculation	shaft	
worm_gears_calculation	bearing	
crossed_helical_gears_calculation	rolling_bearing	
non_circular_gears_calculation	plain_bearing	

Berechnung	Elemente	Allgemein
shaft_calculation	general_support	
shaft_hub_calculation	coupling	
v_belt_calculation	coupling_connection	
toothed_belt_calculation	switchable	
belt_chain_calculation	boundary	
chain_drive_calculation	power_split	
spline_calculation	power_loss	
key_calculation	housing	
interference_fit_calculation	force	
general_key_calculation	magnetic_force	
straight_sided_spline_calculation	carrier	
spline_strength_calculation	centrical_load	
spline_geometry_strength_calculation	eccentric_load	
polygon_calculation	additional_mass	
woodruff_key_calculation	rope_sheave	
cylindrical_intereference_fit_calculation		
conical_intereference_fit_calculation		
clamped_connection_calculation		

Tabelle 13.1: Auswahl Suchmodus

13.3.2 Thermische Bilanz

Mit der thermischen Bilanz wird die Wärmebilanz in einem Getriebe berechnet. Es sind mehrere Methoden implementiert, die eine Auswahl ermöglichen, wie die Berechnung gemäss ISO/TR 14179, Teil1 und Teil2, ausgeführt werden soll. Eine thermische Analyse kann in zwei Teile – Verlustleistung und Wärmeabfuhr – aufgeteilt werden. Darüber hinaus kann auch ein externer Kühler berücksichtigt werden. Verlustleistung und Wärmeabfuhr können in mehrere Abschnitte unterteilt werden, um den Einfluss aller Getriebekomponenten im Einzelnen zu betrachten. Die Verlustleistung kann in zwei Hauptkomponenten unterteilt werden, nämlich lastabhängige und lastunabhängige Verluste. Im Betriebszustand des Getriebes treten normalerweise beide Verlustarten auf. Ausserdem kann die Verlustleistung nach Getriebeelementen wie Zahnrädern, Lagern und Dichtungen unterteilt werden. Für die Zahnräder werden Eingriffs- und Planschverluste, für die Lager die Roll- und Gleitreibung und für die Dichtungen die Dichtungsreibung berücksichtigt. In manchen Fällen müssen die Ergebnisse mit Vorsicht behandelt werden, da die verwendeten Berechnungsmethoden möglicherweise die Art der vorhandenen Geometrie nicht vollständig unterstützen. Die Wärmeabfuhr kann kategorisiert werden in die Wärmeabfuhr über das Gehäuse, das Fundament und rotierende Teile (An-/Abtriebswellen und Kupplungen) sowie den Kühlölstrom. Der Gesamtwirkungsgrad und die Gesamtwärmeabfuhr eines Getriebes für eine bestimmte Schmierstofftemperatur, Kühlerleistung und Eingangsleistung können problemlos berechnet werden. Es können ebenso zwei dieser drei Grössen vorgeben und für den dritten Parameter der optimale Wert berechnet werden, mit dem das

thermische Gleichgewicht im Getriebe erzielt wird. Dies ist erreicht, wenn die abgeführte Wärme gleich der durch die Verlustleistung erzeugten Wärme ist. Teil 1 und Teil 2 der Norm unterscheiden sich in der Art, wie die Eingaben für die Berechnungen festgelegt werden. Der Hauptvorteil von Teil 1 liegt darin, dass benutzerspezifisch Wärmeübergangskoeffizienten für die Wärmeabfuhr durch das Gehäuse (wenn es eine sehr spezielle Form hat) eingegeben werden können, während in Teil 2 dieser Koeffizient anhand einer Näherung der Gehäuseform berechnet wird. Der Hauptvorteil dieses Teils liegt dann darin, dass Rippen, Fundamente und rotierende Teile in der Berechnung der Wärmeabfuhr berücksichtigt werden.

13.3.3 Modalanalyse

Diese Spezialberechnung dient dazu, Eigenfrequenzen und Eigenformen eines kompletten Wellensystems einschliesslich der Wirkung der Zahnradverbindungen zwischen Wellen zu berechnen.

Um mit dieser Berechnung zu beginnen, wird zunächst im Menü **Berechnung > Modalanalyse** gewählt. Die Anzahl der zu berechnenden Eigenfrequenzen muss definiert werden und es muss angegeben werden, ob nur Torsionsschwingungen oder alle Schwingungstypen berücksichtigt werden sollen und ob gyroskopische Wirkungen miteinbezogen werden sollen (gilt nicht für Torsionsschwingungen). Ausserdem muss festgelegt werden, welche Berechnungsmethode für die Berechnung der Zahneingriffssteifigkeit verwendet werden soll. Für letztere Option sind mehrere Möglichkeiten auswählbar:

- Nach ISO 6336 Methode B, wenn die Zahneingriffssteifigkeit entsprechend der Beschreibung in dieser Norm verwendet wird.
- Gemäss Kontaktanalyse (je Zahnradpaar), wenn eine vollständige Kontaktanalyse in den Zahnradverbindungen durchgeführt wird. Gibt es für einen bestimmten Zahnradpaartyp keine KA-Berechnung in KISSsoft oder überträgt das Zahnradpaar keine Leistung, wird für dieses Paar das Verfahren nach ISO 6336 angewandt.
- Unendlich: Es wird angenommen, dass die Zahneingriffssteifigkeit unendlich ist. Diese Möglichkeit kann gewählt werden, wenn der Benutzer Grenzbedingungen prüfen möchte.
- Ignorieren: Es wird angenommen, dass die Zahneingriffssteifigkeit Null beträgt und dass es daher keine Verbindung zwischen den schwingenden Wellen gibt (jede Welle schwingt unabhängig).

Nachdem die Berechnung abgeschlossen ist, kann auf die Resultate im Protokoll oder in den Grafiken zugegriffen werden. Die Eigenformen werden durch ihre modale kinetische Energie beschrieben.

Schliesslich sollte beachtet werden, dass beim Durchführen einer Modalanalyse für ein Planetensystem diese nicht die Wirkung der Positionen der sich drehenden Planeten auf die Biegefestigkeit des Systems berücksichtigt. Dies steht im Einklang mit dem quasi-statischen Berechnungsverfahren, das normalerweise für die Analyse der Eigenfrequenzen verwendet wird.

13.3.4 Campbell-Diagramm

Für die Berechnung von Wellensystemen mit dem Campbell-Diagramm können das Campbell-Diagramm des Systems gezeichnet und die Wirkungen der Wellendrehzahl auf die Eigenfrequenzen untersucht werden. Mit seiner Hilfe lassen sich die kritischen Eigenfrequenzen je Drehzahl bestimmen.

Um mit dieser Berechnung zu beginnen, wählt der Benutzer zunächst im Menü «Berechnung» den Punkt «Campbell-Diagramm». In diesem Dialog besteht zudem die Möglichkeit, die Methode für die Berechnung der Eingriffsfedersteifigkeit der Zahnräder (Beschreibung siehe Abschnitt zur Modalanalyse) und die Bezugsrandbedingung für die Berechnung sowie den Drehzahlbereich anzugeben. Der Benutzer kann zudem die Anzahl der im Campbell-Diagramm zu berücksichtigenden Eigenfrequenzen definieren. Im Rahmen der Berechnung wird eine kinematische Analyse des Systems zu jeder Drehzahl der Bezugsrandbedingung durchgeführt. Die Drehzahlen der Wellen werden aktualisiert und anschliessend wird eine Modalanalyse zu jeder dieser Referenzdrehzahlen vorgenommen.

Nachdem die Berechnung abgeschlossen ist, kann auf die Resultate im Protokoll oder in den Grafiken zugegriffen werden.

13.3.5 Erzwungene Schwingung

Die Analyse erzwungener Schwingungen kann für die Berechnung des realen dynamischen Verhaltens eines Wellensystems verwendet werden, das aufgrund von Unwuchtmassen dynamischen Belastungen ausgesetzt ist. Im berechneten Verhalten sind Verformungen, Rotation, Kräfte und Momente berücksichtigt.

Zur Analyse der Unwuchterregung, muss **Erzwungene Schwingung** im Menü **Berechnung** gewählt werden. Durch Setzen des Häkchens bei der entsprechenden Option hat der Anwender die Möglichkeit, die Unwuchtmassen zu berücksichtigen. Es stehen vier Methoden zur Berechnung der Eingriffssteifigkeit zur Verfügung (Beschreibung der Auswahlmöglichkeiten (siehe Kapitel 13.3.3, Modalanalyse)). Es kann ausserdem die Bezugsrandbedingung ausgewählt werden, die für die Drehzahlkontrolle im System verwendet wird. Weiter können der Drehzahlbereich und die Anzahl der Rechenschritte ausgewählt werden.

Anschliessend können in diesem Dialog auch die Materialdämpfung für Torsions-, Axial- und Biegeschwingungen definiert werden. Es ist zu beachten, dass die viskose Dämpfung von Lagern in der Wellenberechnung für jedes Lager separat definiert werden muss. Nachdem die Berechnung abgeschlossen ist, stehen die Resultate im Protokoll oder in Grafiken zur Verfügung.

13.3.6 Erweiterte Berechnung erzwungener Schwingungen

Mit der Analyse der erzwungenen Schwingungen lässt sich das dynamische Verhalten eines Getriebesystems berechnen, das dynamischen Lasten infolge verschiedener Kraftanregungen ausgesetzt ist. In diesem Zusammenhang werden die Schwingungen im periodisch angeregten System charakterisiert. Hierzu müssen die harmonischen Kraftanregungen auf das System einwirken und die zugrundeliegenden Schwingungen berechnet werden. Drei Kraftanregungsquellen lassen sich modellieren: erstens die variablen Zahneingriffskräfte und die Eingriffssteifigkeit, zweitens von aussen wirkende Drehmomentwelligkeiten und drittens Unwuchtkräfte. Die Analyse der

erzwungenen Schwingungen für Unwuchtkräfte und Drehmomentwelligkeiten ist in das Modul zur erweiterten Berechnung erzwungener Schwingungen integriert.

13.3.6.1 Theorie

Die Theorie der Analyse erzwungener Schwingungen basiert auf der wissenschaftlichen Arbeit von Beermann [5]. Bei dieser Methode werden die Kraftanregungen der ineinandergreifenden Zahnräder berechnet und dann ihren Anregungsordnungen entsprechend auf das System angewendet. Das Gesamtverfahren basiert auf der Frequenzganganalyse, wobei alle Anregungen und Schwingungen im Hinblick auf ihre Anregungsfrequenzen mit den entsprechenden Amplituden und Phasenwinkeln dargestellt werden.
Die Analyse erzwungener Schwingungen in KISSsoft umfasst drei Hauptschritte:

- Der erste Schritt dient der Vorbereitung. Es werden zunächst die Wellenberechnungen durchgeführt, um alle relevanten kinematischen und geometrischen Parameter des Systems zu ermitteln. Anschliessend erfolgt die Kontaktanalyse aller beteiligten Getriebestufen. Die wichtigsten Ausgabedaten sind die Drehwegabweichung und die nichtlineare Steifigkeit der Zahnradpaare, die Voraussetzung für die Berechnung der Kraftanregungen beim Zahneingriff sind.
- Im zweiten und wichtigsten Schritt erfolgt die grundlegende Berechnung der erzwungenen Schwingungen des Systems. Dabei werden auch die Gleichungen für das gekoppelte Schwingungssystem erstellt und die Kraftanregungen berechnet. Als Resultat der Systemlösung werden die dynamischen Kontaktkräfte der ineinandergreifenden Zahnradpaare berechnet.
- Der dritte Schritt ist ein Nachbearbeitungsschritt: Zahneingriffsausgaben, Lagerkräfte und Wellenausgaben an Dokumentationspunkten werden berechnet. Die Berechnung der Ausgabedaten basiert auf den Resultaten des Hauptschritts.

Der Hauptteil des Algorithmus zur Berechnung der erzwungenen Schwingungen umfasst folgende Schritte:

- Ermitteln der Systemgrundfrequenz Ω_0 aller Anregungsfrequenzen und Anpassen der Zeitvariablen.
- Eliminieren von doppelten Frequenzen bei ineinandergreifenden Zahnradpaaren und von variablen Drehmomenteingaben.
- Erstellen der Stufenmatrizen für eine bestimmte Anregungsfrequenz. Eine Stufenmatrix enthält alle dynamischen Kräfte und Reaktionen des Systems aufgrund einer auf Zahnradpaare einwirkenden Einheitskraft für eine bestimmte Anregungsfrequenz.
- Erstellen der Fourier-Matrix [5] mit allen Translations- und Rotationskräften des Systems bei ineinandergreifenden Zahnradpaaren.
- Berechnen der Winkel zwischen Kraftangriffsflächen aufeinanderfolgender ineinandergreifender Zahnradpaare: Die Biegeverschiebung eines Zahnradpaars infolge der Krafteinwirkung auf ein angrenzendes Zahnradpaar wird auf die Richtung dieser Kraft projiziert.

- Berechnen der Zahnradsteifigkeit und der mittleren Drehwegabweichung ineinandergreifender Zahnradpaare entsprechend den benutzerdefinierten Anregungsfrequenzen.
- Festlegen von Randbedingungen für die Wellen.
- Berechnen der Biege-, Axial- und Torsionseinflussfaktoren infolge einer auf Zahnradpaare einwirkenden Einheitskraft für alle Wellen mit unterschiedlichen Anregungsfrequenzen.
- Lösen des dynamischen Gleichungssystems zum Berechnen der Fourier-Koeffizienten.
- Berechnen der statischen und dynamischen Kräfte bei ineinandergreifenden Zahnradpaaren im zeitlichen Verlauf für jede eingegebene Wellendrehzahl.

13.3.6.2 Benutzeroberfläche

Die leistungsfähige und benutzerfreundliche Benutzeroberfläche der erzwungenen Schwingungen ermöglicht es den Analysten und Ingenieuren, die dynamische Analyse der Antriebsstrangsysteme schnell und effizient durchzuführen. Innerhalb dieses Tools wird eine umfangreiche Liste von verschiedenen Einstellungen und Optionen angeboten, die es dem Benutzer ermöglichen, die Schwingungseigenschaften des Systems genau zu untersuchen. Mit der aktuellen Implementierung kann die Analyse der erzwungenen Schwingungen von Antriebssträngen mit Stirn- und Kegelrädern, die auf normalen und koaxialen Wellen mit schaltbaren oder gekoppelten Verbindungselementen montiert sind, durchgeführt werden. Dafür stehen unterschiedliche Parametereinstellungen zur Verfügung, die in den folgenden Unterkapiteln erläutert werden.

13.3.6.2.1 Rechenart

Drei Optionen stehen zur Auswahl. Bei der ersten Option **Unwuchtmassen** werden nur die Anregungen durch Unwuchtmassen berücksichtigt. Die relevanten Parameter der Unwuchtmassen einschliesslich Masse und Exzentrizität müssen im entsprechenden Wellenberechnungsmodul definiert werden. Es muss mindestens eine Unwucht mit Masse- und Exzentrizitätswerten ungleich Null definiert sein. Andernfalls wird eine Fehlermeldung angezeigt. Die Position der Unwuchtmasse muss innerhalb der entsprechenden Wellengrenzen angegeben werden. Sie sollte die Wellenlänge nicht überschreiten. Es stehen vier Methoden zur Berechnung der Eingriffssteifigkeit zur Verfügung (Beschreibung der Auswahlmöglichkeiten (siehe Kapitel 13.3.3, Modalanalyse)).
Bei der zweiten Option **Zahneingriffskräfte** werden Anregungen durch Unwuchtmassen nicht berücksichtigt, dafür aber die aus der Drehwegabweichung resultierenden Zahneingriffskräfte und von aussen einwirkende Drehmomentwelligkeiten. Bei der dritten Option **Unwuchtmassen und Zahneingriffskräfte** werden alle drei der oben genannten Anregungsquellen berücksichtigt

13.3.6.2.1.1 Zahneingriffskräfte

Wenn die Rechenart die **Zahneingriffskräfte** beinhaltet, können mit Hilfe des Symbols **Wertspezifische Einstellungen** Eingaben zu folgenden Parametern, die für diesen Berechnungstyp relevant sind, vorgenommen werden.

Eingriffssteifigkeit: Nach dem Kontaktanalysemodul sind die beiden Ansätze **Tangentensteifigkeit** und **Sekantensteifigkeit** verfügbar. Bei Auswahl der Kontaktanalyse pro Zahnradpaar wird für jedes einzelne Zahnradpaar eine vollständige Kontaktanalyse durchgeführt. Die Werte für die Drehwegabweichung und die Eingriffssteifigkeit dienen dann zur Berechnung der Kraftanregungen. Die Genauigkeit der Anregungskräfte bei der Analyse der erzwungenen Schwingungen hängt vom Genauigkeitsgrad der Kontaktanalyse ab. Daher wird empfohlen, vor der Analyse der erzwungenen Schwingungen die Drehwegabweichung, die Eingriffssteifigkeit und die Anregungskraft jedes Zahnradpaares, die in der Kontaktanalyse berechnet werden, zu überprüfen.

Anregungskrafttyp: Es gibt zwei unterschiedliche Methoden zur Berechnung der Kraftanregungen. Die Option **Eingriffssteifigkeit multipliziert mit Drehwegabweichung** basiert auf der Multiplikation von Eingriffssteifigkeit und Drehwegabweichung. Angenommen, die Eingriffssteifigkeit und Drehwegabweichung werden als Summe von einigen harmonischen Funktionen dargestellt in Form von

$$c(t) = \sum_{k=-N}^{N} \gamma_k e^{ik\Omega_0 t}, T\,E(t) = \sum_{n=-M}^{M} \mu_n e^{in\Omega_0 t}$$

Die Anregungskraft kann nun berechnet werden aus

$$F(t) = T\,E(t)\ c(t) = \sum_{n=-M}^{M} \mu_n e^{in\Omega_0 t} \sum_{k=-N}^{N} \gamma_k e^{ik\Omega_0 t}$$

$$= \sum_{n=-M}^{M} \sum_{k=-N}^{N} \mu_n \gamma_k e^{i(n+k)\Omega_0 t}$$

Die zweite Option **In Kontaktanalyse berechnet** basiert direkt auf den in der Kontaktanalyse berechneten Kraftanregungen.

Dynamischer Modellierungsansatz: Beim Ansatz **Biege- und Torsionsreaktionen** erfolgt die Berechnung der Systemreaktionen anhand des vollen Freiheitsgrades (einschliesslich des translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrades) der biegsamen Wellen. In der Folge werden alle möglichen Reaktionen berücksichtigt, die für die Systemanalyse von Bedeutung sein könnten. Demgegenüber wird beim Ansatz **Torsionsreaktionen** lediglich der rotatorische Freiheitsgrad entlang der Wellenachse berücksichtigt. Im Vergleich zum ersten Ansatz ist dieser weitaus weniger rechenintensiv, was eine erheblich schnellere Analyse erzwungener Schwingungen ermöglicht. In diesem Fall sind nur die Ausgaben für die Torsions-DOF der Wellen zu sehen. Weitere Einzelheiten (siehe Kapitel 13.3.6.9, Grafik).

Frequenzganganalyse: Die Analyse der erzwungenen Schwingungen verwendet die Anregungen und Schwingungen im Hinblick auf ihre Anregungsfrequenzen mit den entsprechenden Amplituden und Phasenwinkeln. Es stehen zwei verschiedene Ansätze zur Verfügung: **Mehrfachharmonische** und **Einzelharmonische**. Im ersten Fall werden alle Anregungsfrequenzordnungen bis zur Anzahl der Anregungsharmonischen zur Berechnung der Anregungskräfte berücksichtigt.

Im Falle der **Einzelharmonischen** wird bei der **Harmonischennummer** nur eine bestimmte Anregungsfrequenzordnung berücksichtigt, die dieser Zahl entspricht. Daher kann die Auswirkung jeder Anregungsfrequenzordnung von aktiven Zahnradpaaren auf die Systemreaktionen separat untersucht werden.

Lösungsverfahren: Der Frequenzganganalyse führt zu einer Reihe von gekoppelten dynamischen Gleichungen. Durch die Lösung dieser Gleichungen werden die dynamischen Kontaktkräfte des Eingriffs berechnet. Ähnlich wie die Anregungskräfte werden auch die Systemreaktionen als Summe von einigen Funktionen in Form von Reaktionsharmonischen dargestellt. Die Lösungsverfahren können in **Direkt** und **Iterativ** unterteilt werden. Bei dem direkten Ansatz ist die Koeffizientenmatrix der Systemgleichungen eine quadratische Matrix. Daher ist die Anzahl der Reaktionsharmonischen gleich der Anzahl der Anregungsharmonischen. Beim iterativen Ansatz werden die Gleichungen jedoch iterativ gelöst. Infolgedessen kann die Anzahl der Reaktionsharmonischen höher als die Anzahl der Anregungsharmonischen sein.

In jedem Schritt des Iterationsverfahrens wird das **Verhältnis der Konvergenz** verwendet, um zu überprüfen, ob die berechneten Ergebnisse die Konvergenzkriterien erfüllen. Je kleiner der Wert des Verhältnisses gewählt wird, desto mehr Iterationsschritte sind erforderlich, um das Konvergenzkriterium zu erfüllen und das Iterationsverfahren zu beenden. Folglich wird die Genauigkeit der Ergebnisse verbessert.

13.3.6.2.2 Bezugsrandbedingung

Alle Randbedingungen werden aufgeführt, auf die sich die eingegebenen Drehzahlen im Tab **Randbedingung** des Systemmoduls beziehen. Die ausgewählte Randbedingung dient als Bezugswert zum Zuweisen der eingegebenen Drehzahl für die Analyse der erzwungenen Schwingungen. Entsprechend der gewählten Referenzgrenze wird im Vorbearbeitungsschritt eine kinematische Berechnung durchgeführt, um die Geschwindigkeit aller anderen Wellen zu berechnen.

13.3.6.2.3 Anzahl der Drehzahlen

Mit dieser Eingabeoption wird die Anzahl der Drehzahlen zur wiederholten Analyse der erzwungenen Schwingungen angegeben. Die minimale und maximale Geschwindigkeitsanzahl beträgt eins bzw. 10000.

13.3.6.2.4 Drehzahlbereich (min/max)

In dieses Feld werden die Minimal- und Maximalwerte des Drehzahlbereichs der Bezugsrandbedingung in der Einheit 1/min angegeben. Wird als Anzahl der Rechenschritte der Wert 1 angegeben, wird hier nur ein Feld zum Eingeben der Drehzahl der Bezugsrandbedingung angezeigt. Es ist wichtig zu beachten, dass die Mindestgeschwindigkeit nicht unter 0,01 [1/min] angegeben werden darf, um numerische Probleme zu vermeiden.

13.3.6.2.5 Anzahl der Anregungsharmonischen

Die Analyse der erzwungenen Schwingungen basiert auf der Frequenzganganalyse. Bei der **Anzahl der Anregungsharmonischen** wird für alle aktiven Zahnradpaare die gleiche Anzahl von Frequenzen der Anregungskräfte berücksichtigt. Überschreitet diese Anzahl die maximale Anzahl

der verfügbaren Harmonischen eines Zahnradpaares, so wird die niedrigste maximale Anzahl der Harmonischen aller Zahnradpaare in der Anregung berücksichtigt. Die maximal einstellbare Anzahl der Anregungsharmonischen beträgt 100. Wenn auch die Drehmomentwelligkeit angegeben ist, wird die angegebene Anzahl der Anregungsharmonischen für beide Anregungsarten berücksichtigt. Es ist besonders wichtig, eine geeignete Anregungsharmonische zu wählen, um einen Kompromiss zwischen der Genauigkeit der Ergebnisse und dem Analyseaufwand zu finden. Eine hohe Anzahl der Anregungsharmonischen führt zu einer höheren Anzahl von dynamischen Gleichungen und kann folglich zu einer höheren Rechenzeit führen. Vor der Analyse der erzwungenen Schwingungen wird empfohlen, den Einfluss der Amplituden der Drehwegabweichung, der Eingriffssteifigkeit oder der Drehmomentwelligkeit zu prüfen, um zu entscheiden, inwieweit die Anregungsordnungen berücksichtigt werden sollten.

13.3.6.2.6 Zahnradpaare für Anregung

Bei der Durchführung der Analyse der erzwungenen Schwingungen wird bei der Anregung **Zahneingriffskräfte** standardmäßig die Anregung aller aktiven Zahnradpaare berücksichtigt. Manchmal ist es jedoch erforderlich, nur ein oder mehrere Zahnradpaare unter allen aktiven Paaren zu berücksichtigen und das System anzuregen. Die Vernachlässigung der Zahnradpaare, die nicht von Interesse sind oder möglicherweise weniger zur Systemerregung beitragen, kann zu einer schnelleren Analyse der erzwungenen Schwingungen führen. In diesem Fall kann man die Wirkung jedes Zahnradpaares in einer separaten Analyse leicht charakterisieren. Der Berechnungsalgorithmus bleibt derselbe. Für Zahnradpaare, die von der Anregung ausgeschlossen sind, kann die Eingriffssteifigkeit jedoch auch nach der ISO 6336 Methode B berechnet werden. Dabei ist zu beachten, dass zur Berechnung der Drehwegabweichung für diese Zahnradpaare weiterhin eine Kontaktanalyse erforderlich ist. Ein weiterer wichtiger Aspekt ist, dass mindestens ein aktives Zahnradpaar ausgewählt werden muss.

13.3.6.2.7 Drehmomentwelligkeit

Drehmomentwelligkeit (Drehmomentrippel) ist eine periodische Drehmomentanregung, die Schwingungen und Geräusche verursachen kann. Dieser Effekt ist in der Regel bei vielen Elektro- und Verbrennungsmotoren zu beobachten und wird durch eine periodische Schwankung des Ausgangsdrehmoments bei Drehung der Motorwelle verursacht. Die von aussen einwirkende Drehmomentwelligkeit ist als weitere Anregungsquelle in das Modul zur erweiterten Berechnung erzwungener Schwingungen integriert. Der Hauptansatz ist dem, der für die Berechnung der Verzahnungsschwingungen verwendet wird, sehr ähnlich. Jedoch werden die aus der Drehmomentwelligkeit resultierenden Anregungen zu denen aus der Drehwegabweichung hinzuaddiert, sodass die erzwungene Schwingungen im System als Resultat beider Anregungen berechnet werden.

Die Tabelle für die Eingabedaten der Drehmomentwelligkeitsanregung ist nicht aktiv, wenn als Rechenart **Unwuchtmassen** ausgewählt wurde. In dieser Tabelle müssen die Randbedingungen der Eingabedaten für die Drehmomentwelligkeit angegeben werden. Durch Klicken auf das Symbol + rechts unten in der Tabelle können neue Zeilen für die Eingabedaten der einzelnen Randbedingungen hinzugefügt werden. Nach der Auswahl der Randbedingung wird die entsprechende Eingabekupplung mit Drehmomentwelligkeit definiert. Unter **Eingabe** kann einer der Eingabedatentypen für den Zeit- oder Frequenzbereich angegeben werden. Abschliessend muss der

Eingabeordner ausgewählt werden, in den die Eingabedaten der Drehmomentwelligkeit hochgeladen werden.

Erforderliche Angaben für die Eingabedaten der Drehmomentwelligkeit im Zeitbereich:

- Die Eingabedaten der Drehmomentwelligkeit im Systemmodul müssen das Dateiformat *.dat, *.txt oder *.csv aufweisen. Die Datei muss zwei Spalten mit den Amplituden der Drehmomentwelligkeit umfassen.
- Die erste Spalte muss den Drehwinkel der entsprechenden Randbedingung enthalten, die zweite Spalte die Drehmomentwelligkeitsamplituden.
- Die Drehmomentwelligkeitsamplituden sind für die Dauer einer vollen Umdrehung (oder mehrerer voller Umdrehungen) derjenigen Welle anzugeben, auf der das Kupplungsdrehmoment eingegeben wird. Dies bedeutet, dass die Frequenz eines Drehmomentschwankungszyklus ein ganzzahliger Faktor der entsprechenden Wellendrehzahl sein muss.
- Die Drehmomentamplituden müssen in Drehwinkeln mit gleichmässigem Abstand angegeben werden.
- Der Mittelwert der Drehmomentwelligkeitsamplituden muss null sein. Dies bedeutet, dass der konstante Teil (der Mittelwert) in den Randbedingungen im Systemmodul bereits als konstantes Drehmoment vorgegeben sein muss.

Erforderliche Angaben für die Eingabedaten der Drehmomentwelligkeit im Frequenzbereich:

- In der ersten Zeile werden die Anregungsordnungen eingegeben.
- In der zweiten und dritten Zeile werden die Kupplungsdrehzahlen bzw. die konstanten Drehmomente angegeben.
- Danach werden für jede Anregungsordnung und für die einzelnen Drehzahlen und Drehmomente in den Bereichen die Amplituden der Drehmomentwelligkeit eingegeben.
- Die Kupplungsdrehzahlen und konstanten Drehmomente müssen aufsteigend sein.
- Die Kupplungsdrehzahlen und konstanten Drehmomente des Systemmodul-Modells müssen innerhalb des Bereichs liegen, der in der Datei mit den Eingabedaten vorgegeben ist.
- Die Kupplungsdrehzahlen und konstanten Drehmomente des Systemmodul-Modells müssen einem vordefinierten Wert der Drehmomentwelligkeitsamplituden entsprechen.

Die Tabelle zeigt ein Beispiel des Eingabedatentyps für die Drehmomentwelligkeit im Frequenzbereich mit drei Anregungsordnungen, vier Drehzahlen und drei Kontaktdrehmomenten.

Anregungsordnungen	$f_1(1^{st}), f_2(2^{nd})$			
Drehzahlbereich (1/min)	$\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$			
Konstanter Drehmomentbereich (Nm)	T_1, T_2, T_3			
	$A_{f_1\omega_1T_1}$	$A_{f_1\omega_2T_1}$	$A_{f_1\omega_3T_1}$	$A_{f_1\omega_4T_1}$

Drehmomentamplituden (1.Ordnung)	$A_{f_1\omega_1T_2}$	$A_{f_1\omega_1T_2}$	$A_{f_1\omega_1T_2}$	$A_{f_1\omega_1T_2}$
	$A_{f_1\omega_1T_3}$	$A_{f_1\omega_1T_3}$	$A_{f_1\omega_1T_3}$	$A_{f_1\omega_1T_3}$
Drehmomentamplituden (2.Ordnung)	$A_{f_2\omega_1T_1}$	$A_{f_2\omega_2T_1}$	$A_{f_2\omega_3T_1}$	$A_{f_2\omega_4T_1}$
	$A_{f_2\omega_1T_2}$	$A_{f_2\omega_1T_2}$	$A_{f_2\omega_1T_2}$	$A_{f_2\omega_1T_2}$
	$A_{f_2\omega_1T_3}$	$A_{f_2\omega_1T_3}$	$A_{f_2\omega_1T_3}$	$A_{f_2\omega_1T_3}$

Tabelle 13.2: Beispiel des Eingabedatentyps für die Drehmomentwelligkeit im Frequenzbereich

13.3.6.3 Dämpfung

In Antriebssträngen können alle verformbaren Elemente Energie ableiten, wenn sie dynamischen Verformungen ausgesetzt sind. Die interne Dämpfung dieser Elemente entspricht der Energieabfuhr. Deshalb spielt die Dämpfung eine wichtige Rolle bei der Konstruktion von Getrieben, wenn Geräusche, strukturelle Instabilität und Ermüdungsbruch von Bauteilen minimiert werden sollen. Es können drei verschiedene Dämpfungen angegeben werden: die Dämpfung von Lagern, die im Wellenberechnungsmodul definiert werden muss, die strukturelle Dämpfung von Wellen und die Dämpfung im Zahneingriff. Die Materialdämpfung von Wellen in Torsions-, Axial (Zug/Druck)- und Biegerichtung wird durch verschiedene Verlustfaktoren bestimmt. Der Standardwert beträgt $1x10^{-5}$s. Diese Art der Dämpfung basiert auf dem Kelvin-Voigt-Modell und eignet sich gut für die Strukturschwingungsanalyse kontinuierlicher Systeme [5].

$$\sigma = E(\in + k_w \dot{\in})$$

wobei k_w der Dämpfungskoeffizient ist. Bei diesem Ansatz wird die Dämpfung durch komplexwertige Grössen in die Bewegungsgleichungen einbezogen, wobei angenommen wird, dass die Schwingungen harmonisch sind. Folglich lässt sich das Modell für Frequenzbereichsanalysen verwenden.

13.3.6.3.1 Dämpfung im Zahneingriff

Die **Dämpfung im Zahneingriff** ist bekanntermassen ein wichtiger Einflussfaktor des dynamischen Systemverhaltens unter bestimmten Betriebsbedingungen. Bei der viskosen Dämpfung wird der Einfluss der Schmierung wie auch der internen Dämpfung der Verzahnung auf die Ableitung von kinetischer Energie in Form von Reibungswärme und auf die Einschränkung der Bewegungsamplituden modelliert. Ausserdem erzeugen unerwünscht induzierte Schwingungen ohne Dämpfung Geräusche, vergrössern dynamische Lasten und beschädigen potenziell die Verzahnungen und die Lager.

Die Zahneingriffsdämpfung kann als **Konstant** , **Proportional zur mittleren Eingriffssteifigkeit** oder **Proportional zur nichtlinearen Eingriffssteifigkeit** definiert werden. Typische Werte des Dämpfungskoeffizienten liegen zwischen 10^2 und 10^4 Ns/m. Bei dem Modell der proportionalen Dämpfung wird der Dämpfungskoeffizient berechnet aus

$$C = 2\xi\sqrt{\frac{J_pJ_g}{(1/J_pr_p^2)+(1/J_gr_g^2)}k}$$

wobei ξ das Dämpfungsverhältnis, k die Eingriffssteifigkeit, J_p und J_g das Massenträgheitsmoment des Ritzels bzw. des Zahnrades, und r_p und r_g der Grundkreisradius des Ritzels bzw. des Zahnrades sind.

13.3.6.4 Zeitbereich

Auflösung: Die Qualität der Resultate im Zeitbereich lässt sich durch Einstellen der Auflösung (niedrig, mittel, hoch, sehr hoch) anpassen. Diese Option hat keinen Einfluss auf die Qualität der Resultate im Frequenzbereich. In der Analyse der erzwungenen Schwingungen wird die Endzeit zum Erzeugen der Zeitbereichsdaten so angepasst, dass alle möglichen Anregungen erfasst und für alle Anregungsfrequenzen volle Schwingungsperioden abgeschlossen werden. Dazu wird eine sogenannte GrundanregungsfrequenzΩ_0 ermittelt, die mit dem gemeinsamen Teiler aller Anregungsfrequenzen zusammenhängt. Dies bedeutet, dass die Anregungsfrequenzen ganzzahlige Faktoren von Ω_0 sind. Die Endzeit wird daher wie folgt berechnet:

$$T_{end} = 2\Pi/(\Omega_0)$$

Anschliessend wird der Zeitschritt berechnet:

$$\Delta T = 2\Pi/\left(R_f \cdot f_{max}\right)$$

wobei R_f der Auflösungsfaktor ist, der an das jeweilige Auflösungsniveau (niedrig: R_f = 10, mittel: R_f = 25, hoch: R_f = 50, sehr hoch: R_f = 100) anzupassen ist. Darüber hinaus ist f_{max} die höchste Anregungsfrequenz des Systems.

Plotschrittfaktor: Der Plotschrittfaktor P definiert die Anzahl der Plot-Probedaten zum Erzeugen der Ausgabedaten wie folgt:

1. Je nach der vom Anwender festgelegten Auflösung wird der Zeitschritt ΔT zum Berechnen der Resultate im Zeitbereich berechnet.
2. Dann wird der Zeitschritt ΔT_{plot} zum Berechnen und Plotten der Resultate aus $\Delta T_{plot}=P\cdot\Delta T$ berechnet.
3. Der grösstmögliche Zeitschritt $\Delta T_{max}=2\pi/(10\cdot f_{max})$, der der niedrigsten Auflösung entspricht, wird berechnet.
4. Ist der Zeitschritt $\Delta T_{plot} > \Delta T_{max}$, gilt ΔT_{max} als finaler Zeitschritt zum Berechnen und Plotten der Resultate.

Der Plotschrittfaktor ist nur aktiv, wenn die Auflösung nicht niedrig ist.

Endzeit: Standardmässig wird die Endzeit T_{end}, die zur Berechnung der Zeitbereichsergebnisse verwendet wird, wie oben beschrieben berechnet. Wenn jedoch eine bestimmte Zeit T_{end} gefordert wird oder wenn die Standardendzeit hoch ist und zu einer erheblichen Berechnungszeit bei der Erzeugung der Zeitbereichsergebnisse führt, kann die Endzeit hier geändert werden.

13.3.6.5 Einstellungen im Wellenberechnungsmodul

Es gibt einige wichtige Einstellungen im Wellenberechnungsmodul, die vor der Durchführung einer Analyse der erzwungenen Schwingungen ausreichend beachtet werden müssen. Diese

Einstellungen können einen erheblichen Einfluss auf die Ergebnisse haben. Hier werden einige davon kurz erwähnt.

Zahnrad auf Welle: Für Zahnräder auf einer Welle stehen vier Definitionsarten im Tab **Basisdaten** zur Verfügung:

1. Zahnräder sind nur Lasteinleitungen
2. Zahnräder als Massen berücksichtigen
3. Zahnräder als Massen und Steifigkeiten berücksichtigen
4. Zahnräder als Massen, mit Steifigkeiten nach ISO 6336-1 berücksichtigen

Je nach gewählter Art der Zahnraddefinition werden die entsprechenden Einstellungen in der Analyse der erzwungenen Schwingungen berücksichtigt, um die Zahnräder zu definieren.

Im ersten Fall wird die Zahnradmasse in der Wellenberechnungsanalyse vernachlässigt, muss aber in den dynamischen Gleichungen des Systems als Punktmasse berücksichtigt werden (in Form einer sogenannten Fourier-Matrix, die die Reaktion der Wellen mit der Dynamik der Zahnradkörper in Beziehung setzt). Im zweiten Fall wird das Zahnrad in der Wellenberechnungsreaktion als Punktmasse berücksichtigt, aber in der Fourier-Matrix vernachlässigt. Im letzten Fall Zahnrad als Massen und Steifigkeit wird das Zahnradelement als Teil der Welle betrachtet und seine Wirkung wird in die Welle integriert. Daher wird es in der Fourier-Matrix vernachlässigt.

Wenn die Definition des Zahnrades in einer Wellenberechnung von der Definition in anderen Wellenberechnungen abweicht, wird am Ende der Analyse eine Warnung angezeigt. Diese Definition kann auch einmalig im Tab **Systemdaten** im Systemmodul vorgenommen werden, um für alle Zahnräder konsistent zu sein.

Wälzlagerberechnung: Im Tab **Wälzlager** des Wellenberechnungsmoduls kann für die Rechenmethode aus folgenden Einstellungen gewählt werden:

1. Steifigkeit: Nicht berechnet
2. Steifigkeit: ISO/TS 16281

Diese Definition kann auch einmalig im Tab **Systemdaten** im Systemmodul vorgenommen werden, um für alle Wälzlager konsistent zu sein. Bei der Auswahl **Steifigkeit: Nicht berechnet** wird in KISSsoft ein sehr grosser Steifigkeitskoeffizient berücksichtigt. Diese Auswahl wird durch eine Warnmeldung am Ende der Analyse der erzwungenen Schwingungen angezeigt. Außerdem führt die Wahl der Steifigkeit der Wälzlager in einer Wellenberechnung, die sich von anderen Wellenberechnungen unterscheidet, zu einer weiteren Warnung.

Allgemein: Folgende Optionen tragen zu den Ergebnissen der Analyse der erzwungenen Schwingungen bei:

1. Gewichtskraft berücksichtigen
2. Kreiseleffekt berücksichtigen
3. Schubverformung berücksichtigen (Timoshenko-Balken)

Die ersten beiden Punkte können auch im Tab **Systemdaten** im Systemmodul eingestellt werden, um für alle Wellenberechnungen konsistent zu sein.

Lagerungen und Lager: Bei der Definition von Lagern können die Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten sowie die auferlegten Randbedingungen erhebliche Auswirkungen auf die Ergebnisse der Analyse der erzwungenen Schwingungen haben. Darüber hinaus können die Dämpfungskoeffizienten für die Lager vom Benutzer manuell festgelegt werden.

Dokumentationspunkte: Einige Ausgaben der Analyse der erzwungenen Schwingungen erfordern einen Dokumentationspunkt auf einer Welle. Dokumentationspunkte geben nämlich vorgeschriebene

Messpunkte auf den Wellen an, an denen bestimmte Wellenleistungen gefordert sind. Diese Tatsache wird im Abschnitt **Grafik** näher erläutert 13.3.6.9. Befindet sich ein Dokumentationspunkt außerhalb einer Welle, wird eine Fehlermeldung angezeigt. Die gleiche Regel gilt auch für die Kupplungsstellen auf den Wellen.

13.3.6.6 Einstellungen im Systemmodul

In der **Randbedingung** werden die Nenndrehzahlen der Randbedingungen definiert. Diese Drehzahlen werden nur dann verwendet, wenn die Drehzahl der **Bezugsrandbedingung** in der Benutzeroberfläche der erzwungenen Schwingungen den Anforderungen nicht genügt. Die Drehmomente der Kupplungselemente werden als konstante Nennmomente verwendet. Bei der Drehmomenwelligkeit werden diese konstanten Drehmomente zu den dynamischen Drehmomentamplituden addiert, um die variable Drehmomentanregung auf die Zahnräder anzuwenden.

Anmerkungen:

1. Die Drehrichtung bei der Analyse der erzwungenen Schwingungen basiert auf den Daten in **Randbedingung**
2. Die Kontaktanalyse basiert auf den konstanten Drehmomentwerten. Das bedeutet, dass die erzwungenen Schwingungen auch im Falle einer Drehmomentwelligkeit die Drehwegabweichung und die Steifigkeit der Zahnradpaare verwendet, die vom Kontaktanalyse-Modul auf der Grundlage der konstanten Drehmomente berechnet werden.

Wenn die Rechenart **Zahneingriffskräfte** beinhaltet, sollte das System keine Eingriffsfrequenz gleich Null haben. Dieser Fall kann z.B. bei einem Planetensystem eintreten, wenn die Drehzahl von Sonne, Planetenträger und Hohlrad im Feld **Bezugsrandbedingung** gleich sind. In diesem Fall drehen sich die Planeten so, dass ihre Zähne, die an den Sonnen- und Hohlrädern anliegen, nicht verändert werden. Die Planeten drehen sich so, dass ihre Kontaktzähne nicht verändert werden. Daher drehen sich die Zahnräder mit der gleichen Drehzahl und es wird dazu eine Fehlermeldung angezeigt.

13.3.6.7 Datenexport

Wie bereits in der Theorie der erzwungenen Schwingungen erwähnt, wird nach der Berechnung die grundlegende dynamische Analyse durchgeführt, um die dynamischen Zahneingriffskräfte im Frequenzbereich zu berechnen. Hierzu werden die Systemgleichungen aufgestellt und gelöst. Um alle weiteren Ergebnisse der Zahnradpaare, Lager und Wellenabtriebe an den Dokumentationspunkten zu generieren, sollten die entsprechenden Elemente im Menü **Datei > Exportieren > Erzwungene Schwingung** ausgewählt werden.

13.3.6.7.1 Allgemein

Nach der Durchführung der Basisberechnung in der erzwungenen Schwingungen können hier die Zahnradpaare, Lager und Dokumentationspunkte ausgewählt werden, um die Ergebnisse zu berechnen. Für jede Gruppe ist sowohl die Auswahl aller Elemente zusammen als auch die selektive Definition der einzelnen Elemente möglich. Neben der Erzeugung der Ausgabedaten über **Grafik**

können die Ergebnisse in txt-Dateien gespeichert und zur weiteren Verwendung exportiert werden. Dazu ist es erforderlich, die gewünschten Ausgaben durch Aktivieren der entsprechenden Checkboxen auszuwählen. Der Exportvorgang kann über **Datei > Exportieren > Erzwungene Schwingung > Allgemein** durchgeführt werden.

Dynamikfaktor: Der Dynamikfaktor bestimmt das allgemeine dynamische Verhalten jedes Zahnradpaares bei verschiedenen Betriebsdrehzahlen infolge der Anregung durch die Drehwegabweichung. Bei Drehzahlen mit hohem Dynamikfaktor ist besondere Aufmerksamkeit geboten. Der Dynamikfaktor lässt sich erzeugen, wenn als Rechenart die Option **Zahneingriffskräfte** ausgewählt wurde. Bei der Option **Unwuchtmassen** steht er folglich nicht zur Verfügung. Zur Berechnung des Dynamikfaktors werden die Systemgleichungen erzeugt und gelöst, um die dynamischen Kontaktkräfte jedes Zahnradpaares im Frequenzbereich zu berechnen. Diese Kräfte werden dann in den Zeitbereich umgewandelt:

$$F(t) = \sum_{n=-h}^{h} F_n \, e^{in\Omega_0 t}$$

Die maximale dynamische Kraft F(t) wird ermittelt und durch die entsprechende statische Kraft F_s geteilt, wodurch sich der dynamische Faktor ergibt:

$$D(\Omega) = \frac{max_{t=0}^{T_{end}} F(t)}{F_s}$$

Ausgabedaten im Frequenz- und Zeitbereich: Die Berechnung der Ausgabedaten der Lager und Wellen im Frequenzbereich erfolgt aus den dynamischen Eingriffskräften, die aus dem Grundrechenschritt berechnet werden. Im Vergleich zur dynamischen Faktorberechnung erfordert sie einen höheren Rechenaufwand und es wird daher empfohlen, die geforderten Ausgabedaten zu wählen.

Um die Ausgabedaten im Zeit- und Geschwindigkeitsbereich zu berechnen, erfolgt zunächst die Nachbearbeitung der ausgewählten Ausgabedaten im Frequenzbereich. In den nachfolgenden Schritten werden sie dann im Zeitbereich dargestellt. Da die Erzeugung der Ausgabedaten im Zeitbereich zu allen Zeitpunkten im Zeitbereich erfolgt, ist dies zeitaufwändiger als wenn nur die Ausgaben im Frequenzbereich erforderlich sind.

13.3.6.7.2 RecurDyn

Vor dem Export der Lagerkräfte im Zeitbereich und der Erstellung der KISSsoft-RecurDyn-Schnittstellendatei ist es notwendig, die benötigten Felder zu definieren. Dazu gehören die Eingaben für die FEM-Netzgenerierung und die Anzahl der Normalmoden des Gehäuses, die Definition der STEP-Dateien der Zahnräder und Wellen (falls zutreffend) sowie der elastischen Lager für die Lagerung des Gehäuses in RecurDyn. Der Exportvorgang kann über **Datei > Exportieren > Erzwungene Schwingung > RecurDyn** durchgeführt werden.

13.3.6.8 Resultatefenster

Sobald die Berechnung abgeschlossen ist, werden im Resultatefenster für jedes Zahnradpaar bei allen Betriebsdrehzahlen im angegebenen Drehzahlbereich die in der Tabelle dargestellten Daten erzeugt:

Drehzahl (1/min)	Grundanregungs-frequenz (Hz)	Zeitschritt (ms)	Endzeit (ms)
n	Ω_0	ΔT	T_{end}

Tabelle 13.3: Resultatefenster der Analyse erzwungener Schwingungen

13.3.6.9 Grafik

Nachdem Ausführen der grundlegenden Berechnung für die erzwungene Schwingung, können die Ergebnisse und Ausgaben der Analyse im Grafikmenü **Grafik > Erzwungene Schwingung** aufgerufen werden. Hierfür werden folgende Voraussetzungen zugrunde gelegt:

1. Es befindet sich mindestens ein Dokumentationspunkt auf einer Welle.
2. Die Anzahl der Drehzahlen beträgt mindestens zwei.
3. Als Rechenart wurde **Zahneingriffskräfte** oder **Unwuchtmassen und Zahneingriffskräfte** ausgewählt.

Generelle Daten (Voraussetzung Nr. 1, 2):

Variation des Maximalwerts der folgenden Parameter an Dokumentationspunkten wird in Bezug zur Drehzahl der Bezugsrandbedingung gezeigt:

- Grosse Halbachse der Umlaufbahn
- Kleine Halbachse der Umlaufbahn
- Phase der Umlaufbahn

Die Ergebnisse werden mit den Plots der Wirbelplots in Beziehung gesetzt, um die Verformung flexibler Wellen in verschiedenen Abschnitten zu bewerten. Abbildung 1 zeigt eine typische elliptische Bahn der Wellenmitte, die durch die Parameter der Wirbelplot charakterisiert werden kann.

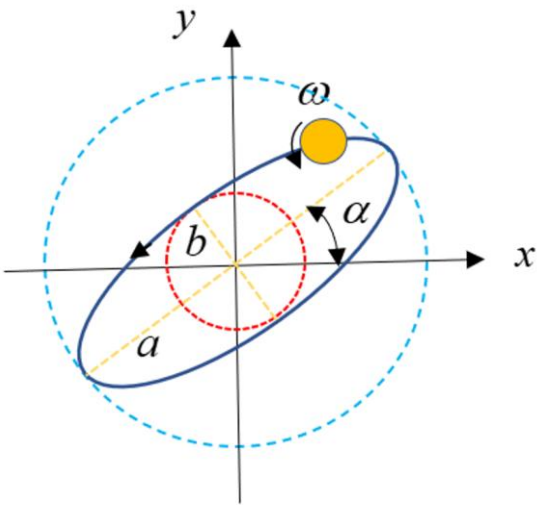


Abbildung 13.1: Wirbelplot einer flexiblen Welle

3D-Verformung:

Mit dieser Option lassen sich die durch die Anregungen verursachten Schwingungen und Bewegungen der Systemelemente darstellen. Diese Funktion kann weiteren Aufschluss über die Schwingungen der Systemelemente geben, indem deren Bewegungen in einer dreidimensionalen Ansicht dargestellt werden. Zu diesem Zweck unterteilt die Funktion jede Welle in mehrere Abschnitte und führt den Nachbearbeitungsschritt aus, um alle relevanten Schwingungen in diesen Abschnitten zu berechnen. Bei komplexen Systemen mit vielen Wellenobjekten kann dies sehr zeitaufwendig sein.

Dynamikfaktor (Voraussetzung Nr. 2, 3):

Variation des Dynamikfaktors für alle aktiven Zahnradpaare wird in Bezug zur Drehzahl der Bezugsrandbedingung gezeigt. Zusätzlich wird hier die Drehzahl der Bezugsrandbedingung aus der **Randbedingung** angezeigt.

Dynamische Eingriffskontaktkraft:

Frequenzbereich (Voraussetzung Nr. 3): Die Amplituden von der dynamischen Eingriffskontaktkraft für alle aktiven Zahnradpaare in den Anregungsfrequenzen können bei allen Betriebsdrehzahlen der Bezugsrandbedingung geplottet werden. Die Anzahl der Amplituden ist gleich der Gesamtzahl der unterscheidbaren Anregungsfrequenzen. Der Betrag der statischen Eingriffskontaktkraft wird zusätzlich im Kommentarfenster angezeigt.

Zeitbereich (Voraussetzung Nr. 3): Die Variation der dynamischen Eingriffskontaktkraft für alle aktiven Zahnradpaare kann bei allen Betriebsdrehzahlen der Bezugsrandbedingung geplottet werden. Für jedes Zahnradpaar ist die X-Achse der Drehwinkel (oder die entsprechende Zeitdauer) der Welle, die das Hauptzahnrad dieses Zahnradpaares enthält.

Drehzahlbereich (Voraussetzung Nr. 2, 3): Die Variation des Maximalwertes, des Minimalwertes und des Spitze-Spitze-Werts der dynamischen Eingriffskontaktkraft für alle aktiven Zahnradpaare kann bei allen Betriebsdrehzahlen der Bezugsrandbedingung geplottet werden.

Drehwegabweichung (lokale und globale Achsen, Voraussetzung Nr. 3):

Für alle aktiven Zahnradpaare wird die Drehwegabweichung (TE) (berechnet vom Kontaktanalyse-Modul) unter Berücksichtigung der Auswirkung des Phasenverschiebungswinkels der aufeinanderfolgenden Zahnradpaare angezeigt. Für eine nähere Erläuterung siehe [6]. In der

Darstellung auf der lokalen Achse wird die Variation des TE für jedes Zahnradpaar in Bezug zu Drehwinkel des entsprechenden Hauptzahnrads geplottet. Auf der globalen Achse sind jedoch die TEs aller aktiven Zahnradpaare gegen den Drehwinkel eines Zahnrads als Referenz dargestellt.

Dynamische Drehwegabweichung:

Zeitbereich (Voraussetzung Nr. 3): Die Variation der dynamischen Drehwegabweichung für alle aktiven Zahnradpaare kann bei allen Betriebsdrehzahlen der Bezugsrandbedingung geplottet werden. Für jedes Zahnradpaar ist die X-Achse der Drehwinkel (oder die entsprechende Zeitdauer) der Welle, die das Hauptzahnrad dieses Zahnradpaares enthält.

Drehzahlbereich (Voraussetzung Nr. 2, 3): Die Variation des Maximalwertes, des Minimalwertes und des Spitze-Spitze-Wertes der dynamischen Drehwegabweichung für alle aktiven Zahnradpaare kann bei allen Betriebsdrehzahlen der Bezugsrandbedingung geplottet werden.

Eingriffssteifigkeit (Voraussetzung Nr. 3):

Die Variation der Eingriffssteifigkeit für alle aktiven Zahnradpaare kann in Bezug Drehwinkel (oder die entsprechende Zeitdauer) geplottet werden.

Lagerkräfte und Drehmomente:

Frequenzbereich: Die Lagerkräfte und Drehmomentamplituden in den Anregungsfrequenzen können bei allen Betriebsdrehzahlen der Bezugsrandbedingung geplottet werden. Die Anzahl der Amplituden ist gleich der Gesamtzahl der unterscheidbaren Anregungsfrequenzen. Der Betrag der statischen Kraft und des Moments wird zusätzlich im Kommentarfenster angezeigt.

Zeitbereich: Die Variation der Lagerkräfte und Drehmomente in Bezug zu Zeit oder Drehwinkel der Welle kann bei allen Betriebsdrehzahlen der Bezugsrandbedingung geplottet werden.

Drehzahlbereich (Voraussetzung Nr. 2): Die Variation des Maximalwertes, des Minimalwertes und des Spitze-Spitze-Wertes der Lagerkräfte und Drehmomente kann bei allen Betriebsdrehzahlen der Bezugsrandbedingung geplottet werden.

Campbell-Diagramm (Voraussetzung Nr. 2):

Bei allen Betriebsdrehzahlen der Bezugsrandbedingung (X-Achse) werden die dynamischen Eingriffskontaktkräfte, Lagerkräfte und Drehmomentamplituden (im Farblegenden-Format) sowie deren jeweilige Frequenzen (Y-Achse) geplottet. Folgende Eigenschaften lassen sich im Campbell-Diagramm ablesen:

- Amplitude der Eingriffskontaktkräfte/Lagerkräfte und Lagermomente (Maximalwert)
- Amplitude jeder Eingriffskontaktkraft/Lagerkraft und Lagermoment
- Darstellung im log10- und normalen Massstab

Weitere Informationen über die Maximal- und Minimalwerte der Lagerkraftamplituden und deren Komponenten in x-, y- und z-Richtung sind im Kommentarfenster des Campbell-Diagramms verfügbar.

Anmerkungen:

1. Die Ergebnisse des Campbell-Diagramms basieren auf der Frequenzbereichsanalyse.
2. Die Auflösung der Ergebnisse basiert auf der **Anzahl der Drehzahlen**. Daher ist es wichtig zu beachten, dass für eine bessere Visualisierung der Ergebnisse die Anzahl der Berechnungsschritte hoch genug gewählt werden sollte, um die Auswirkungen aller möglichen kritischen Drehzahlen zu beobachten.

3. Die Anzahl der Linien im Campbell-Diagramm entspricht der Anzahl der verschiedenen Anregungsfrequenzen, die von Zahnradpaaren (je nach Anzahl der Anregungsharmonischen), Unwuchtmassen und Drehmomentwelligkeiten.
4. Die Linien sind in der gleichen Reihenfolge wie die Anregungsfrequenzen dargestellt.
5. Bei gleichen Anregungsfrequenzen überschneiden sich die Ergebnisse.
6. Die Anzahl der Anregungsharmonischen beeinflusst die Anzahl der Anregungsfrequenzen aus Zahneingriffskräften und Drehmomentwelligkeit.

Wellenausgaben:

Zeitbereich (Voraussetzung Nr. 1): Die Variation von Durchbiegung, Geschwindigkeit, Beschleunigung, Kraft und Rotation an Dokumentationspunkten in Bezug zu Zeit oder Drehwinkel der Welle kann bei allen Betriebsdrehzahlen der Bezugsrandbedingung geplottet werden.

Drehzahlbereich (Voraussetzung Nr. 1, 2): Die Variation des Maximalwertes, des Minimalwertes und des Spitze-Spitze-Wertes von Durchbiegung, Geschwindigkeit, Beschleunigung, Kraft und Rotation an Dokumentationspunkten kann bei allen Betriebsdrehzahlen der Bezugsrandbedingung geplottet werden.

Allgemeine Anmerkungen:

Je nach gewähltem **Dynamischen Modellierungsansatz** in der erzwungenen Schwingungen können einige Ausgaben nicht erzeugt werden. Um diesen Punkt zu verdeutlichen, sind die folgenden Punkte zu beachten.

Ausgabedaten im Fall von Biege- und Torsionsreaktionen:

- Es werden alle Reaktionen berechnet, die den Biege- und Torsions DOFs entsprechen.
- Der Dynamikfaktor zeigt das Verhältnis der maximalen dynamischen Zahneingriffskraft entlang der Drucklinie (PL) zur entsprechenden statischen Kraft.
- Die dynamischen Lagerkräfte und -momente, die dynamischen Wellenausgaben und die dynamische Zahneingriffskräfte werden berechnet und zu ihren entsprechenden statischen Werten addiert.
- Der dynamische Drehwegabweichung zeigt den Betrag des Federdrucks an den Zahneingriffspositionen, der zu den berechneten Zahneingriffskräften führt.
- Die Eingriffssteifigkeitswerte (berechnet in der Analyse der erzwungenen Schwingungen) sind unabhängig von den Wellendrehzahlen. Abhängig von der geforderten Anzahl der Anregungsharmonischen können deren Amplituden für jedes Zahnradpaar unterschiedlich sein.

Ausgabedaten im Fall von Torsionsreaktionen:

- Es werden alle Reaktionen berechnet, die den Torsions-DOFs entsprechen.
- Der Dynamikfaktor zeigt das Verhältnis der maximalen dynamischen Drehmomente zu den entsprechenden statischen Drehmomentwerten.
- Die dynamischen Lagerkräfte und -momente sind gleich Null. Nur die statischen Lagerkräfte und -momente werden in der Grafik angezeigt.
- Die dynamischen Wellenausgaben, die sich auf die Biege-DOFs beziehen (Durchbiegung, Geschwindigkeit, Beschleunigung und Kraft) sind gleich Null. Nur ihre statischen Werte werden in der Grafik angezeigt.

- Die dynamischen Wellenausgaben, die sich auf die Torsions-DOF (Rotation und Biegemoment) beziehen, sind in den Grafiken dargestellt.
- Die Zahneingriffsausgaben (dynamische Zahneingriffskraft, dynamische Drehwegabweichung, Zahneingriffssteifigkeit) basieren nur auf der Torsionsanregung der Zahnräder sowie der Drehmomentwelligkeit. Es wird keine Kontaktkraftanregung entlang der Drucklinie (PL) berücksichtigt.

13.3.6.10 Aktuelle Einschränkungen

Die Analyse der erzwungenen Schwingungen weist folgende Einschränkungen auf:

- Eine Schwingungsanalyse für Kegelrad-Differentiale ist nicht möglich.
- Die dynamische Schwingung des Gehäuses wird bei der Analyse nicht berücksichtigt.

13.3.7 Gehäusedeformation in statischen Berechnungen

Die Berücksichtigung der Gehäusedeformation in statischen Berechnungen beruht auf der Verwendung einer reduzierten Steifigkeitsmatrix des Gehäuses, die mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) berechnet wird. Diese reduzierte Steifigkeitsmatrix muss die Knoten enthalten, die sich auf den Mittelpunkt der Verbindungslager zwischen den Getriebewellen und dem Gehäuse beziehen.

13.3.7.1 Hauptberechnungsschritte

Die Berechnungsschritte für diese Art der Analyse sind nachstehend beschrieben. Zu beachten ist, dass der Prozess zum Erstellen der reduzierten Steifigkeitsmatrix nicht beschrieben wird, da dieser in jedem FEM-Computerprogramm anders ist. Weitere Informationen finden Sie im Benutzerhandbuch Ihres FEM-Programms.

Schritt 1: Die Berechnung einrichten

Die Berechnung der Gehäusedeformation ist eine spezielle Systemmodul-Funktion. Um diese spezielle Berechnung nutzen zu können, muss mindestens ein Gehäuseelement zum Modell hinzugefügt werden. Um bei dieser Berechnung ein Gehäuseelement verwenden zu können, muss die entsprechende Checkbox in den Eigenschaften des Gehäuseelements aktiviert sein.

Im Tab **Berechnung > Gehäusedeformation** können Sie das zu verwendende Gehäuseelement, den Dateinamen der reduzierten Steifigkeitsmatrix, die erforderliche Konvergenzgenauigkeit sowie die maximale Anzahl an Iterationen festlegen. Das in der Steifigkeitsmatrix verwendete Einheitensystem kann entweder aus der Datei importiert oder manuell im Tab **Berechnung** eingestellt werden. Die Toleranzen bei der Abbildung der Lager auf den FEM-Masterknoten können ebenfalls hier eingestellt werden. Es folgen weitere Informationen zur Nutzung dieser Eingabedaten.

Da das FEM-Modell und das Systemmodul-Modell möglicherweise nicht dasselbe Koordinatensystem aufweisen, müssen Sie das Gehäuseelement korrekt im Modell positionieren. Wenn diese Positionierung durch manuelle Zuordnung der drei FEM-Knoten zu den entsprechenden Lagern erfolgen soll, so müssen die entsprechenden Checkboxen in den Eigenschaften des Gehäuseelements aktiviert sein. Wählen Sie zur Positionierung drei nicht-kollineare Lager in der Tabelle im Tab **Berechnung** aus und fügen Sie manuell die FEM-Masterknoten-IDs ein, denen sie zugeordnet werden sollen. Nach Abschluss der Positionierung ist es ratsam, die Position des

Gehäuseelements im 3D-Viewer zu prüfen, entweder durch Anzeige der Masterknoten oder durch die 3D-Darstellung des Gehäuses (Rechtsklick auf das Gehäuseelement). Wird ein STEP-Modell für die geometrische Darstellung des Gehäuses verwendet, so sollte sich dieses im gleichen Koordinatensystem wie die reduzierte FEM-Steifigkeitsmatrix befinden, damit nach der Positionierung die Darstellung korrekt ist.

Weitere detaillierte Informationen zu den FEM-Programmen, die von der Software unterstützt werden, sowie zu den Anforderungen an die Dateiformate finden Sie in der entsprechenden Anleitung (verfügbar auf Anfrage).

Schritt 2: Die Analyse durchführen

Im ersten Berechnungsschritt wird die Abbildung der FEM-Knoten auf den Lagern geprüft. Bei Bedarf meldet das Programm alle nicht abgebildeten Knoten und zeigt ihren Abstand zum nächstgelegenen Lager an. Zu diesem Zeitpunkt müssen Sie wissen, ob die Positionen der spezifizierten Knoten tatsächlich den Lagern entsprechen. Sie können anschliessend entscheiden, ob Sie mit der Berechnung fortfahren oder diese abbrechen möchten. Ein möglicher Grund, weshalb bestimmte Lager nicht den Knoten entsprechen, ist eine inkorrekte Positionierung des Gehäuses im Koordinatensystem des Systemmoduls. In diesem Fall muss die Positionierung des Gehäuses geprüft werden. Andernfalls können Sie, wenn die Differenz zwischen FEM-Knoten und Lagern (laut der angezeigten Meldung) nicht so gross ist, die Toleranz ändern, die für die Abbildung der Knoten verwendet wird. Dies kann passieren, wenn der FEM-Knoten beispielsweise an der Kante des Lagers und nicht in dessen Mitte positioniert ist. Wird die Berechnung fortgesetzt, verringert das Programm die Steifigkeitsmatrix für den Teil, der den abgebildeten Knoten entspricht; Knoten, die keinen Lagern zugeordnet wurden, werden ignoriert. Ebenso ignoriert werden für die Berechnung Versatz- und Verkippungswerte, die für die Lager zuvor eingestellt wurden; sie werden jetzt auf null gesetzt. Der Algorithmus führt alle KISSsoft-Berechnungen aus und leitet daraus die auf die Lager einwirkenden Kräfte ab. Anhand dieser Kräfte berechnet das Programm die Versatz- und Verkippungswerte der Lager (mit der FEM-Steifigkeitsmatrix). Die KISSsoft-Berechnungen werden anschliessend mit den neuen Versatzwerten ausgeführt, woraus sich neue Lagerkräfte und Versatzwerte ergeben können. Dieser Ablauf wird so lange wiederholt, bis sich eine Konvergenz zwischen Kräften und Versatzberechnungen ergibt. Während des Berechnungsprozesses kann es vorkommen, dass die maximal zulässige Anzahl an Iterationen erreicht wird, wenn die Gehäuse eine geringe Steifigkeit aufweisen.

In jedem Fall zeigt das System im Resultatefenster das prozentuale Verhältnis zwischen der maximalen Differenz der letzten beiden Iterationen und dem Maximalwert der letzten Iteration an und wendet die Ergebnisse der letzten Iteration an. Beachten Sie, dass im Feld für die maximale Anzahl an Iterationen eine Zahl einzugeben ist, die grösser ist als 4. So wird sichergestellt, dass der Algorithmus eine nützliche Lösung findet.

Nach Abschluss der Berechnung können Sie weitere Untersuchungen durchführen. Beispielsweise können Sie eine Kontaktanalyse bei Zahnrädern durchführen, um zu sehen, welche Wirkung die Gehäusesteifigkeit auf die Designparameter des Getriebes hat. Sie können auch mehrere Gehäuseelemente verwenden und für jedes einzelne unterschiedliche reduzierte Steifigkeitsmatrizen laden. Dies kann vor allem dann nützlich sein, wenn Sie den Einfluss unterschiedlicher Gehäusekonstruktionen auf die Getriebekonstruktion vergleichen wollen. Die für jedes Gehäuse anhand dieser Methode errechneten Ergebnisse werden anschliessend im Gehäuseelement gespeichert. Sie können diese Ergebnisse erneut aufrufen, indem Sie auf die Gehäuseelemente-Funktion «Lagerversatzresultate wiederherstellen» (Rechtsklick auf das Gehäuseelement) klicken.

Darüber hinaus stehen die folgenden Funktionen für die Versatzbehandlung von abgebildeten Lagern zur Verfügung (Toleranzen werden nicht verändert):

- Lagerversatzwerte auf Null setzen: Alle Lagerversatzwerte werden auf Null gesetzt.
- Lagerversatzwerte speichern: Die aktuellen Versatzwerte werden gespeichert.
- Lagerversatzwerte wiederherstellen: Die gespeicherten Versatzwerte werden wiederhergestellt.

13.3.8 Charakeristische Frequenzen

Mithilfe dieser Spezialberechnung lassen sich die charakteristischen Wälzlagerfrequenzen und Zahnradfrequenzen (Stirnräder, Drei- und Vier-Räder-Ketten, Planetenräder und Kegelräder) eines modellierten Systems ermitteln. Die Werte sind in zwei Diagrammen, im Resultatefenster und im Spezialprotokoll ersichtlich. Darüber hinaus stehen mehrere Funktionalitäten für eine detaillierte Analyse sowie die Benutzereingabe für Frequenzen anderer Bauteile zur Verfügung.

Die Benutzeroberfläche dieser Spezialberechnung ist in zwei Bereiche unterteilt: **Allgemein** und **Zusatzdaten**.

Der Bereich **Allgemein** enthält die Grundeinstellungen:

Bezugsdrehzahl: Ermöglicht die Auswahl für die Bezugsdrehzahl. Der Benutzer kann von Randbedingungen oder von Wellen wählen.

Bezugswelle oder Bezugsrandbedingung: Stellt die Welle oder Randbedingung des bestehenden Modells dar, auf das alle Frequenzen referenziert werden. Die Bezugsdrehzahl wird im Protokoll und im Resultatefenster angezeigt und kann auch als **Frequenzbereich**-Diagramm unter **Grafik > Charakteristische Frequenzen** angezeigt werden. Die Bezugsdrehzahl wird auch verwendet, wenn im Feld **Auswahl der Einheit** die Option **Ordnung– Referenziert auf die Referenzdrehzahl** gewählt wird. Sind konstante Frequenzen (Resultate der Modalanalyse, kritische Zahnraddrehzahlen, Frequenzen anderer Bauteile) in der Analyse vorhanden, werden die kritischen Frequenzen im Protokoll rot hervorgehoben. Diese kritischen Frequenzen entsprechen der Referenzdrehzahl. Ist die Option **Toleranzbereich der Bezugsdrehzahl berücksichtigen** aktiviert, wird der Toleranzbereich der Bezugsdrehzahl für die Ausgabe der kritischen Frequenzen berücksichtigt.

Drehzahlbereich (min/max) n: Wird für die X-Achse des **Frequenzbereich**-Diagramms verwendet und zur Definition des Intervalls, in dem die kritischen oder die ähnlichen Frequenzen ausgegeben werden.

Anzahl der Harmonischen: Wird im Protokoll und in beiden Diagrammen berücksichtigt.

Auswahl der Einheit: Mit dieser Option lässt sich die Standardeinheit Hertz (Hz) in Zyklen pro Minute (cpm) ändern. Zyklen pro Minute entspricht 60Hz. Die dritte Option lautet **Ordnung– Referenziert auf die Referenzdrehzahl**. Bei Auswahl dieser Option werden sämtliche Frequenzen auf die Referenzdrehzahl normalisiert. Die Referenzdrehzahl kann von der Welle oder von der Randbedingung genommen werden.

Bei der Berechnung von **Charakteristischen Zahnradfrequenzen** kann der Benutzer festgelegen, ob alle Frequenzen oder nur eine Auswahl berechnet werden sollen. Darüber hinaus lassen sich charakteristische Frequenzen für verschiedene Getriebestufen auswählen. Mehr Informationen zu den charakteristischen Zahnradfrequenzen (siehe Kapitel 15.26, Zahneingriffsfrequenzen).

Die gleichen Berechnungsmöglichkeiten stehen für charakteristische Lagerfrequenzen zur Verfügung. Auch Frequenzen für bestimmte Lager lassen sich berücksichtigen.

Die Option **Wellenfrequenzen** steht nur für die Rotationsfrequenz einer Welle. Der Benutzer kann auswählen, die Frequenz einer einzelnen Welle zu berücksichtigen.

Im Bereich **Zusatzdaten** stehen die folgenden Analyse-Optionen zur Verfügung:

Ähnliche Frequenzen anzeigen: Wird diese Option aktiviert, werden Frequenzen angezeigt, die innerhalb des vom Benutzer definierten Toleranzbereichs für ähnliche Frequenzen liegen. Die Resultate sind im Protokoll im Abschnitt **Ähnliche Frequenzen** ersichtlich. Bei dieser Option werden die charakteristischen Frequenzen von Zahnrädern und Lagern, die Rotationsfrequenzen von Wellen sowie Benutzereingabefrequenzen aus der Option **Frequenzen anderer Bauteile berücksichtigen** einbezogen. Die Frequenzen bei höheren Harmonischen, die durch die **Anzahl der Harmonischen** definiert werden, werden ebenfalls berücksichtigt.

Toleranzbereich der Bezugsdrehzahl berücksichtigen: Bei dieser Option wird der Toleranzbereich der Bezugsdrehzahl in Prozent der Bezugsdrehzahl oder als Absolutwert berücksichtigt. Dies ermöglicht die grafische Darstellung des Toleranzbereichs im **Frequenzbereich**-Diagramm, der auch im Resultatefenster und im Protokoll ausgegeben wird. Der Toleranzbereich dient auch dazu, die im Protokoll aufgeführten kritischen Frequenzen hervorzuheben.

Resultate aus der Modalanalyse berücksichtigen: Berücksichtigt die Resultate der Spezialberechnung **Modalanalyse** (siehe Kapitel 13.3.3, Modalanalyse). Die Frequenzen aus der Modalanalyse werden im **Frequenzbereich**-Diagramm als horizontale Linien dargestellt. Die Werte werden auch im Protokoll angezeigt. Im Protokoll werden die Werte der Bezugsdrehzahl aufgeführt, bei denen sich die spezifischen charakteristischen Frequenzen mit den Eigenfrequenzen überschneiden. Liegt dieser Wert nahe an der Bezugsdrehzahl, wird er rot hervorgehoben, da dies ein kritischer Punkt sein könnte.

Kritische Drehzahl des Zahnrades nach ISO 6336-1/ISO10300-1 berücksichtigen: Ist diese Option aktiviert, wird dieser Wert als horizontale Linie im **Frequenzbereich**-Diagramm dargestellt. Dieser Wert ist auch im Protokoll ersichtlich und es wird eine Resonanzanalyse durchgeführt, die den Wert der Bezugsdrehzahl ausgibt, bei dem sich die spezifischen charakteristischen Frequenzen mit der kritischen Drehzahlfrequenz überschneiden. Liegt dieser Wert nahe an der Bezugsdrehzahl, wird er rot hervorgehoben.

Frequenzen anderer Bauteile berücksichtigen: Bei Auswahl dieser Option kann der Benutzer zusätzliche Frequenzen eingeben. Diese Werteingabe kann im Bezug zu spezifischen Wellen- oder Randbedingungen erfolgen. In diesem Fall wird die Ordnung oder der Multiplikator eingegeben und die Frequenz automatisch mit der Referenzdrehzahl berechnet. Die als **Frequenzbezugswert** eingegebenen Frequenzen hängen von der Wellendrehzahl oder von der Randbedingung ab. Die Werte werden in den Diagrammen und im Resultatefenster angezeigt. Bei der Option **Ähnliche Frequenzen anzeigen** werden diese Werte ebenfalls berücksichtigt. So lässt sich beispielsweise die Pol- oder Schlitzzahl eines E-Motors mit Bezug auf die Antriebswelle (Motorwelle) eingeben. Die Werte können auch als Absolute Frequenzwerte eingegeben werden, welche konstant mit der Bezugsdrehzahl sind. Die Absolutwerte werden im **Frequenzbereich**-Diagramm als horizontale Linie dargestellt und in **Ähnliche Frequenzen anzeigen** nicht berücksichtigt.

III
Verzahnungen

Kapitel 14 - 24

14 Einführung

KISSsoft verfügt über Berechnungsmodule für verschiedene Verzahnungsarten, von zylindrischen Stirnrädern in verschiedenen Konfigurationen über Kegelräder und Kronenräder zu Schneckenrädern. Die Eingabefenster der verschiedenen Zahnradberechnungen sind dabei sehr ähnlich und Berechnungsoptionen sind für mehrere Module verfügbar. In folgender Tabelle finden Sie eine Aufstellung der in den einzelnen Berechnungsmodulen enthaltenen Eingabefenster.

Eingabefenster	**Abs.**	
Basisdaten	15.1	wird von allen Berechnungsmodulen unterstützt
Belastung	8.5	
Faktoren	15.3	
Bezugsprofil	15.4	
Toleranzen	15.6	
Modifikationen	15.7	
Zahnform	15.9	
Kontaktanalyse	15.12	✔ ✔ ✔ ✔ ✔ ✔
Betriebsflankenspiel	15.14	✔ ✔ ✔ ✔ ✔ ✔ ✔ ✔
Lehrzahnrad	15.15	✔ ✔ ✔ ✔ ✔ ✔ ✔
AGMA 925	15.16	✔ ✔ ✔ ✔ ✔ ✔

Tabelle 14.1:

- Einzelrad, - Stirnradpaar, - Ritzel mit Zahnstange, - Planetenstufe, - Drei Räder, - Vier Räder, - Kegel- und Hypoidräder, - Kronenräder, - Schnecken mit Globoid-Schneckenrad, - Schraubräder, - Zahnwellen (Geometrie und Festigkeit)

14.1 Berechnungsgrundlagen

Die Berechnung der Geometrie von gerad- oder schrägverzahnten Stirnrädern erfolgt nach ISO 21771 bzw. DIN 3960. In der Art der Berechnung der Geometrie sind hier die verschiedensten Lehrbücher und andere Normen recht ähnlich. Als Ergänzung zu einer Geometrieberechnung ist die Kontrolle auf Funktionsstörungen (Unterschnitt, zu kurze Nutzevolvente usw.) sehr nützlich, entsprechende Hinweise finden sich teilweise auch in Fachbüchern von Werkzeug- oder Werkzeugmaschinenherstellern.

Die Auswahl von Zahndickenabmassen und Flankenspielen erfolgt nach verschiedenen Normen wie ISO 1328 (Ausgabe 1970) oder DIN 3967. Herstelltoleranzen werden wahlweise nach ISO 1328 (DIN ISO 1328), AGMA 2000, AGMA 2015, DIN 3961:1978 oder DIN 58405 bestimmt.

Die Festigkeitsberechnung mit der Nachrechnung der üblichen Schadensfälle (Zahnfussbruch, Grübchenbildung, Fressen, Micropitting) erfolgt z.B. nach ISO 6336 oder DIN 3990. Diese Normen beinhalten die zurzeit umfassendste und detaillierteste Berechnungsmethode. Zur Berechnung der Sicherheit gegen Fressen gibt es zwei Methoden. Die Fresssicherheit nach der Integraltemperatur-Methode wird vor allem im Automobilbau eingesetzt, die Blitztemperatur-Methode im Turbogetriebebau. Welche der beiden Methoden sich als zuverlässiger erweisen wird, ist zurzeit noch nicht absehbar.

Die Berechnung des Micropittings erfolgt nach ISO/TS 6336-22 (bisher ISO/TR 15144-1), Methode B. Diese Methode ist zuverlässig für Zahnräder ohne Profilmodifikationen. Bei Zahnrädern mit Profilmodifikation hingegen wird vorgeschrieben, dass die Kopfrücknahme C_a genau einer – von der Norm vorgeschlagenen - optimalen Kopfrücknahme C_{eff} entsprechen muss, andernfalls muss die Nachrechnung ohne Berücksichtigung der Modifikation durchgeführt werden. Dies ist ein arger Nachteil, da Modifikationen grossen Einfluss auf das Micropitting haben. In diesem Fall sollte die Methode A verwendet werden (siehe Kapitel 23.5.4.4, Sicherheit gegen Micropitting).

Die Festigkeitsberechnung nach AGMA 2001 wird in den USA verlangt. Diese Berechnungsart ist sehr verschieden von der DIN 3990, so dass die Resultate an sich nicht vergleichbar sind. Darüber hinaus sind verschiedene Rechenmethoden für Kunststoffzahnräder vorhanden.

Ein Problem der DIN 3990 ist die Vielfalt darin enthaltener Berechnungsmethoden. Zwischen Methode A (exakte Berechnung kombiniert mit Messungen) und Methode D (einfachste Überschlagsberechnung) liegen etwa 10 verschiedene Rechenvarianten. Es darf deshalb nicht verwundern, dass für das gleiche Zahnrad bei verschiedenen Nachrechnungen nach DIN 3990 oder ISO 6336 sehr unterschiedliche Resultate entstehen können. In KISSsoft werden bei diesem Rechenprozedere wenn immer möglich für Voraus- und Nachrechnungen die detailliertesten Formeln verwendet. Dieses Vorgehen entspricht Methode B. Eine Berechnung, ausgeführt mit verschiedenen Programmen, kann sehr unterschiedliche Resultate ergeben. Eine genaue Abklärung der Ursachen ist sehr aufwändig. Wesentlich eleganter ist es, sich auf den Vergleich mit einem Referenzprogramm zu einigen. Als solches kann das Stirnrad-Programmpaket ST+ gelten, das von der FVA (Forschungsverein Antriebstechnik, Deutschland) an der TU München entwickelt wurde. In KISSsoft steht deshalb die Option **Wie FVA-Programm (DIN 3990)** zur Verfügung, welche die gleichen Resultate liefert, wie bei Rechnung mit dem FVA-Code (siehe Kapitel 15.2.1, Rechenmethoden). Die Unterschiede in den Ergebnissen von KISSsoft und FVA sind vernachlässigbar. Die Ursache liegt in kleinen Abweichungen des FVA-Programms von der regulären Version der DIN 3990. Zu diesem Vergleich sind verschiedene Dokumente vorhanden, die Ihnen auf Anfrage zugestellt werden können.

Weitere interessante Resultate stammen aus dem Buch von Niemann [7]:

- Zahnverlustleistung mit Zahnverlustgrad H_V nach Gleichung (21.11/4)
- Mittlere Reibungszahl μ_m nach Gleichung (21.11/6) mit $1 \leq v_t \leq 50$ m/s
- Zahnverlustleistung P_{VZ} nach Gleichung (21.11/3)

15 Stirnräder

Die KISSsoft Stirnradberechnung bietet die Möglichkeit zur Berechnung verschiedener Konfigurationen.

- Die Einzelradberechnung dient zur Berechnung von Geometrie und Prüfmassen eines einzelnen Rades
- Das Stirnradpaar ist die wichtigste Konfiguration für Geometrie und Festigkeit und ermöglicht auch die Berechnung der weiteren Fälle, wenn auch in mehreren Einzelberechnungen
- Die Planetenstufe prüft die Montierbarkeit der Konfiguration und kontrolliert beide Paare während der Auslegung. Die Feinauslegung erlaubt die effiziente Optimierung des Achsabstandes, der hier meistens frei gewählt werden kann. Als Einschränkung gilt, dass am Planet kein Drehmoment abgeführt werden kann, weshalb eine Festigkeitsanalyse eines Wolfromgetriebes oder eines Ravigneauxsatzes hiermit nicht möglich ist.
- Die Konfigurationen für drei und vier Räder erlauben die Berechnung einer Zahnradkette, wobei ein Drehmoment nur am ersten und letzten Rad eingeleitet wird.
- Doppelplanetenstufe: Mit der 4-Rad-Kette kann auch eine Doppelplanetenstufe berechnet werden. Falls Rad 4 ein Innenrad (negative Zähnezahl) ist, erfolgt eine Prüfung, ob es sich um eine Doppelplanetenstufe (Planetenverlagerungsstufe mit Sonne im Zentrum) handeln kann oder nicht. Ein entsprechender Hinweis erfolgt im Report im Abschnitt ‘Ergänzende Daten’. Falls ja, erfolgt die Berechnung der Mittelpunkte unter der Annahme, dass M1 und M4 zusammenfallen.
- Die Berechnung einer Zahnstange mit Ritzel berücksichtigt eine Zahnstange für die Geometrie und ein Stirnrad mit unendlicher Zähnezahl für die Festigkeitsberechnung.

Da die Eingabemasken für die verschiedenen Konfigurationen sehr ähnlich sind, werden sie in den folgenden Abschnitten gemeinsam beschrieben.

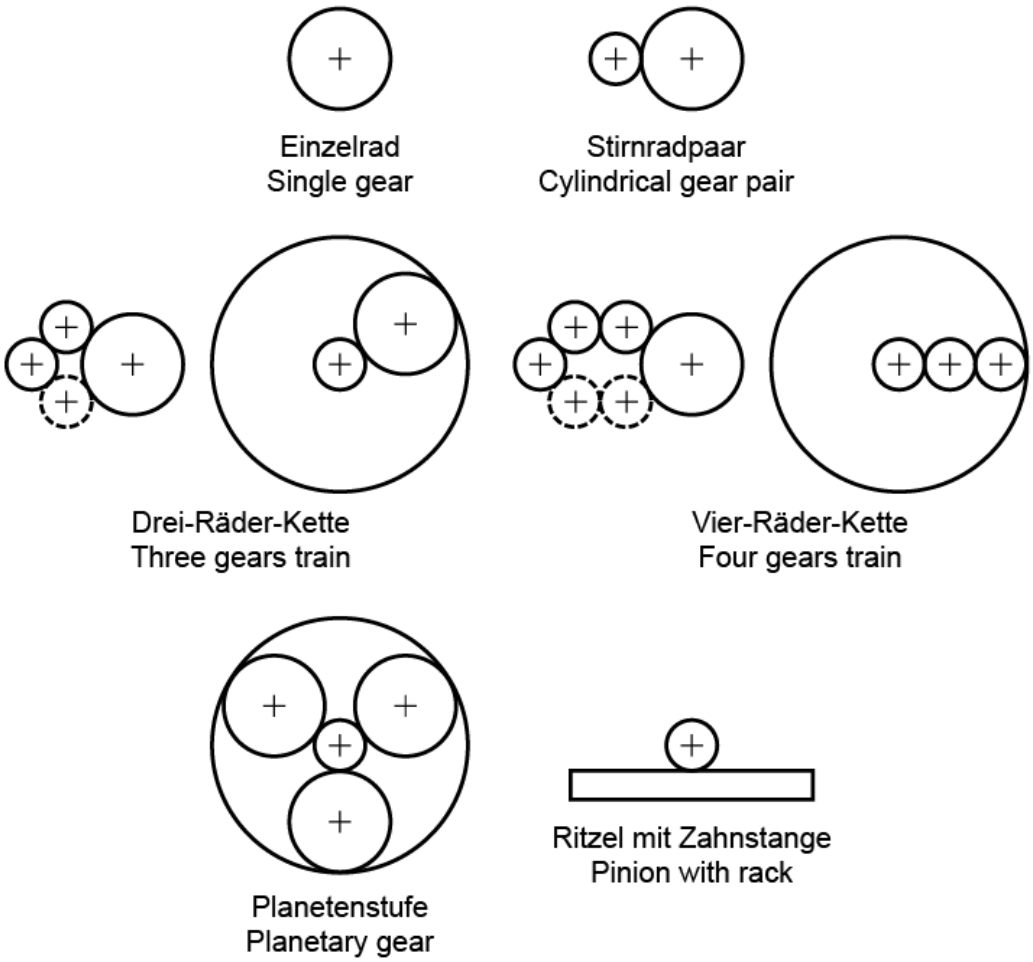


Abbildung 15.1: Stirnrad-Konfigurationen

15.1 Basisdaten

Das Eingabefenster **Basisdaten** gehört zu den Standard-Tabs (siehe Kapitel 5.1, Standard- und Spezialtabs) und ist untergliedert in 2 Bereiche: **Geometrie** sowie **Werkstoffe und Schmierung**.

15.1.1 Schrägungsrichtung der Verzahnung

Die Schrägungsrichtung des Zahnrads (siehe Abbildung 17.3) bestimmt die Richtung der Axialkräfte. Eine Schrägverzahnung ist generell leiser als eine Geradverzahnung, sie erzeugt aber ein zusätzliches Biegemoment und eine Axialkraft. Eine Pfeilverzahnung besteht aus zwei Hälften einer Schrägverzahnung mit unterschiedlicher Schrägungsrichtung. Sie erzeugt keine Axialkräfte, muss aber axial einstellbar sein und ist aufwändiger herzustellen. Im Falle einer Pfeilverzahnung können Sie über den Plus-Button die Breite der Zwischennut *b*n definieren.

15.1.2 Normalmodul

Eingegeben wird der Normalmodul. Der Normalmodul bestimmt die Grösse der Zähne, eine Normreihe ist z.B. in DIN 780 oder ISO 54 definiert. Sind statt des Normalmoduls Teilung, Stirnmodul oder Diametral Pitch bekannt, können Sie über den Umrechnen-Button ein Dialogfenster öffnen, das die Umrechnung ermöglicht. Bevorzugen Sie die Übergabe des Diametral Pitch statt des Normalmoduls, können Sie Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls (siehe Kapitel 15.23.1.1, Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls) unter **Berechnung > Einstellungen > Allgemein** aktivieren.

15.1.3 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel $\alpha_n = 20°$. Kleinere Eingriffswinkel können bei grösseren Zähnezahlen verwendet werden, um höhere Überdeckungen und eine Unempfindlichkeit gegenüber Achsabstandsänderungen zu erreichen. Grössere Eingriffswinkel erhöhen die Festigkeit und erlauben eine kleinere Zähnezahl ohne Unterschnitt, wobei die Überdeckung abnimmt und die Radialkräfte zunehmen

15.1.4 Schrägungswinkel am Teilkreis

Der Schrägungswinkel wird in [°] eingegeben. Er kann über den Umrechnen-Button im Fenster **Schrägungswinkel umrechnen** aus anderen Grössen, wie z.B. der Sprungüberdeckung oder der Axialkraft berechnet werden.

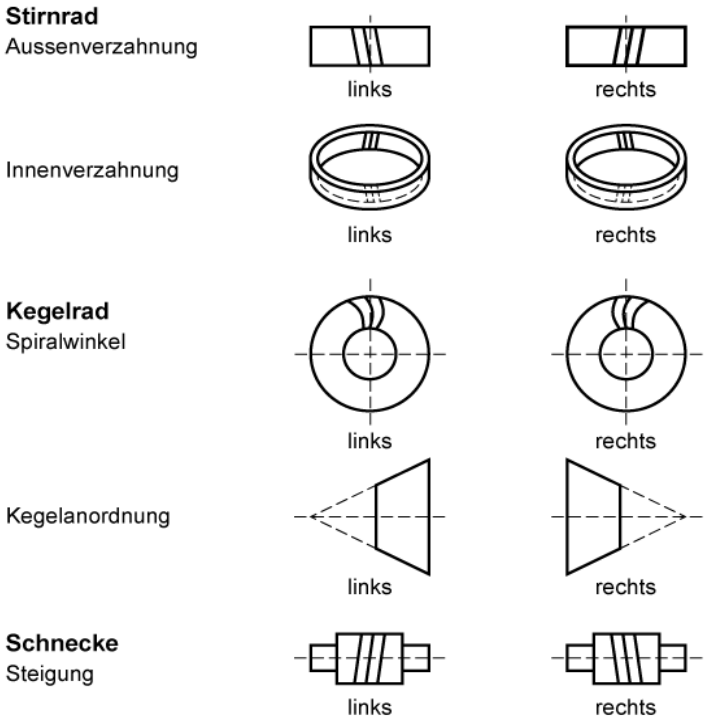


Abbildung 15.2: Schrägungswinkel am Teilkreis.

15.1.5 Achsabstand

Der Achsabstand bei Aussen- und Innenverzahnungen ist gemäss ISO 21771 positiv bei zwei Aussenzahnrädern und positiv bei einem Aussenrad, das mit einem Innenrad gepaart ist. Bei Innenverzahnung sind die Zähnezahl des Innenrades und der Achsabstand immer negativ.

Ist die Checkbox rechts neben der Einheit des Achsabstandswerts ausgewählt, wird der Wert für die Berechnung konstant gehalten. Andernfalls wird der Achsabstand aus der Profilverschiebungssumme berechnet.

Folgende Auslegungsmöglichkeiten bestehen durch Klicken auf den Auslegen-Button:

- Summe der Profilverschiebungsfaktoren festhalten. Der Achsabstand wird auf Grund einer vorgegebenen Profilverschiebungssumme berechnet. Ein Vorschlag für die Profilverschiebungssumme kann durch den Auslegen-Button nach DIN 3992 bestimmt werden. Die Profilverschiebungssumme beeinflusst die Profilverschiebungsfaktoren der beiden Räder und auch die Lage der Wälzkreise und den Betriebseingriffswinkel.
- Profilverschiebungsfaktor Rad 1 (bzw. Rad 2) festhalten, spezifisches Gleiten ausgleichen. Achsabstand bezüglich ausgeglichenem Gleiten optimieren: Bei festgelegter Profilverschiebung eines (wählbaren) Rades wird mit dieser Option der Achsabstand so berechnet, dass das spezifische Gleiten des Radpaares ausgeglichen ist (für Stirnräder).

15.1.6 Zähnezahl

Die Zähnezahl ist standardmässig eine ganze Zahl. Für Zahnsegmente ist es möglich, Zähnezahlen mit Nachkommastellen (siehe Kapitel 15.23.1.2, Eingabe der Zähnezahlen mit Nachkommastellen) zu verwenden. Bei einem Innenzahnrad muss gemäss ISO 21771 die Zähnezahl negativ angegeben werden. Bei einem Zahnradpaar Ritzel-Hohlrad ist auch der Achsabstand negativ (z. B. $z_1 = 20$, $z_2 = -35$, $a = -7.5$, $m_n = 1$).

Die minimale Zähnezahl wird durch geometrische Fehler wie Unterschnitt oder Zahndicke am Kopf beschränkt. Für Geradverzahnungen ohne Profilverschiebungen gibt es z.B. Unterschnitt bei weniger als 17 Zähnen.

15.1.7 Zahnbreite

Die Zahnbreite sollte im Normalfall nicht grösser als 10 - 20 mal den Normalmodul sein, oder auch nicht grösser als der Teilkreis des Ritzels. Wird die Zahnbreite zu gross, verschlechtert sich das Tragbild. Der Breitenversatz b_v wird über den Plus-Button rechts neben dem Eingabefeld der Zahnbreite übergeben (s.a. Abb.). Durch den Breitenversatz verkleinert sich die effektive Breite für die Festigkeitsberechnung. Die gemeinsame Breite wird für die Pressung verwendet, während ein gewisser Überstand bei der Fussfestigkeit berücksichtigt wird. Oft wird die Breite des Ritzels etwas grösser als die Radbreite gewählt.

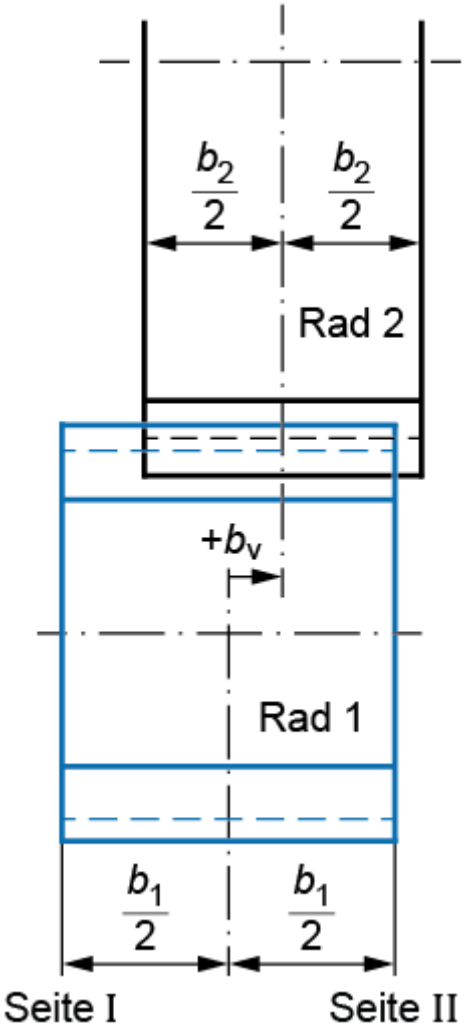


Abbildung 15.3: Breitenversatz bv

Bei Pfeilverzahnungen* muss die totale Breite der Verzahnung eingegeben werden (d. h. die Breite von beiden Hälften mit der Zwischennut). Die Breite der Zwischennut *b*n wird über den Plus-Button rechts neben der Dropdownliste der Schrägungsrichtung der Verzahnung eingegeben.

*Pfeilverzahnungen sind schrägverzahnte Zahnräder, welche aus zwei Zahnhälften bestehen; die eine Hälfte ist links- die andere rechts-schräg.

15.1.8 Profilverschiebungsfaktor

Vorbemerkung: Wenn die Profilverschiebungssumme noch nicht festgelegt ist, erhalten Sie hierfür einen Vorschlag im Fenster **Achsabstand auslegen** durch Betätigung des Auslegen-Button, rechts neben dem Eingabefeld für den Achsabstand (siehe Kapitel 15.1.5, Achsabstand). Der Vorschlag beruht auf den Angaben der DIN 3992 für gut ausgeglichene Verzahnungen (Bereich P4/P5). Weitere Informationen finden Sie in DIN 3992 oder in Niemann [8], Bild 22.1/6.

Das Werkzeug kann für die Herstellung verschoben werden. Der Abstand zwischen dem Herstellwälzkreis und der Bezugsline des Werkzeugs nennt sich Profilverschiebung. Bei einer positiven Profilverschiebung wird das Werkzeug weiter aus dem Material herausgezogen, wodurch sich die Zahndicke am Fuss erhöht und am Kopf verringert. Bei einer negativen Profilverschiebung fährt das Werkzeug dagegen weiter in das Material hinein, wodurch sich die Zahndicke verkleinert und auch Unterschnitt eher auftreten kann. Neben der Zahndicke werden auch die Gleitgeschwindigkeiten durch den Profilverschiebungsfaktor beeinflusst.

Die Verteilung der Profilverschiebungssumme beeinflusst Zahndicken, Gleitverhältnisse und Festigkeitswerte und sie kann nach verschiedenen Kriterien durchgeführt werden. Hierzu dienen die verschiedenen Auslegungsmöglichkeiten im Fenster **Profilverschiebungsfaktoren auslegen** nach Klicken des Auslegen-Button:

- Für optimales spezifisches Gleiten
  Der Vorschlag zeigt für das Stirnradpaar diejenige Profilverschiebung an, bei der das spezifische Gleiten (zwischen Ritzel und Rad) ausgeglichen ist. Bei mehr als zwei Rädern wird der Profilverschiebungsfaktor ausgegeben, der zum betragsmässig kleinsten Wert für das spezifische Gleiten am Fuss gehört.
- Für minimale Gleitgeschwindigkeit
  Die minimale Gleitgeschwindigkeit am Kopf der beiden Räder wird oft beim Übertragen ins Schnelle verwendet. Bei einem Stirnradpaar bedeutet es ausserdem, dass die Gleitgeschwindigkeiten beider Räder gleich sind und dass die Eintritts- und Austrittsstrecke der Eingriffslinie gleich lang sind.
- Für maximale Zahnfusssicherheit
  Der Profilverschiebungsfaktor wird iterativ für den Bereich x^*_{min}, x^*_{max} bestimmt.
- Für maximale Flankensicherheit
  Der Profilverschiebungsfaktor wird iterativ für den Bereich x^*_{min}, x^*_{max} bestimmt.
- Für maximale Fresssicherheit
  Der Profilverschiebungsfaktor wird iterativ für den Bereich x^*_{min}, x^*_{max} bestimmt.
- Für Rad 1 ohne Unterschnitt und Spitze am Kopf (min)
  Der Minimalwert des Profilverschiebungsfaktors für Rad 1 ergibt sich aus der Unterschnittgrenze für Rad 1 und der Spitzengrenze für Rad 2.
- Für Rad 1 ohne Unterschnitt und Spitze am Kopf (max).
  Der Maximalwert des Profilverschiebungsfaktors für Rad 1 ergibt sich aus der Spitzengrenze für Rad 1 und der Unterschnittgrenze für Rad 2.
- Für Unterschnittgrenze je Rad.
  Der Vorschlag bezieht sich nur auf das ausgewählte Rad. Es wird nicht geprüft, ob die resultierende Profilverschiebung für das Gegenrad zulässig ist. Siehe auch obige Erklärungen.
- Für Spitzengrenze je Rad.
  Der Vorschlag bezieht sich nur auf das ausgewählte Rad. Es wird nicht geprüft, ob die resultierende Profilverschiebung für das Gegenrad zulässig ist. Die Zahnkopf-Mindestdicke kann unter **Berechnung > Einstellungen > Allgemein > Faktor für minimale Zahndicke am Kopf** eingegeben werden. Siehe auch obige Erklärungen.

► **Hinweis:**

Der Auslegen-Button ist deaktiviert, falls die Option ‚Kopfkreis bei Änderung der Profilverschiebung beibehalten' oder ‚Fusskreis bei Änderung der Profilverschiebung beibehalten' aktiviert ist.
Über den Umrechnen-Button kann der Profilverschiebungsfaktor von KISSsoft aus gemessenen Daten oder aus Angaben in Zeichnungen bestimmt werden.
Folgende Optionen stehen zur Auswahl:

- **Zahnweite**
  Dazu muss die Zahnweite und die Messzähnezahl eingegeben werden. Diese Option kann nicht für (Innen-)Schrägverzahnungen genutzt werden, da die Zahnweite in dem Fall nicht messbar ist.
- **Kugelmass über zwei Kugeln**
  Dazu muss dieses Mass und der Durchmesser des Messkörpers eingegeben werden. Das Kugelmass unterscheidet sich vom Rollenmass bei Schrägverzahnung und ungerader Zähnezahl, siehe Rollenmass.
- **Rollenmass über zwei Rollen**
  Dazu muss dieses Mass und der Durchmesser des Messkörpers eingegeben werden. Bei Schrägverzahnung und ungerader Zähnezahl ist eine Mindestbreite erforderlich, so dass die Messung durchgeführt werden kann. Bei einer Innenschrägverzahnung kann das Rollenmass nicht gemessen werden.
- **Dreirollenmass**
  Dazu muss dieses Mass und der Durchmesser der Rolle eingegeben werden. Bei ungerader Zähnezahl und Schrägverzahnung entspricht dies dem Mass über zwei Rollen. Diese Option kann nicht für Innen- und Schrägverzahnung und ebenfalls nicht bei gerader Zähnezahl genutzt werden.
- **Kopfkreis**
  Diese Berechnung ist eher ungenau, weil der Kopfkreis nicht immer nur von der Profilverschiebung abhängt.
- **Zahndicke am Teilkreis**
  Dazu muss die Zahndicke eingegeben werden, wobei zusätzlich festgelegt werden kann, ob es sich um die Bogenlänge oder Sehne, Stirn- oder Normalschnitt handelt.

► **Hinweis**

Erscheint einer der beiden Werte für die Profilverschiebung grau, wird er von KISSsoft berechnet. Das ist genau dann der Fall, wenn die Checkbox zum Festhalten des Achsabstandswerts ausgewählt ist. Überschreiben Sie einen ausgegrauten Wert, wird dieser aktiv und der des anderen Rads von KISSsoft berechnet.

15.1.9 Zahndickenänderungsfaktor

Ein Zahndickenänderungsfaktor xs wird bei Stirnrädern üblicherweise nicht verwendet. Deshalb besteht keine Eingabemöglichkeit über die Benutzeroberfläche. Für Ausnahmefälle kann ein Zahndickenänderungsfaktor verwendet werden, z.B. über die DLL-Schnittstelle, KISSsys oder durch Editieren der gespeicherten Datei *.Z12. Um xs zu setzen, muss die Variable RechSt.xs_Active = 1, RechSt.xs_OwnInput = 1 gesetzt werden. Dann kann xs in den Variablen ZkegR[0].XS für Rad 1 etc. übergeben werden. Weitere Erläuterungen zum Zahndickenänderungsfaktor (siehe Kapitel 18.2.8, Zahndickenänderungsfaktor).

15.1.10 Qualität

In diesem Eingabefeld können Sie die Verzahnungsqualität auf Basis der in Klammer angegebenen Norm eintragen. Sie können die zugrundeliegende Norm über den Einstellungen-Button unter der Option **Eingabe der Qualität** ändern. Die Verzahnungsqualität nach ISO 1328 (DIN ISO 1328) entspricht ungefähr der gleichen Qualität nach BS 436/2.

Erreichbare Qualitäten sind in der nachfolgenden Tabelle dargestellt:

Herstellverfahren	**Qualität nach ISO**		
Schleifen	2	. . .	7
Schaben	5	. . .	7
Hobeln	(5)6	. . .	9
Fräsen	(5)6	. . .	9
Stossen	(5)6	. . .	9
Stanzen, Sintern	8	. . .	12

Tabelle 15.1: Qualitätszahlen für verschiedene Herstellverfahren

Umrechnung der Qualitäten nach AGMA:
Gemäss AGMA 2015-1-A01, Annex B.2 ist die Summe der Qualitätszahlen der Version 2015 (vergleichbar mit ISO) und Version 2000 gleich 17.

Qualität nach ISO 1328 und AGMA 2015	**Q. nach AGMA 2000**
1	16
2	15
3	14
4	13
5	12

6	11
7	10
8	9
9	8
10	7
11	6

Tabelle 15.2: Qualitätszahlen in verschiedenen Normen

Die Toleranzen können in normspezifischen Tabs eingegeben werden. Die Änderungen in dem Fenster werden dann für jedes Zahnrad einzeln übernommen. Der Toleranzwert kann auch direkt eingegeben werden.

Eingegeben wird in dieser Tabelle die Abweichung von der Grundqualität, welche im Tab **Basisdaten** eingegeben wird. Beispiel: Grundqualität von Rad 1 ist 6. Eingabe von +2 bei Rundlaufabweichung bewirkt, dass die Rundlaufabweichung mit Qualität 8 berechnet wird.

Es werden jeweils nur die Tabs (Normen) angezeigt, welche für das Berechnungsmodul möglich sind. Die Benutzereingaben in diesem Fenster bleiben erhalten, solange man dasselbe Berechnungsmodul verwendet. Man kann also eine andere Datei laden, den Haken setzen, dann sind noch die gleichen Eingaben im Fenster hinter dem Plus-Button. Nur wenn man das Berechnungsmodul wechselt, müssen die Daten neu eingegeben werden.

Hinweis zur Achslagetoleranz nach ISO 10064:

Die verwendete Qualitätsstufe für die Angabe der Achslagetoleranzen nach ISO 10064 entspricht im Normalfall der besten Verzahnungsqualität aller Zahnräder. Wenn beispielsweise Rad 1 Q6 hat und Rad 2 Q5, wird für ISO 10064 die Qualitätsstufe 5 verwendet. Auf Wunsch kann diese im Tab **Betriebsflankenspiel** eingegeben werden.

15.1.11 Details der Geometrie

Durch Klicken des **Details**-Button oben rechts im Bereich Geometrie öffnen sich weitere Eingabemöglichkeiten. Sie können darin die Grössen ändern für

- Zeichnungsnummer
- Zeichnungsnummer (Systemdaten)
- Zeichnungsnummer (Raddaten)
- Zeichnungsnummer Version
- Auslauf der Verzahnung

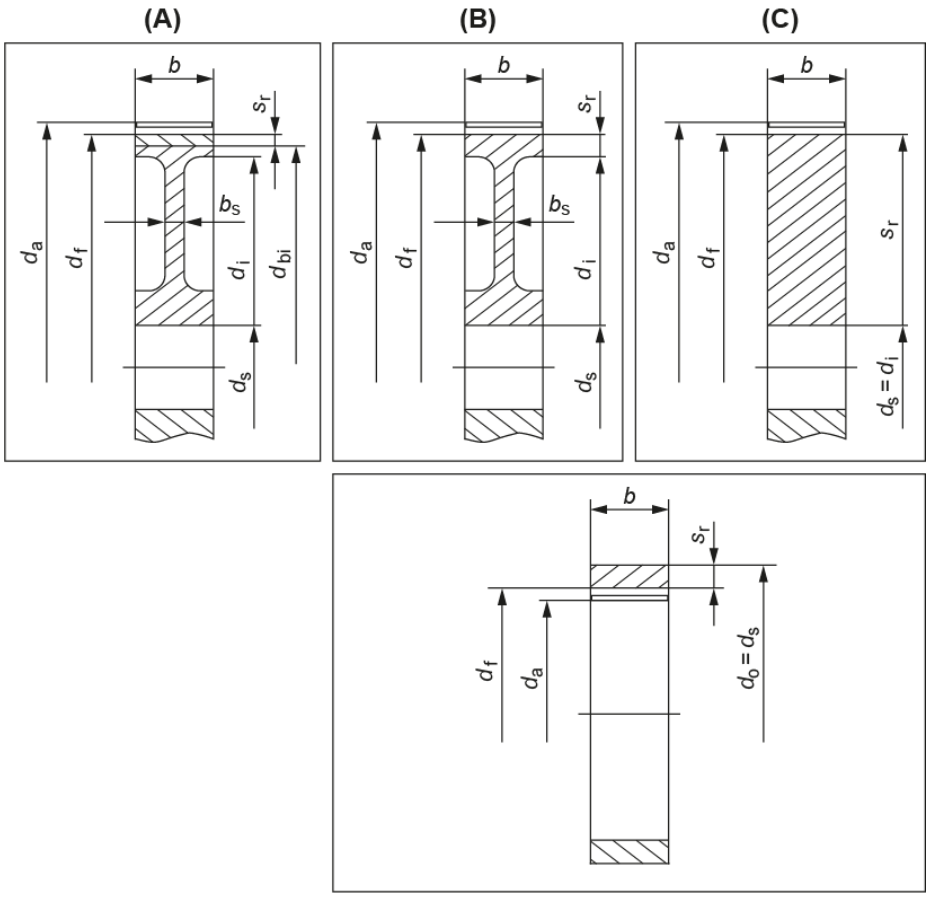


Abbildung 15.4: Bemassung der Durchmesser

15.1.12 Werkstoffe und Schmierung

15.1.12.1 Werkstoffe

Die in den Dropdownlisten angezeigten Werkstoffe stammen aus der Werkstoffdatenbank. Wenn Sie den gewünschten Werkstoff hier nicht finden, können Sie **Eigene Eingabe** aus der Liste wählen, oder den Werkstoff zuerst in der Datenbank (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen) eintragen. Klicken des Plus-Button rechts neben der Dropdownliste der Werkstoffauswahl öffnet das **Werkstoff Rad 1(2)**- Fenster, in dem Sie aus einer Liste der in der Datenbank verfügbaren Werkstoffe wählen können. Auswahl von **Eigene Eingabe** ermöglicht es Ihnen, die Werkstoffparameter einzeln zu übergeben, was dem **Neuen Eintrag erstellen**-Fenster des Datenbanktools entspricht.

Festigkeitsberechnung mit gewöhnlichen Zahnrad-Werkstoffen:

In der Stirnrad-Festigkeitsberechnung nach ISO 6336, DIN 3990 oder AGMA 2001 sind nur gewisse (häufig verwendete) Werkstoffe und Wärmebehandlungsmethoden beschrieben. Diese sind:

- Vergütungsstahl
- Einsatzstahl
- Nitrierstahl

- Baustahl
- Gusseisen mit Kugelgraphit
- Gusseisen mit Lamellengraphit

Festigkeitsberechnung mit ungewöhnlichen Zahnrad-Werkstoffen (nicht in Normen berücksichtigt):

- Rostfreier Stahl
- Automatenstahl
- Aluminium- und Bronze-Legierungen

Diese Werkstoffe werden in KISSsoft wie Vergütungsstähle behandelt. Davon werden verschiedene weniger wichtige Werte, die zur Berechnung der zulässigen Zahnfuss- und Flankenfestigkeit dienen, beeinflusst: die Faktoren Y_{NT}, Y_{drelT}, Y_{RrelT}, Y_X, Z_{NT}. Die Dauerfestigkeitswerte σFlim und σHlim müssen gemessen werden oder bekannt sein. Für genauere Berechnungen muss die Wöhlerlinie bestimmt und verwendet werden.

- Sinter
  Sinter hat - gemäss Auskunft der Firma MIBA (A) - ähnliche Eigenschaften wie GG. Deshalb werden für Sinter alle Faktoren nach DIN oder ISO, welche von der Werkstoffart abhängen, nach den für GG gültigen Formeln bestimmt.

Kunststoffe

Die Festigkeit von Kunststoff-Zahnrädern lässt sich nach Niemann, VDI 2545, VDI 2736 oder GB/T 44846-2024 berechnen. Die Werkstoffkennwerte (E-Modul, etc.) und die zulässigen Zahnfuss- und Flankenspannungen hängen stark von der Temperatur und der Art der Schmierung ab. Die Berechnung der Kenndaten von Kunststoff-Zahnrädern erfordert daher sehr viel Zeit, Aufwand und Erfahrung, vor allem, wenn nur wenige Werkstoffdaten vorliegen. In der VDI-Richtlinie 2736 wird die Festigkeit von Zahnfuss und Flanke für mehrere Grundwerkstoffe angegeben:

- Fussfestigkeit: POM, PA 12, PA66, PET, PE, Laminate
- Flankenfestigkeit: PA 12, PA6, PA66, PBT, Laminate
- Bruchzeitfestigkeit für Schnecken: POM, PA46, PA66, PEEK

Jedoch stellen auch die Werkstoffhersteller Raddaten zur Verfügung, die für die Berechnung von Kunststoff-Zahnrädern benötigt werden. KISSsoft kann auf Wunsch die entsprechenden Werkstoffdateien bereitstellen.

Der KISSsoft-Anwender kann auch eigene Werkstoffe in der Kunststoff-Datenbank hinzufügen. Die entsprechende DAT-Datei enthält spezifische Daten zu jedem Werkstoff. Der Anwender kann die DAT-Dateien bearbeiten, um Kunststoff-Zahnräder mit Werten für eigene Werkstoffe zu berechnen. Neue DAT-Dateien können mit dem Kunststoff-Manager (siehe Kapitel 61) erstellt werden.

Da die Bestimmung der zulässigen Fuss- und Flankengrenzwerte sehr zeitraubend ist und diese Werte oft nicht vorliegen, ermöglicht KISSsoft auch die Berechnung mit sehr grundlegende Materialeigenschaften (z.B. kann eine statische Berechnung durchgeführt werden, wenn die Daten zur Zugfestigkeit vorhanden sind).
Als zusätzliche Information enthält der Name des Kunststoffs eine Übersicht der verfügbaren Daten für die Berechnung von Kunststoff-Zahnrädern.

Die Daten für die Berechnung von Kunststoff-Zahnrädern liegen im folgenden Format vor: **[S B Fog Wd]**.

Verwendete Abkürzungen:

S - Für die statische Fussfestigkeitsberechnung steht die maximale und/oder Fliessfestigkeit des Werkstoffs zur Verfügung.

B - Es stehen Wöhlerlinien für die Dauerfestigkeitsberechnung des Zahnfusses zur Verfügung.

F - Es stehen Wöhlerlinien für alle Schmierungsarten für die Dauerfestigkeitsberechnung der Zahnflanke zur Verfügung.

Fo - Es stehen Wöhlerlinien für Ölschmierung für die Dauerfestigkeitsberechnung der Zahnflanke zur Verfügung.

Fg - Es stehen Wöhlerlinien für Fettschmierung für die Dauerfestigkeitsberechnung der Zahnflanke zur Verfügung.

Fd - Es stehen Wöhlerlinien für Trockenlauf für die Dauerfestigkeitsberechnung der Zahnflanke zur Verfügung.

Fog - Es stehen Wöhlerlinien für Öl- und Fettschmierung für die Zahnflankenberechnung zur Verfügung.

W - Es stehen Verschleiss-Faktoren für alle Schmierungsarten für die Verschleissberechnung zur Verfügung.

Wo - Es stehen Verschleiss-Faktoren für Ölschmierung für die Verschleissberechnung zur Verfügung.

Wg - Es stehen Verschleiss-Faktoren für Fettschmierung für die Verschleissberechnung zur Verfügung.

Wd - Es stehen Verschleiss-Faktoren für Trockenlauf für die Verschleissberechnung zur Verfügung.

C- S-N Kurven (Wöhlerlinien) stehen für die Dauerfestigkeitsberechnung des Zahnfusses bei Schraubrädern zur Verfügung.

► **Hinweis:**

Bei Wahl einer Rechenmethode nach Niemann oder VDI wird automatisch eine Zahnfuss-, eine Zahnflanken- und eine Verschleissberechnung durchgeführt, falls Daten für die Berechnung vorhanden sind. Sind zu einer oder mehreren dieser Methoden keine Daten vorhanden, so werden nur diejenigen Berechnungen durchgeführt, für die Daten vorhanden sind.

Umrechnung der Härte in Dauerfestigkeitswerte σHlim, σFlim

Bei der Eingabe eines eigenen Werkstoffes gibt es eine Umrechnung der Härte in die Dauerfestigkeitswerte σHlim, σFlim. Der Aufruf des Dialoges für die Umrechnung erfolgt durch die jeweiligen Umrechnen-Buttons neben den Eingabefeldern der Dauerfestigkeitswerte σHlim, σFlim. Die Umrechnung erfolgt gemäss der Formel von der ISO 6336-5:2003 im Abschnitt 5.

(Bei Vergütungsstählen "unlegiert/vergütet" und "legiert/vergütet" werden die Daten für geschmiedete Stähle verwendet.)

σHlim, σFlim=A*x+B

x: Härtewert in der Einheit der Tabelle (je nach Werkstoffart HV oder HBW)

A,B: Faktoren für die jeweilige Werkstoffart und Behandlung. (aus Tabelle 1, ISO 6336-5)

Es werden direkt in der Werkstoffmaske unter Eigener Eingabe Werte für σHlim und σFlim angezeigt für Umrechnung nach ISO 6336-5, sofern dies mit der eingegebenen Härte und Werkstofftyp möglich ist.

Ein weiterer Umrechnungsdialog kann durch einen Umrechen-Button neben dem Eingabefeld für die Härte die Umrechnung der Härte gestartet werden, bei der von un-/ und niedriglegierte Werkstoffe die Härte aus der Zugfestigkeit oder anderen Härtewerten berechnet werden kann.

Zahnrad kugelgestrahlt

Die Angabe **Kugelgestrahlt** hat nur einen Einfluss auf den Wechselbiegungsfaktor *Y*M, wenn dieser nach ISO 6336-3, Anhang B, berechnet wird. Die Angabe wird vor allem für Dokumentationszwecke benötigt, damit auf Zeichnungen die Angabe gemacht werden kann. Es ist bekannt, dass die Zahnfussfestigkeit durch Kugelstrahlen verbessert wird. In den Normen zur Zahnradfestigkeit gibt es bisher aber keine verwendbaren Angaben. Ist durch Messungen bekannt, um wieviel sich σFlim durch Kugelstrahlen erhöht, kann dies durch den Technologiefaktor *Y*T berücksichtigt werden – oder indem σFlim vergrössert wird.

15.1.12.2 Berechnung des Verschleisskoeffizienten kw für Stahl

Nach Niemann [7], Tabelle 21.6/5, und der Dissertation Plewe [9] wird ein ungefährer RICHTWERT für den Verschleisskoeffizienten kw berechnet. Kw hängt von der Grösse der Schmierspaltdicke im Wälzkreis hc ab. Die von Plewe bestimmte Funktion kw = f(hmin) gilt für normales Mineralöl ohne High-Pressure-Zusätze.

Dieser Richtwert ist mit Vorsicht zu verwenden, da die vorhandenen Informationen sehr lückenhaft sind. Insbesondere der Einfluss der Oberflächenrauigkeit und der Einfluss von Schmierstoff-Additiven ist nur wenig bekannt. Für verlässliche Verschleissberechnungen sollte der Verschleisskoeffizient durch Messungen überprüft werden.

Einflussfaktor Schmierstoff: Gemäss [7] reduziert eine geeignete Additivierung des Schmierstoffs den Verschleiss signifikant. Der Einflussfaktor Schmierstoff kann dementsprechend im Bereich 0.01 - 1 liegen.

Einflussfaktor Werkstoff: Plewe hat Messungen an verschiedenen Werkstoffpaarungen durchgeführt: Rad aus Vergütungsstahl gepaart mit hartem oder weichem Gegenrad, gepaarte Räder aus Einsatzstahl und gepaarte Räder aus Nitrierstahl. Für diese Kombinationen wird kw nach Plewe bestimmt. Für andere Kombinationen kann der Einflussfaktor - sofern bekannt - verwendet werden. Weitere Angaben siehe [7].

15.1.12.3 Schmierung

Der Schmierstoff kann aus einer Liste gewählt werden. Bei der Wahl **Eigene Eingabe** kann der Schmierstoff über den Plus-Button definiert werden.

Falls nach der Schmierstoffbezeichnung die Angabe (mit k_w-Info) steht, ist für diesen Schmierstoff ein Einflussfaktor Schmierung k_{wlub} zur genauen Bestimmung des Verschleissfaktors k_w vorhanden.

Die Schmierungsart stellt die Auswahl zwischen Ölschmierung (Tauch- oder Einspritzschmierung), Fettschmierung oder Trockenlauf zur Verfügung. Trockenlauf kann dabei nur bei einer Rechenmethode für Kunststoffe gewählt werden.

Der Plus-Button rechts neben der Dropdownliste zur Schmierung öffnet das Fenster **Temperaturen definieren**.

Der Anwender kann in diesem Fenster entweder die Schmierstofftemperatur oder, bei Kunststoffen und Trockenlauf, die Temperaturen für Fuss und Flanke definieren. Diese Temperaturen werden bei Kunststoffen berechnet. Die Berechnung kann aber auch ausgeschaltet und die Temperaturen selbst definiert werden.

Sie können zwischen einem geschlossenen, halboffenen oder einem offenen Getriebe wählen. Dies hat eine Auswirkung auf die Temperaturberechnung nach VDI 2545, VDI 2736 und GB/T 44846-2024.

Bei Kunststoffzahnrädern, bei der Berechnung der Flanken- und Fusstemperatur, wird die Einschaltdauer berücksichtigt sowie auch bei Schneckengetrieben bei der Berechnung der thermischen Sicherheit.

Hinweis zur Temperaturberechnung:
Es wird angenommen, dass Wärme ständig abgeführt wird und nur während der vorgegebenen Einschaltdauer Wärme zugeführt wird. Dabei wird vorausgesetzt, dass das Getriebe während kurzer Zeit läuft (maximal 15 Minuten) und dann wieder abgestellt wird. Falls dies nicht zutrifft, muss die Einschaltdauer auf 100% gestellt werden.

15.1.12.3.1 Berechnung des Schmierölbedarfs

Bei Einspritzschmierung wird der Schmierölbedarf nach Schlecht [10] berechnet. Dabei wird ein Unterschied zwischen Öleintritts- und Ölaustritts-Temperatur von 10°C angenommen. Die Wärmekapazität c_p (Ws/(kg*K)] und das spezifische Gewicht bei Betriebstemperatur wird nach Niemann [8] bestimmt.

15.2 Belastung

Das Eingabefenster **Belastung** gehört zu den Standard-Tabs (siehe Kapitel 5.1, Standard- und Spezialtabs) und ist untergliedert in die zwei Bereiche **Festigkeit** und **Lastkollektiv**.

15.2.1 Rechenmethoden

Über die Dropdownliste stehen dem Benutzer folgende Festigkeitsberechnungen zur Auswahl:

- 1. **Nur Geometrie:** Wird im Menü **Berechnung** das Modul **Belastung** deaktiviert, erfolgt eine reine Berechnung der Geometrie.
- 2. **Statische Berechnung**: Die ISO 6336 hat keinen eigentlichen Rechengang für den statischen Fall, wie z.B. die DIN 743 für Wellenberechnungen. Im statischen Fall wird üblicherweise die Nennspannung mit dem zulässigen Werkstoffwert (Streckgrenze und/oder Bruchfestigkeit) verglichen. Dies führt die statische Berechnung von Stirnrädern in KISSsoft aus, indem die Nennspannung im Zahnfuss (wird über den Zahnformfaktor Y_F berechnet) mit Streckgrenze und Bruchfestigkeit verglichen wird. (siehe Kapitel 15.2.1.1, Statische Berechnung).

- 3. **ISO 6336:2019 Methode B** (Calculation of load capacity of spur and helical gears)**:** Die Berechnung erfolgt grundsätzlich nach Methode B.
- 4. **ISO 6336:2006**: Frühere Ausgabe der ISO 6336, nicht mehr gültig
- 5a. **DIN 3990 Methode B**: Y_F Methode B (Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern).
- 5b. **DIN 3990 Methode B**: Y_F Methode C. Die Berechnung kann ebenfalls nach Methode B erfolgen. Für die Berechnung der nominalen Fussspannung σ_{F0} wird Methode C verwendet (für Innenverzahnungen wird Methode C, sonst Methode B empfohlen).
- 6. **DIN 3990 Teil 41 (Fahrzeuggetriebe) Methode B** (Tragfähigkeitsberechnung für Fahrzeuggetriebe)**:** Die Berechnung erfolgt grundsätzlich nach Methode B. Zur Abbildung von Lastkollektiven sind zwei Anwendungsfaktoren (siehe Kapitel 15.3.1, Anwendungsfaktor) zu definieren.
- 7. **AGMA 2001-C95**: Die Norm ist in vollem Umfang implementiert. Für Dynamikfaktor und Breitenlastfaktor werden die Vorschläge nach AGMA berechnet. Geometriefaktoren (für Zahnfuss und Flanke) werden vollumfänglich nach ANSI/AGMA 908-B89 berechnet. Ausgegeben werden nebst allen relevanten Zwischenresultaten: Pitting Resistance Power Rating, Contact Load Factor, Bending Strength Power Rating, Unit Load for Bending Strength, Service Factor.
  Die Berechnung kann für alle Zahnradkonfigurationen für Stirnräder verwendet werden (u.a. auch Planetenstufen). Zu beachten ist, dass die AGMA-Vorschrift die direkte Berechnung der Zahnfussfestigkeit von Innenradpaaren nicht erlaubt. In diesem Fall muss die Berechnung mit Hilfe der grafischen Methode (siehe Kapitel 15.2.7, Details der Festigkeit (AGMA)) durchgeführt werden.
- 8. **AGMA 2001-D04**: neueste Ausgabe der AGMA 2001, gegenüber der Vorgängerversion C95 nur geringfügige Änderungen.
- 9. **AGMA 2101-D04** (Metric Edition)**:** entspricht AGMA 2001-D04, jedoch durchgehend in SI- Einheiten.
- 10. **Spezielle AGMA-Normen (6004-F88, AGMA 6014-A06):** Spezielle US-Normen für die Festigkeit von offenen Zahnkränzen. Diese Rechenmethoden beruhen grundsätzlich auf der Grundnorm AGMA 2001 oder 2101, einzelne Faktoren sind jedoch spezifisch für spezielle Applikation definiert. Die AGMA 6014 ersetzt an sich die alte AGMA 6004; da letztere noch vereinzelt gefragt ist, sind beide Methoden verfügbar.
- 11. **AGMA 6011-I03 für Turbogetriebe (High Speed Helical Gear Units):** Die Norm AGMA 6011 ist eine Spezialausgabe für High Speed Getriebe, welche einfacher aufgebaut ist als die Grundnorm AGMA 2001 (bzw. die metrische AGMA 2101). Einfacher heisst in diesem Fall, dass gewisse Eingaben fest vorgegeben sind. Beispielsweise lässt die AGMA 2001 für die Bestimmung des Breitenlastfaktors die Optionen "Offenes Getriebe", "Standardgetriebe" und "Präzisionsgetriebe" zu, wogegen die AGMA 6011 das "Präzisionsgetriebe" fest voraussetzt. Ausserdem gibt die AGMA 6011 Hinweise zur Wahl des Anwendungsfaktors K_a für spezifische Turbogetriebe-

Anwendungen und andere Hinweise konstruktiver Art für diese Art von Getrieben (Schmierungsanordnung etc.). Es ist folglich jederzeit problemlos möglich, mit AGMA 2001 oder 2101 die Berechnung entsprechend AGMA 6011 durchzuführen. Um korrekte Eingaben für die AGMA 2001, wie sie in KISSsoft implementiert sind, entsprechend AGMA 6011 zu machen, muss man sich deren Einschränkungen ansehen und bei der Eingabe der Parameter berücksichtigen. Um dem Benutzer diese Arbeit abzunehmen, ist die Methode AGMA 6011 anwählbar. Dabei wird geprüft, ob alle Einschränkungen gesetzt sind. Ist dies nicht der Fall, erscheint eine Abfrage, ob die Anpassung vorgenommen werden sollen.

- 12. **API 613:2021 Special-purpose Gears for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services:** Gemäss API 613 hat die Berechnung nach AGMA 2001 zu erfolgen. Bei dieser Methode zur Festigkeitsberechnung werden besondere Einschränkungen in Bezug auf Materialtyp, Härte, Qualität, erforderliche Lebensdauer und Breitenlastfaktor berücksichtigt. Weitere Einzelheiten zur Durchführung einer korrekten Berechnung können der Anleitung, welche die einzelnen notwendigen Eingaben und Kontrollen beschreibt, entnommen werden: kisssoft-anl-078-E-CylindricalGears API613.docx.
- 13. **AGMA 6015-A13 für Walzwerk-Getriebe (Roll mills):** Die Norm AGMA 6015 ist eine Spezialausgabe für Walzwerk-Getriebe, welche einfacher aufgebaut ist als die Grundnorm AGMA 2001. Einfacher heisst in diesem Fall, dass gewisse Eingaben fest vorgegeben sind. Beispielsweise lässt die AGMA 2001 für die Bestimmung des Breitenlastfaktors die Optionen "Offenes Getriebe", "Standardgetriebe" und "Präzisionsgetriebe" zu, wogegen die AGMA 6015 nur "Standardgetriebe" und "Präzisionsgetriebe" erlaubt. Wesentliche weitere Einschränkungen sind im Kapitel 1 der Norm aufgelistet. Um dem Benutzer Arbeit abzunehmen, ist die Methode AGMA 6015 anwählbar. Dabei wird geprüft, ob alle Einschränkungen gesetzt sind. Ist dies nicht der Fall, erscheint eine Abfrage, ob die Anpassungen vorgenommen werden sollen.
  Die zulässigen Werkstoffkennwerte für Biegung (sat) und Pitting (sac) nach AGMA 6015 sind für den gleichen Werkstoff anders als die Angaben in AGMA 2001. Die Werte müssen vom Benutzer nach Table 3 (sac) sowie nach Table 4 (sat) der AGMA 6015 bestimmt werden und in KISSsoft (Werkstoff auf **Eigene Eingabe** stellen) eingegeben werden!
  Die AGMA 6015 gibt Vorgaben für"‘Service factors" im Anhang C. Die Vorgaben sind informativ (nicht bindend) und sind mit dem Kunden abzuklären. Die Faktoren werden unter **Berechnungseinstellungen > Sicherheitsfaktoren** unter **Allgemein > Servicefaktoren nach AGMA** eingetragen.
- 14. **GOST-21354-87:** Berechnung nach der russischen Vorschrift (neueste Ausgabe von 1987). Die folgende Hinweise sind zu beachten, (siehe Kapitel 15.2.1.2, GOST 21354-87).
- 15. **Kunststoff nach Niemann:** siehe hierzu [7] und Tabelle 13.3 zur Unterscheidung.

- 16. **Kunststoff nach VDI 2545 (Y_F Methode B)** (Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen)**:** Die Methode ist zurückgezogen und wurde durch die neue Methode nach VDI 2736 ersetzt. Die Vorschrift dient der Berechnung von Zahnrädern aus Kunststoff oder Paarungen Kunststoff/Stahl. (siehe Kapitel 15.2.1.3, Kunststoffe nach Niemann, VDI 2545, VDI 2736 oder GB/T 44846-2024).
- 17. **Kunststoff nach VDI 2545 (Y_F Methode C)**: Der Zahnformfaktor Y_F wird bei dieser Rechenmethode nach Methode C berechnet.
- 18. **Kunststoff nach VDI 2545-modifiziert (Y_F Methode B):** Diese Methode wurde von KISSsoft zur Anwendung empfohlen bevor die VDI 2736 veröffentlicht wurde. In der VDI 2736 sind alle gemäss Tabelle 13.3 und 13.4 empfohlenen Modifikationen enthalten. Diese Methode wird bei Kunststoffen zur Anwendung bei Normalverzahnungen empfohlen. Profilüberdeckung $\varepsilon_\alpha < 1.9$. Für die Unterschiede zwischen VDI und VDI-modifiziert siehe Tabelle 14.4.
- 19. **Kunststoff nach VDI 2545-modifiziert (Y_F Methode C):** Diese Methode wird bei Kunststoffen zur Anwendung bei Hochverzahnungen empfohlen. Profilüberdeckung $\varepsilon_\alpha > 1.9$. Für die Unterschiede zwischen VDI und VDI-modifiziert siehe Tabelle 14.4. Für die Unterschiede zwischen VDI und VDI-modifiziert siehe Tabelle 14.4. Der Zahnformfaktor Y_F wird bei dieser Rechenmethode nach Methode C berechnet.
- 20. **Kunststoff nach VDI 2736:** Die im Jahr 2014/15 erstmals publizierte Rechenmethode VDI 2736 wird zur Anwendung empfohlen. Sämtliche im Blatt 2 der VDI 2736 beschriebenen Methoden (Überschlagsberechnung, Zahnfuss, Zahnflanke, Verformung, Verschleiss) sind enthalten.
- 21. **Kunststoff nach GB/T 44846-2024:** Rechenmethode für Kunststoffzahnräder. Die Norm umfasst die Berechnung der Zahnfuss- und Flankentemperatur, die Berechnung der Zahnfuss- und Zahnflankensicherheit gegen Grübchen sowie Verformung und Verschleiss. Die Zahnfussfestigkeit kann mit Methode A oder Methode B berechnet werden.
- 22. **Wie FVA-Programm (DIN 3990)**: Ergibt die gleichen Resultate wie das Referenz-Programm des Forschungsvereins Antriebstechnik. Beruht auf DIN 3990 Methode B mit kleineren Abweichungen. Seitens KISSsoft werden regelmässig Vergleiche von Berechnungsbeispielen mit der STplus-Stirnradberechnung der FVA durchgeführt. Ein Vergleich wurde erstmals im Jahr 2002 mit STplus Ausgabe 1988 gemacht, dann im 2003 (mit STplus 3.2). Da STplus an gewissen Stellen auf Grund von neueren Untersuchungen leicht von der DIN 3990 abweicht, wurde bei KISSsoft entschieden, diesen Rechenansatz als ‘analog FVA’ zu implementieren. Der bisher letzte Vergleich fand im 2016 mit STplus 6.0 statt. Da die Norm DIN 3990 seit 1985 unverändert ist, ändert sich auch an den Ergebnissen verschiedener Programme wenig.
- 23. **BV/Rina FREMM 3.1 Naval Ships und Rina 2010 (ISO 6336):** Rechenvorschriften für Schiffsgetriebe

- 24. **DNV41.2, Rechenvorschrift für Schiffe:** Die Rechenvorschrift der Det Noske Veritas [11] für Schiffsgetriebe entspricht im Prinzip der ISO 6336 (Fuss, Flanke) und der ISO/TS 6336-20/21:2022 (Fressen), hat aber einige sehr markante Unterschiede, insbesondere bei den Wöhlerlinien. Beachten Sie die speziell dafür erhältliche Anleitung kisssoft-anl-076-DE-Application_of_DNV42_1.pdf.
- 25. **Lloyd's Register, classification for ships:** Rechenvorschrift für Schiffsgetriebe
- 26. **ISO 13691, High Speed - special purpose gear units:** Rechenvorschrift für Turbogetriebe

15.2.1.1 Statische Berechnung

Alle Faktoren (Anwendungsfaktor, Breitenlastfaktor, Stirnfaktor, Dynamikfaktor) sind 1.0. Die Zahnfussbelastung wird mit dem Zahnformfaktor nach ISO 6336 Methode B und dem Schrägenfaktor berechnet (ohne Spannungskorrekturfaktor).

$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b_{eff} \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$	(15.1)
$\sigma_F = K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot \sigma_{F0}$	(15.2)

Zusätzlich wird auch noch die mit dem Spannungskorrekturfaktor Y_S multiplizierte örtliche Spannung im Zahnfuss berechnet. Diese Spannung entspricht ungefähr einer Normalspannung, wie sie mit einem FEM-Modell berechnet wird. Diese Spannung wird im Protokoll ausgewiesen:

$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b_{eff} \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$	(15.3)

Der Spannungskorrekturfaktor Y_S wird verwendet, um eine lokale Spannungskonzentration im Fussradius zu berücksichtigen.

Im statischen Belastungsfall kann sich das Material in diesem Bereich lokal dehnen, was noch nicht zu einem Versagen führt, sondern nur die Spannung umverteilt, wodurch die höchste Spannung reduziert wird.

In dieser Situation mit der umverteilten Spannung wird der Y_S-Faktor nicht mehr benötigt, weil damit die Spannungskonzentration entfällt, die von Y_S berücksichtigt wird.

Daher können die statischen Sicherheitsfaktoren im Allgemeinen ohne den Y_S-Faktor berechnet werden. Die im Resultatefenster angezeigten Sicherheitsfaktoren sind aus diesem Grund die ohne Y_S berechneten Resultate.

Bei einem sehr kritischen Anwendungsfall, z. B. ein Getriebe in der Luft- und Raumfahrt, kann der Y_S-Faktor trotzdem miteinbezogen werden, um ein konservativeres Ergebnis zu erhalten. Für diesen Fall werden die Ergebnisse mit Y_S im Hauptprotokoll mit aufgeführt.

15.2.1.2 GOST 21354-87

Qualität nach GOST 21354-87
Die GOST kennt nur eine Qualität, bei der Berechnung wird deshalb die schlechtere Qualität der beiden Zahnräder verwendet.
Q = max (Q1, Q2)

Dauerfestigkeitswerte für Fuss und Flanke
Die Dauerfestigkeitswerte σ_{Flim} und σ_{Hlim} werden in KISSsoft in der Datenbank abgelegt oder können über die Option **Eigene Eingabe** eingegeben werden.

Dauerfestigkeit für Zahnfuss σ_{Flim}
Die Dauerfestigkeit σ_{Flim} wird gemäss GOST wie folgt berechnet:
$\sigma_{Flim} = \sigma_{Flim0} * Y_z * Y_g * Y_d * Y_A * Y_T$
σ_{Flim0} – Nominelle Dauerfestigkeit bei Grenzlastspielzahl (GOST 21354-87 Tabellen 14-17).
Y_z - Rohlingsfaktor (GOST 21354-87 Tabelle 13, Formel 10.3).
Y_d – Berücksichtigt die Härtung des Fussübergangbereiches (GOST 21354-87 Tabellen 14-17).
Y_g – Berücksichtigt das Schleifen des Fussübergangbereiches (GOST 21354-87 Tabellen 14-17).
Y_T – Technologiefaktor (GOST 21354-87 Tabelle 13, Formel 10.2). Der Technologiefaktor wird standardmässig auf 1.0 gesetzt, kann aber in KISSsoft unter Faktoren > **Z-Y-Faktoren** geändert werden.
Y_A – Wechselbiegungsfaktor (GOST 21354-87 Tabelle 13, Formel 10.6). Der Wechselbiegungsfaktor wird standardmässig auf 1.0 gesetzt, kann aber in KISSsoft unter Faktoren > **Wechselbiegungsfaktor** auf **Eigene Eingabe** gesetzt werden.
Die Faktoren Y_d, Y_g, Y_z können in KISSsoft nicht eingegeben werden und müssen bei der Eingabe der Dauerfestigkeit direkt einbezogen werden.
Zusätzlich zu den oben genannten Faktoren muss die Dauerfestigkeit nach GOST vor der Eingabe in KISSsoft mit einem Faktor 2.0 dividiert werden. In der Berechnung wird dann analog zu ISO oder DIN σ_{Flim} mit dem Spannungskorrekturfaktor $Y_{ST} = 2$ multipliziert.
Somit gilt für die Eingabe von σ_{Flim} in KISSsoft für GOST-Berechnungen:
σ_{Flim} (Eingabe KISSsoft) = σ_{Flim0} (nach GOST) * Y_d * Y_g * Y_z / 2.0

Erforderliche Mindestsicherheiten
GOST hat die spezielle Eigenschaft, dass die vorgeschriebene Mindestsicherheit für Zahnfussbruch und Flanke von der Werkstoffart und der Härtung der Oberfläche abhängt. Unter **Einstellungen** > **Sollsicherheiten** können deshalb für GOST die Mindestsicherheiten für jedes Rad einzeln eingegeben werden.

Angabe zur Fussrundung
In diversen GOST Formeln wird unterschieden, ob die Fussrundung geschliffen ist oder nicht. Dazu muss unter **Details für Fuss- und Flankenfestigkeitsberechnung** eine entsprechende Eingabe gemacht werden.

Breitenlastfaktor Flanke $K_{H\beta}$
Die Berechnung des Breitenlastfaktors (Flanke) erfolgt nach GOST Tabelle 6, Formel 7. Die Überlegungen gemäss GOST 21354-87 Anhang 6 werden nicht berücksichtigt.

Breitenlastfaktor Fuss $K_{F\beta}$
Die Berechnung des Breitenlastfaktors (Fuss) erfolgt nach GOST 21354-87 Tabelle 13, Formel 4.

Dynamikfaktor K_v
Der Dynamikfaktor wird nach GOST 21354-87 Tabelle 6, Formel 6 berechnet. Falls die Bedingungen (34) und (35) zu Formel 6 nicht erfüllt sind, rechnet KISSsoft den Dynamikfaktor nach GOST 21354-87 Anhang 5.

Lastkollektive
Berechnungen mit Lastkollektiven werden nach der Regel von Palmgren-Miner entsprechend der ISO 6336-6 durchgeführt.

Sicherheit der gehärteten Schicht
Die Sicherheit der gehärteten Schicht wird nach DNV 41-2 durchgeführt.

15.2.1.3 Kunststoffe nach Niemann, VDI 2545, VDI 2736 oder GB/T 44846-2024

Das Berechnungsverfahren für Kunststoffe berücksichtigt vor allem die extreme Temperatur-Abhängigkeit dieser Werkstoffe. Als Schmierung kann Öl- oder Fettschmierung oder Trockenlauf vorgesehen werden. Auf Grund der lokalen Temperatur an der Zahnflanke und am Zahnfuss sowie der Lastwechselzahl wird die zulässige Belastung des Werkstoffs aus Datentabellen im DAT Format bestimmt. Bei Fettschmierung oder Trockenlauf kann die lokale Temperatur berechnet werden; bei Ölschmierung entspricht die lokale Temperatur der Temperatur des Öls. Die Berechnung erfolgt für Paarung Kunststoff/Kunststoff sowie für Stahl/Kunststoff. Auch eine Kontrolle der zulässigen Deformation wird durchgeführt. Zu folgenden Werkstoffen sind in KISSsoftDaten vorhanden:

- Polyamid (PA12, PA6, PA66, PA46)
- Polyacetal (POM)
- Polyetheretherketon (PEEK)
- Polybutylenterephthalat (PBT)
- Polybutylenterephthalat (PET)
- Laminate
- Auf Anfrage stehen auch andere Werkstoffe zur Verfügung

Alle spezifischen Eigenschaften des Werkstoffs sind in Texttabellen (DAT-Dateien) abgelegt, die die Integration eigener Werkstoffe (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) ermöglichen. Die Festigkeit von Kunststoffen kann nach Niemann [12], nach VDI 2545 (1981)* [13], nach VDI 2736 [14] oder nach GB/T 44846-2024 [15] berechnet werden. Zusätzlich ist eine modifizierte Berechnungsmethode nach VDI 2545 wählbar. Diese berechnet die Zahnfussspannung mit dem Spannungskorrekturfaktor Y_s. Die wesentlichen Unterschiede zwischen den Rechenmethoden sind:

*Die Rechenmethode VDI 2545 wurde inzwischen zurückgezogen und wurde durch die VDI 2736 ersetzt.

Fuss	Niemann	VDI 2545	VDI 2545-mod.	VDI 2736	GB/T 44846-2024
Y_F	C	B oder C	B oder C	C	A oder B
Y_S	DIN 3990	1.0	DIN 3990	DIN 3990	DIN 3990
Y_ε	1.0 [8)]	$1/\varepsilon_\alpha$ [7) 9)]	$1/\varepsilon_\alpha$ [7) 9)]	DIN 3990	DIN 3990
Y_β	1.0	DIN 3990 [10)]	DIN 3990 [10)]	DIN 3990	DIN 3990

Y_f	/	/	/	/	Zusätzlicher Faktor
Y_B	/	/	/	/	Ähnlich wie ISO 6636
σFE	2 *σ_{Flim}	σ_{Flim}	2 *σ_{Flim}	2 *σ_{Flim}	2 *σ_{Flim}

Tabelle 15.3: Unterschiede zwischen den Berechnungsmethoden für die Zahnfussfestigkeit bei Kunststoffen

Flanke	Niemann	VDI 2545	VDI 2545-mod.	VDI 2736	GB/T 44846-2024
$Z_ε$	1.0	DIN 3990	DIN 3990	DIN 3990	DIN 3990
Z_V	DIN 3990 [5) 10)]	1.0	1.0	1.0	1.0
Z_R	DIN 3990 [6) 10)]	1.0	1.0	1.0	1.0

Tabelle 15.4: Unterschiede zwischen den Berechnungsmethoden für die Zahnflankentragfähigkeit bei Kunststoffen

Zahnverformung: Sehr unterschiedliche Rechenmethoden!
[5)] Nur bei Schichtpressholz, sonst 1.0
[6)] Nur bei Paarung Stahl/Kunststoff, sonst 1.0
[7)] Bei Zahnfussfaktor Y_F nach Methode B: 1.0
[8)] Die Methode setzt den Überdeckungsfaktor für die Zahnfussspannung auf den Wert 1.0. Gemäss Niemann wird dies so praktiziert, weil die Werkstoffdaten meist unsicher sind. Die Formeln der VDI 2545 stimmen meist mit der ISO 6336:1996 überein.
[9)] Bei Schraubrädern = 0.25 + 0.75/εγ
[10)] Bei Schraubrädern = 1.0

15.2.1.4 Rechenmethode Fressen

Die Berechnung des Fressens erfolgt nach dem Blitztemperatur-Verfahren und dem Integraltemperatur-Verfahren je nach Auswahl gemäss:

- **DIN 3990-4**

Wird die Methode der Festigkeitsberechnung nach DIN verwendet, erfolgt die Berechnung des Fressens immer nach DIN 3990-4.

- **ISO/TS 6336-20/21:2022**

In allen anderen Fällen, in denen nicht die DIN 3990-4 verwendet wird, erfolgt die Berechnung des Fressens immer nach ISO/TS 6336-20/21:2022.

In Abweichung zur DIN 3990-4 werden (analog der ISO/TS 6336-20/21:2022) für die Massentemperatur die folgenden Formeln verwendet:

$$\lambda_{MC} = \lambda_{oil} + X_S \cdot 0.70 \cdot \lambda_{flaint}$$

$$\lambda_{MB} = \lambda_{oil} + X_S \cdot 0.47 \cdot \lambda_{flamax}$$

Bei Einspritzschmierung ist X_S=1.2 (sonst 1.0). Es macht wenig Sinn, die Öltemperatur (λ_{oil}) mit dem Faktor zu multiplizieren, wie es die DIN 3990-4 vorschreibt.

- **DIN 3990-4 analog STplus**

STplus (Version 6.0) verwendet für die Massentemperatur die Original-Formeln nach DIN 3990-4. Hingegen wird die dynamische Ölviskosität η_M in Abweichung von DIN 3990-4 mit der Öltemperatur (statt der Massentemperatur) berechnet.

15.2.1.5 Rechenmethode Graufleckigkeit

Die Berechnung erfolgt nach ISO/TS 6336-22 (bisher ISO/TR 15144-1). Weitere Informationen,(siehe Kapitel 14.1, Berechnungsgrundlagen) und(siehe Kapitel 23.5.4.4, Sicherheit gegen Micropitting).

15.2.1.6 Rechenmethode Flankenbruch

Flankenbruch tritt im Bereich der aktiven Zahnflanke, nicht im Bereich der höchsten Biegespannung an der 30°-Tangente auf.

Flankenbruch ("Tooth Flank Fracture TFF") kann nach dem Entwurf für eine ISO Technical Specification ISO/TS 6336-4 berechnet werden. Eine frühere Untersuchung von Dr. Annast [16] in München wurde anschliessend durch weitere Arbeiten ergänzt. Durch Witzig [17] erfolgte dann ein erster Entwurf für die ISO/TS 6336-4. Wichtig: TFF nach ISO/TS 6336-4 kann nur für einsatzgehärtete Werkstoffe angewendet werden.

Darüber hinaus befindet sich eine neue halbanalytische Berechnungsmethode im Normungsprozess (ISO 6336-4 N1457 Entwurf). Diese Methode berücksichtigt zyklische mehrachsige Beanspruchungen, die an jedem Diskretisierungspunkt des Zahnrades auftreten und zum Flankenbruch führen können. Mit Eingabe des mehrachsigen Ermüdungskriteriums werden verschiedene Beanpruchungen wie Pressung (Hertzsche Theorie), Eigenspannungen aufgrund der Oberflächenhärtung und der lokale Materialwiderstand berücksichtigt. Es wurde eine neue Grafik hinzugefügt, die die Verteilung von Wertstoffanstrengung und Schubspannung farblich darstellt. Zusätzlich wird der kritischste Punkt beim Beginn des Flankenbruchs markiert.

Die erforderlichen Eingaben zum Flankenbruch können über den Plus-Button vorgenommen werden.

Einhärtetiefe EHT

Die vorgesehene Einhärtetiefe (für Härte HV400 bei nitrierten Stählen, beziehungsweise HV550 für alle anderen Stähle) kann eingegeben werden. Zusätzlich kann auch die Härte HV300 eingegeben werden; diese Angabe wird für die graphische Darstellung des Einhärte-Verlaufs verwendet. Die Angabe gilt für die Tiefe gemessen bei Fertigbearbeitung (nach dem Schleifen).

Wenn diese Eingabe gemacht wird, erfolgt automatisch die Berechnung der Sicherheit der gehärteten Randschicht nach DNV41.2 [11]. Dazu wird der Minimalwert von t400 (nitrierter Stahl) bzw. t550 (alle anderen Stähle) verwendet. Falls nur die Angabe zu HV300 bekannt ist, wird dieser Wert verwendet, die Berechnung ist dann jedoch nur als Hinweis zu verwenden. Die Berechnung erfolgt nach dem Kapitel in [11] 'Subsurface fatigue'. Ausserdem werden die Angaben für die

Bestimmung des EHT-Faktors Y_C nach DNV 41.2 benötigt. Die Berechnung entspricht nicht den Ansätzen für die Berechnung des Vorschlags für die empfohlene Einhärtetiefe, ergibt aber ähnliche Resultate. Um einen Vorschlag für eine sinnvolle Einhärtetiefe zu erhalten, wird empfohlen, die Berechnung unter **Protokoll > Vorschläge Einhärtetiefe** aufzurufen. Die Angabe des Maximalwerts der Einhärtetiefe wird nur zur Kontrolle der Härtetiefe am Zahnkopf verwendet, sie dient hauptsächlich zur Dokumentation.

Es gibt drei Möglichkeiten für die Berechnung:

- Verwendung einer Härtedatei für den Radwerkstoff, wenn diese Datei in der Datenbank bereits vorhanden ist
- Auswahl einer unabhängigen externen Datei mit den Härteangaben
- direkte Eingabe der Kernhärte und einer Methode zum Erzeugen eines theoretischen Härteverlaufs nach Lang oder Thomas (bei ISO/TS 6336-4)

Verwendung von gemessenen Einhärteverläufen für Flankenbruch nach ISO/TS 6336-4

Auswertung von Messungen an Windkraftanlagen durch Vestas (2017) im Komitee ISO TC60-WG6 haben gezeigt, dass die Verwendung von gemessenen Einhärteverläufen (wegen der Streuung der einzelnen Messpunkte) mit der Methode nach ISO/TS 6336-4 nicht zu verlässlichen Ergebnissen führt. Empfohlen wird, den gemessenen Härteverlauf bestmöglichst mit dem theoretischen Härteverlauf nach Thomas (oder Lang) zu approximieren und dies dann in der Berechnung zu verwenden.

```
-- index number      depth (mm)   hardness (HV)
-- these lines are comments
DATA
1    0.2 700
2    0.3 675
3    0.4 650
4    0.5 625
5    0.6 600
*    *    *
*    *    *
*    *    *
END
```

Abbildung 15.5: Aufbau der Härtedatei (wichtig: die Angaben zur Tiefe müssen in mm sein)

Ergebnisse der Flankenbruchberechnung stehen im Protokoll (Protokoll > Flankenbruch) zur Verfügung.

15.2.1.7 Planschverluste

Im Tab **Belastung** können die Planschverluste berechnet werden. Die Berechnung erfolgt entweder nach ISO/TR 14179-2 oder nach der wissenschaftlichen Publikation von Changenet-Velex.

15.2.1.7.1 Berechnung nach ISO/TR 14179

Die Eingaben für diese Berechnung unterscheiden sich je nach der Art der Schmierung, welche im Tab **Basisdaten > Schmierung** definiert ist.

Bei der **Öl-Tauchschmierung** muss der Ölstand h_{oil} für jedes Zahnrad separat definiert werden. Ein Wert von 0 mm bedeutet, dass der Ölstand die Mittellinie des Zahnrades erreicht. Ein negativer Wert gibt an, dass der Ölstand unterhalb der Mitte des Zahnrades liegt, während ein positiver Wert bedeutet, dass der Ölstand über der Mittellinie liegt.

Wenn das KISSsoft-Systemmodul verwendet wird, werden diese Ölstandwerte automatisch basierend auf der im Systemmodell global vorgegebenen Definition berechnet.

Die Querschnittsfläche A_G und der Querschnittsumfang U_m werden automatisch aus der Zahnradgeometrie bestimmt. Beide Werte können vom Benutzer aber auch manuell eingeben werden.

Bei der **Öl-Einspritzschmierung** müssen die Öl-Durchflussmenge V_{oil}, die Öl-Einspritzgeschwindigkeit V_s und die Einspritzseite mit der Auswahl Eingriff oder Austritt eingegeben werden.

Bei **Komplett in Öl eingetaucht** ist das Eingabefeld für den Ölstand verborgen. Bei **Fettschmierung** können keine Planschverluste berechnet werden.

Die Berechnungsresultate der Planschverluste sind im Hauptprotokoll unter **Ergänzende Daten** zu finden. Da die Norm nur einen Verlust am Rad definiert, wird der berechnete Drehmomentverlust entsprechend dem Verhältnis der kinematischen Durchmesser auf das Ritzel und das Rad verteilt.

Die berechneten Planschverluste haben keinen Einfluss auf andere Berechnungen (Festigkeitsberechnung). Jedoch können bei der Verwendung des KISSsoft-Systemmoduls die im Untermodul berechneten Planschverluste über die lastunabhängigen Verlustleistungen der Zahnräder auf die Systemebene übernommen werden. Diese beeinflussen die Kinematik und wirken sich damit auch auf die Festigkeitsberechnung aus.

15.2.1.7.2 Berechnung nach Changenet-Velex

Dieser Ansatz basiert auf der wissenschaftlichen Arbeit von C. Changenet, P. Velex und ihren Fachkollegen [18], die umfangreiche Testmessungen und Prüfungen umfasst.

Die Rechenmethode ist für die **Öl-Tauchschmierung** (sowie für **Komplett in Öl eingetaucht**) verfügbar und basiert auf einer umfassenden Testuntersuchung, bei der mehrere Parameter, darunter Ölviskosität, Drehzahl, Ölstand und Zahnradgrösse, systematisch variiert wurden. Unter Verwendung des Buckinghamschen Π (Pi)-Theorem drückten die Forscher das dimensionslose Drehmoment (Gleichung 1) in fünf Parametergruppen aus.

In Abhängigkeit von der Beschleunigung und der kritischen Reynoldszahl werden unterschiedliche Koeffizienten angewendet. Die Studie zeigt, dass die Planschverluste nicht nur durch Viskosität und Reynoldszahl, sondern auch durch thermische Effekte, Fliehkrafteffekte und Belüftung beeinflusst werden. Die resultierenden Gleichungen stimmen bei den meisten Betriebsbedingungen fast mit den experimentellen Daten überein. Abweichungen treten vor allem bei sehr hohen Drehzahlen und Temperaturen auf, bei denen die Belüftungseffekte sowie die chemischen Eigenschaften der Schmiermittel eine immer grössere Rolle spielen.
Der Drehmomentverlust durch Planschen wird für jedes Zahnrad einzeln berechnet (Gleichung 2).
Die Definition des Ölstandes entspricht der Definition in der ISO/TS 14179-2. Zusätzlich muss die Öl-

Einfüllmenge V_0 angegeben werden. Wird dieses Feld nicht editiert (= 0.0), dann wird der Ölstand automatisch auf Basis der Abmessungen des Zahnradpaares berechnet (Gleichung 3).

Gleichung 1

$$C_m = \psi_1 \left(\frac{h}{D_p}\right)^{\psi_2} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{\psi_3} F_r^{\psi_4} Rec^{\psi_5} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{\psi_6}$$

h	Eintauchtiefe des Ritzels
D_p	Teilkreisdurchmesser
V_0	Öl-Einfüllmenge
F_r	Froude-Zahl in Abhängigkeit von den Verzahnungsparametern
Rec	Kritische Reynoldszahl (berücksichtigt die kinematische Ölviskosität)
b	Zahnbreite

Gleichung 2

$$C_{ch} = \frac{1}{2} \rho \Omega^2 R_p^3 S_m C_m$$

ρ	Schmierstoffdichte
Ω	Drehzahl
R_p	Wälzradius des Zahnrades
S_m	Eingetauchte Öberfläche

C_m Analytischer Ausdruck

Gleichung 3

$$V_0 = \sum_{i=1}^{N} d_{a,i} \cdot max(b_i) \cdot h_{oil}$$

15.2.2 Lebensdauer

In das Eingabefeld wird die geforderte Lebensdauer direkt übergeben.
Der Auslegen-Button ermöglicht die Auslegung derselben. Basierend auf den Mindestsicherheiten für Zahnfuss- und Flankenfestigkeit wird für alle Zahnräder und die eingegebene Belastung die Lebensdauer (in Stunden) berechnet. Die Lebensdauer wird nach ISO 6336-6:2006 mit der Palmgren-Miner-Regel berechnet. Ausgegeben wird die Lebensdauer des Systems, also die Mindestlebensdauer aller Zahnräder der Konfiguration. Die Auslegung der Lebensdauer über den Auslegen-Button ist mit oder ohne Definition eines Lastkollektivs (siehe Kapitel 15.2.8, Lastkollektiv definieren) möglich.

15.2.2.1 Lastwechselzahl

Die Anzahl der Lastwechsel wird in KISSsoft aus der Drehzahl und der geforderten Lebensdauer berechnet. Wenn Sie den Wert beeinflussen wollen, können Sie dies im Fenster **Lastwechselzahl für Rad definieren**. Zugriff darauf haben Sie durch Klicken auf den Plus-Button. Darin können Sie zwischen fünf verschiedenen Lastwechselzahlberechnungen wählen.

1. **Automatisch** Die Lastwechselzahl wird automatisch aus Lebensdauer, Drehzahl und der Anzahl Zwischenräder berechnet.
2. **Lastwechselzahl** Die Anzahl Lastwechsel in Millionen wird direkt eingegeben. Diese Option muss für alle beteiligten Räder gewählt werden, um berücksichtigt zu werden.
3. **Lastwechsel pro Umdrehung** Die Anzahl Lastwechsel pro Umdrehung wird eingegeben. Bei einem Planetengetriebe mit drei Planeten wäre für die Sonne im Eingabefeld der Wert **3**, für die Planeten der Wert **1** einzutragen.

   Hinweis:
   Ist der Auswahlbutton **Automatisch** gesetzt, werden im Berechnungsmodul **Planetenstufe** die Anzahl Lastwechsel bereits unter Berücksichtigung der Anzahl Planeten von KISSsoft bestimmt.

4. **Lastwechsel pro Minute** Die Lastwechselzahl pro Minute wird eingegeben. Dies kann z.B. bei Zahnstangen oder Zahnradstufen mit häufigem Drehrichtungswechsel, wo keine Dauerdrehzahl definiert ist, geeignet sein.
5. **Effektive Zahnstangenlänge** Die eingegebene Zahnstangenlänge wird zur Berechnung der Lastwechselzahl der Zahnstange verwendet. Die Länge der Zahnstange sollte grösser sein als der Umfang des Zahnrades, ansonsten muss beim Rad berücksichtigt werden, dass nicht jeder Zahn in Eingriff kommt. Bei einer Paarung Ritzel mit Zahnstange sollte hier eine Eingabe vorgenommen werden. Andernfalls wird N_L(Zahnstange) = N_L(Ritzel)/10 gesetzt.

► Hinweis

Für Antriebe, die nur einen Schwenkwinkel überstreichen, wird im Folgenden ein Vorgehen zur Berechnung dargestellt.
Gegeben sei ein Szenario mit Untersetzung

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

und einem Schwenkwinkel w in [°] von Rad 2, wobei Rad 2 dauernde Vor- und Rückwärtsbewegungen um den Winkelbetrag w_2 ausführt. Als Lebensdauer wird die effektive Einsatzdauer eingegeben. Berechnet werden nun zwei Faktoren f_{NL1}, f_{NL2}, die die absolute Lastwechselzahl N_L modifizieren. Führen Sie dazu folgende Schritte aus:

- a) Für Ritzel und Rad den Wechselbiegungsfaktor zu 0.7 setzen oder nach ISO 6336-3:2006 bestimmen. Damit zählt ein Lastwechsel als eine komplette Vor- und Rückwärtsbewegung
- b) Die Faktoren f_{NL1}, F_{NL2} für Ritzel und Rad werden wie folgt bestimmt:

$$f_{NL1,2} = \frac{ROUNDUP\left(\frac{W_{1,2}}{360}\right)}{2 * \frac{W_{1,2}}{360}}$$

- w_2 = Schwenkwinkel Rad 2
- w_1 = W2*i
- ROUNDUP = aufrunden auf ganze Zahl

Der Wert im Zähler der Formel stellt die tatsächliche Anzahl Belastungen dar, die während einem kompletten Zyklus (Vor- und Rückwärtsschwenken) auf den am häufigsten belasteten Flanken (nicht Zähnen) vorliegt. Durch das Aufrunden auf die nächste ganze Zahl wird jede angefangene Umdrehung als eine Belastung gezählt.

Um den gesuchten Faktor $f_{NL1,2}$ zu ermitteln wird die tatsächliche pro Flanke auftretende Anzahl

Belastungen durch die Anzahl Belastungen geteilt, welche bei kontinuierlicher Rotation ohne Rückwärtsdrehung beim Drehwinkel pro Zyklus auftreten würde (1 Belastung pro 360°).

Beispielsrechnung für $f_{NL1,2}$:

> Rad 1 dreht sich in einem halben Zyklus um **540°** wobei Rad 2 sich um **90°** schwenkt (i = 6).
> In einem kompletten Zyklus wird der Schwenkwinkel jeweils einmal vor- und einmal rückwärts zurückgelegt.
> Die tatsächliche, pro kompletten Zyklus, auf den am häufigsten belasteten Flanken (nur die eine Seite des Zahns wird betrachtet) auftretende Anzahl Lastwechsel ist:

Für Rad 1:
$$ROUNDU P\left(\frac{540}{360}\right) = 2$$

Für Rad 2:
$$ROUNDU P\left(\frac{90}{360}\right) = 1$$

Die ohne Anpassung der Faktoren gezählten Lastwechsel pro kompletten Zyklus wäre:

Für Rad 1:
$$2 * \left(\frac{540}{360}\right) = 3$$

Für Rad 2:
$$2 * \left(\frac{90}{360}\right) = 0.5$$

Damit sind die Faktoren f_{NL1}, f_{NL2}:

$$f_{NL1} = \frac{2}{3} = 0.667$$

$$f_{NL2} = \frac{1}{0.5} = 2$$

- c) Die Faktoren fNL1 und fNL2 werden in das Eingabefeld **Lastwechsel pro Umdrehung** eingetragen.

Berücksichtigen der Punkte a - d ermöglicht die Festigkeitsberechnung für die korrekte Anzahl Lastwechsel.

15.2.3 Zuverlässigkeit

Die Berechnung der Zuverlässigkeit erfolgt nach dem Buch von Bertsche [19], in welchem die möglichen Verfahren ausführlich beschrieben werden. Am üblichsten und gut angepasst an die aus

klassischen Maschinenbauberechnungen erhältlichen Resultate ist die sogenannte „Weibull-Verteilung". Bertsche empfiehlt hier die Verwendung der 3-Parameter-Weibull-Verteilung. Die Zuverlässigkeit R eines Maschinenelements in Abhängigkeit der Lastwechselzahl t wird nach den folgenden Gleichungen berechnet.

$$R(t) = e^{-\frac{t-t_0}{(T-t_0)}^{\beta}} * 100\%$$

Die Parameter T und t_0 lassen sich aus der rechnerisch erreichbaren Lebensdauer H_{att} des Bauteils wei folgt bestimmen (mit F_O entsprechende Rechenmethode, Tabelle 1, β und f_{tB} aus Tabelle 2 nach Bertsche).

Rechenmethode	**Schadenswahrscheinlichkeit Fo**			
	1%	10%	Andere	Kommentar
Welle, DIN743			2.5%	Angenommen, ist nicht dokumentiert
Welle, FKM-Richtlinie			2.5%	
Welle, AGMA6001	*			Falls kC = 0.817
Wälzlager, ISO281		*		Falls Faktor a1=1.0
Zahnflanke, ISO6336; DIN3990	*			
Zahnfuss, ISO6336; DIN3990	*			
Zahnflanke, AGMA2001	*			Falls Zufälligkeitsfaktor KR=1
Zahnfuss, ISO6336; AGMA2001	*			Falls Zufälligkeitsfaktor KR=1

Tabelle 15.5: 14.6a: Schadenswahrscheinlichkeit von verschiedenen Rechenmethoden bei der Bestimmung der Werkstoffkennwerte

$$T = \left(\frac{H_{att} - f_{tB} \cdot H_{att10}}{\sqrt[\beta]{-\ln\left(1 - \frac{F_o}{100}\right)}} + f_{tB} \cdot H_{att10} \right) \cdot fac$$

$$t_0 = f_{tB} \cdot H_{att10} \cdot fac$$

mit

$$H_{att10} = \frac{H_{att}}{(1 - f_{tB}) * \sqrt[\beta]{\frac{In\left(\frac{1 - F_o}{100}\right)}{In(0.9)}} + f_{tB}}$$

Faktoren und Parameter für Zuverlässigkeitsberechnung nach Bertsche [19].

	Faktor ftB	Weibull-Formparameter β
Wellen	0.7...0.9 (0.8)	1.1...1.9 (1.5)
Kugellager	0.1...0.3 (0.2)	1.1
Rollenlager	0.1...0.3 (0.2)	1.35
Zahnflanke	0.4...0.8 (0.6)	1.1...1.5 (1.3)
Zahnfuss	0.8...0.95 (0.875)	1.2...2.2 (1.7)

Tabelle 15.6: 14.6b: Faktoren für Weibull-Verteilung nach Bertsche; in Klammern die in KISSsoft verwendeten Mittelwerte

► **Hinweis:**

Die Berechnung der Zuverlässigkeit mit der Weibull-Verteilung verwendet die berechnete Lebensdauer, berücksichtigt somit auch die Sollsicherheiten. Falls die Zuverlässigkeit ohne Berücksichtigung von Sollsicherheiten erfolgen soll, müssen diese auf 1.0 gesetzt werden.

15.2.4 Überlastfaktor

Der Überlastfaktor K_{AP} nach DNV 41.2 wird bei der Berechnung des Fressens verwendet, wenn kurzzeitig hohe Überlast auftritt, welche nicht durch den Anwendungfaktor K_A abgedeckt ist. In diesem Fall wird Fuss und Flanke mit K_A berechnet, das Fressen hingegen mit K_{AP}. Die ist ein Vorgehen, welches bei speziellen Anwendungen sinnvoll sein kann. Deshalb kann die Methodik auch bei Berechnungen nach ISO verwendet werden.

15.2.5 Leistung, Drehmoment und Drehzahl

Der Auslegen-Button neben dem Eingabefeld der Leistung (des Drehmoments) berechnet eine Leistung (ein Drehmoment) so, dass ein vorgegebenes Sicherheitsminimum (siehe Kapitel 15.23.5, Sicherheitsfaktoren) eingehalten wird.

Leistung, Drehmoment und Drehzahl muss immer mit einer positiven Zahl definiert werden. Die Drehrichtung wird über die Eingabe der Arbeitsflanke vorgegeben.

Der Plus-Button neben dem Eingabefeld der Drehzahl wird bei Planetenstufen sichtbar und erlaubt die Eingabe einer zweiten Drehzahl (zusätzlich zur Drehzahl des Bezugsrades). Diese Drehzahl kann positiv oder negativ eingegeben werden. Ein positiver Wert bedeutet, dass die Drehrichtung die gleiche ist wie die Drehrichtung des gewählten Bezugsrades; andernfalls in Gegenrichtung.

► **Hinweis:**

Der Plus-Button ist, bei Aufruf von KISSsys, auch bei Zahnradpaaren aktiv, wenn ein Umlaufgetriebe mit Zahnradpaarenin KISSsys modelliert wird. Dann kann die Drehzahl des Planetenträgers [nSteg] eingegeben werden. Für die Berechnung wird dann die Hauptdrehzahl [n] des Bezugsrades mit n -

nSteg verwendet. Damit ergeben sich die exakten Lastwechselzahlen.
Wenn das Lastkollektiv mit Werten definiert ist, dann ist es nicht möglich, Bezugsrad, Leistung, Drehmoment und Drehzahl zu bearbeiten.

15.2.6 Details der Festigkeit

Klicken Sie auf **Details** für die Fuss- und Flankenfestigkeitsberechnung, um einen Dialog mit zusätzlichen Einstellungen für die Festigkeitsberechnung zu öffnen. Beachten Sie, dass sich der Aufbau des Fensters für die Rechenmethode nach AGMA (siehe Kapitel 15.2.7, Details der Festigkeit (AGMA)) von den übrigen unterscheidet.
Für Fressen, Zahnflankenbruch, Micropitting und Abplatzen sind zusätzliche Einstellungen in den entsprechenden Plus-Schaltflächen verfügbar.

15.2.6.1 Vereinfachte Berechnung nach DIN 3990/ISO 6336 zulassen

Mit dieser Option wird die Berechnung von Kunststoffen mit den Rechenmethoden für Stahlzahnräder zugelassen. Die Berechnung erfolgt mit den Dauerfestigkeitswerten, die in der Werkstoffdatenbank eingetragen sind. Die Werte für die mitgelieferten Kunststoffe gelten für Ölschmierung, eine Temperatur von 70°C und eine Lastwechselzahl von 10^8. Im Gegensatz zur Berechnung nach VDI 2545 oder VDI 2736 entfällt hier die Abhängigkeit der Festigkeitswerte von der Temperatur und Schmierungsart.

Die Berechnung erfolgt wie für Vergütungsstahl mit der entsprechenden Wöhlerlinie nach ISO 6336.

15.2.6.2 Flankenpressung σHB und σHD bei beiden Rädern kontrollieren

Gemäss ISO 6336 (oder DIN 3990) wird im Einzeleingriffspunkt B die Hertzsche Pressung nur für das treibende Rad und in D die Pressung nur für das getriebene Rad kontrolliert. Mit dieser Option werden beide Räder in B oder D kontrolliert, ja nachdem, in welchem Punkt die grössere Hertzsche Pressung besteht.

15.2.6.3 Festigkeitsberechnung bei mittlerer Toleranzlage (der Zahnform)

Standardmässig werden zur Berechnung Werte für die theoretische Verzahnung (ohne Abmasse) herangezogen. Aktivieren Sie diese Checkbox, rechnet KISSsoft mit den mittleren Abmassen für Achsabstand, Fusskreis und Zahndicke. Diese Option eignet sich für den Einsatz bei grossen Toleranzen.

15.2.6.4 Zahnfussfestigkeit mit Kranzeinfluss (VDI 2737)

Die Festigkeitsberechnung von Innenverzahnungen bedarf in den meisten Fällen einer wesentlichen Ergänzung. Oft liegt eine Zahnkranzbeanspruchung vor, die sich auf die Tragfähigkeit auswirken kann. Die VDI 2737 ist heute die einzige Richtlinie, welche die Zahnkranzbeanspruchung und damit verbundene Einflüsse berücksichtigt. Die Berechnung erfolgt in zwei Schritten

1. Die Zahnfussbruchsicherheit (statisch und dauerfest) ohne Berücksichtigung des Zahnkranzeinflusses.

2. Zahnfussbruchsicherheit mit Zahnkranzeinfluss. Zu diesem Fall kann das Spannungsmaximum im Zahnfuss ausserhalb des Zahneingriffs unter Umständen grösser werden als die eigentliche Biegespannung im belasteten Zahn.

Der Kerbfaktor Y_S wird wie bei ISO 6336:2006 an der Stelle bestimmt, an der die Tangente an die Flanke mit der Zahnmittellinie einen Winkel von 60° einschliesst.

Die Resultate der Berechnung nach VDI 2737 befinden sich im normalen Protokoll in einem eigenen Abschnitt.

Faktor für Maximallast (VDI 2737)

Zur Berechnung der statischen Sicherheit nach VDI 2737 wird ein Maximallastfaktor eingegeben, der mit dem Nenndrehmoment multipliziert wird. Für die Berechnung der Dauerfestigkeit wird das Nenndrehmoment, wie üblich, mit dem Anwendungsfaktor K_A multipliziert.

15.2.6.5 Profilmodifikation

Für Hochleistungs-Zahnräder können beim Schleifen der Verzahnung Modifikationen an der theoretischen Evolvente vorgenommen werden. Vorschläge für vernünftige Modifikationen (bei Stirnrädern) erhalten Sie über das KISSsoft-Modul Z15 (siehe Kapitel 15.7, Modifikationen).

Die Art der Ausführung der Profilmodifikation hat einen Einfluss auf die Stirnfaktoren $K_{H\alpha}$ und $K_{H\beta}$ sowie auf die Berechnung der Fresssicherheit. Der Kraftaufteilungsfaktor Xγ wird je nach Ausführung der Profilmodifikation etwas anders berechnet. Der wesentliche Unterschied besteht zwischen Ausführung mit oder ohne Profilmodifikation. Der Unterschied zwischen Ausführung **für Hochleistungsgetriebe** oder **für gleichmässigen Eingriff** ist hingegen klein. Die Festigkeitsberechnungsnorm setzt voraus, dass der Wert der Kopfrücknahme C_a korrekt ausgelegt ist, sie gibt aber keine konkrete Vorgabe an. Der Kraftaufteilungsfaktor Xγ ergibt sich je nach der Art der Profilmodifikation gemäss DIN 3990 wie folgt:

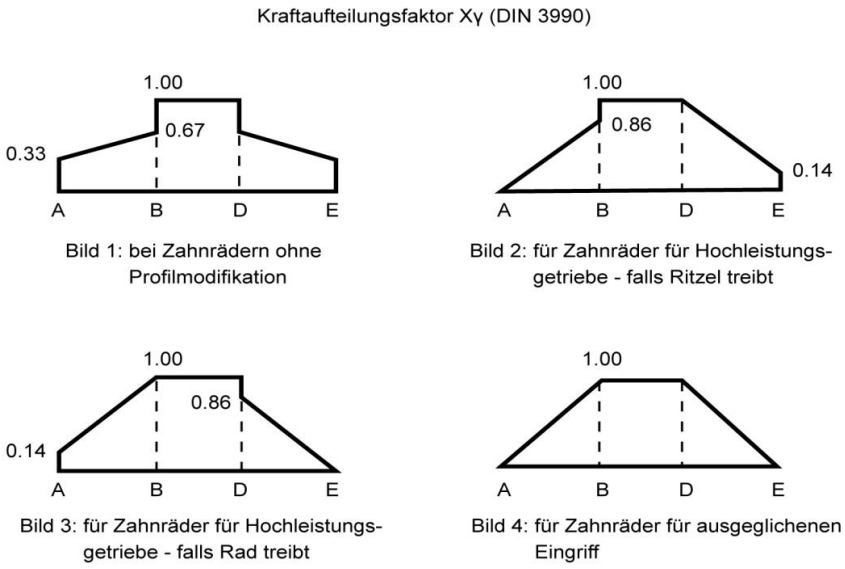


Abbildung 15.6: Kraftaufteilungsfaktor Xγ für verschiedene Profilmodifikationen

15.2.6.6 Lebensdauerfaktoren nach ISO 6336

Der Lebensdauerfaktor Z_{NT} reduziert die zulässige Werkstoffbelastung gemäss ISO 6336- 2:2006:

$$\sigma_{H\,\mathrm{lim}\,red} = Z_{NT} \cdot \sigma_{H\,\mathrm{lim}}$$

$$\sigma_{F\,\mathrm{lim}\,red} = Y_{NT} \cdot \sigma_{F\,\mathrm{lim}}$$

Bei der Berechnung von Stirnrädern nach ISO 6336 hat diese Eingabe eine wichtige Bedeutung und ist Grund für die kleineren Sicherheiten im Dauerfestigkeitsbereich gegenüber der DIN 3990.

1. **normal (Reduktion auf 0.85 bei 10^{10} Zyklen):** Die zulässige Werkstoffbelastung im Dauerfestigkeitsbereich (Fuss und Flanke) nimmt nochmals ab. Die Lebensdauerfaktoren Y_{NT} und Z_{NT} werden bei ≥10^{10} Lastwechseln zu 0.85 gesetzt.
2. **erhöht bei besserer Qualität (Reduktion auf 0.92):** Y_{NT} und Z_{NT} werden bei ≥ 10^{10} Lastwechseln zu 0.92 gesetzt (gemäss Angaben in ISO 9085).
3. **bei optimaler Qualität und Erfahrung (immer 1.0):** Die Reduktion entfällt und entspricht somit der DIN 3990. Vorausgesetzt ist eine optimale Behandlung und Kontrolle der Werkstoffe.

15.2.6.7 Modifikation Wöhlerlinie im Dauerfestigkeitsbereich

Bei dem üblichen Wöhlerdiagramm wird bei einer gewissen Lastwechselzahl der Dauerfestigkeitsbereich erreicht. Von diesem Punkt an verändert sich die Schwingfestigkeit bei einer Erhöhung der Lastwechselzahl nicht mehr. Dieses Verhalten wird nach Miner benannt.

Neuere Untersuchungen zeigen aber, dass es keine eigentliche Dauerfestigkeit gibt und die Wöhlerlinie im Dauerfestigkeitsgebiet modifiziert werden sollte.

Im Dauerfestigkeitsbereich können deshalb die folgenden modifizierten Formen angewählt werden:

- Miner (entspricht der DIN 3990, Teil 2, 3 und 6); Steigung ∞ (horizontal)
- nach Corten/Dolan; Steigung p
- nach Haibach modifiziert; Steigung 2*p
- nach Haibach original; Steigung 2*p-1 (nach [20])

Die hier erwähnte Steigung p entspricht der Wöhlerlinie nach ISO, AGMA oder DIN im zeitfesten Bereich, bestimmt aus YNT, bzw. ZNT. Siehe auch ISO 6336-6 [21]

Die folgende Abbildung (siehe Abbildung 15.7) zeigt die entsprechenden Charakteristiken. Bei der Lebensdauerberechnung mit Lastkollektiven ergibt der Ansatz nach Miner erfahrungsgemäss zu optimistische Resultate. Empfohlen wird der Ansatz nach Haibach.

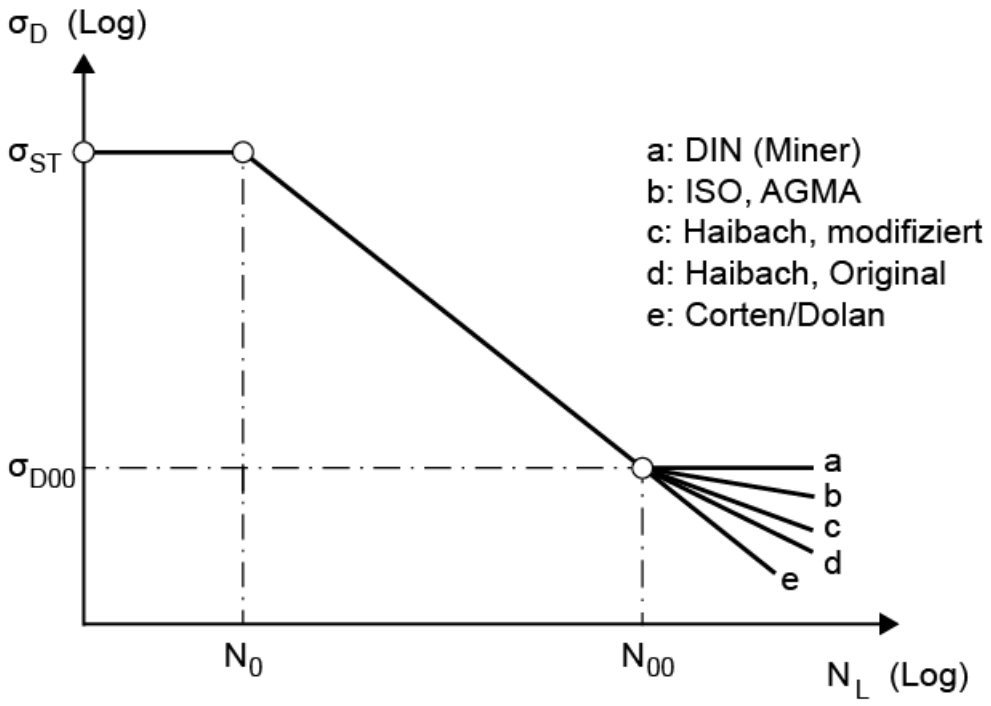


Abbildung 15.7: Dauerfestigkeitsmodelle

Hinweis zu Berechnungen nach ISO oder DIN:

Die Steigung der Wöhlerlinie für Zahnbiegung im zeitfesten Bereich (zwischen N0 und N00) wird bestimmt aus den Faktoren YNT, YdrelT, YRrelT und YX für den statischen und den dauerfesten Fall, hingegen im dauerfesten Bereich (NL > N00) nur aus Faktor YNT für den statischen und den dauerfesten Fall. Dasselbe gilt für die Flankenfestigkeit mit den Faktoren ZNT, ZL, ZV, ZR und ZW. Dies entspricht der Vorgehensweise nach ISO6336; bedeutet aber, dass sich bei der Wöhlerlinie nach Corten/Dolan ein Knick bei N00 ergibt.

Als Beispiel: Für einsatzgehärteten Stahl beträgt die Steigung der Wöhlerlinie im dauerfesten Bereich 13.2, hingegen im zeitfesten – je nach den exakten Werten von YdrelT, etc ungefähr 10.

Die Faktoren YdrelT, etc können über ‚Eigene Eingabe' auf 1.0 gesetzt werden, dann ergibt sich ein konstanter Verlauf der Wöhlerlinie.

► **Hinweis:**

In den gespeicherten Dateien *.z?? sowie in der STANDARD.z?? Datei gibt es die Variable ZS.CortanDolanFactors. Diese kann = true gesetzt werden. Damit kann erzwungen werden, dass auch die Faktoren YdrelT, YRrelT, YX, ZL, ZV, ZR und ZW – entgegen der Definition in ISO – im dauerfesten Bereich extrapoliert werden.

15.2.6.8 Zahnformfaktoren bestimmen

Der Zahnformfaktor Y_F berücksichtigt den Einfluss der Zahnform auf die nominelle Zahnfussspannung σ_{F0}. Der Spannungskorrekturfaktor Y_S berücksichtigt den Kerbwirkungseffekt im Zahnfuss. Für die Berechnung dieser beiden Faktoren gibt es drei Möglichkeiten:

1. **nach Formeln der Norm (normal)**
   Die Zahnformberechnung und die Bestimmung des Spannungskorrekturfaktors erfolgen - gemäss ISO 6336 oder DIN 3990 - an der Stelle des Zahnfusses, an welchem die Tangente mit der Zahnmittellinie einen Winkel von 30° einschliesst. Dieser Ansatz ist, insbesondere für Hochverzahnungen, anerkanntermassen ungenau.
2. **nach grafischer Methode**
   Gemäss Obsieger [22] wird ein verbesserter Ansatz gemacht, indem an der effektiv auf Grund des Herstellverfahrens bestimmten Zahnform für alle Punkte im ganzen Fussbereich das Produkt von Zahnform- Y_F und Spannungskorrekturfaktor Y_S berechnet und der Maximalwert bestimmt wird. Die Festigkeitsberechnung wird dann mit diesem Maximalwert durchgeführt. Die Faktoren Y_F und Y_S werden entsprechend der Formeln in ISO 6336 oder DIN 3990 berechnet.

   Insbesondere bei Sonderzahnformen und bei Innenverzahnungen ist die Methode sehr empfehlenswert. Diese Rechenprozedur wird, wenn die Verwendung erwünscht ist, in der Festigkeitsberechnung nach ISO 6336 und DIN 3990, sowie auch in der Feinauslegung angewandt.

   Hinweis:
   Wird die Zahnformberechnung nach grafischer Methode gewählt, führt KISSsoftvor jeder Festigkeitsberechnung eine Zahnformberechnung aus. Sie ist parametriert mit den zuvor im Eingabefenster Zahnform (siehe Kapitel 23.2.1, Zahnform) angegebenen Werkzeugdaten, bzw. mit den Vorgaben im Eingabefenster **Bezugsprofil**. Dabei wird der Maximalwert des Produkts von Zahnform- und Spannungskorrekturwert bestimmt und dann in der Festigkeitsberechnung eingesetzt.

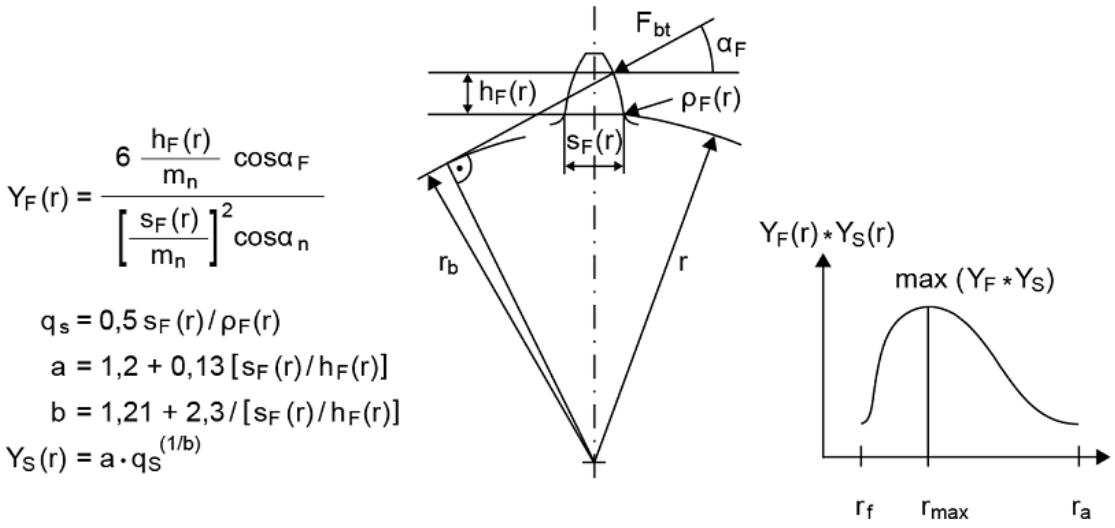


Abbildung 15.8: Abbildung: Zahnformfaktoren nach grafischer Methode

3. **bei Innenverzahnung nach Vorschlag VDI 2737**
   Diese Auswahl erlaubt bei der Festigkeitsberechnung nach ISO 6336 oder DIN 3990, die Verwendung des Zahnformfaktors nach VDI 2737, der für Innenverzahnungen wesentlich genauer ist, da er die Spannung am Punkt der 60° Tangente auswertet und die Zahnform aus dem Herstellprozess mit dem Stossrad ableitet.

   Die Berechnung nach ISO 6336 hat einen gegenüber der DIN 3990 verbesserten Ansatz zur Berechnung der Zahnfussspannung. Die Bestimmung der Fussrundung im kritischen Punkt (bei der 60° Tangente) ist aber noch fehlerhaft. Die Methode nach VDI 2737, Anhang B, ist viel genauer, weshalb empfohlen wird diese Methode zu verwenden. Wenn diese Option gewählt ist, wird nur die Zahnfussrundung ϱF und die Zahnfussdicke sFn im kritischen Querschnitt nach den Formeln der VDI 2737 berechnet, alle andern Grössen nach ISO 6336.

   Die Tabelle (unten) zeigt an 4 Beispielen, die doch grossen Abweichungen bei der Zahnfussrundung zwischen dem Resultat nach ISO 6336 und an der Zahnform gemessenen effektiven Werten. Die Berechnung nach VDI 2737 passt hingegen sehr gut.

Gear x=	**Pinion Cutter x0=**	**ϱF in ISO 6336-3 2006 und 2007-02**	**ϱF in aktueller ISO 6336-3 2007-04**	**ϱF gemessen auf der Zahnflanke**	**ϱF mit VDI 2737**
-0.75	0.1	0.201	**0.426**	**0.233**	**0.233**
-0.75	0.0	0.175	**0.403**	**0.220**	**0.220**
0.0	0.1	0.298	**0.364**	**0.284**	**0.286**

0.0	0.0	0.274	**0.343**	**0.265**	**0.264**

Tabelle 15.7: Vergleich Zahnfussrundungen

Hinweis zur Berechnung von Y_F:

- Zur Berechnung wird die theoretische Profilverschiebung verwendet, falls das Abmass As < 0.05*mn ist (gemäss ISO 6336-3). Andernfalls wird die (grössere) Herstellprofilverschiebung xE.e (unter Verwendung der theoretischen Überdeckung) verwendet, dies entspricht dem Vorgehen im Programm STplus (von München). In der ISO fehlt eine genaue Definition. Jedoch kann in den **Details** für die Fuss- und Flankenfestigkeitsberechnung eine bestimmte Toleranzlage vorgegeben werden, welche dann immer für die Festigkeitsberechnung und die Profilüberdeckung verwendet wird.
- Gemäss ISO ist für die Berechnung das Bezugsprofil der fertigen Verzahnung zu verwenden. Falls deshalb bei der Eingabe das Bezugsprofil für die Vorbearbeitung mit Protuberanz eingegeben wird, und nach Abzug der Schleifzugabe ein Fertigprofil mit Rest-Protuberanz verbleibt, wird für die Berechnung das Bezugsprofil für Fertigbearbeitung verwendet. Bei Bezugsprofil für die Vorbearbeitung ohne (oder mit zu kleiner) Protuberanz entsteht eine Schleifkerbe. Um diese Situation korrekt berechnen zu können, wird das Vorbearbeitungs-Bezugsprofil (mit Vorbearbeitungs-Herstellprofilverschiebung) für die Berechnung von Y_F verwendet. Zusätzlich wird mit dem Fertigbearbeitungs-Bezugsprofil die Schleifkerbe berechnet und damit Y_{Sg} (Kapitel 7.3 in ISO6336-3) bestimmt.

15.2.6.9 Zahneingriffssteifigkeit

Die Zahneingriffssteifigkeit wird für die Berechnung des Dynamikfaktors und des Breitenlastfaktors benötigt. Es stehen die folgenden Berechnungsmöglichkeiten zur Verfügung:

1. **nach Formeln der Norm (normal)**
   Die Zahneingriffssteifigkeit c_g wird in den Berechnungsnormen nach Überschlagsformeln (ISO 6336, DIN 3990, etc.) bestimmt.
2. **anhand der Zahnform**
   Die Steifigkeit der Zahnform c' wird bei Auswahl dieser Option nach der Dissertation von Weber/Banaschek [23] berechnet. Darin werden Zahnbiegung, Verformung des Grundkörpers und Hertzsche Pressung berücksichtigt. Letztere bedingt die Lastabhängigkeit von c'. Mittels der effektiven Zahnform wird die Eingriffssteifigkeit bestimmt (siehe Eingriffssteifigkeit (Z24)). Der dabei berechnete Mittelwert des Steifigkeitsverlaufs wird dann in die Berechnung übertragen. Diese Rechenprozedur wird, wenn die Verwendung erwünscht ist, in der Festigkeitsberechnung nach ISO 6336 und DIN 3990, sowie auch in der Feinauslegung (Z04) angewandt. Die Einzelfedersteifigkeit c' wird aus c_g berechnet, indem c' aus der Formel für c_g (ISO oder DIN) abgeleitet wird.

3. **konstant**
   Bei Auswahl dieser Option wird die Zahneingriffssteifigkeit konstant zu 20 N/mm/µm gesetzt.

15.2.6.10 Kleine Anzahl Grübchen zulässig

Die Bildung einer kleinen Anzahl Grübchen an der Flanke kann in bestimmten Fällen zugelassen werden. Dies führt bei einer Reihe von Werkstoffen im Zeitfestigkeitsbereich zu etwas höheren Flankensicherheiten durch eine geänderte Wöhlerlinie nach ISO6336-2, Abb. 6, Kurve 1 oder DIN3990-2, Bild 8.1.

15.2.6.11 Eingriffswinkelfaktor YSa berücksichtigen

Die Berechnung der Zahnfussspannung nach ISO 6336 gilt für ein Bezugsprofil mit einem Normaleingriffswinkel von 20° nach ISO 53. Für eine erweiterte Betrachtung des Einflusses des Normaleingriffswinkels auf die Zahnfussspannung kann der in Langheinrich [24] definierte Eingriffswinkelfaktor $Y_{S\alpha}$ verwendet werden.

Aussenverzahnung, Zahnstange:

$Y_{Sa,\,sym} = 1+0.012(20-\alpha_n)$

Innenverzahnung:

$Y_{Sa,\,sym} = 1+0.001(20-\alpha_n)$

15.2.6.12 Schmierstofffaktor

Der Schmierstofffaktor wird für die Berechnung von Reibungszahl, Verlust, Mikropitting sowie Fressen benötigt und kann über den entsprechenden Einstellungen-Button definiert werden.

Gemäss ISO/TS 6336-22 gilt:

- 1.0 für Mineralöle
- 0.6 für wasserlösliche Polyglykole
- 0.7 für nicht wasserlösliche Polyglykole
- 0.8 für Polyalfaolefine
- 1.3 für Phosphatester
- 1.5 für Traktionsfluide

15.2.6.13 Gefügefaktor XwrelT oder Gefügefaktor Xw (Fressen)

Der Gefügefaktor berücksichtigt die Unterschiede in Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Fresstemperatur. Der Faktor kann über den entsprechenden Einstellungen-Button definiert werden. Je nach Norm wird der relative Gefügefaktor X_{wrelT} (in DIN 3990 und in ISO/TS 6336-21:2022) oder der Gefügefaktor X_w (in ISO/TS 6336-20:2022) verwendet. Da aber gilt $X_{wrelT} = X_w/X_{wT}$ sowie $X_{wT} = 1$. Daraus ergibt sich $X_{wrelT} = X_w$; die beiden Faktoren sind identisch.
Die Normen machen keine Angaben, wie bei einer Paarung unterschiedlicher Werkstofftypen zu verfahren ist. Diesen Faktor müssen Sie eingeben, er wird von KISSsoft nicht automatisch gesetzt.

Vergütete Stähle	1.00
Phosphatierte Stähle	1.25
Verkupferte Stähle	1.50
Nitrierte Stähle	1.50
Einsatzgehärtete Stähle	1.15 (mit unterdurchschnittlichem Austenitgehalt)
Einsatzgehärtete Stähle	1.00 (mit normalem Austenitgehalt)
Einsatzgehärtete Stähle	0.85 (mit überdurchschnittlichem Austenitgehalt)
Rostfreie Stähle	0.45

Tabelle 15.8: Gefügefaktor nach DIN 3990-4

Wie der Faktor einzusetzen ist, wenn Ritzel und Rad aus unterschiedlichen Werkstofftypen bestehen, wird von der Norm nicht festgelegt. Sicherer ist es, in einem solchen Fall den kleineren Wert für das Paar einzusetzen.

15.2.6.14 Schleifkerbe

Der Einfluss der Schleifkerbe kann gemäss DIN 3990 oder ISO 6336 durch den Faktor Y_{Sg} berücksichtigt werden. Eingegeben wird das Verhältnis von Tiefe der Schleifkerbe t_g zu Radius der Schleifkerbe ϱ_g gemäss Bild DIN 3990-3, Kapitel 4.4 oder gemäss ISO 6336-3, Figure 5. Berechnet wird in KISSsoftein Faktor $Y_g = Y_{Sg}/Y_S$ (ein Faktor, der mit Y_S multipliziert wird).

Für die Tiefe der Schleifkerbe t_g wird der Abstand der 30° Tangenten von Vor- und Fertigkontur verwendet. Wenn in KISSsoftein Aufmass für die Vorbearbeitung eingegeben wird (siehe Abb. 14.11), dann kann das Verhältnis t_g/ϱ_g nicht mehr vom Benutzer eingegeben werden, sondern wird von der Software bestimmt. Eine Schleifkerbe entsteht, wenn eine Eintauchtiefe der Schleifscheibe (siehe Kapitel 15.7, Modifikationen) eingegeben wurde und keine Restprotuberanz verbleibt, also entweder kein Protuberanzwerkzeug verwendet wurde, oder das Aufmass zu klein gewählt wurde. Der Rundungsradius ϱ_g wird dann durch Abwälzen der Schleifscheibe an der 30°- Tangente bestimmt (bei Innenverzahnungen an der 60° Tangente).

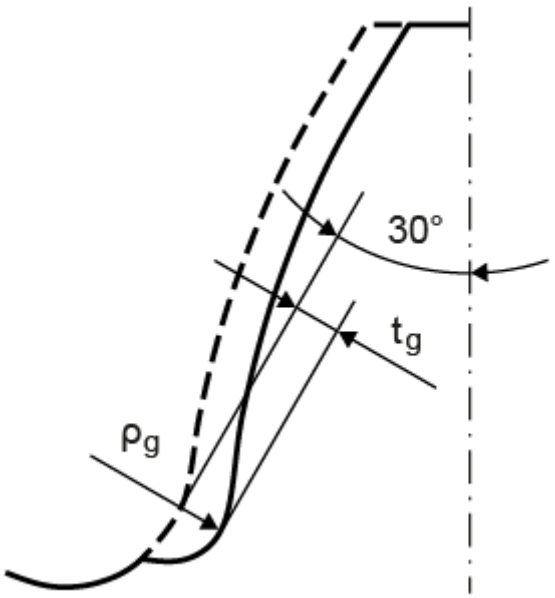


Abbildung 15.9: Schleifkerbe

15.2.6.15 Vorspannung

Der Einfluss eines Presssitzes, oder andere die Zahnfussspannung beeinflussende Behandlungen, kann durch die Vorspannung σ_P berücksichtigt werden. Dieser Wert beeinflusst die berechnete Zahnfussspannung sowie die Sicherheit nach folgenden Formeln:

Für die statische Festigkeit:

$$\sigma'_F = \sigma_F + \sigma_P$$

$$S'_S = \frac{R_P}{\sigma'_F}$$

$$S'_B = \frac{R_m}{\sigma'_F}$$

Für die Ermüdungsfestigkeit:

$$\sigma'_{FG} = \sigma_{FG} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_P}{R_m}\right)$$

$$S'_F = \frac{\sigma'_{FG}}{\sigma_F}$$

Die Vorspannung σ_P erzeugt lediglich zusätzliche Ergebnisse in den Protokollen. Ergebnisse im Resultate Fenster bleiben unverändert. Sie kann unter „Festigkeit" -> „Details" definiert werden.

► **Hinweis 1**

Diese Regel ist in der ISO-Norm nicht dokumentiert; **wir empfehlen daher grösste Vorsicht, wenn der Vorspanneffekt berücksichtigt werden soll.** Die Formeln stammen von Alstom Ecotecnia. KISSsoft zeigt diesen Effekt nur im Protokoll.

► **Hinweis 2**

Wird die Anwendung dieser Regel für die Hauptberechnung gefordert (Einzellast oder Lastkollektive), muss hierfür der Wert σ'Flim entsprechend der Gleichung für 'FG wie folgt verändert werden:

$$\sigma' F\lim = \sigma F\lim^* \cdot \left(I - \frac{\sigma_P}{R_m} \right)$$

In den Werkstoffwerten muss σ'Flim an Stelle von σFlim eingesetzt werden; dann wird die Hauptberechnung anhand dieser Regel für die Vorspannung ausgeführt.

15.2.6.16 Trägheitsmomente

Bei Bedarf kann das Trägheitsmoment der Zahnräder eingegeben werden. Die Angabe wird verwendet bei der Berechnung des Dynamikfaktors. Bei Falscheingabe (Abweichung > 100% von der erwarteten Angabe) wird eine Warnung ausgegeben. Meistens handelt es sich dann um einen Fehler in den Masseinheiten bei der Eingabe.

15.2.6.17 Optimale Kopfrücknahme

Für die Berechnung der Sicherheit gegen Mikropitting nach Methode B der ISO/TS 6336-22 muss eingegeben werden, ob die Profilmodifikation als optimal angenommen werden soll oder nicht. Dasselbe gilt für die Berechnung der Fresssicherheit. Eine Kontrolle erfolgt durch die Software, ob die effektive Kopfrücknahme (Ca) in etwa der optimalen (Ceff) entspricht. Wenn diese Kontrolle grosse Abweichungen ergibt, d.h. Ca < 0.333*Ceff oder Ca > 2.5*Ceff ist, erscheint eine Warnung. In diesem Fall wird die Eingabe nicht beachtet und im Report entsprechend dokumentiert.

15.2.6.18 Fussrundung geschliffen

Die Angabe, ob die Fussrundung geschliffen ist oder nicht, wird nur verwendet bei Berechnungen nach GOST.

15.2.6.19 Information zur Werkstoffhärte

Für mehr Informationen zur Werkstoffhärte gehen Sie bitte zum Abschnitt **Rechenmethode Flankenbruch** (siehe Kapitel 15.2.1.6).

15.2.7 Details der Festigkeit (AGMA)

Klicken Sie auf **Details** für die Fuss- und Flankenfestigkeitsberechnung, um einen Dialog mit zusätzlichen Einstellungen für die Festigkeitsberechnung zu öffnen.

► **Hinweis**

Hier werden nur die vom Eingabefenster der Berechnungen nach ISO abweichenden Ergänzungen erläutert.

15.2.7.1 Zeitfestigkeitsfaktoren

Die Zeitfestigkeitsfaktoren bestimmen die zulässigen Werkstoffwerte im Zeit- und Dauerfestigkeitsgebiet. Für Standardanwendungen reduziert sich die Dauerfestigkeit bis 10^{10} Lastwechseln von 100% auf 90% (Fuss) und 85% (Flanke). Der Abfall der Festigkeit wird gemäss AGMA auch über die 10^{10} Lastwechsel hinaus verlängert. Bei kritischen Anwendungen (wenn ein Ausfall des Getriebes unbedingt vermieden werden sollte) werden die Werkstoffwerte gegenüber Standard-Anwendungen weiter reduziert.

15.2.7.2 Zahnformfaktoren

Für Stirnräder mit kleinem Schrägungswinkel oder geradverzahnte Stirnräder kann wahlweise der Kraftangriff am Kopf oder der Kraftangriff im Einzeleingriffspunkt (genauere Variante) gewählt werden. Bei Stirnrädern mit grossem Schrägungswinkel ($\varepsilon_\beta \geq 1$) wird nach AGMA immer der Kraftangriff in den Einzeleingriffspunkt gelegt.

Die Berechnung am Einzeleingriffspunkt führt zu einer kleineren Zahnfussbeanspruchung durch eine Aufteilung der Lasten auf zwei Zahnpaare. Bei grossen Teilungseinzelabweichungen tritt diese Aufteilung allerdings nicht auf, deshalb sollte dann der Kraftangriff am Kopf gewählt werden.

Gemäss AGMA wird als kritischer Querschnitt im Fuss der Kontaktpunkt zwischen der Zahnform und der Lewis-Parabel gewählt. Dort werden die Spannungen ermittelt. Zur Berechnung von Innenverzahnungen liefert die AGMA keine Formeln, sondern verweist auf die grafische Zahnformbestimmung. Die erforderlichen Daten sind Messungen zu entnehmen. Durch Aktivieren der Checkbox für den Zahnformfaktor nach grafischer Methode führt die Software automatisch eine Zahnformberechnung an der Stelle des grössten K_f- oder I-Faktors aus. Gegenüber der Methode nach Lewis, bei der die Berechnung nur im Kontaktpunkt der Parabel ausgeführt wird, liefert der Ansatz des Querschnitts mit den grössten Spannungen genauere Ergebnisse und ist daher auch für Aussenzahnräder zu empfehlen.

15.2.7.3 Transmission accuracy level number

A_V (bzw. Q_V für AGMA 2001-C95 oder früher) wird nach den Formeln der AGMA 2001 oder 2101 berechnet und hängt stark von der Verzahnungsqualität ab. A_V kann um eine Stufe grösser oder kleiner sein als die Verzahnungsqualität und wird für die Berechnung des Dynamikfaktors benötigt. Der Wert kann vom Benutzer überschrieben werden.

15.2.8 Lastkollektiv definieren

In dieser Gruppe können Sie auf Lastkollektive, die in der Datenbank abgelegt wurden, zugreifen. Weiter können die Lastkollektive direkt definiert werden.

Wenn **Einlesen** gewählt wird, kann eine Datei (Entweder *.txt oder *.dat) mit einem Lastkollektiv eingelesen werden.

Eine Beispieldatei, wie ein Lastkollektiv definiert werden kann, ist in der Datei 'Example_DutyCycle.dat' im Unterordner **dat** im KISSsoft-Installationsverzeichnis ersichtlich. Für Lastkollektive auf Trägern muss das in 'Example_Carrier_DutyCycle.dat' dargestellte spezielle Format mit einem Header verwendet werden.

Sollen bei der Berechnung mit Lastkollektiven für jedes Lastkollektivelement separate Faktoren ($K_{H\beta}$, K_{γ}, etc.) berücksichtigt werden, müssen im **Tab Faktoren** entsprechende Einstellungen für den Lastverteilungsfaktor K_{γ} (siehe Kapitel 15.3.4, Aufteilungsfaktor), den Wechselbiegungsfaktor Y_M (siehe Kapitel 15.3.5, Wechselbiegungsfaktor) und den Breitenlastfaktor $K_{H\beta}$ (siehe Kapitel 15.3.6, Breitenlastfaktor) vorgenommen werden. Eine Beispieldatei, wie ein Lastkollektiv mit Faktoren ($K_{H\beta}$, K_{γ}, etc.) definiert werden kann, ist in der Datei 'Example_DutyCycleWithFactors.dat' im Unterordner **dat** im KISSsoft-Installationsverzeichnis ersichtlich.

Ein Lastkollektiv kann auch mit der Option **Drehmoment-Messung** aus einer Messreihe mit Drehmoment/Drehzahl/Zeit generiert werden. Der Aufruf erfolgt über den Umrechnen-Button unterhalb der Lastkollektiv-Tabelle, (siehe Kapitel 15.8, Drehmoment-Messung).

15.2.8.1 Art des Lastkollektivs

Die Berechnung der Lebensdauer bei Lastkollektiven erfolgt nach der ISO 6336, Teil 6, und beruht auf der Palmgren-Miner-Regel.

Vorgegeben sind drei Lastkollektive nach DIN 15020 (Kranbau) und viele Normkollektive. Eigene Lastkollektive können eingegeben werden.

Ein Lastkollektiv besteht aus mehreren (bis zu 50 in der Datenbank bzw. unbeschränkt falls eingelesen ab Datei) Elementen, jeweils bestehend aus der Häufigkeit, Drehzahl und Leistung oder Drehmoment. Die Daten beziehen sich immer auf das bei der Eingabe der Nennleistung (Maske Leistung- Moment-Drehzahl) gewählte Bezugsrad. Intern werden die Werte als Faktoren abgelegt, so dass bei der Änderung der Nennleistung die Werte automatisch angepasst werden.

Wenn bei Planetenstufen zwei Drehzahlen ungleich Null vorgegeben sind, können zwei Lastkollektive ausgewählt werden. Beim zweiten Lastkollektiv spielt dabei nur der Drehzahlfaktor eine Rolle.

► Hinweis

In der Berechnung wird die Lastabhängigkeit der K-Faktoren (Dynamik-, Breitenlast- und Stirnfaktoren) berücksichtigt. Wenn das Resultat genauer überprüft werden sollte, finden sich in der Textdatei Z18-H1.TMP (im TMP-Verzeichnis) die interessanten Zwischenresultate.

15.2.8.2 Lastkollektive mit negativen Elementen

Lastkollektive mit negativen Lastkollektiv-Elementen (T < 0 und/oder n < 0) können wahlweise wie folgt berechnet werden.

WICHTIG:

- Ein Lastkollektiv-Element wird dann als negativ bewertet, wenn die Nicht-Arbeitsflanke belastet wird.
- Wird für die Berechnung der Grübchensicherheit bei Zwischenrädern nicht angewendet (bei Planetenstufen folglich nur auf Sonne und Hohlrad; beim Planeten wird angenommen, dass beide Flanken immer belastet werden).
- Wird für die Berechnung der Zahnfusssicherheit nur auf Elemente, bei welchen der Wechselbiegungsfaktor Y_M=1.0 ist, angewendet.

ARBEITSFLANKE RAD 1: Rechts

LK-Element	Leistung	Drehmoment	Drehzahl	LK-Element Typ
1	+1	+1	+1	positiv
2	-1	+1	-1	positiv
3	-1	-1	+1	negativ
4	+1	-1	-1	negativ

ARBEITSFLANKE RAD 1: Links

LK-Element	Leistung	Drehmoment	Drehzahl	LK-Element Typ
1	+1	+1	+1	positiv
2	-1	+1	-1	positiv
3	-1	-1	+1	negativ
4	+1	-1	-1	negativ

Option 1: Alle negativen LK-Elemente positiv werten

	Arbeitsflanke mit Schädigungakkumulation					
	Paar 1		Paar 2		Paar 3	
LK-E.	Rad 1	Rad 2	Rad 2	Rad 3	Rad 3	Rad 4
1	Rechts	Rechts	Links	Links	Rechts	Rechts
2	Rechts	Rechts	Links	Links	Rechts	Rechts
3	Rechts	Rechts	Links	Links	Rechts	Rechts
4	Rechts	Rechts	Links	Links	Rechts	Rechts

n.b. - nicht berücksichtigt

Option 1: Alle negativen LK-Elemente positiv werten

	Arbeitsflanke mit Schädigungakkumulation					
	Paar 1		Paar 2		Paar 3	
LK-E.	Rad 1	Rad 2	Rad 2	Rad 3	Rad 3	Rad 4
1	Links	Links	Rechts	Rechts	Links	Links
2	Links	Links	Rechts	Rechts	Links	Links
3	Links	Links	Rechts	Rechts	Links	Links
4	Links	Links	Rechts	Rechts	Links	Links

n.b. - nicht berücksichtigt

Option 2: Nur rechte Flanke berücksichtigen

	Arbeitsflanke mit Schädigungakkumulation					
	Paar 1		Paar 2		Paar 3	
LK-E.	Rad 1	Rad 2	Rad 2	Rad 3	Rad 3	Rad 4
1	Rechts	Rechts	n.b.	n.b.	Rechts	Rechts
2	Rechts	Rechts	n.b.	n.b.	Rechts	Rechts
3	n.b.	n.b.	Rechts	Rechts	n.b.	n.b.
4	n.b.	n.b.	Rechts	Rechts	n.b.	n.b.

n.b. - nicht berücksichtigt

Option 2: Nur linke Flanke berücksichtigen

	Arbeitsflanke mit Schädigungakkumulation					
	Paar 1		Paar 2		Paar 3	
LK-E.	Rad 1	Rad 2	Rad 2	Rad 3	Rad 3	Rad 4
1	Links	Links	n.b.	n.b.	Links	Links
2	Links	Links	n.b.	n.b.	Links	Links
3	n.b.	n.b.	Links	Links	n.b.	n.b.
4	n.b.	n.b.	Links	Links	n.b.	n.b.

n.b. - nicht berücksichtigt

Option 3: Nur linke Flanke berücksichtigen

	Arbeitsflanke mit Schädigungakkumulation					
	Paar 1		Paar 2		Paar 3	
LK-E.	Rad 1	Rad 2	Rad 2	Rad 3	Rad 3	Rad 4
1	n.b.	n.b.	Links	Links	n.b.	n.b.
2	n.b.	n.b.	Links	Links	n.b.	n.b.
3	Links	Links	n.b.	n.b.	Links	Links
4	Links	Links	n.b.	n.b.	Links	Links

n.b. - nicht berücksichtigt

Option 3: Nur rechte Flanke berücksichtigen

	Arbeitsflanke mit Schädigungakkumulation					
	Paar 1		Paar 2		Paar 3	
LK-E.	Rad 1	Rad 2	Rad 2	Rad 3	Rad 3	Rad 4
1	n.b.	n.b.	Rechts	Rechts	n.b.	n.b.
2	n.b.	n.b.	Rechts	Rechts	n.b.	n.b.
3	Rechts	Rechts	n.b.	n.b.	Rechts	Rechts
4	Rechts	Rechts	n.b.	n.b.	Rechts	Rechts

n.b. - nicht berücksichtigt

Option 4: Beide Fälle rechnen und ungünstigeren Fall dokumentieren.
Optionen 2 und 3 werden berechnet und der ungünstigere Fall dokumentiert.

Option 4: Beide Fälle rechnen und ungünstigeren Fall dokumentieren.
Optionen 2 und 3 werden berechnet und der ungünstigere Fall dokumentiert.

Abbildung 15.10: Bewertung von Lastkollektiv-Elementen

Unter **Details für die Fuss- und Flankenfestigkeitsberechnung** im Tab **Belastung** kann Folgendes ausgewählt und festgelegt werden:

- Für die Berechnung der Grübchensicherheit

        - Alle negativen Lastkollektiv-Elemente positiv werten (wie bisher)
        - Nur rechte Flanke berücksichtigen
        - Nur linke Flanke berücksichtigen
        - Beide Fälle rechnen und ungünstigeren Fall dokumentieren
    - Für die Berechnung der Zahnfusssicherheit
        - Alle negativen Lastkollektiv-Elemente positiv werten (wie bisher)
        - Bei negativen Lastkollektiv-Elementen Fussspannung mit 1/0.7 erhöhen
        - Bei positiven Lastkollektiv-Elementen Fussspannung mit 1/0.7 erhöhen
        - Beide Fälle rechnen und realistischeren Fall dokumentieren

15.2.8.3 Klassifizierung der Lastkollektive nach F.E.M. Richtlinie

Für ein Lastkollektiv wird im Report unter dem Abschnitt ‘Ergänzende Daten’ nach F.E.M 1.001 [25] der Spektrumfaktor k_m, sowie die Maschinenklassen L, T und M angegeben.

Der Spektrumfaktor k_m liegt zwischen 0 und 1 und beschreibt die Belastung einer Maschine durch das wirkende Drehmoment. Bei einem Lastkollektiv von 100% Drehmoment zu 100% der Zeit wird k_m zu 1. Die Spektrumklasse L wird nach Tab. T.2.1.3.3 der F.E.M. 1.001 aus dem errechneten Spektrumfaktor k_m ermittelt und steigt mit dem wirkenden Drehmoment von L1 bis zu L4.

Die Anwendungsklasse T wird aus der gesamten Zeitdauer des Lastkollektives ermittelt. Dabei wird je nach einer Zeitdauer zwischen Null und 50 000 Betriebsstunden die Maschine in eine bestimmte Anwendungsklasse T0 bis T9 eingeteilt (s. Tab. T.2.1.3.2 der F.E.M. 1.001). Im Report werden jeweils die vorgegebene und erreichbare Anwendungsklasse T ausgegeben.

Je nach festgestellter Anwendungsklasse T und Spektrumklasse L wird gemäss Tab. T.2.1.3.2 der F.E.M. 1.001 eine Maschinenklasse M ermittelt. Im Report werden jeweils die vorgegebene und erreichbare Maschinenklasse M ausgegeben. In Abhängigkeit der Anwendungsklasse T und Spektrumklasse L werden die Maschinenklassen M1 (kurze Betriebsdauer, geringe Belastungen) bis M8 (lange Betriebsdauer, hohe Belastungen) festgelegt.

15.3 Faktoren

Das Eingabefenster **Faktoren** gehört zu den Standard-Tabs (siehe Kapitel 5.1, Standard- und Spezialtabs).

15.3.1 Anwendungsfaktor

Mit dem Anwendungsfaktor werden Unsicherheiten in der Lastannahme sowie Stösse berücksichtigt, wobei $K_A \geq 1.0$. Einen Hinweis auf die Grösse des Faktors gibt die folgende Tabelle. Ausführlichere Angaben dazu finden Sie in der ISO 6336, DIN 3990 und DIN 3991.

Bei der Entscheidung, wie der Anwendungsfaktor gewählt werden soll, sollten Sie Sollsicherheiten, Lastannahmen und Anwendungsfaktor im Zusammenhang betrachten.

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	Arbeitsweise der getriebenen Maschine			
	gleich mässig	mässige Stösse	mittlere Stösse	starke Stösse
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 15.9: Zuordnung Arbeitsweise - Anwendungsfaktor

In DIN 3990, Teil 41 (Fahrzeuggetriebe) wird unterschieden zwischen einem Anwendungsfaktor für die Flankenfestigkeit K_{AH} und der Fussfestigkeit K_{AF} . Für alle Berechnungen ausser der Flankenfestigkeit, z. B. für die Fresssicherheit, wird der Anwendungsfaktor K_{AF} verwendet.

Der Anwendungsfaktor nach DIN 3990, Teil 41, darf auch kleiner als 1.0 sein. Dies ist gedacht, um eine Berechnung mit Lastkollektiven zu umgehen. Für ein 4-Gang-PKW- Getriebe werden in DIN 3990, Teil 41, Anhang A z.B. folgende Werte vorgeschlagen:

Gang	R	1	2	3	4
N_L	10^5	2 * 10^6	1.5 * 10^7	3 * 10^7	2 * 10^8
K_{AH}	0.65	0.65	0.65	0.65	
K_{AF}	0.70	0.70	0.80	0.80	

Tabelle 15.10: Anwendungsfaktor nach DIN 3990, Teil 41

15.3.2 Dynamikfaktor

Der Dynamikfaktor berücksichtigt Zusatzkräfte auf Grund von Eigenschwingungen (Resonanzen) im Zahneingriff. Er wird standardmässig gemäss der gewählten Rechenmethode berechnet, kann aber auch auf Grund von genaueren Messungen eingegeben werden. Haben Sie die Checkbox rechts des Eingabefelds ausgewählt, können Sie den Wert ändern.

15.3.3 Stirnfaktor

Der Stirnfaktor $K_{H\alpha}$ wird auf Grund der gewählten Rechenmethode berechnet. Der Stirnfaktor berücksichtigt ungleichmässiges Tragverhalten über mehrere Zähne. Bei steigender Überdeckung wird der Stirnfaktor grösser, abhängig von der vorgegebenen Verzahnungsqualität. Eine hohe Überdeckung führt zu einer Minderung der Fussspannungen, dieser Effekt wird bei grossen Teilungseinzelabweichungen durch den Stirnfaktor kompensiert.

In Sonderfällen wird der Stirnfaktor unrealistisch gross. Wenn man den Stirnfaktor in einem solchen Fall beschränken möchte, setzt man einen Haken in die Checkbox rechts neben dem Eingabefeld. Der Wert ist dann veränderbar.

15.3.4 Aufteilungsfaktor

Der Aufteilungsfaktor berücksichtigt die ungleichmässige Verteilung der Last auf mehrere Planeten oder Zwischenräder. Die Last wird dabei mit diesem Faktor multipliziert. Auslegungsvorschlag nach AGMA 6123-C16:

	Anzahl Planeten								
Anwendungs-level	2	3	4	5	6	7	8	9	**Flexible Montage**
1	1.16	1.23	1.32	1.35	1.38	1.47	1.52	-	ohne
2	1.00	1.05	1.25	1.35	1.38	1.47	1.52	1.61	ohne
3	1.00	1.00	1.15	1.19	1.23	1.27	1.30	1.33	ohne
4	1.00	1.00	1.08	1.12	1.16	1.20	1.23	1.26	mit

Tabelle 15.11: Aufteilungsfaktor Kγ in Abhängigkeit der Planetenzahl

Anwendungslevel	**Erklärung**
1	Typisch für grosse, langsam drehende Planetengetriebe
2	Mittlere Qualität, typisch für Industriegetriebe
3 & 4	Getriebe hoher Qualität, z.B. für Gasturbinen

Tabelle 15.12: Bedeutung der Anwendungslevel

Der Aufteilungsfaktor kann auch nach ISO/TS 6336-20 (Aufteilungsfaktor K_{mp}) oder nach DNVGL-CG-0036 berechnet werden mit

$$K_\gamma = 1.0 + 0.25 \cdot \sqrt{n_p - 3}$$

n_p – number of planets ≥ 3

► **Hinweis**

Level 2 oder höher verlangt, dass mindestens ein Element fliegend ist.
Level 3 oder höher verlangt einen flexiblen Zahnkranz.
Flexible Montage der Planeten verlangt eine Lagerung auf flexiblem Zapfen/flexibler Welle oder eine Lagerung mit Kupplung.

In Abhängigkeit der Verzahnungsqualität und der Anzahl Planeten wird mittels der Methode **Berechnet nach AGMA 6123** der Aufteilungsfakor K_γ für die Anwendungslevel 1 bis 3 bestimmt.

Soll der Lastverteilungsfaktor bei Verwendung von Lastkollektiven für jedes Element unterschiedlich eingegeben werden ist die Methode **Eigene Eingabe, pro Laststufe** zu wählen.

15.3.5 Wechselbiegungsfaktor

Die Berechnung der Zahnfussfestigkeit ist für die schwellende Belastung des Zahnfusses ausgelegt. In Spezialfällen ist der Zahnfuss aber durch Wechselbiegung belastet (z. B. das Planetenrad in Planetengetrieben). Für dieses Szenario kann durch Wahl der Methode **Eigene Eingabe** oder **Eigene Eingabe, pro Lastkollektivellement,** die Wechselbiegefaktoren der einzelnen Räder verändert werden. Alternativ zur direkten Übergabe der Werte können Sie durch Wahl der Methode **Berechnet nach ISO 6336-3 Anhang B** den Faktor berechnen lassen. Dazu müssen Sie dann im Tab **Belastung** im Abschnitt Lastkollektiv die Parameter f_{low} und f_{high} für jedes Rad eingeben. f_{high} muss immer mit 100% vorgegeben werden.

Die ISO 6336-5:2003, Abschnitt 5.3.3 und DIN 3990-5, Abschnitt 4.3 geben Y_M für den Fall reiner Wechselbeanspruchung mit 0.7 an. In ISO 6336-3:2006, Anhang B wird das Spannungsverhältnis *R* mit folgender Formel für Zwischen- und Planetenräder berücksichtigt

$$Y_M = \frac{1}{1 - R \cdot \frac{1 - M}{1 + M}}$$	(12.16)
$$R = -1.2 \cdot \frac{f_{low}}{f_{high}}$$	(12.17)

f_{high}	Lastanteil der höher belasteten Seite der Flanke (muss immer mit 100% vorgegeben werden)
f_{low}	Lastanteil der niedriger belasteten Seite der Flanke
M	Von der Behandlungsart und der Beanspruchungsart
	abhängige dimensionslose Grösse
	(siehe Tabelle B.1 in ISO 6336:2006-3, Annex B)
R	Spannungsverhältnis
Y_M	Wechselbiegungsfaktor

Behandlung	**Dauerfestigkeitsfaktor**	**Faktor für statischen Nachweis**
Stähle		

einsatzgehärtet	0.8 - 0.15 Y_S	0.7
einsatzgehärtet und kugelgestrahlt	0.4	0.6
nitriert	0.3	0.3
brenn-/induktionsgehärtet	0.4	0.6
nicht oberflächengehärtete	0.3	0.5
Gussstahl	0.4	0.6

Tabelle 15.13: Mittleres Spannungsverhältnis M entsprechend Table B.1 - Mean stress ratio in ISO 6336:2006-3

Nach Linke [26] wird der Wechselbiegungsfaktor (dort als Y_A bezeichnet) gemäss Abb. 14.19 bestimmt. Für Kunststoffe gilt nach Niemann [7] eine Empfehlung von 0.8 für Hartgewebe und von 0.667 für PA sowie POM.

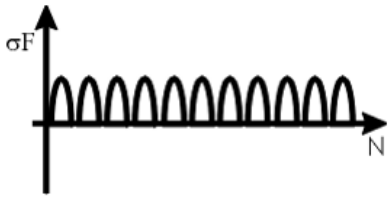
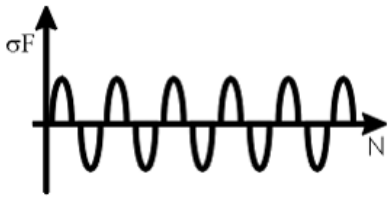
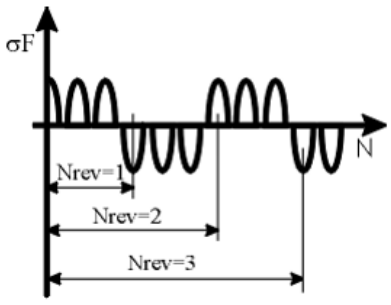
Betriebsart	Wechselbiegungsfaktor (Mittelspannungseinflussfaktor) Y_M	Belastungsrichtung
schwellend	1	
wechselnd	0.7 (1) 0.65 (2)	
reversierend	$0.85 - 0.15 \cdot \frac{\log N_{rev}}{6}$ (1) $0.85 - 0.20 \cdot \frac{\log N_{rev}}{6}$ (2) $(1 \leq N_{rev} \leq 10^6)$ 0.7 (1) 0.65 (2) $(N_{rev} \geq 10^6)$	
(1) Linke, H.: Stirnradverzahnung, Carl Hanser Verlag, 1996. (2) Linke, H.: Stirnradverzahnung, Carl Hanser Verlag, 2010.		

Abbildung 15.11: Wechselbiegungsfaktor nach Linke [26]

► **Hinweis**

Y_M ist nicht genormt und ist nicht Bestandteil der ISO 6336-3 Methode B. Der Anwender sollte sicherstellen, dass die eingesetzten Werte durch Erfahrungswissen oder Versuche abgesichert werden.

15.3.5.1 Lastkollektiv mit wechselndem Drehmoment

Lastkollektivelemente können auch mit negativen Drehmomenten eingegeben werden.

Die Problematik:

Bis heute sind keine Rechenvorschriften bekannt, welche die Berechnung von Zahnrädern mit wechselnden Lastkollektiven beschreiben.

Der einzige eindeutige Fall ist, wenn bei jedem Zyklus (und in jedem Element des Kollektivs) ein Wechselmoment anliegt. Dann entspricht ein Lastwechsel genau einer Doppelbelastung mit +Moment und dann mit –Moment. Dieser Fall wird korrekt berechnet, indem das Lastkollektiv der +Momente und der Wechselbiegungsfaktor Y_M für den Zahnfuss eingegeben wird. Die Flanke wird ebenfalls korrekt berechnet, da die +Momente immer an der gleichen Flanke anliegen.

Wenn hingegen der Antrieb eine gewisse Zeit vorwärts und anschliessend rückwärts läuft, sind sich die Experten zwar einig, dass dies für den Zahnfuss keine reine Wechsellast ist (und möglicherweise nur als ein einziger Wechsellast-Lastwechsel zählt). Aber wie genau ein solcher Fall realistisch rechnerisch bewertet wird, ist in Diskussion. Noch schwieriger ist es zu definieren, wie gemischte Lastkollektive mit ungleichen + und –Momenten für den Zahnfuss zu behandeln sind. Für die Flanke werden in einem solchen Fall nur die +Momente betrachtet (unter der Voraussetzung, dass die +Momente gleich oder grösser als die –Momente sind).

Ein Hinweis zur Behandlung von Lastkollektiven mit reversierendem Drehmoment:

Ein Belastungsverlauf wie in der Abbildung unten dargestellt, wenn der Zahn einige Male auf der linken Flanke belastet wird und anschliessend einige Male auf der rechten Flanke, kann wie folgt als Lastkollektiv umgesetzt werden. Hier an einem Beispiel dargestellt.

Belastungsverlauf (Beispiel):

- 13 Belastungen mit 100% der Nennlast (100 Nm) auf der linken Flanke, dann
- 9 Belastungen mit 80% der Nennlast (80 Nm) auf der rechten Flanke, etc.

Damit ergibt sich folgender Verlauf:

- 11 Lastzyklen mit 100% Last, positives Drehmoment, pulsierend; dann
- 1 Lastzyklus mit 100% Last links und 80% Last rechts; dann
- 7 Lastzyklen mit 80% Last, negatives Drehmoment, pulsierend; dann
- 1 Lastzyklus mit 80% Last rechts und 100% Last links;

dann wieder von vorne.

Dies kann wie folgt als Lastkollektiv abgebildet werden:

Häufigkeit	Drehmoment	Belastung Linke Flanke	Belastung Rechte Flanke
11/20 = 0.55	100 Nm	100%	0%

7/20 = 0.35	80 Nm	0%	100%
2/20 = 0.10	100 Nm	100%	80%

Tabelle 15.14: Belastungsverlauf abgebildet als Lastkollektiv

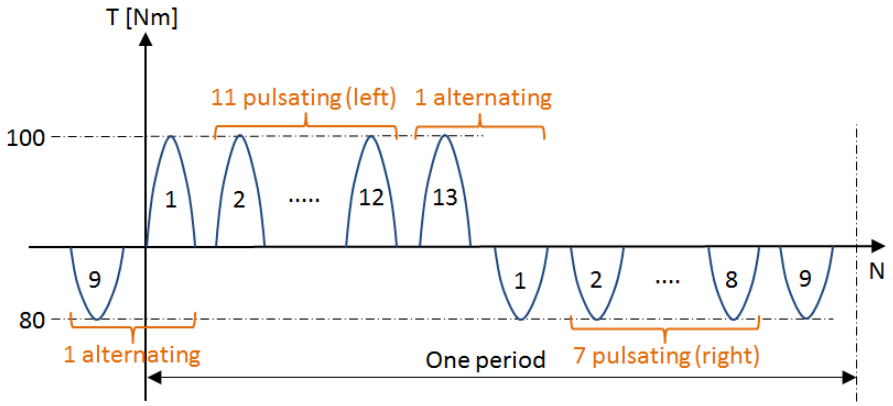


Abbildung 15.12: Belastungsverlauf

15.3.6 Breitenlastfaktor

Die Breitenlastfaktoren $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ und $K_{B\beta}$ berücksichtigen die Auswirkung einer ungleichmässigen Lastverteilung über die Zahnbreite auf die Flankenpressung, Zahnfussbeanspruchung und Fressbeanspruchung. Den Breitenlastfaktor können Sie entweder als konstanten Wert definieren oder mittels anderer Werte berechnen. Kennen Sie den Breitenlastfaktor $K_{H\beta}$ bereits, können Sie durch Wahl der Methode **Eigene Eingabe** einen Wert festlegen. Durch Klicken des Plus-Buttons öffnet sich bei der Berechnung nach DIN/ISO das Fenster **Breitenlastfaktor definieren**, in dem Sie den gesuchten Wert anhand einiger Parameter berechnen können.

Die übliche Einstellung hier ist die Verwendung der Methode ' Berechnung gemäss Rechenmethode'. Damit erfolgt die Berechnung des Breitenlastfaktors nach den Formeln der Norm für die Festigkeitsberechnung (ISO, AGMA oder DIN). Dazu sind einige Eingaben notwendig, welche im rechten Teil des Fensters erscheinen (Flankenlinienmodifikation, etc.) und in den folgenden Kapiteln beschrieben werden. Weitere Eingaben können über den Plus-Button im Fenster **Breitenlastfaktor definieren** vorgegeben werden.

Zur Eingabe **Faktor K mit Stützwirkung**: Das Ritzel bewirkt eine Versteifung der Welle (Stützwirkung), wenn d_1/d_{sh} >1.15 ist und das Ritzel mit festem Presssitz oder Welle/Ritzel am Stück gefertigt ist.

Die von den Normen vorgeschlagenen Formeln zur Bestimmung des Breitenlastfaktors $K_{H\beta}$ erlauben eine sehr schnelle, aber nur überschlägige (und damit ungenaue), Bestimmung von $K_{H\beta}$. Der Faktor $K_{H\beta}$ wird mit diesen Formeln meist höher berechnet als er tatsächlich ist, und ist damit auf der sicheren Seite. Wenn der Faktor hoch wird (> 1.5), dann ist es sinnvoll eine genauere Berechnung durchzuführen. Dazu kann die Methode 'Berechnet ohne Herstellabweichung, nach ISO 6336-1 Anhang E' verwendet werden.

Die Methode 'Berechnet nach ISO 6336 Anhang E' ist eine sehr genaue, aber aufwändige, Methode. Wie in [21] beschrieben, wird das Klaffen im Zahneingriff berechnet, und damit dann die

Lastverteilung über der Zahnbreite bestimmt. Zur Berechnung werden die Wellen mit den genauen Abmessungen und der Lagerung benötigt. Über die Option **Achslage definieren** können die in der Wellenberechnung gespeicherten zugehörigen Wellen angegeben werden.

Die Methode 'Berechnung mit Herstellabweichung, nach ISO 6336 Anhang E' ist die genaueste Variante. Dabei wird zusätzlich die Angabe der Verzahnungstoleranz $f_{H\beta}$ (Betrag der Summe der Flankenlinienabweichungen über der tragenden Zahnbreite) und der Achslagetoleranz f_{par} (Schiefstellung der Achslage in der Eingriffsebene) benötigt. In diesem Fall wird die Berechnung der Lastverteilung über der Zahnbreite 5 Mal berechnet (gemäss [21]): Zuerst ohne Abweichung, dann je mit $(+f_{H\beta},+ f_{par})$, $(+f_{H\beta},- f_{par})$, $(-f_{H\beta},+ f_{par})$, $(-f_{H\beta},- f_{par})$; der grösste dabei ermittelte Breitenlastfaktor $K_{H\beta}$ ist das Endresultat.

Über den Auslegungsknopf neben der Eingabe zu $I\Sigma f_{H\beta}I$ werden in einem Unterfenster verschiedene Vorschläge, wie die Herstellfehler berücksichtigt werden können, angegeben.

Der Maximal-Vorschlag zeigt die möglichen Höchstwerte für das Toleranzintervall zu f_{par} und $\Sigma f_{H\beta}$ an. Der statistisch bewertete Vorschlag zeigt Toleranzen an, welche einem statistisch bewerteten Toleranzintervall bei 99.7% Wahrscheinlichkeit entsprechen.

Folgende Formeln werden zur Bestimmung der Toleranzsumme f_{total} verwendet:

$f_{par} = f_{\Sigma\beta\text{-ISO}} * \cos(\alpha_{wt}) + f_{\Sigma\delta\text{-ISO}} * \sin(\alpha_{wt})$ (Betrag in der Eingriffsebene, Einfluss der Gehäusefertigungsfehler nach ISO/TR 10064-4 oder DIN 3964))

$f_{total\text{-}maximal} = \Sigma f_{H\beta\text{-}max} + f_{par\text{-}max} = f_{H\beta1} + f_{H\beta2} + f_{par}$

$f_{total\text{-}statistic} = \Sigma f_{H\beta\text{-}stat} + f_{par\text{-}stat} = 3 * \sqrt{[(f_{H\beta1}/3)^2 + (f_{H\beta2}/3)^2 + (f_{par}/3)^2]}$;

wobei dann so aufgeteilt wird:

$\Sigma f_{H\beta\text{-}max} = +I_{fH\beta1}I + I_{fH\beta2}I$;

$f_{par\text{-}max} = If_{par}I$

$\Sigma f_{H\beta\text{-}stat} = f_{total\text{-}statistic} * (f_{H\beta1} + f_{H\beta2}) / (f_{H\beta1} + f_{H\beta2} + f_{par})$;

$f_{par\text{-}stat} = f_{total\text{-}statistic} * f_{par} / (f_{H\beta1} + f_{H\beta2} + f_{par})$;

► **Hinweis**

Soll der Breitenlastfaktor unter Verwendung von Lastkollektiven für jedes Element berechnet werden ist die Methode **Eigene Eingabe, pro Laststufe**, **Berechnet gemäss Rechenmethode** oder **Berechnet ohne/mit Herstellabweichung, nach ISO 6336-1 Anhang E, pro Laststufe** zu wählen.

Im Berechnungsmodul Stirnradpaare, Drei- und Vierradketten und Planetensysteme können Wellenberechnungsdateien aufgerufen werden um die relative Verschiebung zwischen den Zahnflanken, basierend auf den entsprechenden Wellendurchbiegungslinien (siehe Kapitel 15.3.7, Berücksichtigung der Wellenbiegung (Breitenlastfaktor und Kontaktanalyse)), mit grösserer Genauigkeit zu berechnen. Drehmoment, Leistung und Kraft für alle Lastelemente der Wellenberechnung werden entsprechend des Teillastfaktors w_t angepasst.

Eine Torsion des Radkörpers kann berücksichtigt werden. Die Berechnung geht dabei von einem Voll- oder Hohlzylinder aus (Aussendurchmesser = Fusskreis + 0.4*Normalmodul oder Wälzkreis, je nach Vorgabe unter 'Einstellungen', Bohrung = Innendurchmesser), das heisst der Innendurchmesser wird berücksichtigt, das Drehmoment ist auf einer Seite Null. Das Drehmoment ist linear über die Zahnbreite verteilt (parabolischer Verlauf der Torsions-Verdrehung). Die Seite der Einleitung des Torsionsmomentes können Sie auswählen, die Bezeichnungen I und II beziehen sich dabei auf die gleichen Seiten, wie bei der Eingabe der Verzahnungsmodifikationen. Bei der Sonne von Planetenstufen wird die Erhöhung des Drehmoments durch den Mehrfacheingriff (mehrere

Planeten) berücksichtigt. In allen anderen Konfigurationen (z.B. bei Zahnradpaaren) wird kein Mehrfacheingriff berücksichtigt. In solchen Fällen kann der korrekte Drehmomentverlauf verwendet werden, wenn die Verformung aus der Wellenberechnung übernommen wird.

Zur Berechnung des Breitenlastfaktors nach ISO 6336, Anhang E, wird die Zahnbreite in Scheiben unterteilt:

Die Rechengenauigkeit des Breitenlastfaktors nach Anhang E lässt sich über den Dialog Anzahl Scheiben definieren einstellen, welcher über den Plus-Button neben der Auswahl der Rechenmethode erreichbar ist.

15.3.6.1 Breitenlastfaktoreinstellungen für Berechnung nach ISO, Anhang E

Lastfaktoren: Definiert die Verwendung der Lastfaktoren K_V, K_A und K_γ. Diese können für die Berechnung der Lastverteilung und Achslage nach ISO 6336-1, Anhang E, berücksichtigt werden.

Lastverteilung der Eingriffe iterieren (betrifft nur Planetenstufen): Wenn zur Definition der Achslage Wellendaten verwendet werden, wird in der Wellenberechnung bei der Berechnung der Biegung erstmals angenommen, dass die Lastverteilung über der Zahnbreite konstant ist. Dies ist eine akzeptable Näherung, falls die Lastverteilung relativ gut verteilt ist, der Breitenlastfaktor folglich nicht grösser als 1.3 (maximal 1.5) ist. Ist die Lastverteilung ungünstiger, so sollte die Lastverteilung in der Wellenberechnung zurückübertragen werden und eine nächste Berechnung der Biegung mit der modifizierten (nicht linearen) Lastverteilung durchgeführt werden. Damit ergibt sich eine modifizierte, genauere Lastverteilung. Diese iterative Bestimmung der Lastverteilung über alle Eingriffe erfolgt dann so lange bis die Lastverteilung in allen Eingriffen nicht mehr ändert. Beachten Sie, dass diese Option nur dann Wirkung zeigt, wenn mindestens eine der Deformationskomponenten mit der Wellenberechnung verknüpft ist.

Zahneingriffssteifigkeit: Legt fest ob die Zahneingriffssteifigkeit nach ISO 6226 (Cγβ) berechnet wird (standard) oder ob diese nach AGMA 927-01 konstant ist mit Cm = 11 N/mm/µm.

Berechnung Torsionswiderstandsmoment: Wird im Dialog **Achslage definieren** die Berechnung auf der Torsionsverformung auf 'Seite I/II' gesetzt wird für die Berechnung der hier eingestellte Durchmesser verwendet.

15.3.6.2 Flankenlinienmodifikation

Falls gezielte Flankenlinienmodifikationen ausgeführt werden, ergibt sich ein ausgeglicheneres Tragverhalten. Die Abbildung zeigt die beiden am häufigsten angewandten Modifikationen (siehe Abbildung 15.13).

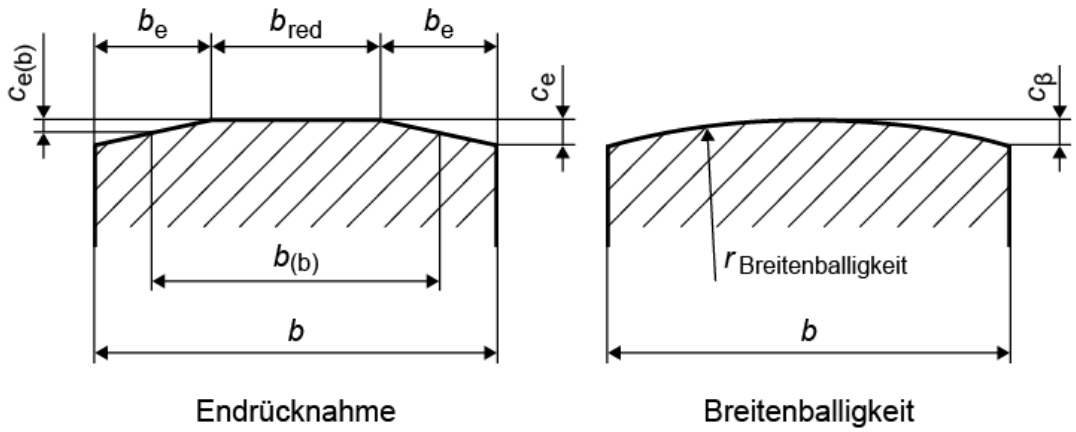


Abbildung 15.13: Endrücknahme und Breitenballigkeit

15.3.6.3 Stirnradpaare

Die Berechnung, wie sie in der ISO 6336 angegeben ist, beruht auf einer approximativen Bestimmung der Deformation des Ritzels. Dies kann in vielen Fällen sehr ungenau sein und ergibt meist zu hohe Breitenlastfaktoren.

Der Breitenlastfaktor ist das Verhältnis zwischen maximaler und mittlerer Linienlast. Die Grundgleichung* für den Breitenlastfaktor ist entsprechend Gleichung (41) der Norm:

*Gleichungsnummern in diesem Abschnitt beziehen sich auf die ISO 6336:2006

$$K_{H\beta} = \frac{(F_m/b)_{max}}{F_m/b} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma\beta}}{2 \cdot (F_m/b)} \quad (14.4)$$

Die wirksame Flankenlinienabweichung $F_{ßy}$, s. Gleichung (52) der Norm, wird unter der Annahme einer linearisiert bestimmten Verformungskomponente f_{sh} bestimmt. Der Multiplikator 1.33 in der Gleichung steht für die Umrechnung des linear bestimmten Verformungsverlaufs in den realen parabolischen Verlauf - siehe Glg. (14.5).

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} \cdot \kappa_\beta = (1.33 \cdot f_{sh} + f_{ma}) \cdot \kappa_\beta \quad (14.5)$$

Die Herstellkomponente der Flankenlinienabweichung f_{ma} wird aus den Herstelltoleranzen abgeleitet. Sofern ein übliches Vorgehen bei der Kontrolle der Verzahnungsqualität eingesetzt wird, kann folgende Formel (Gleichung (64) der Norm) angewendet werden:

$$f_{ma} = \sqrt{f_{H\beta 1}^2 + f_{H\beta 2}^2} \quad (14.6)$$

Wenn Sie mit der KISSsoft-Wellenberechnung die exakte Flankenlinienabweichung durch Verformung (Torsion und Biegung) in der Eingriffsebene berechnet haben, so können Sie den auf Grund der Norm nur approximativ berechneten Wert f_{sh} korrigieren und damit wesentlich genauere

Breitenfaktoren berechnen! Die Formel der Norm ist nach ISO 6336 nur Vollwellen oder Hohlwellen mit einem Innendurchmesser kleiner dem halben Aussendurchmesser gültig.

Die Berechnung des Breitenlastfaktors erfolgt nach Methode C2 gemäss der folgenden Gleichungen:

Grösse	**Dropdownliste**	**Auswahl**	**Gleichung**	**Gl.nr.**
$K_{H\beta}$				(8.04)/ (8.06)
F_β				(8.08)
F_β	Lage des Tragbilds	ohne Nachweis oder ungünstig günstig optimal		(8.26) (8.27) (8.28)
f_{sh}				(8.39)
f_{sh0}	Flankenlinienmodifikation	keine	0.023 • γ	(8.31)
		Breitenballigkeit	0.012 • γ	(8.34)
		Endrücknahme	0.016 • γ	(8.35)
		volle Flankenlinienmodifikation	0 • γ	a)
		leichte Breitenballigkeit	0.023 • γ	b)
		Schrägungswinkelmodifikation	0.0023 • γ	b)
		Breitenballigkeit + Schrägungswinkelmodifikation	0.0023 • γ	b)
γ	Verzahnung	gerad-/schrägverzahnt pfeilverzahnt		(8.32) (8.33)
f_{ma}	Flankenlinienmodifikation	Keine	1.0 • $f_{H\beta}$	(8.51)
		Breitenballigkeit	0.5 • $f_{H\beta}$	(8.53)
		Endrücknahme	0.7 • $f_{H\beta}$	(8.52)
		volle Flankenlinienmodifikation	0.5 • $f_{H\beta}$	a)
		leichte Breitenballigkeit	0.5 • $f_{H\beta}$	b)
		Schrägungswinkelmodifikation	1.0 • $f_{H\beta}$	b)
		Breitenballigkeit + Schrägungswinkelmodifikation	0.5 • $f_{H\beta}$	b)

Tabelle 15.15: Übersicht der verwendeten Gleichungen nach DIN 3990:1987

a) Analog DIN 3990, Gleichung (6.20)
b) Analog ISO 9085, Tabelle 4

Grösse	Dropdownliste	Auswahl	Wert		Gl.nr.
$K_{H\beta}$					(39)/ (41)
F_β					(43)
		ohne Nachweis oder ungünstig			(52)
F_β	Lage des Tragbilds	günstig			(53)
		optimal			(56)
f_{sh}					(57)/ (58)
f_{ma}					(64)
		keine	1 /	1	
		Breitenballigkeit	0.5/	0.5	Table 8
		Endrücknahme	0.7/	0.7	
B_1/B_2	Flankenlinienmodifikation	volle Flankenlinienmodifikation	0 /	0.5	(56)
		leichte Breitenballigkeit	1 /	0.5	
		Schrägungswinkelmodifikation	0.1/	1.0	Table 8
		Breitenballigkeit + Schrägungswinkelmodifikation	0.1/	0.5	

Tabelle 15.16: Übersicht der verwendeten Gleichungen nach ISO 6336:2006

Art der Ritzelwelle
Der Lastfall nach ISO 6336:2006, Fig. 13 (DIN 3990/1, Bild 6.8), bzw. die Lageranordnung, ist in der folgenden Abbildung dargestellt.

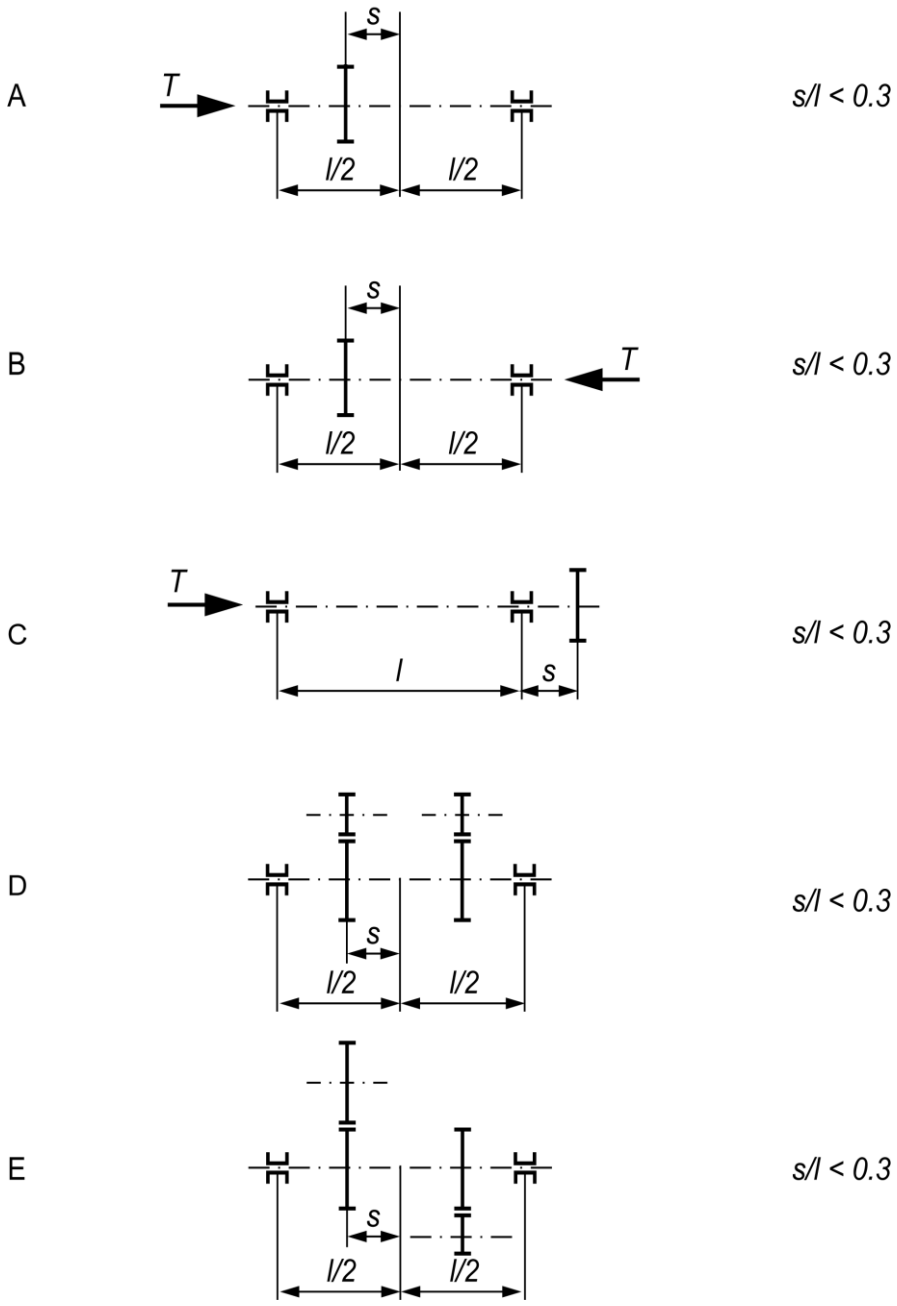


Abbildung 15.14: Lastfall nach ISO 6336:2006, Fig. 13.

Belastung nach AGMA 2001

Die Definition von s und s_1 nach AGMA 2001, Bild 13-3. In Abb. 14.23 wird die Lageranordnung nach AGMA 2001 dargestellt.

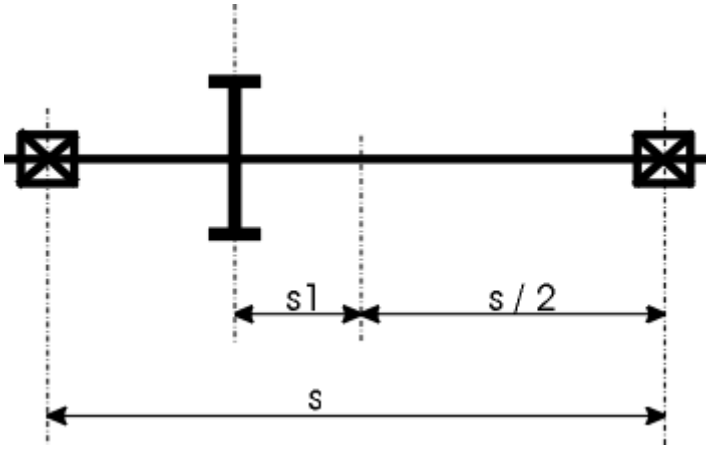


Abbildung 15.15: Lastfall nach AGMA 2001, Bild 13-3

15.3.6.4 Planetenstufen

Die Berechnung der Breitenlastfaktoren für Planetenstufen unterscheidet sich von der Berechnung bei Stirnrädern. Die Verformungskomponente f_{sh} ergibt sich aus der Deformation der Wellen gepaarter Zahnräder durch Torsion und Biegung. Dabei wird zur Vereinfachung bei einer Paarung Ritzel-Rad nur die (wesentlich größere) Deformation des Ritzels betrachtet.

Bei Planetenstufen treten folgende wesentliche Verformungen auf:

- Die Sonne hat mehrere Zahneingriffe, dadurch heben sich alle Radialkräfte auf. Die Biegung entfällt, die Verformung entsteht einzig durch die Torsion; diese ist jedoch wegen des Mehrfacheingriffes entsprechend der Anzahl Planeten ein Mehrfaches höher als bei normalen Ritzelwellen.
- Ein Planet hat zwei Eingriffe mit entgegengesetztem Drehmoment, dadurch entsteht keine Torsions-Verformung. Die Biegung kann wie bei Ritzelwellen berechnet werden, die Umfangskraft ist aber wegen den Eingriffen Sonne/Planet und Planet/Kranz zu verdoppeln.
- Die Deformation des Kranzes kann üblicherweise vernachlässigt werden. Damit folgt, dass beim Eingriff Sonne/Planet die Torsion des Ritzels und die Biegung der Planetenwelle zu berücksichtigen ist, beim Eingriff Planet/Kranz nur die Biegung der Planetenwelle. Für übliche Lagerungsanordnungen von Planeten wird die Biegung - analog dem Vorgehen der ISO 6336 - analytisch bestimmt. Im Folgenden sind die häufigsten 4 Fälle dargestellt (siehe Abbildung 15.16).

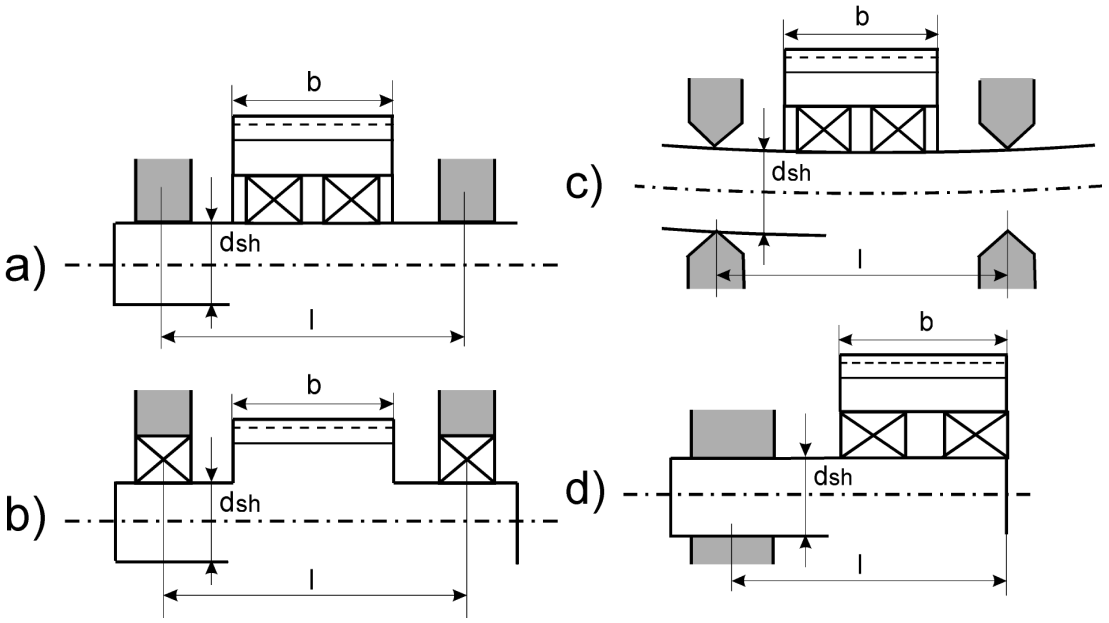


Abbildung 15.16: Lagerungsanordnung von Planeten

a) Planeten auf beidseitig fest eingespanntem Bolzen gelagert

b) Planeten mit Zapfen, die beidseitig im Planetenträger gelenkig gelagert sind

c) Planeten auf beidseitig weich eingespanntem Bolzen (gelenkig gelagert)

d) Planeten auf einseitig eingespanntem Bolzen gelagert

Konfiguration	**ISO 6336**	**DIN 3990**	**AGMA 2001**
a	Teil 1,	Formeln	Chapter 15, (37)
	Anhang D	6.20/6.21/6.24/6.25/	
b	Teil 1,	Formeln	Chapter 15, (37)
	Anhang D	6.24A/6.24B/6.25A/6.25B	
c und d	Teil 1,	Formeln nach Teil 1,	Chapter 15, (37)
	Anhang D	Anhang C, siehe [27]	

Tabelle 15.17: Konfiguration der Planetenstufen in ISO, DIN und AGMA

Zur ISO 6336 siehe auch die Erläuterungen in [27].

Die Gleichungen (14.7a - 14.7d) zeigen die Biege- Komponente in Abhängigkeit der Distanz x vom Beginn der tragenden Breite am Planeten. Da nur die Veränderung der Biegung über der Zahnbreite interessiert, wurde der konstante Term in den Gleichungen weggelassen, so dass $f_b(x = 0)$ zu Null wird. Ähnliche Formeln finden sich in der Fachliteratur [28]. Für die Fälle a bis d gelten die folgenden Gleichungen:

$$f_{bpla} = 2\frac{64}{\pi}\frac{F_m/b}{d_{sh}^4 E_p} * \left[\frac{x^4}{24} - \frac{bx^3}{12} - \frac{bx^2(3l - 6b + b^2/l)}{48} + \frac{b^2x(3l - 4b + b^2/l)}{48}\right] \quad (14.7a)$$

$$f_{bpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \left[\frac{x^4}{24} - \frac{bx^3}{12} - \frac{bx^2(l-b)}{8} + b^2 x \left(\frac{l}{8} - \frac{b}{12} \right) \right]$$	(14.7b)
$$f_{bpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \left[\frac{x^4}{24} - \frac{bx^3}{12} - \frac{bx^2(l-b)}{8} + b^2 x \left(\frac{l}{8} - \frac{b}{12} \right) \right]$$	(14.7c)
$$f_{bpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \left[\frac{x^4}{24} - \frac{bx^3}{6} - \frac{b^2 x^2}{4} + \frac{blx(l-b)}{2} \right]$$	(14.7d)

Die Torsionsverformung an der Sonne nach Gleichung (14.8) kann aus Anhang D abgeleitet werden (f_t entsprechend Formel D.1).

$$f_{tso} = p \cdot \frac{8}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{0.39 \cdot E_{so}} \left(\frac{b}{d_{so}} \right)^2 \cdot \frac{x}{b} \left(1 - \frac{x}{2b} \right)$$	(14.8)

Um möglichst nahe bei der Methode der ISO 6336 zu bleiben (und Formel 2 verwenden zu können), wird die mittlere Verformungskomponente f_{bmpla} (Biegung am Planet) und f_{tmso} (Torsion an der Sonne) bestimmt.

$$f_{tso} = \frac{1}{b} \int_0^b f_{tso}(x) dx \qquad f_{bmpla} = \frac{1}{b} \int_0^b f_{bmpla}(x) dx$$	(14.9)
$$f_{bmpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \frac{b^3}{16} \left(-\frac{b}{5} + \frac{l}{6} + \frac{b^2}{18l} \right)$$	(14.10a)
$$f_{bmpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \frac{b^3}{16} \left(\frac{l}{3} - \frac{b}{5} \right)$$	(14.10b)
$$f_{bmpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \frac{b^3}{16} \left(\frac{l}{3} - \frac{b}{5} \right)$$	(14.10c)
$$f_{bmpla} = 2 \cdot \frac{64}{\pi} \cdot \frac{F_m / b}{d_{sh}^4 E_p} \cdot \frac{b^2}{4} \left(\frac{b^2}{5} - bl + l^2 \right)$$	(14.10d)

$$f_{tmso} = p \cdot \frac{8}{3\pi} \cdot \frac{F_m / b}{0.39 E_{so}} \cdot \left(\frac{b}{d_{so}} \right)^2 \quad (14.11)$$

Entsprechend ISO 6336:2006 Gleichung D.8 ergibt sich die linearisierte Verformungskomponente der Flankenlinien-Abweichung f_{sh} (in mm) nun wie folgt:

$$f_{sh}\left(Paarung\ Sonne - Planet\right) = 2000 \cdot \left(f_{tmso} + f_{bmpla} \right) \quad (14.12)$$

$$f_{sh}\left(Paarung\ Planet - Ring\right) = 2000 \cdot f_{bmpla} \quad (14.13)$$

Damit können mit Gln. (14.4) und (14.5) die Breitenlastfaktoren für den Eingriff Sonne-Planet und Planet-Zahnkranz bestimmt werden.

Formelzeichen	**Einheit**	**Bedeutung**
b	mm	Tragende Breite Zahneingriff
cγβ	N/(mm µm)	Zahneingriffs-Steifigkeit
*d*pla	mm	Teilkreis Planet
*d*sh	mm	Durchmesser Planetenwelle
*d*so	mm	Teilkreis Sonne
*E*p	N/mm2	Elastizitätsmodul Planetenbolzen/-welle
*E*so	N/mm2	Elastizitätsmodul Sonne
*f*bpla	mm	Durchbiegung Planetenwelle
*f*H*β*	*µ*m	Flankenlinien-Winkelabweichung nach ISO 1328
*f*m*α*	*µ*m	Herstellfehler-Abweichungskomponente
		der Flankenlinienabweichung
*f*sh	*µ*m	Verformungskomponente
		der Flankenlinienabweichung (linearisiert)
*f*tso	mm	Torsionsverformung Sonne
*F*m/*b*	N/mm	Mittlere Linienlast
*(F*m/*b)*max	N/mm	Maximale örtliche Linienlast
*Fβ*y	*µ*m	Wirksame Flankenlinienabweichung

KHβ	[-]	Breitenlastfaktor
l	mm	Länge Planetenbolzen/-welle
p	mm	Anzahl Planeten
x	mm	Distanz vom linken Ende der Zahnbreite
κβ	[-]	Einlauffaktor

Tabelle 15.18: Übersicht Formelzeichen

15.3.6.5 KHß-Berechnung mit Herstellungsfehlern

Nach ISO 6336-1(E) werden Steigungsabweichungen (fHb) und Fluchtfehler der Welle (fma) zusätzlich in der Eingriffsebene berücksichtigt. Ihre kombinierte Wirkung wird dann für den Flankenspalt mit fünf möglichen Fällen berücksichtigt:

- Fall 1: fma = fHb = 0, d.h. kein Fehler
- Fall 2: fma = |fma|, fHb = |fHb|, d.h. positive Werte für beide Fehler
- Fall 3: fma = +|fma|, fHb = -|fHb|
- Fall 4: fma = -|fma|, fHb = +|fHb|
- Fall 5: fma = -|fma|, fHb = -|fHb|, d.h. negative Werte für beide Fehler

Der Breitenlastfaktor $K_{Hß}$ wird für alle fünf Fälle berechnet und der Höchstwert wird als Breitenlastfaktor des Radpaars gewählt.

Die positive Richtung liegt immer in Richtung des Materials des Ritzels, gesehen vom gemeinsamen Kontaktpunkt.

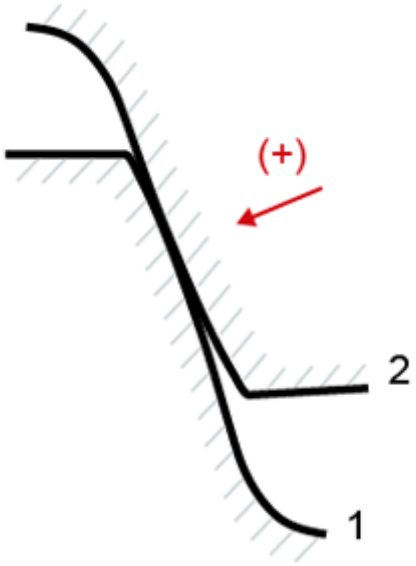


Abbildung 15.17: Definition der positiven Richtung

Alle fünf Fälle der Herstellungsfehler werden im Protokoll sowie in den Grafiken Klaffen und Lastverteilung dokumentiert.

Vorschlag für fhb und fma

Über den Auslegungsknopf neben dem Eingabefeld zu |fHb|können Vorschläge für brauchbare Angaben zu fHb und fma erhalten werden.

Der Vorschlag "Maximum" zeigt die grösstmöglichen Werte für fHb und fma an. Die Werte werden von den Toleranzen fHbT (Flankenlinien-Winkelabweichung) der beiden Räder und von der Achslagetoleranz ($f_{\Sigma\beta}$ und $f_{\Sigma\delta}$) hergeleitet.

Der Vorschlag "statisch bewertet" zeigt einen Vorschlag, welcher wahrscheinlich Grösstwerte anzeigt (99.7% Wahrscheinlichkeit). Dieser Vorschlag wird wie folgt berechnet:

$$f_{tot} = 3 * \sqrt{(f_{HbT1})^2 + (f_{HbT2})^2 + (f_{\Sigma})^2}$$

$$f_{Hb} = 3 * \sqrt{(f_{HbT1})^2 + (f_{HbT2})^2}$$

$$f_{ma} = f_{tot} - f_{Hb}$$

15.3.6.6 Definition des Wellenversatzes der einzelnen Bauteile

Für das Planetensystem werden die folgenden Bauteile angenommen:

- Sonnenrad
- Planetenträger
- N Planetenräder mit den entsprechenden N Zapfen
- Hohlrad

Die Lage dieser Bauteile im Getriebe und der entsprechende Wellenversatz können im Dialog **Achslage definieren** festgelegt werden, der sich durch Klicken auf die Schaltfläche **Achslage definieren** im Tab **Faktoren** und **Kontaktanalyse** öffnet. Alle Werte beziehen sich auf die gemeinsame Zahnbreite.

Im Tab **Achslage, proportional** wird die lastabhängige Ausrichtung der Systembauteile festgelegt:

- Verkippen der Sonne zur Getriebeachse (siehe Abbildung 15.18). Wird keine Wellendatei verwendet kann die Sonne als fliegend gelagert berücksichtigt werden.
- Verkippen des Planetenträgers zur Getriebeachse (siehe Abbildung 15.19)
- Verkippen des Planetenbolzens zum Planetenträger in Umfangsrichtung dt und in radialer Richtung dr (siehe Abbildung 15.20). Für die Modellierung einer torsionsbedingten Verformung des Trägers ist ein Wert dt festzulegen. Dieser Wert bezieht sich auf die Zahnbreite des Planeten.
- Das Verkippen des Planetenrads ist relativ zum Planetenbolzenachse. Der positive Wellenversatz (in Umfangsrichtung dt und radial dr) wird nach der Konvention (siehe Abbildung 15.20) festgelegt.
- Das Verkippen des Hohlrads relativ zur Getriebeachse (siehe Abbildung 15.18). Zusätzlich kann die konische Aufweitung des Hohlrads berücksichtigt werden.

- Die Verformung des Planetenbolzens entsteht aus der Verwindung des Planetenträgers. Wenn unter dem Tab "Torsion" die Richtung des Drehmomentes eingegeben wird, führt die Software eine Kontrolle durch mit entsprechender Warnung, ob das Vorzeichen von dt korrekt eingegeben ist.
  Ist im Tab "Torsion" die Richtung des Drehmomentes eingegeben, dann geht die Software davon aus, dass dt die Verwindung des Trägers durch das Drehmoment repräsentiert. Bei Lastkollektiv-Elementen mit negativem Leistungsfaktor wird deshalb das Vorzeichen von dt bei der Berechnung von $K_{H\beta}$ geändert

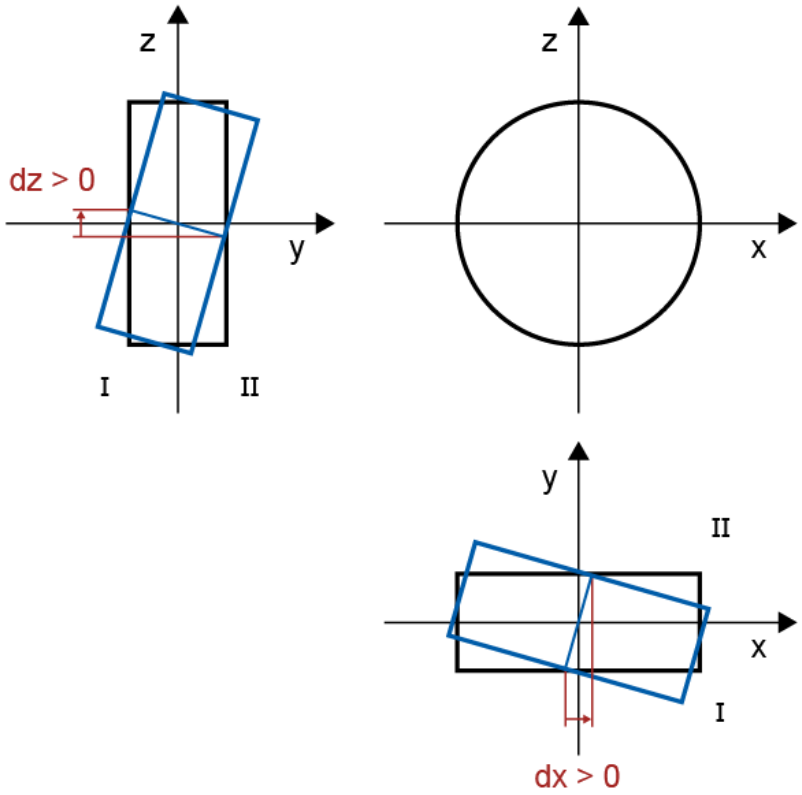


Abbildung 15.18: Verkippen von Sonne und Hohlrad zur Getriebeachse

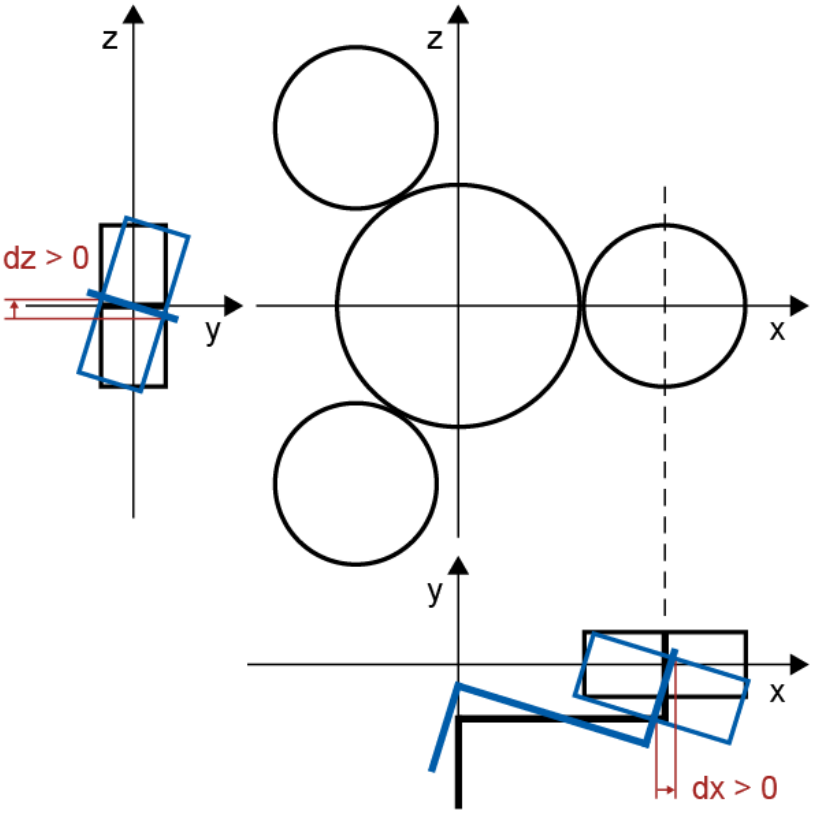


Abbildung 15.19: Verkippen des Planetenträgers zur Getriebeachse

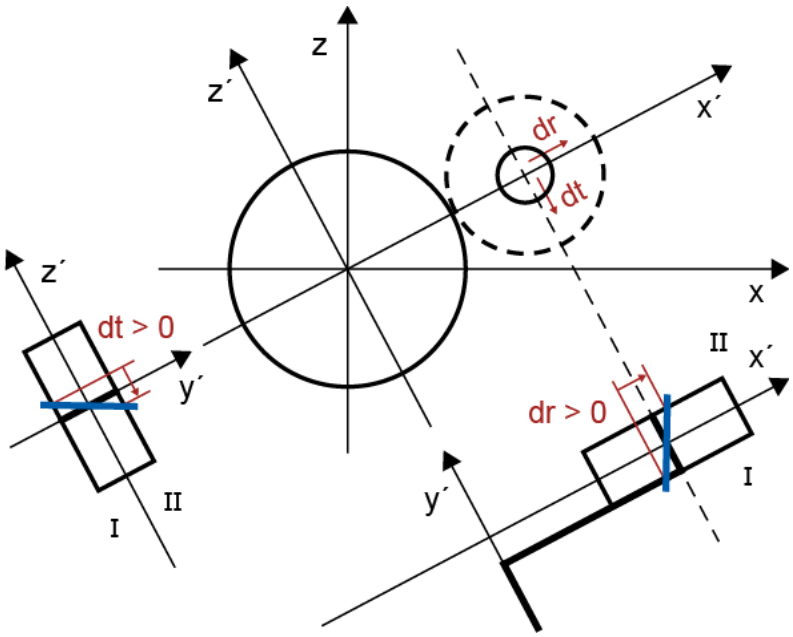


Abbildung 15.20: Verkippen des Planetenzapfens zum Planetenträger

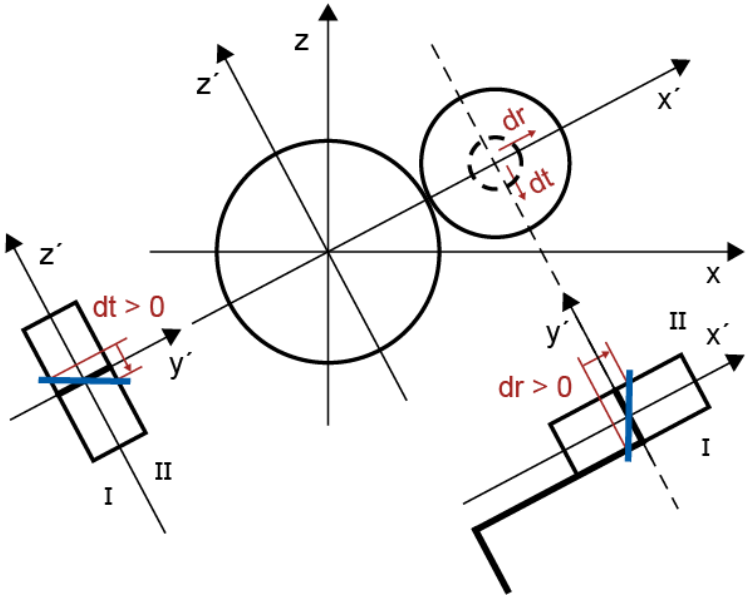


Abbildung 15.21: Verkippen des Planeten zum Planetenzapfen

Die Ausrichtung aller Wellen, ausser dem Planetenzapfen, kann auch mit Hilfe von Wellendateien festgelegt werden. Für die Wellendateien werden die gleichen Kontrollen ausgeführt wie für ein Zahnradpaar. Beispielsweise muss das Drehmoment der Zahnräder in den Wellenberechnungsdateien der Eingabe im Berechnungsmodul für die Zahnräder entsprechen. Die Trägerwelle unterscheidet sich durch ihre beiden Kupplungen: eine Kupplung überträgt das Drehmoment auf das Sonnenrad, die andere überträgt das Drehmoment auf das Hohlrad. Für beide Kupplungen muss der „Wirkdurchmesser" gleich dem Sonne-Planeten-Achsabstand sein und die „Länge der Krafteinleitung" muss zur Zahnbreite des Planetenrads passen. Wird für Sonne, Planet oder Hohlrad eine Wellendatei verwendet, muss über den zusätzlichen Plusknopf der zu berücksichtigende Zahneingriff gewählt werden.

Die proportionale Achslage wird mit der Teillast wt (für Kontaktanalyse), bzw. mit den ISO-Faktoren K_V,K_A und K_γ skaliert.

Der Winkel zum ersten Planeten Θ legt fest, wo sich für die jeweilige Systemdefinition das erste Planetenrad befinden muss. Jedes der aufeinander folgenden Planetenräder hat einen Winkelversatz von 2π/N zum vorhergehenden. Bei gegebener Schiefstellung des Planetenträgers ist die Lastverteilung am Planeten abhängig von der Position der Planeten. Durch eine Änderung von Θ kann sich $K_{H\beta}$ ändern, die Eingabe erlaubt deshalb den "worst case" zu finden.

Im Tab **Achslage, konstant** wird die nicht lastabhängige Achsneigung/-schränkung definiert.
Im Tab **Torsion** wird festgelegt, von welcher Seite das Drehmoment auf das System eingeleitet oder von ihm abgeleitet wird (je nachdem, ob es sich um ein Antriebs- oder ein angetriebenes Element handelt). Für die Eingabe der Drehmomentrichtung werden 3 Optionen angeboten:

- Nicht berücksichtigt
- Drehmoment wird eingeleitet/abgeleitet auf Seite I
- Drehmoment wird eingeleitet/abgeleitet auf Seite II

Die jeweilige Konfiguration wird auch grafisch dargestellt, damit der Benutzer seine Eingaben überprüfen kann.

Wird für die Festlegung der Wellenverformung eine Wellendatei benutzt, so ergibt sich die Torsionsverformung automatisch aus den Ergebnissen der Wellenberechnung.

Der Planetenträger ist meist komplexer als wie er in der Wellenberechnung eingegeben wird. Die Verwindung (Torsion) des Trägers ist deshalb oft grösser als rechnerisch in der Wellenberechnung hergeleitet. Deshalb kann wahlweise die Torsionsverformung aus der Wellenberechnung übernommen, oder unter dt bei 'Planetenbolzen' eingegeben (oder über FEM berechnet) werden.

15.3.6.6.1 Berechnung der Planetenträgerverformung mit FEM

Die Deformation des Planetenträgers bewirkt eine Schiefstellung des Planetenbolzens (Verkippen des Bolzens bezüglich der Planetenträgerachse um dt und dr). Eine genaue Bestimmung der Deformation des Planetenträgers muss mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) gemacht werden. Dazu stehen verschiedene Optionen zur Verfügung:

- Direkte Eingabe der berechneten FEM-Ergebnisse in Form von Punktkoordinaten und Punktverformungen (bei zweiseitigem Planetenträger je ein Knoten auf beiden Seiten; bei einseitigem Planetenträger zwei Knoten auf einer Seite, siehe Bild)

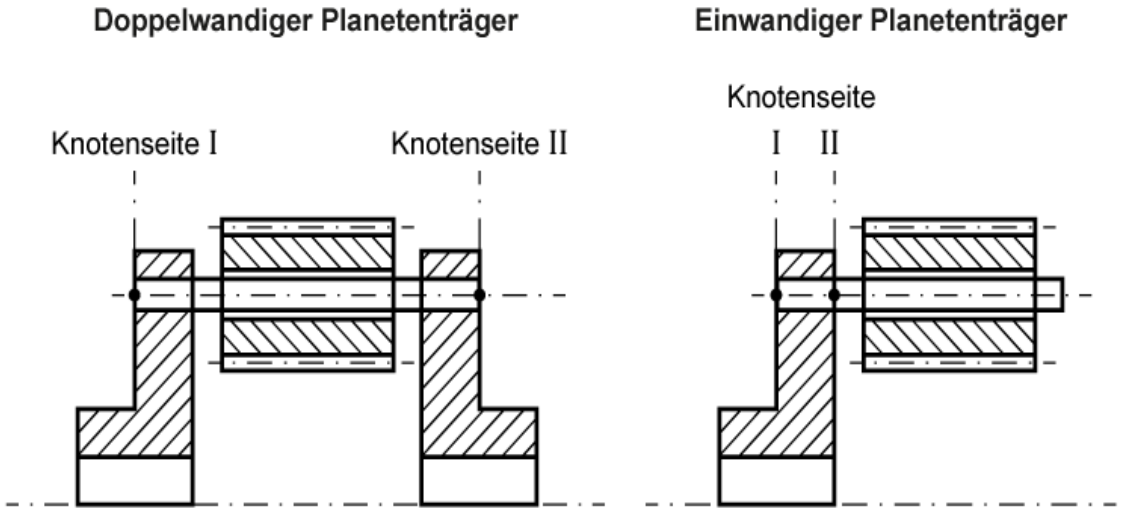


Abbildung 15.22: Tab Planetenträger

- Die Datei mit den FEM-Ergebnissen der Verformung des Planetenträgers importieren. Aus der Datei werden dann die Verformungen in den beiden Knoten ausgelesen. Die Koordinaten der Knoten müssen nicht exakt vorgegeben werden; die Verformungs-Daten des nächstliegenden Knotens werden übernommen.

Einige grundsätzliche Abmessungen des Planetenträgers eingeben, KISSsoft erzeugt dann den Träger in 3D und bestimmt die Verformung des Planetenträgers anhand des Bezugsdrehmoments.

Die folgenden Daten sind einzugeben:

Ein- oder zweiseitiger Planetenträger

Stiftdurchmesser (d)
Faktor für den Aussendurchmesser des Planetenträgers(f_{wa})
Faktor für den Innendurchmesser des Planetenträgers (f_{wi})
Faktor für die Wandstärke des Planetenträgers, die für Seite I und Seite II unterschiedlich sein kann (f_{swI} and f_{swII})
Breitenfaktor des Planetenträgers (f_{bpc})
Faktor für das Verbindungsstück des Planetenträgers (f_{dcon})
Faktor für das innere Verbindungsstück des Planetenträgers (f_{dicon})
Aussenflanschdurchmesser auf Seite I (d_{faI})
Flanschlänge auf Seite I (L_{fI})
Flanschwandstärke auf Seite I (S_{wfI})
Aussenflanschdurchmesser auf Seite II (d_{faII})
Flanschlänge auf Seite II (L_{fII})
Flanschwandstärke auf Seite II (S_{wfII})
Planetenträgermaterial (Auswahl aus der zur Verfügung stehenden Datenbank)

Die verschiedenen Faktoren können unter ‚Details' eingegeben werden, entweder als Faktoren oder direkt als Abmessungen.
Dort ist es auch möglich, über die Knöpfe ‚Planetenträger dimensionieren' und ‚Flansch dimensionieren' übliche Angaben für diese Daten zu erhalten.
Bitte beachten Sie auch, dass die Netzauflösung auch eingegeben werden kann.

In der folgenden Abbildung sind die Faktoren und Dimensionen genauer erklärt. Beim einseitigen Planetenträger entfällt, je nach Eingabe der Torsionsrichtung, die Seite I oder II.

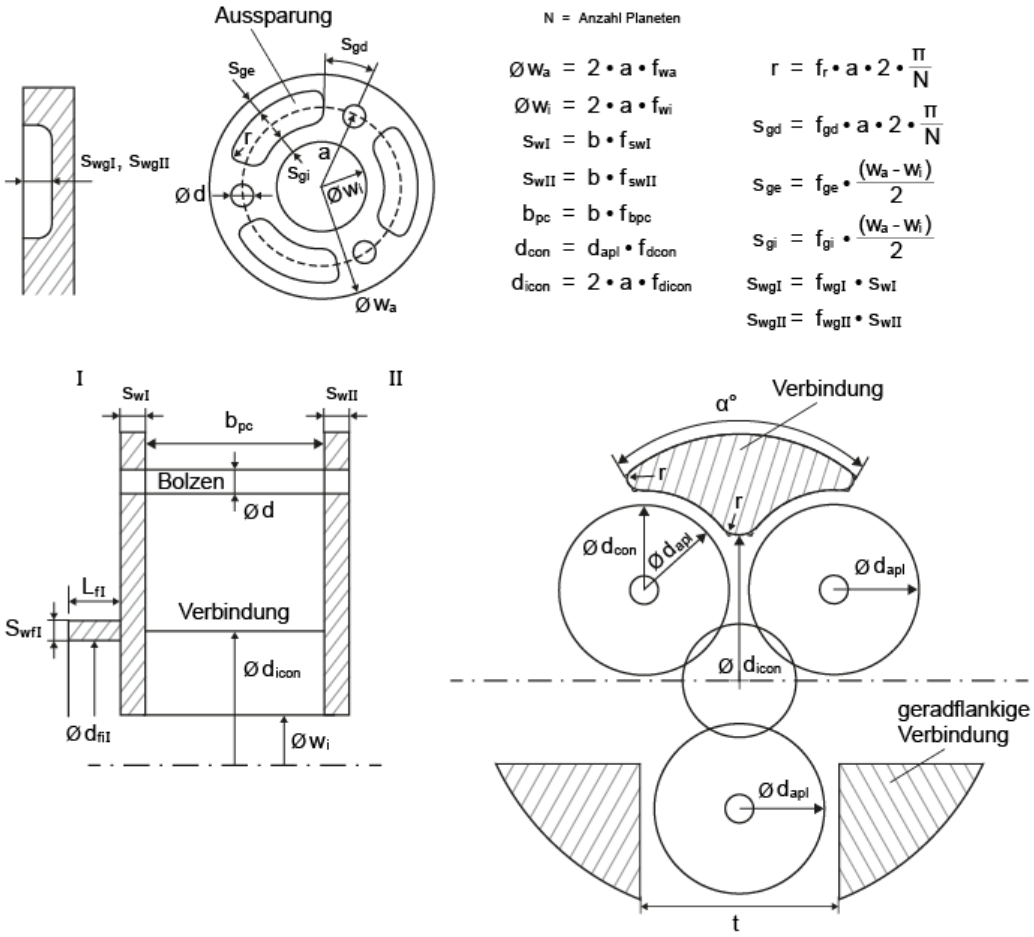


Abbildung 15.23: Faktoren und Dimensionen Planetenträger

Neben den oben dargestellten Trägervarianten kann ein Step-Modell des Trägers direkt eingegeben werden.

Zu beachten ist hier, dass der Träger am Innendurchmesser des Flanschs verspannt ist. Ist kein Flansch vorhanden, wird er am Innendurchmesser des Planetenträgers verspannt. Sind diese beiden Durchmesser identisch, wird er über die volle Länge des Flanschs und die Innendurchmesser des Trägers verspannt. Wird ein Step-Modell verwendet, wird am vorgegebenen Flanschdurchmesser verspannt.

15.3.7 Berücksichtigung der Wellenbiegung (Breitenlastfaktor und Kontaktanalyse)

Die Wellenbiegung kann über den Dialog 'Achslage definieren' berücksichtigt werden. Dieser kann entweder über den Tab "Faktoren" (Im Feld Breitenlastfaktor es muss die Option 'Berechnet nach ISO6336 Anhang E' oder 'Berechnet mit Herstellabweichung nach ISO6336 Anhang E' gewählt sein) oder "Kontaktanalyse" erreicht werden.

15.3.7.1 Haupteinstellungen

Im Dialog **Achslage definieren** können die proportionale und konstante Achsschränkung ($f_{\Sigma\beta p}$, $f_{\Sigma\beta c}$) und die Achsneigung ($f_{\Sigma\delta p}$, $f_{\Sigma\delta c}$) definiert werden. Die proportionale Achsschränkung/-neigung wird am Nominalmoment definiert und mit der jeweiligen ISO-Faktoren Strategie über die Lastfaktoren skaliert. Die Skalierung wird im Dialog **Einstellungen für Breitenlastfaktor** und im Tab **Kontaktanalyse** festgelegt.

Anstatt die Abweichung und Neigung der Achsen direkt festzulegen (lineares Verformungsmodell), können Wellenberechnungsdateien verwendet werden, um den Einfluss von Biegung und Torsion der Wellen, auf denen die Zahnräder montiert werden, genauer zu bestimmen.

Der Dialog **Achslage definieren** ist nachstehend dargestellt; hier wird die Achslage anhand von Wellenberechnungsdateien ermittelt. In den Feldern "Datei Welle Rad 1/Rad 2" ist der Dateiname für die Welle, zu der das Ritzel (1) bzw. das Rad (2) gehören, einzugeben. Der Dateiname muss die vollständige Pfadangabe enthalten (zum Beispiel C:\MyCalculations\ContactAnalysis\pinion_shaft.W10); sind die Wellendateien im gleichen Ordner wie die Zahnradberechnungsdatei Z12 abgelegt, genügt die Eingabe der Wellenberechnungsdatei (wie in der Abbildung gezeigt).

Im oberen Teil des Dialogs wird die resultierende Skalierung der Last in % angegeben.

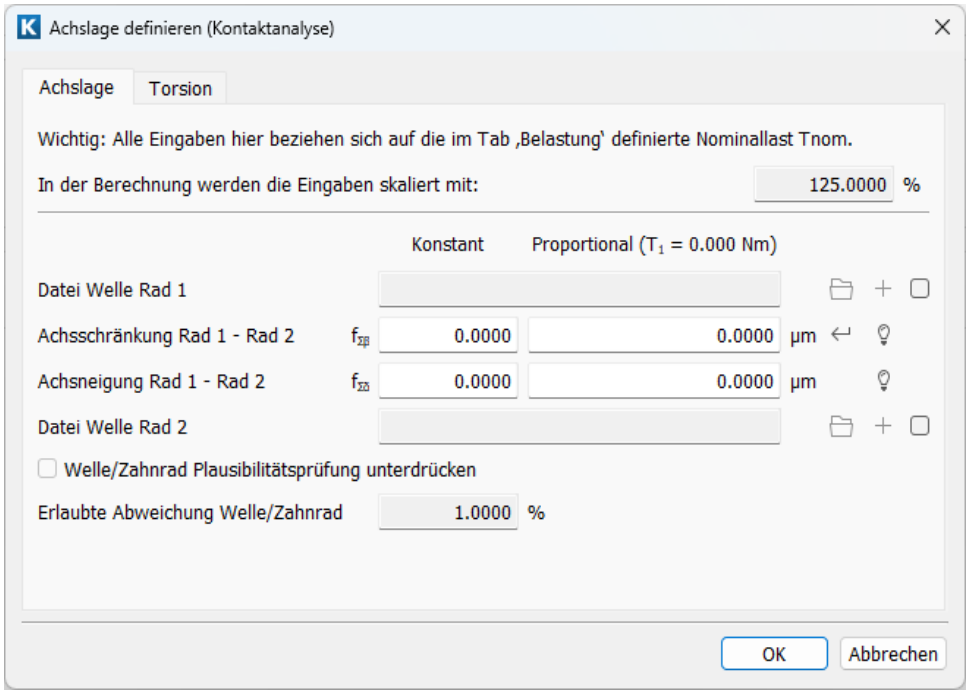


Abbildung 15.24: Achslage definieren (Planeten und Zahnradpaar)

Wird eine Wellendatei verwendet, muss über den zusätzlichen Plus-Button der zu berücksichtigende Zahneingriff gewählt werden.

Für Hohlräder kann die konische Aufweitung berücksichtigt werden.

15.3.7.2 Bedingungen für die Wellenberechnungsdateien

Wird mit Wellendateien gearbeitet, so müssen die Auslegungsparameter zwischen dem Zahnradmodul und den ausgewählten W010-Dateien übereinstimmen. Im Einzelnen gilt:

1. Die Ritzelgeometrie muss mit der in der Wellendatei 1 für das Ritzel festgelegten Geometrie übereinstimmen. Die Auswahl beruht auf dem Wälzkreis, der Richtung (treibend/getrieben) und der Kontaktflanke. Das Gleiche gilt für die Zahnradwelle.
2. Die Leistung des Zahnradpaars muss mit der in den Wellendateien festgelegten Leistung der Zahnräder übereinstimmen.
3. Die Drehrichtung von Ritzel und Zahnrad (laut Wellendateien W10) muss konsistent sein. Dreht sich beispielsweise das Ritzel im Uhrzeigersinn, so muss sich das Zahnrad gegen den Uhrzeigersinn drehen. Ist das Zahnrad jedoch ein Hohlrad, müssen sich in diesem Beispiel Ritzel und Zahnrad beide im Uhrzeigersinn drehen.

Aus diesen Bedingungen ergibt sich auch, ob die Wellendateien für die Kontaktanalyse verwendet werden können. Ist eine dieser Bedingungen nicht erfüllt, so wird keine Berechnung durchgeführt.

Zusätzlich zu obigen Bedingungen werden weitere Bedingungen geprüft (Warnungen), die sich auf den Schrägungswinkel, die Zahnbreite und den Betriebseingriffswinkel des Zahnrads beziehen.

Alle Bedingungen können mit der Eingabe 'Erlaubte Abweichung Welle/ Zahnrad' gesteuert oder über die Einstellung 'Welle/Zahnrad Plausibilitätsprüfung unterdrücken' abgeschaltet werden.

15.3.7.3 Wirkung der Torsion des Radkörpers

Die Wirkung der Torsion des Radkörpers kann anhand der Ergebnisse der Wellenberechnung oder mit einer eigenen Eingabe berücksichtigt werden (gleiche Regelung für Seite I und II). Natürlich können die Ergebnisse der Wellenberechnung nur herangezogen werden, wenn für die Bestimmung der Achslage Wellendateien verwendet werden.

Wird die Torsion des Radkörpers über 'Seite I/Seite II' definiert, dann wird das Torsions-Widerstandsmoment aus dem Fusskreis df und Innendurchmesser berechnet.

15.3.7.4 Behandlung von Biegung und Torsion anhand der Ergebnisse für die Welle

Wurde ein Zahnradpaar gefunden und die Wellenberechnungen erfolgreich ausgeführt, so werden die Biegung und der Einfluss der Torsion aus den Ergebnissen für die Welle bestimmt.

Die Biegeergebnisse aus jeder Wellendatei werden in einen gemeinsamen Koordinatenahmen übertragen, in dem der Ritzelkontakt bei 0° und der Zahnradkontakt bei 180° erfolgt. Der Torsionswinkel jedes Zahnrads wird mit 0° auf der am weitesten links liegenden Seite (Seite I, d.h. die Seite mit der kleinsten y-Koordinate in der Wellendatei) angenommen und alle Torsionswinkel für das jeweilige Zahnrad beziehen sich auf diese Seite.

15.3.8 Z-Y-Faktoren, C-K-Faktoren und Technologiefaktor

Im Fenster **Z-Y-Faktoren** können auf Wunsch alle Faktoren, welche die zulässigen Werkstoffwerte (Fuss und Flanke) nach ISO oder DIN beeinflussen, verändert werden. Bei Auswahl der Berechnung

nach AGMA können die C-K-Faktoren geändert werden. Der Ort des Fensters für die Z-Y- und C-K-Faktoren kann dem Tab **Faktoren** entnommen werden.

Die Faktoren Z_L, Z_V, Z_R, Z_W *und* Z_X beeinflussen die Grübchen-Grenzfestigkeit σ_{HG}, die Faktoren Y_T, Y_{drelT}, Y_{RrelT}, Y_X die Zahnfuss-Grenzfestigkeit σ_{FG}.

Z-Y-Faktoren können im Bereich 0.5 bis 2.0 vorgegeben werden. Werden Werte eingegeben, welche ausserhalb dieses Bereichs liegen, werden sie auf 1.0 gesetzt. Im Fall der C-K-Faktoren (AGMA) können höhere Werte eingegeben werden, allerdings wird dem Benutzer dann eine Warnmeldung angezeigt.

Der Technologiefaktor berücksichtigt die Veränderung der Fussfestigkeit durch die Bearbeitung. Dabei wird die zulässige Spannung des Werkstoffs mit $Y_T \geq 1.0$ multipliziert. In den Normen der ISO, DIN und AGMA ist dieser Faktor nicht beschrieben und wird folglich auf 1.0 gesetzt.

Der Zahnkranzfaktor Y_B kann nur bei Rechenmethode nach ISO 6336 oder GB/T 44846-2024 eingegeben werden. Bei Wahl einer anderen Methode wird die Option deaktiviert und der Faktor auf 1.0 gesetzt.

Art der Bearbeitung des Zahngrundes	**Technologiefaktor Y_T**
Kugelstrahlen	
einsatzgehärtete/carbonitrierte Verzahnung; in der verfestigten Schicht nicht geschliffen	1.2
Rollen	
flamm-/induktionsgehärtete Verzahnung; in der verfestigten Schicht nicht geschliffen	1.3
Schleifen	
einsatzgehärtete oder carbonitrierte Verzahnung	0.7 (allgemein); 1.0 (CBN-Schleifscheiben)
Spanende Bearbeitung	
gilt nicht für geschliffene Verzahnung!	1.0

Tabelle 15.19: Technologiefaktor nach Linke

Gemäss Bureau Veritas/RINA [29] gelten diese Technologiefaktoren:

Art der Bearbeitung des Zahngrundes		**Technologiefaktor Y_T**
Kugelstrahlen	Einsatzstahl	1.2

Kugelstrahlen	Vergütungsstahl	1.1
Kugelstrahlen	Nitrierstahl	1.0

Tabelle 15.20: Technologiefaktor nach der Vorschrift von Bureau Veritas/RINA

Y_T ist nicht Bestandteil der ISO 6336. In Kapitel 6.7.2 gibt es aber Angaben zur Erhöhung von σ_{Flim} in Abhängigkeit vom Kugelstrahlen. Diese können über den Technologiefaktor dargestellt werden. Die Angaben gelten ausschliesslich für Zahnfussbiegespannungen und kugelgestrahlten Einsatzstahl.

Werkstoffklasse	**Technologiefaktor Y_T**
ML	1.0
MQ	1.1
ME	1.05

Tabelle 15.21: Technologiefaktor gemäss Hinweis in ISO 6336-5:2016, Abschnitt 6.7.2

15.3.8.1 Schmierfaktor mit Öltemperatur berechnen

Abweichend zur ISO 6336 und DIN 3990, welche die Berechnung immer mit der Viskosität des Öls bei 40°C durchführen, wird durch Aktivieren der Checkbox der Schmierfaktor Z_L mit der Viskosität des Öls bei Betriebstemperatur berechnet. Auch der Werkstoffpaarungsfaktor Z_W wird mit der Viskosität bei Betriebstemperatur berechnet, falls die Option gesetzt ist.

15.3.8.2 Berechnung der Grössenfaktoren für kleine Zahnräder

Berechnung der Grössenfaktoren für kleine Zahnräder gemäss FVA-Bericht 410:
Bei $m_n < 1$ werden die Grössenfaktoren (nach DIN oder ISO) Z_X und $Y_X > 1$.

► **Hinweis**

Wird diese Methode verwendet, dann sollten die bisher verwendeten Sollsicherheiten eventuell angepasst werden, da sich nun deutlich höhere rechnerische Sicherheiten ergeben.

15.3.8.3 Berechnung des Einsatzhärtungstiefenfaktors gemäss FVA 271

Gemäss FVA271:2001 [30] können zwei Faktoren für die tiefenabhängige Einsatzhärtung, Z_{CHD} und Y_{CHD}, verwendet werden, wenn als Zahnradwerkstoffe Einsatzstähle gewählt werden und wenn die Berechnung nicht gemäss AGMA durchgeführt wird.
Die Faktoren sind auf den Bereich $0.5 \leq Z_{CHD}, Y_{CHD} \leq 1.0$ begrenzt. Bei der Berechnung gemäss FVA 271 wird der benutzerdefinierte Bereich der Härtungstiefe mit einer Härte von 550 HV berücksichtigt.

Dieser Bereich wird anschliessend mit dem Bereich der optimalen Härtungstiefe verglichen, für den die Grenzwerte ($CHDoptimal_{min}$ / $CHDoptimal_{max}$) gemäss FVA 271 berechnet werden.
Da ein Vergleich von zwei Bereichen zur Verfügung steht (Benutzereingabe durch Einsatzhärtungstiefe mit 550 HV im Vergleich zu dem Bereich, der gemäss FVA 271 berechnet wurde), wird das folgende Verhalten implementiert:

1. Wenn die beiden vom Benutzer eingegebenen Werte kleiner als $CHDoptimal_{min}$ sind, werden die Faktoren Z_{CHD} und Y_{CHD} mithilfe der Gleichungen 33 und 38 [30] unter Berücksichtigung des kleineren der beiden Werte für die Einsatzhärtungstiefe berechnet.
2. Wenn die beiden vom Benutzer eingegebenen Werte grösser als $CHDoptimal_{max}$ sind, werden die Faktoren Z_{CHD} and und Y_{CHD} mithilfe der Gleichungen 35 und 40 [30] unter Berücksichtigung des grösseren der beiden Werte für die Einsatzhärtungstiefe berechnet.
3. Wenn die vom Benutzer eingegebenen Werte zwischen $CHDoptimal_{min}$ und $CHDoptimal_{max}$ liegen, sind die Faktoren Z_{CHD} und Y_{CHD} gleich 1.
4. Wenn ein vom Benutzer eingegebener Wert kleiner/grösser als CHDoptimal ist, werden die Faktoren Z_{CHD} und Y_{CHD} sowohl mithilfe der Gleichungen 33 und 38 als auch mithilfe der Gleichungen 35 und 40 [30] unter Berücksichtigung des kleineren Werts der Festigkeitsberechnung berechnet.

15.3.9 Allgemeines Berechnungsverfahren für KHbeta nach ISO 6336-1, Anhang E

1. Die Wellendateien lesen und die richtigen Zahnräder auswählen, Initialisierungen durchführen
2. Die Wellen berechnen und die Biegelinie und Torsion im Eingriffspunkt der Räder ermitteln (bei einheitlicher Lastverteilung über die Zahnbreite des Zahnrads)
3. Die Flankenmodifikationen aus Z012 (nicht W010) berücksichtigen
4. Die Lücke im Zahnkontakt, dann die Lastverteilung mit der Zahneingriffssteifigkeit und schließlich $K_{H\beta}$ berechnen
5. Die Lastverteilung auf den ursprünglichen Zahnrädern anhand der berechneten Lastverteilung korrigieren
6. Die Zahnräder in "Schnitte" einteilen, deren Lastwert wie im vorhergehenden Schritt
7. Mit der Flankenüberdeckung (als Vektor) aus der vorhergehenden Iteration g_{k-1} und der aktuellen Flankenüberdeckung g_k wird die Wurzel der relativen Quadratfehlersumme berechnet als

$$\lambda = \sqrt{\sum \left(100 \cdot \frac{g_k^i - g_{k-1}^i}{g_{k-1}^i} \right)^2}$$

Ist λ>0.1%, zurück zu Schritt 2 und weitere Iteration durchführen. Sonst beenden.

Diese Verfahrensweise folgt genau der in ISO 6336-1, Anhang E, beschriebenen Methode; es wird lediglich ein strengeres Iterationskriterium verwendet.

15.4 Bezugsprofil

Im Gegensatz zum klassischen Maschinenbau, wo man meist ein vorgegebenes Standardbezugsprofil verwendet, wird in der Feinwerktechnik häufig das Bezugsprofil verändert. Im Eingabefenster **Bezugsprofil** geben Sie das Verzahnungsbezugsprofil oder das entsprechende Werkzeug ein. Die Eingabe kann jeweils als Faktoren, Längen oder Durchmesser erfolgen.

15.4.1 Konfiguration

Standardmässig wird das Bezugsprofil der Verzahnung definiert. Alternativ besteht die Möglichkeit, direkt den Abwälzfräser oder ein Stossrad zu definieren. Die Stossradparameter werden auch für die Berechnung des Zahnformfaktors in der Festigkeitsberechnung verwendet. Für die Feinwerktechnik steht zudem die Auswahl **Konstruierte Evolvente** zur Verfügung. Hiermit wird direkt die Evolvente mit einem Fussradius definiert.

15.4.1.1 Werkzeug: Abwälzfräser

Ein Abwälzfräser kann über eine Auswahlliste und den danebenstehenden Plus-Button aus einer Liste gewählt werden:

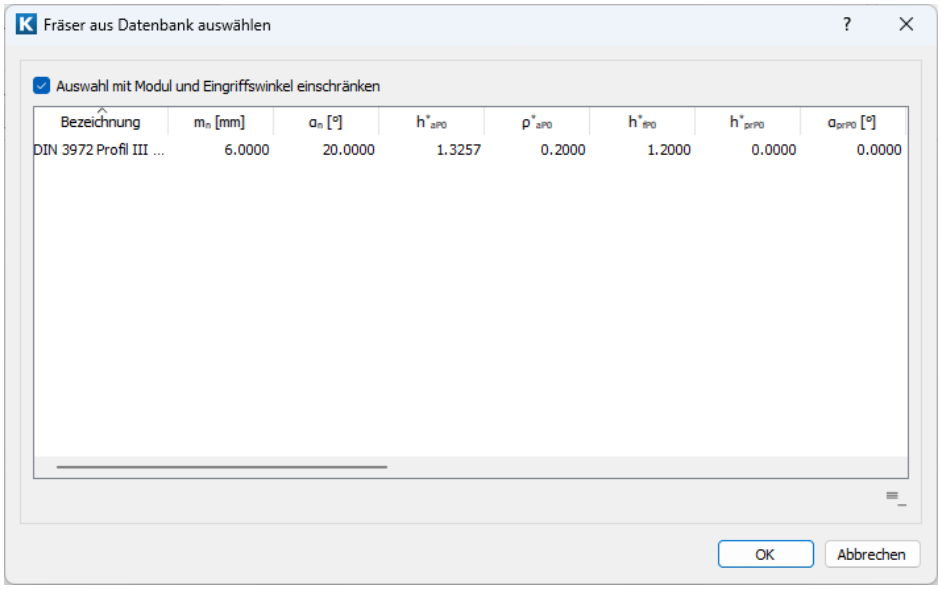


Abbildung 15.25: Abwälzfräser Auswahl-Fenster

Bei der Wahl eines Profils (z.B. DIN 3972 III) führt die Liste die in der entsprechenden Fräserdatei verfügbaren Werkzeuge auf (der Name der Fräserdatei ist in der Datenbank eingetragen). Setzen eines Hakens in der Checkbox **Auswahl mit Modul und Eingriffswinkel einschränken** führt nur

die Werkzeuge auf, deren Modul und Eingriffswinkel mit denen in der Radgeometrie definierten übereinstimmen. Standardmässig werden nur die Werkzeuge angezeigt, die zum gewählten Modul und Eingriffswinkel passen. Erfolgt die Auswahl über den Tab **Zahnform**, werden zusätzlich Werkzeuge angezeigt, die die Bedingung $\cos(\alpha_n)*m_n = \cos(\alpha_{n1})*m_{n1}$ erfüllen. Die Standardtoleranz wird auf + - 1° gesetzt.

Ein Werkzeug mit Wälzkreisverlagerung kann über den Einstellungen-Button für Abwälzfräser definiert werden.

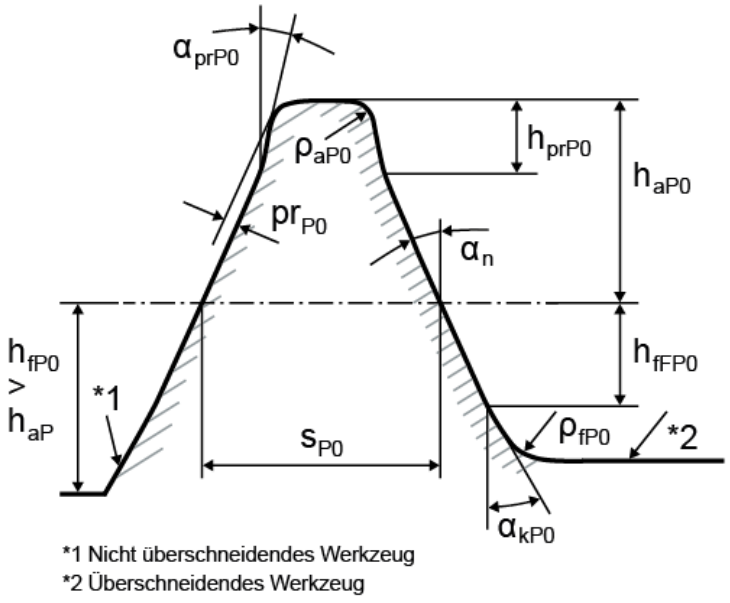


Abbildung 15.26: Bezugsprofil für die Konfiguration Werkzeug: Abwälzfräser

Abwälzfräser für asymmetrische Zahnräder:

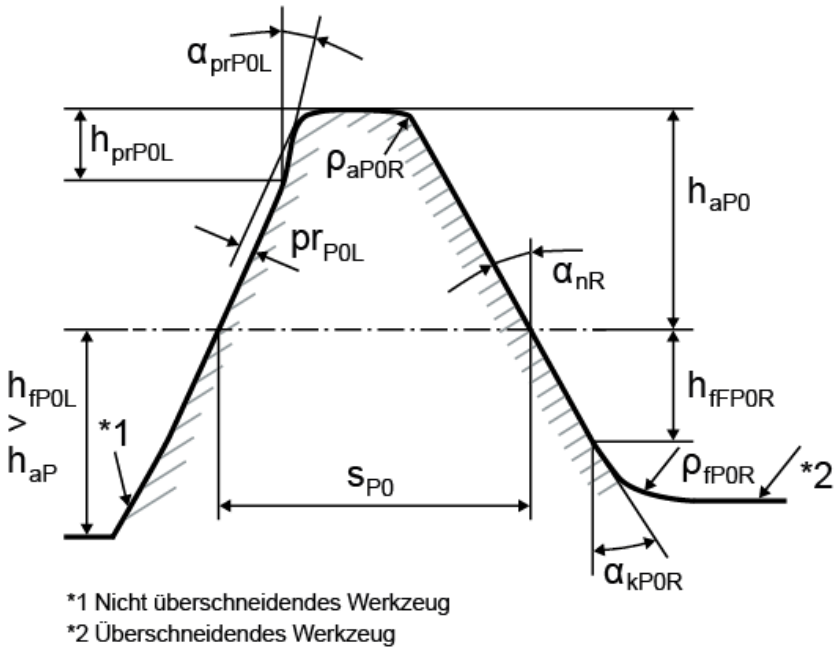


Abbildung 15.27: Bezugsprofil für asymmetrische Zahnräder für die Konfiguration Werkzeug: Abwälzfräser

Wenn **Eigene Eingabe** gewählt wird, kann der Fräser direkt definiert werden:

- Der Kopfhöhenfaktor des Fräsers h^*_{aP0} definiert die Kopfhöhe des Fräsers, die den Fusskreis des Zahnrades bestimmt. Ein üblicher Wert ist 1.25.
- Der Kopfradiusfaktor des Fräsers ϱ^*_{aP0} definiert den Kopfradius des Fräsers, der den Fussradius des Zahnrades bestimmt. Der Kopfradius wird durch den maximal geometrisch möglichen Radius begrenzt, der von der Kopfhöhe und dem Eingriffswinkel abhängt. Ein üblicher Wert liegt im Bereich 0.2...0.38.
- Der Fusshöhenfaktor des Fräsers h^*_{fP0} definiert die Fusshöhe des Fräsers, die bei einem überschneidenden Werkzeug den Kopfkreis bestimmt. Hierfür ist ein üblicher Wert 1. Bei einem nichtüberschneidenden Werkzeug muss Spiel zwischen Werkzeug und Kopfkreis des Rades bestehen, was von der Software geprüft wird. Hier ist 1.2 ein üblicher Wert für eine Kopfhöhe des Bezugsprofils von 1.
- Der Fussradiusfaktor des Fräsers ϱ^*_{fP0} definiert den Radius am Fuss des Fräsers. Bei einem überschneidenden Werkzeug erzeugt der Fussradius meistens eine Verrundung am Kopf des Zahnrades. Je nach den geometrischen Verhältnissen kann auch eine Art Kantenbruch oder eine Ecke am Kopf entstehen.
- Der Protuberanzhöhenfaktor h^*_{prP0} definiert die Länge einer Protuberanz gemessen von der Kopfhöhe aus. Die Protuberanz wird verwendet, um künstlichen Unterschnitt zur

Vermeidung einer Schleifkerbe zu erzeugen. Die Protuberanzhöhe kann aus der Grösse der Protuberanz und dem Protuberanzwinkel umgerechnet werden.

- Der Protuberanzwinkel α^*_{prP0} ist üblicherweise kleiner als der Eingriffswinkel, kann bei einigen Sonderfräsern aber auch grösser sein.In diesem Fall ergibt sich kein Unterschnitt sondern eine grössere Zahndicke am Fuss des Zahnrades. Der Protuberanzwinkel kann aus der Grösse der Protuberanz und der Protuberanzhöhe umgerechnet werden. Bei einer Eingabe von 0 liegt keine Protuberanz vor.
- Die Protuberanz wird erst ab einer gewissen Grösse bei der Berechnung der Überdeckung berücksichtigt, da bei Profilmodifikationen Kontakt unter Last vorausgesetzt wird. Der Schwellwert zur Berücksichtigung von Protuberanz und Knickfussflanke bei den Nutzkreisen kann unter dem Menüpunkt Berechnung > Einstellungen (siehe Kapitel 15.23.3, Berechnungen) vorgegeben werden.
- Der Fussformhöhenfaktor h_{FfP0}^* definiert das Ende des geradflankigen Teils des Werkzeugs mit dem Eingriffswinkel α_n. Die Höhe wird gemessen ab der Werkzeugbezugslinie.
- Der Kantenbrechflankenwinkel a_{KP0}^* definiert eine Kantenbrechflanke oder eine Profilmodifikation, die im Fräser enthalten ist. Die Länge wird durch den Fussformhöhenfaktor bestimmt. Der Winkel ist grösser als der Eingriffswinkel α_n. Bei einer Eingabe von 0 wird dieser Teil ignoriert.
- Wie bei der Protuberanz gilt auch hier der Schwellwert für die Berücksichtigung bei der Berechnung der Nutzkreise und der Überdeckung (siehe Kapitel 15.23.3, Berechnungen).
- Der Zahndickenfaktor der Bezugslinie s^*_{P0} beträgt für die üblichen Werkzeuge $s^*_{P0} = \pi/2$. Der Wert kann für Sonderwerkzeuge überschrieben werden.
- Der Kopfhöhenfaktor des Zahnrad-Bezugsprofils h^*_{aP} ist, bei nichtüberschneidendem Werkzeug, mit dem üblichen Wert von $h^*_{aP} = 1$ des Zahnrad-Bezugsprofils oder über den Kopfkreis des Zahnrades definiert. Der Wert lässt sich aus dem Kopfkreis umrechnen.

Durch Klicken auf den Button **Datenbank** (neben dem Eingabefeld für Datenquelle) kann der Wälzfräser in die Datenbank geschrieben werden (nur wenn der Wälzfräser als eigene Eingabe definiert ist). Sobald er in die Datenbank gespeichert ist, kann der Fräser auch unter Datenquelle ausgewählt werden.

15.4.1.2 Werkzeug: Stossrad

Ein Stossrad kann für Innen- und Aussenräder über den Plus-Button neben der Stossradbezeichnung aus einer Liste gewählt werden. Vordefiniert sind Stossräder nach DIN 1825, 1826 und 1827. Die Bedienung dieses Fensters entspricht der des Fensters **Abwälzfräser auswählen** 15.4.1.1. Standardmässig werden nur die Werkzeuge angezeigt, die zum gewählten Modul sowie Eingriffs- und Schrägungswinkel passen.

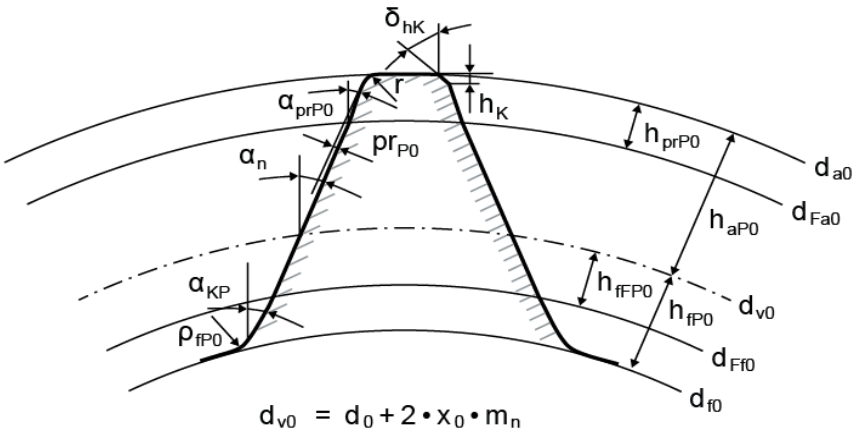


Abbildung 15.28: Bezugsprofil für die Konfiguration Werkzeug: Stossrad

Stossrad für asymmetrische Zahnräder:

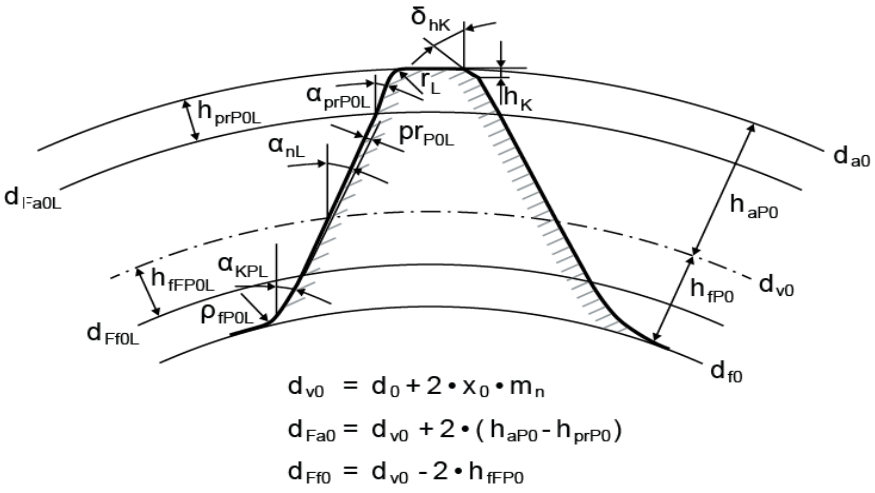


Abbildung 15.29: Bezugsprofil für asymmetrische Zahnräder für die Konfiguration Werkzeug: Stossrad

Wenn **Eigene Eingabe** gewählt wird, kann das Stossrad direkt definiert werden:

- Die Zähnezahl z_0 des Stossrades kann von KISSsoft vorgeschlagen werden. Eine zu kleine Zähnezahl kann dazu führen, dass der Kopfformkreis und/oder der Fussformkreis des Stirnrades nicht hergestellt werden kann, eine zu grosse Zähnezahl kann zu Kollisionsproblemen bei der Fabrikation führen.
- Der Profilverschiebungsfaktor des Stossrades x_0 ist oft unbekannt, hat aber einen Einfluss auf den Fusskreis des resultierenden Zahnrades. Er wird zusammen mit der Zähnezahl automatisch gesetzt.
- Als Kopfform eines Stossrades sind sowohl Radius als auch Kantenbruch üblich. Die Kopfform ist in den Normen nicht definiert. Um auf der sicheren Seite zu sein, wurde ein

Kantenbruch von mn/20 in den Dateien gesetzt. Dieser Wert ist gegebenenfalls zu prüfen.

- Der Kopfhöhenfaktor des Stossrades h^*_{aP0} definiert die Kopfhöhe des Stossrades, die den Kopfkreis des Stossrades und den Fusskreis des Zahnrades bestimmt. Ein üblicher Wert ist 1.25.
- Der Fusshöhenfaktor des Stossrades h^*_{fP0} definiert die Fusshöhe des Stossrades, die bei einem überschneidenden Werkzeug den Kopfkreis bestimmt. Hierfür ist ein üblicher Wert 1. Bei einem nicht überschneidendem Werkzeug muss Spiel zwischen Werkzeug und Kopfkreis des Rades bestehen, was von der Software geprüft wird. Hier ist 1.2 ein üblicher Wert für eine Kopfhöhe des Bezugsprofils von 1.
- Der Fussradiusfaktor des Stossrades ϱ^*_{fP0} definiert den Radius am Fuss des Stossrades. Bei einem überschneidenden Werkzeug erzeugt der Fussradius eine Verrundung am Kopf des Zahnrades. Der Eingabewert wird nur für ein überschneidendes Werkzeug angezeigt.
- Der Protuberanzhöhenfaktor h^*_{prP0} definiert die Länge einer Protuberanz gemessen von der Kopfhöhe aus. Die Protuberanz wird verwendet, um künstlichen Unterschnitt zur Vermeidung einer Schleifkerbe zu erzeugen.
- Der Protuberanzwinkel α^*_{prP0} ist üblicherweise kleiner als der Eingriffswinkel, Bei einer Eingabe von 0 liegt keine Protuberanz vor.
- Die Protuberanz wird erst ab einer gewissen Grösse bei der Berechnung der Überdeckung berücksichtigt, da bei Profilmodifikationen Kontakt unter Last vorausgesetzt wird. Der Schwellwert zur Berücksichtigung von Protuberanz und Knickfussflanke bei den Nutzkreisen kann unter dem Menüpunkt Berechnung > Einstellungen (siehe Kapitel 15.23.3, Berechnungen) vorgegeben werden.
- Der Fussformhöhenfaktor h_{FfP0}* definiert das Ende der Evolvente des Werkzeugs mit dem Eingriffswinkel α_n. Die Höhe wird gemessen ab der Werkzeugbezugslinie.
- Der Kantenbrechflankenwinkel α_{KP0}* definiert eine Kantenbrechflanke oder eine Profilmodifikation, die im Stossrades enthalten ist. Die Länge wird durch den Fussformhöhenfaktor bestimmt. Der Winkel ist grösser als der Eingriffswinkel α_n. Bei einer Eingabe von 0 wird dieser Teil ignoriert.
- Wie bei der Protuberanz gilt auch hier der Schwellwert für die Berücksichtigung bei der Berechnung der Nutzkreise und der Überdeckung (siehe Kapitel 15.23.3, Berechnungen).
- Der Kopfhöhenfaktor des Zahnradbezugsprofils h_{aP} * mit dem üblichen Wert von h_{aP} * = 1 definiert bei einem nicht überschneidenden Werkzeug den Kopfkreis des Zahnrades. Der Wert lässt sich aus dem Kopfkreis umrechnen.

Durch Klicken auf den Button **Datenbank** (neben dem Eingabefeld für Datenquelle) kann der Wälzfräser in die Datenbank geschrieben werden (nur wenn der Wälzfräser als eigene Eingabe definiert ist). Sobald er in die Datenbank gespeichert ist, kann der Fräser auch unter Datenquelle ausgewählt werden.

15.4.1.3 Bezugsprofil

Die angezeigten Bezugsprofile stammen aus der Datenbank. Wenn Sie das gewünschte Bezugsprofil hier nicht finden, müssen Sie dieses in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) zuerst eintragen (**Z000.ZPROF**). Alternativ können Sie in der Dropdownliste **Eigene Eingabe** wählen, woraufhin alle Eingabefelder editierbar und damit alle Bezugsprofilparameter veränderbar sind. Ein zusätzliches Eingabefeld **Bezeichnung** erscheint unterhalb der Dropdownliste **Bezugsprofil**, das zur Kennzeichnung Ihres selbstdefinierten Profils im Berechnungsprotokoll dient.

► **Hinweis**

Die Definition eines eigenen Profils unter **Eigene Eingaben** erstellt keinen neuen Eintrag in der Datenbank.

Die Bezugsprofilangaben sind analog nach ISO 53, DIN 867 oder DIN 58400 ausgeführt. Dabei handelt es sich um die Bezugsprofildaten des Zahnrades. Die entsprechenden Angaben in mm erhalten Sie durch die Multiplikation mit dem Normalmodul. Beachten Sie folgende Punkte:

- Wenn das Bezugsprofil auf **Eigene Eingabe** gestellt wird, wird die Kopfhöhenänderung (siehe Kapitel 15.7, Modifikationen) auf Null gesetzt. Beim Umschalten kann sich deshalb die Kopfhöhe ändern.
- Um bei Verwendung des Bezugsprofils **BS4582-1:1970 Rack 2** die korrekten Kopf- und Fusskreisdurchmesser zu erhalten, muss eine entsprechende Zahndickentoleranz von

$$A_s = -0.1572 \cdot m_n$$

eingegeben werden. Kopf- und Fusskreisdurchmesser entsprechen dann den Angaben von BS4582-1(8)).
- Die Kantenbrechflanke dient üblicherweise zur Erzeugung eines Kopfkantenbruchs (auch semi-topping genannt). Alternativ kann eine kleine Knickfussflanke auch zur Erzeugung einer Profilmodifikation verwendet werden. Profilmodifikationen werden aber im Regelfall im Tab **Modifikationen** (siehe Kapitel 15.7, Modifikationen) definiert.
- Die Kantenbrechflanke wird bei einer kleinen Winkeldifferenz zum Eingriffswinkel nicht bei der Überdeckung berücksichtigt, da bei Profilmodifikationen davon ausgegangen wird, dass unter Last die Überdeckung nicht vermindert wird. Bei einem Kantenbruch dagegen soll die Überdeckung entsprechend vermindert werden. Als Schwelle zur Unterscheidung von Profilmodifikationen und Kantenbrüchen kann eine Winkeldifferenz unter Einstellungen (siehe Kapitel 15.23.3, Berechnungen) vorgegeben werden.
- Wenn ein Vorbearbeitungswerkzeug verwendet wird, wird das Aufmass für die Vorbearbeitung gesondert eingegeben. Eingegeben wird das Bezugsprofil des Zahnrads bei der Vorbearbeitung. Das Bezugsprofil der Fertigbearbeitung wird daraus unter Berücksichtigung der Schleifscheibe berechnet und im Protokoll dokumentiert (siehe Kapitel 15.4.2, Vorbearbeitung und Schleifzugabe).
- Bei Profilmodifikationen, d.h. Winkeldifferenz < Schwellwert (s.o.), wird der Kopfformhöhenfaktor h FaP* von der Vor- zur Fertigbearbeitung nicht geändert.

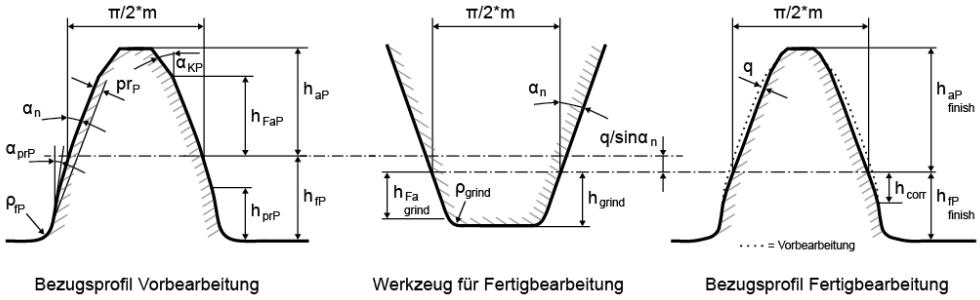


Abbildung 15.30: Bezugsprofil für die Konfiguration: Bezugsprofil Zahnrad

Bezugsprofil für asymmetrische Zahnräder:

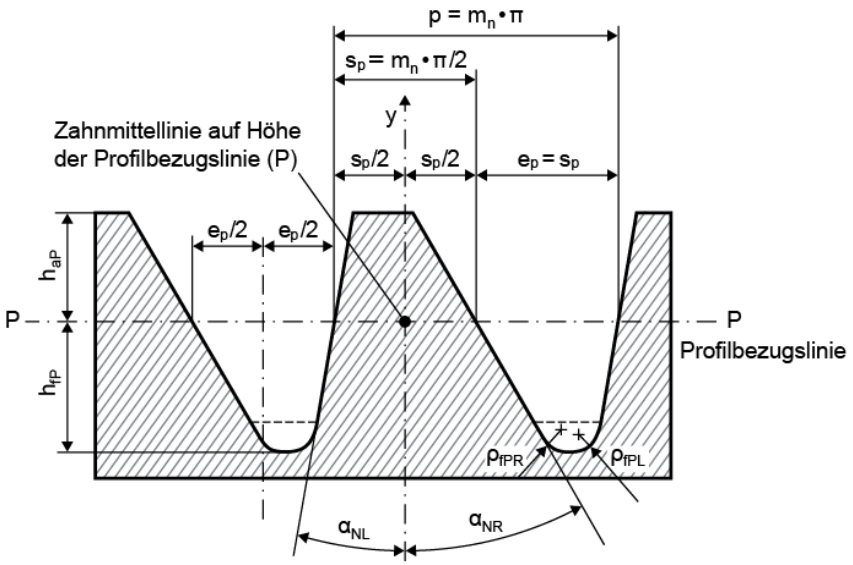


Abbildung 15.31: Bezugsprofil für die Konfiguration: Bezugsprofil asymmetrische Zahnräder

- Der Auslegen-Button neben der Bezugsprofil-Dropdownliste öffnet einen Dialog, welcher Vorschläge für Bezugsprofile nach den folgenden Kriterien unterbreitet:
  - Beide Räder mit (dNf-dFf)-Minimum
  - Beide Räder an Spitzengrenze (x auf Gleitgeschwindigkeit optimiert)
  - Beide Räder an Spitzengrenze (x nicht Verändern)
  - Hochverzahnung nach dem im Tab Auslegung der 'Modulspezifischen Einstellungen' (**Berechnung > Einstellungen**) definierten Sollprofilüberdeckung)
- Klicken Sie auf den Umrechnen-Button neben der Dropdownliste "Bezugsprofil", um ein Dialogfenster zu öffnen, das die Möglichkeit der Auswahl eines Zahnrads bietet, dessen Eigenschaften des Bezugsprofils kopiert werden können.
- haP* gilt immer für das normale Bezugsprofil der Zahnräder. Die Zahndicke auf der Bezugslinie ist

$$s_P = \frac{\pi}{2} \cdot m_n \qquad (12.19)$$

15.4.1.4 Konstruierte Evolvente

Bei der Auswahl **Konstruierte Evolvente** werden weniger Parameter als bei der Auswahl **Bezugsprofil** abgefragt. Der wesentliche Unterschied ist, dass hier keine Simulation der Herstellung vorgenommen wird, sondern direkt eine Evolvente generiert wird. Normalerweise wird der Protuberanzteil der konstruierten Evolvente als Evolvente mit einem anderen Grundkreisdurchmesser (berechnet aus α_{prP}) definiert. Zusätzlich kann die Protuberanz auch als gerade Linie definiert werden.

Im Fuss des Zahnrades wird die Evolvente mit einem Radius abgeschlossen, der über den Fussradiusfaktor ρ_{fP} definiert wird. Der Fussradiusfaktor wird bei der theoretischen Evolvente meist grösser gewählt als der Faktor bei einem Bezugsprofil, da kein Abwälzen bei der Herstellung stattfindet.

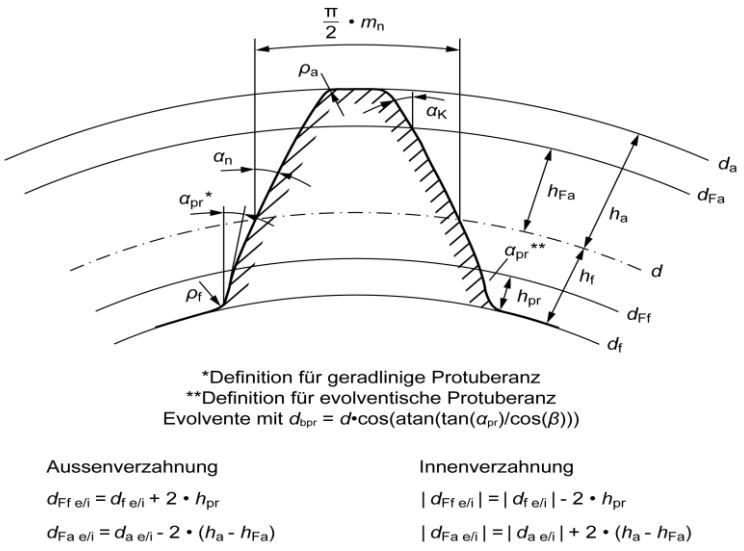
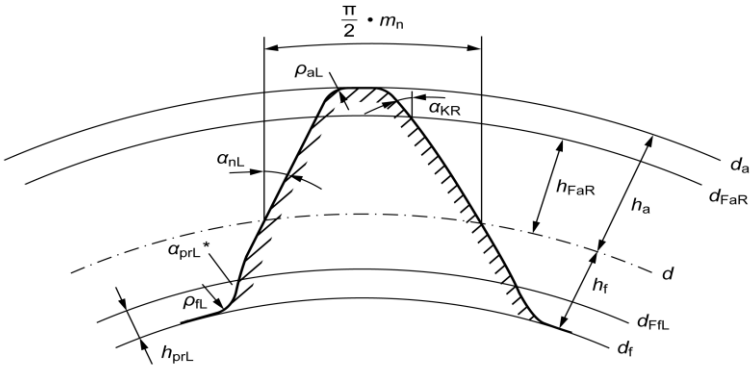


Abbildung 15.32: Bezugsprofil für die Konfiguration: Konstruierte Evolvente

Für asymmetrische Zahnräder:



*Definition für evolventische Protuberanz
Evolvente mit $d_{bpr} = d \cdot \cos(\text{atan}(\tan(\alpha_{prL})/\cos(\beta)))$

Aussenverzahnung	Innenverzahnung
$d_{Ff\,e/i} = d_{f\,e/i} + 2 \cdot h_{pr}$	$\lvert d_{Ff\,e/i} \rvert = \lvert d_{f\,e/i} \rvert - 2 \cdot h_{pr}$
$d_{Fa\,e/i} = d_{a\,e/i} - 2 \cdot (h_a - h_{Fa})$	$\lvert d_{Fa\,e/i} \rvert = \lvert d_{a\,e/i} \rvert + 2 \cdot (h_a - h_{Fa})$

Abbildung 15.33: Abbildung: Bezugsprofil für asymmetrische Zahnräder für die Konfiguration: Konstruierte Evolvente

15.4.2 Vorbearbeitung und Schleifzugabe

Vielfach werden Zahnräder mit Schleifzugabe vorgefräst, dann gehärtet und anschliessend geschliffen. Beim Schleifen wird üblicherweise die Zahnflanke, nicht aber der Zahnfuss geschliffen.

Hinweis: Falls als Vorbearbeitungswerkzeug ein Fräser, Stossrad oder konstruierte Evolvente gewählt wird, wird das Zahnradbezugsprofil bei Vorbearbeitung aus den Werkzeugdaten intern berechnet.

In diesem Fall wird der Fusskreis durch das Vorbearbeitungs-Werkzeug erzeugt, die Flanke durch den Schleifprozess. Um diesen Fall korrekt nachzuvollziehen, können Sie in der Dropdownliste wählen zwischen **Vorbearbeitung** (mit eigener Eingabe, oder mit Schleifzugabe für Bezugsprofil III oder IV nach DIN 3972) und **Fertigbearbeitung**. Entscheiden Sie sich für Vorbearbeitung, erscheint das Eingabefeld **Schleifzugabe**. Die Datenbank kann um eigene Toleranzen erweitert werden. Als Bezugsprofil wird das Profil des Vorbearbeitungswerkzeugs eingegeben (Ausnahme: h_{aP} *). Bei den Zahndickenabmassen (Toleranzen) wird das Zahndickenabmass der fertigen Verzahnung (A_s). Schleifzugabe wird in KISSsoft zum Abmass der fertigen Verzahnung gerechnet. Die Vorbearbeitung wird folglich mit folgendem Zahndickenabmass berechnet:

$$A_s' = A_s + \frac{2 \cdot q}{\cos \alpha_n}$$

Für besondere Anforderungen kann über den Plus-Button im Fenster **Toleranz der Schleifzugabe definieren** die Toleranz erweitert werden. Wird eine Angabe für qmax-qmin gemacht, so wird daraus dann mit qmax = q+(qmax-qmin)/2 und qmin = q-(qmax-qmin)/2 die Abmasse bei der Vorbearbeitung bestimmt.

Das Toleranzintervall qmax-qmin wird begrenzt auf den kleineren Wert von entweder 200% des Zahndicken-Toleranzintervalls (As.e-As.i) oder 30% oder Schleifzugabe (q).

KISSsoftermittelt intern das Bezugsprofil, welches der fertigen Zahnform entspricht. Damit wird die Berechnung der Faktoren Y_F und Y_S für die Zahnfussfestigkeit durchgeführt. Die Zahnform wird automatisch aus der Überlagerung der Vorbearbeitungskontur mit nachfolgenden Schleifprozess bestimmt. Die Fusskreise errechnen sich aus dem Bezugsprofil für die Vorbearbeitung. Die Kontrolldaten (z. B. Zahnweite) werden für die vorbearbeitete und die fertige Verzahnung berechnet und ausgedruckt.

► **Wichtige Ausnahme**

Der Kopfhöhenfaktor h_{aP}^* ist der theoretische Kopfhöhenfaktor mit welchem der theoretische Kopfkreisfaktor berechnet wird. Die entsprechende Mindestfusshöhe des Abwälzfräsers h^*_{fP0}, welche notwendig ist, um ohne die Zahnform ohne überschneiden zu erzeugen, wird im Protokoll angegeben. h_{aP}^* gilt immer für das Fertigbearbeitungsbezugsprofil der Zahnräder. Die Zahndicke auf der Bezugslinie ist π/2*mn.

15.4.3 Kopfhöhenänderung

Die Kopfhöhenänderung $k*m_n$ wird standardmässig aus der Profilverschiebungssumme berechnet, so dass sich das Kopfspiel nicht ändert. Falls das Bezugsprofil auf **Eigene Eingabe** gestellt ist, wird die Kopfhöhenänderung dagegen nicht berechnet. Bei einem Aussenradpaar ergibt sich eine Kürzung des Kopfkreises mit einem negativen Wert der Kopfhöhenänderung. Bei Innenverzahnungen ergibt sich dagegen ein positiver Wert für beide Räder, die Zahnhöhe vergrössert sich also. In KISSsoft wird die Zahnhöhe der Innenverzahnung nicht vergrössert, die Kopfhöhenänderung wird mit 0 begrenzt.

Alternativ kann die Kopfhöhenänderung vom Benutzer eingegeben werden, was aber nur mit nicht überschneidendem Werkzeug einen Einfluss hat, ansonsten wird der Wert beim Berechnen auf 0 gesetzt. Über einen Auslegen-Button kann der Vorschlag für konstantes Kopfspiel berechnet werden.

Mit dem Umrechnen-Button kann durch Eingabe eines Kopfkreisdurchmessers (entweder d_a, d_{aE} oder d_{ai}) die Kopfhöhenänderung mit dem vorhandenen Bezugsprofil berechnet werden.

15.5 Herstellung

In diesem Tab kann der Herstellprozess für die Vorbearbeitung und die Fertigbearbeitung eingegeben werden. Ausserdem ist es möglich zu prüfen, ob spezielle Fertigungsverfahren, wie z.B. Wälzschälen (Power Skiving) oder Honen, eingesetzt werden können. Und in einer Tabelle können Herstellabweichungen (gemessene Abweichungen, natürlicher Twist sowie Winkel- und Formabweichungen) vorgegeben werden.

Die Vorgabe von Herstellabweichungen erlaubt es, mit Hilfe der Zahnkontaktanalyse den Einfluss auf die Zahneingriffseigenschaften zu bestimmen. Beispielsweise kann so ermittelt werden, welche Auswirkung Herstellabweichungen (entsprechend der vorgegebenen Verzahnungsqualität) auf die theoretisch optimal ausgelegte Verzahnung haben.

15.5.1 Angaben zum Schleifprozess

Hier kann der Schleifprozess definiert werden. Diese Eingaben sind notwendig, wenn im Reiter **Bezugsprofil** eine Schleifzugabe vorhanden ist und/oder im Tab **Modifikationen** Profilmodifikationen hinzugefügt werden. Der Beginn der Modifikationen am Kopf beziehungsweise am Fuss gibt vor, bis zu welcher Höhe der Schleifprozess das Zahnrad bearbeitet. Insbesondere muss auch der Radius am Kopf der Schleifscheibe vorgegeben werden. Erreicht der Schleifprozess den Durchmesser, welcher dem gewählten Beginn der Modifikation am Fuss entspricht, simuliert die Software das Austauchen des Schleifwerkzeugs. Die möglicherweise entstehende Schleifkerbe wird berechnet und in der Festigkeitsberechnung nach ISO/DIN berücksichtigt. Die Eingaben können als Faktoren, Längen oder Durchmesser erfolgen. Bei Profilmodifikationen, welche über eine bestimmte Länge definiert werden (z.B. lineare Fussrücknahme) wird die Länge ab dem gewählten Beginn der Modifikation am Kopf beziehungsweise am Fuss gemessen.
Der Herstellprozess mit Werkzeug und Zahnrad kann in der 2D-Grafik **Herstellung** überprüft werden.

Üblicherweise wird der Zahnfussbereich nicht mitgeschliffen. Über die Eingabe bei **Beginn der Modifikation am Fuss** kann auf Wunsch angegeben werden, dass auch der Fussbereich geschliffen wird. Hierzu wird meist die Kopfhöhe [h^*_{grind}] der Schleifscheibe angegeben. Die Profilmodifikationen am Fuss beginnen dann ab der Kopfformhöhe [$h_{Fa}{}^*_{grind}$] der Schleifscheibe, aber frühestens ab dem Grundkreis des Zahnrads.

► **Hinweis:**

Empfehlung zur Einstellung **Abwälzen** oder **Formschleifen**:
Falls nicht bekannt ist, ob der Schleifprozess im Abwälz- oder im Formschleifverfahren durchgeführt werden wird, ist bei Eingabe der Fertigverzahnung ohne Vorbearbeitungswerkzeug das Verfahren "Formschleifen" die vernünftigere Wahl, bei Eingabe mit Vorbearbeitungswerkzeug ist "Abwälzen" eher zu empfehlen.

15.5.2 Wälzschälen (Power Skiving)

Soll geprüft werden, ob die Fertigbearbeitung eines Zahnrads durch Wälzschälen (Power Skiving) gemacht werden kann, muss die Option aktiviert werden. Über den Plus-Button kann dann ein Fenster geöffnet werden, in welchem spezifische Zusatzeingaben gemacht werden müssen.
Mit den Checks wird eine grobe Abschätzung bezüglich Limitierungen durch Werkzeug und Maschine sowie optional infolge möglicher Kollisionen zwischen Werkzeug und Werkstück ermöglicht. Die Tests erlauben eine erste Evaluation, stellen aber keinen Ersatz für eine abschliessende Analyse in Zusammenarbeit mit dem Werkzeughersteller dar.

Werkzeugauswahl
Im Dialog **Prüfen auf Wälzschälen** werden alle Angaben für die Checks definiert. Für die Werkzeugauswahl relevant sind der minimal und maximal mögliche Schälraddurchmesser. Diese sind für einzelnen Maschinen bereits hinterlegt oder können manuell eingegeben werden.
Die Zähnezahl des Werkzeugs ist standardmässig auf 20 gesetzt, mit dem Auslegen-Button kann eine passende Zähnezahl, welche alle aktivierten Tests berücksichtigt, errechnet werden.
Zahneingriff Werkzeug-Werkstück

Unter **Zahneingriff Werkzeug-Werkstück** wird die Paarung Werkzeug-Werkstück in Bezug auf den Schrägungswinkel definiert. Die Eingabe erfolgt wahlweise über den Achskreuzwinkel oder den Schrägungswinkel des Werkzeugs.

Mit diesen Angaben wird überprüft, ob Wälzschälen in Bezug auf die Zahngeometrie von Werkzeug und Werkstück grundsätzlich möglich ist.

Kollisionsprüfung

Zusätzlich kann die Konfiguration auf mögliche Kollisionen zwischen Werkstück und Werkzeug untersucht werden. Hierzu werden die entsprechenden Szenarien unter **Kollisionsprüfung** aktiviert. Als Eingabe wird jeweils der relevante Abstand zur Verzahnung «Nutbreite» sowie der relevante Durchmesser «Nutdurchmesser» spezifiziert.

Resultate und Dokumente für die Werkzeug-Herstellung

Die Resultate werden im Protokoll aufgelistet. Für Firmen, welche die Werkzeuge von Lieferanten beziehen, kann über einen ‘Angebots’-Knopf ein spezielles Dokument erzeugt werden, welches alle Angaben enthält, um ein Angebot für ein Wälzschäl-Werkzeug zu erhalten.

Feinauslegung

Die Funktion **Prüfen auf Wälzschälen** steht auch im Rahmen der Feinauslegung zur Verfügung. Die Prüfung erfolgt automatisch, wenn die Vorgaben gesetzt sind. Im Tab mit den Resultaten der Feinauslegung kann durch die rechte Maustaste die Funktion ‘Spalten anzeigen’ aktiviert werden und die Spalten ‘PSKx’ sichtbar gemacht werden.

Schnittstelle zum Wälzschäl-Programm von Gleason

Für eine genauere Überprüfung der Herstellung durch einen Wälzschälprozess auf Gleason-Maschinen wird die Verwendung der Wälzschäl-Software von Gleason empfohlen. Dazu muss der Flag **Eingabedaten für GLEASON-Werksprogramm erzeugen** aktiviert werden. Damit wird bei jedem Berechnungsgang automatisch eine entsprechende Eingabedatei ‘GleasonPowerSkivingInput-?.cuc’ erzeugt.

15.5.3 Honen

Soll geprüft werden, ob die Fertigbearbeitung eines Zahnrads durch Honen gemacht werden kann, muss die Option aktiviert werden. Über den Plus-Button kann dann ein Fenster geöffnet werden, in welchem spezifische Zusatzeingaben gemacht werden müssen.

Mit den Checks wird eine grobe Abschätzung bezüglich Limitierungen durch Werkzeug und Maschine sowie optional infolge möglicher Kollisionen zwischen Werkzeug und Werkstück ermöglicht. Die Tests erlauben eine erste Evaluation, stellen aber keinen Ersatz für eine abschliessende Analyse in Zusammenarbeit mit dem Werkzeughersteller dar.

Kollisionsprüfung

Zusätzlich kann die Konfiguration auf mögliche Kollisionen zwischen Werkstück und Werkzeugvorderseite und/oder Werkzeugrückseite untersucht werden. Hierzu werden die entsprechenden Szenarien unter Kollisionsprüfung aktiviert. Die erforderlichen Eingaben dazu sind in den jeweiligen Hilfebildern (Info-Button) dargestellt.

Resultate und Dokumente für die Werkzeug-Herstellung

Die Resultate werden im Protokoll aufgelistet. Für Firmen, welche die Werkzeuge von Lieferanten beziehen, kann über einen ‘Angebots’-Knopf ein spezielles Dokument erzeugt werden, welches alle Angaben enthält, um ein Angebot für ein Honwerkzeug zu erhalten.

Feinauslegung

Die Funktion **Prüfen auf Honen** steht auch im Rahmen der Feinauslegung zur Verfügung. Die Prüfung erfolgt automatisch, wenn die Vorgaben gesetzt sind. Im Tab mit den Resultaten der Feinauslegung kann durch die rechte Maustaste die Funktion **Spalten anzeigen** aktiviert werden und die Spalten ‘Honing’ sichtbar gemacht werden.

15.6 Toleranzen

Die Berechnung der Geometrie von Verzahnungen erfolgt für den spielfreien Zustand. Um in der Praxis ein Klemmen der Zahnräder zu vermeiden, wird die Zahndicke etwas kleiner hergestellt. Diese Verkleinerung der Zahndicke (gegenüber dem spielfreien Zustand) wird Zahndickenabmass genannt. Das obere Zahndickenabmass gibt die obere Grenze für die Zahndicke an, das untere Zahndickenabmass die untere Grenze.

► **Beispiel:**

Zahndicke im spielfreien Zustand:	4.560 mm
Oberes Zahndickenabmass:	-0.050 mm
Unteres Zahndickenabmass:	-0.060 mm
Somit ergibt die effektive Zahndicke:	4.500 ...4.510 mm

15.6.1 Zahndickentoleranz

In dieser Dropdownliste stehen die im folgenden aufgeführten Toleranzen zur Verfügung. Beachten Sie, dass Sie Ihre eigenen Toleranztabellen einbinden können. Eine Beschreibung des Vorgehens finden Sie im Abschnitt Datenbanktool (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen) von KISSsoft.

15.6.1.1 DIN 3967

Wahl einer Toleranz nach DIN 3967 (für Getriebe mit Modul ab 0.5 mm). Vorschläge nach Niemann [7] (S.84):

Gegossene Drehkränze	a29, a30
Drehkränze (normales Spiel)	a28
Drehkränze (enges Spiel)	bc26
Turbogetriebe (hohe Temperaturen)	ab25
Kunststoffmaschinen	c25, cd25
Lokomotivantriebe	cd25

Allgemeiner Maschinenbau,	
Schwermaschinen, nicht reversierend	b26
Allgemeiner Maschinenbau,	
Schwermaschinen, reversierend	c25,c24,cd25,cd24,d25,d24,e25,e24
Kraftfahrzeuge	d26
Landwirtschaftsmaschinen	e27, e28
Werkzeugmaschinen	f24, f25
Druckmaschinen	f24, g24
Messgetriebe	g22

15.6.1.2 ISO 1328

Die aktuelle Ausgabe der ISO 1328 enthält keine Toleranzklassen für Zahndickenabmasse mehr. Viele Firmen nutzen deshalb noch heute die Toleranzklassen gemäss der alten Ausgabe von 1975.

15.6.1.3 DIN 58405

Vorschläge nach DIN 58405, Teil 2: Abmasse für die Feinwerktechnik;
übliche Getriebepassungen nach DIN 58405 Blatt 2

Werkstoff	**Bearbeitung**	**Achsabstands-toleranz**	**Zahnweiten-toleranz**
Stahl gehärtet	geschliffen	5J	5f
Stahl vergütet	feinstgefräst	6J	6f
Leichtmetall	feingefräst	7J	7f
Leichtmetall	feingefräst	8J	8f
Stahl/Schichtpressstoff	feinstgefräst	6J	6e
Stahl/Schichtpressstoff	feinstgefräst	7J	7d/7c
Leichtmetall	feingefräst	8J	8d/8c
Plastik	gefräst	9J	9e/9d
Plastik	gespritzt	10J	10e

15.6.1.4 Eigene Eingabe

Diese Auswahl ermöglicht Ihnen, eigene Daten einzutragen. Beachten Sie, dass das Zahndickenabmass, das Normal- oder Verdrehflankenspiel (pro Rad) und das Zahnweitenabmass voneinander abhängen. Das (negative) Zahnweitenabmass entspricht dem Normalflankenspiel.

15.6.2 Kopfkreisabmasse

Die Kopfkreisabmasse können eingegeben werden, falls ein nichtüberschneidendes Werkzeug definiert wurde. Bei einem überschneidenden Werkzeug werden die Kopfkreisabmasse dagegen aus den Zahndickenabmassen berechnet. Die Abmasse haben über den effektiven Kopfkreis Einfluss auf die Überdeckung.

Über den Plus-Button kann ein Toleranzfeld nach ISO 286 vorgegeben werden. Bei Innenverzahnungen wird das Vorzeichen der Toleranzen geändert, da der Kopfkreis in der Berechnung als negatives Mass verwendet wird. Die Toleranzklasse wird intern gespeichert und bei Änderungen des Kopfkreises angepasst.

Über den Umrechnen-Button können der minimale und der maximale Kopfkreisdurchmesser eingegeben werden, aus welchen die Abmasse berechnet werden.

15.6.3 Fusskreisabmasse

Die Fusskreisabmasse werden normalerweise aus den Zahndickenabmassen berechnet. Das Verzahnungsspiel wird bei spanender Bearbeitung durch ein Zustellen des Werkzeugs erzeugt, daher sind die Fusskreisabmasse von den Zahndickenabmassen abhängig.

In Sonderfällen, z.B. bei gesinterten Zahnrädern oder gespritzen Kunststoffzahnrädern, wird ein anderer Prozess zur Herstellung verwendet. Dann können die Fusskreisabmasse vom Anwender überschrieben werden.

Über den Umrechnen-Button können der minimale und der maximale Fusskreisdurchmesser eingegeben werden, aus welchen die Abmasse berechnet werden. Über den Plus-Button kann ein Toleranzfeld nach ISO 286 vorgegeben werden. Die Abmasse werden bestimmt und einmalig in die Eingabemaske geschrieben. Die Toleranzklasse wird nicht gespeichert für eine spätere Verwendung.

15.6.4 Achsabstandstoleranzen

Die Achsabstandsabmasse werden entweder über eine Normtoleranz aus der Datenbank oder als **Eigene Eingabe** definiert. Sie haben einen Einfluss auf das Verzahnungsspiel und die Überdeckung.

15.6.5 Einstellungen

Die Zahnweite und die Masse über Kugeln und Rollen werden im Protokoll zu den am besten geeigneten Messzähnezahlen oder Rollendurchmessern angegeben. Wenn auf bestehenden Zeichnungen eine andere Messzähnezahl oder ein anderer Messkörperdurchmesser verwendet wird, können die von der Software gewählten Werte hier überschrieben werden.

Falls Werte eingegeben werden, mit denen eine Messung nicht möglich ist, wird kein Resultat ausgegeben. Wenn die Option **Bei Geometriefehlern weiterrechnen** (siehe Kapitel 15.23.1.3, Bei

Geometriefehlern weiterrechnen) aktiviert ist, werden auch die Prüfmasse für Fälle ausgegeben, in denen sie nicht messbar sind, z.B. bei Berührpunkten oberhalb des Kopfkreises.

► **Hinweis**

Die vorgeschlagenen Kugel- und Rollendurchmesser werden aus der Datei **Z0ROLLEN.dat** gelesen. Für Zahnwellen nach ANSI 92.1 aus der Datei **Z0ROLLENANSI.dat**. Diese Datei entspricht empfohlenen Durchmessern nach DIN 3977. Mittels eines Editors kann sie an die vorhandenen Messkörper angepasst werden. Ausführliche Informationen zum Umgang mit externen Datensätzen finden Sie im Abschnitt Externe Tabellen (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen).

15.7 Modifikationen

Modifikationen der Zahnform können im Tab **Modifikationen** definiert werden. Zusätzlich können Kopfkantenbruch/Rundung sowie seitlicher Kantenbruch festgelegt werden. In der Tabelle **Modifikationen** können Profil- und Flankenlinienmodifikationen definiert werden.

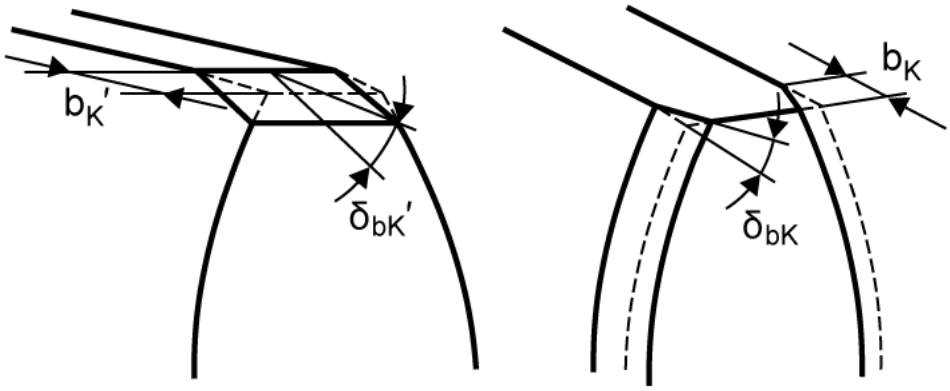


Abbildung 15.34: Definition seitlicher Kantenbruch

► **Hinweis:**

Der seitliche Kantenbruch, am Kopf, wird nicht eingegeben für Zahnradberechnungen, da sie die Festigkeit nicht vermindert. Falls die Fase aussergewöhnlich gross ausgeführt wird, dann kann h_k' und δ_{bK}' durch Kopfkantenbruch oder seitlicher Kantenbruch simuliert werden. Die Normen geben keine Hinweise hierzu.

15.7.1 Art der Modifikation

Erstellen Sie einen neuen Eintrag in der Liste auszuführender Modifikationen durch Klicken auf den Plus-Button. Durch Doppelklicken auf einer Zelle der Spalte **Art der Modifikation** ist es möglich, den Wert der Zelle über eine Dropdownliste zu ändern.

In den folgenden beiden Abschnitten (siehe Kapitel 15.7.3, Profilmodifikationen) und (siehe Kapitel 15.7.4, Flankenlinienmodifikationen) sind die nach ISO 21771 definierten Modifikationen erläutert.

Eingabe von unterschiedlichen Modifikationen für rechte oder linke Flanke: In der Dropdownliste **Flanke** kann ausgewählt werden, ob eine Modifikation auf die rechte, die linke oder auf beide Flanken angewendet wird.

Definition der rechten/ linken Zahnflanke (gemäss ISO 21771):

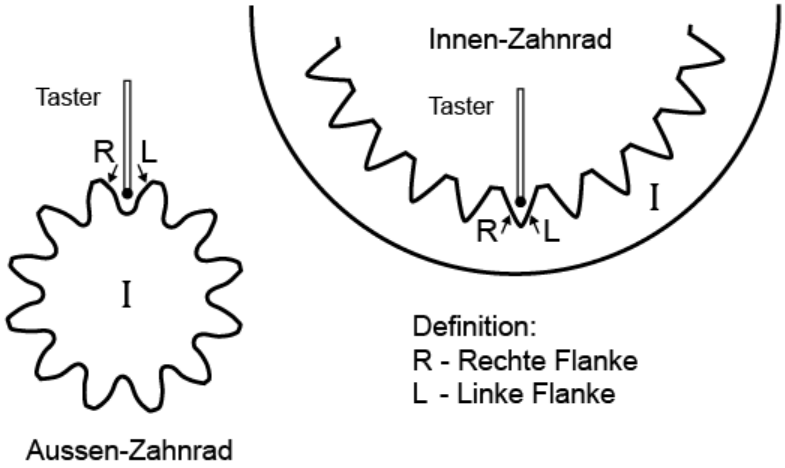


Abbildung 15.35: Definition der rechten/linken Zahnflanke gemäss ISO 21771

15.7.2 Individuelle Modifikationen pro Zahn

Bei den Stirnrädern können pro Zahn individuell Modifikationen eingegeben werden. Die Option Individuelle Modifikation pro Zahn kann über den Einstellungen-Button aktiviert werden (wenn die Festigkeitsberechnung deaktiviert ist). Die Modifikationen zu jedem Zahn können in der Tabelle «Modifikationen» festgelegt werden. Die angewandten Modifikationen ändern die Zahnformgrafik des einzelnen Zahns (nur im Stirnschnitt) und das 3D Modell.

15.7.3 Profilmodifikationen

Profilmodifikationen sind Abweichungen von der Evolvente, sog. Höhenmodifikationen. In den folgenden Abschnitten sind die in KISSsoft möglichen Profilmodifikationen erläutert.

► **Hinweis 1:**

Bei der Definition von Höhenmodifikationen wird die Eingabe des Längenfaktors L_{Ca^*} verlangt. Der Längenfaktor ist die Differenz der Wälzlänge L_y (ab Beginn der Modifikation bis zum Kopf- oder Fussformkreis) geteilt durch den Normalmodul: $L_{Ca^*} = (L_{dFa} - L_{dC})/m_n$ bzw. $L = (L_{dC} - L_{dFf})/m_n$. Die Wälzlänge L_y wird nach ISO 21771, Glg. 17, oder DIN 3960, Glg. 3.3.07, berechnet.

Für die Berechnung des Beginns der Modifikation am Kopf werden immer die theoretischen Durchmesser d_a oder d_{Fa} verwendet.

► **Hinweis 2:**

Die Messung der Kopfrücknahme C_a direkt am Kopfkreis kann ungenau sein. Wenn Kopfrücknahmen definiert werden, wird im Protokoll zu Messzwecken die Kopfrücknahme auf einem

speziellen Messkreis d_{check} angegeben.
MessKreis $d_{check} = d_{Fa.i} - 0.02 \cdot m_n$

► **Hinweis 3:**

Verschiedene Profilmodifikationen wie Kopfrücknahmen können ausnahmsweise auch mit negativen C_a-Parametern vorgegeben werden. Da beim Schleifen immer Material entfernt wird, ergibt eine negative Kopfrücknahme eine Zahnform, bei welcher vom Zahnfuss an Material konstant entfernt wird (entsprechend C_a). Im Bereich der vorgegebenen Modifikationslänge wird dann der Materialabtrag verringert, um am Kopf dann zu Null zu werden (siehe Abbildung 15.36).

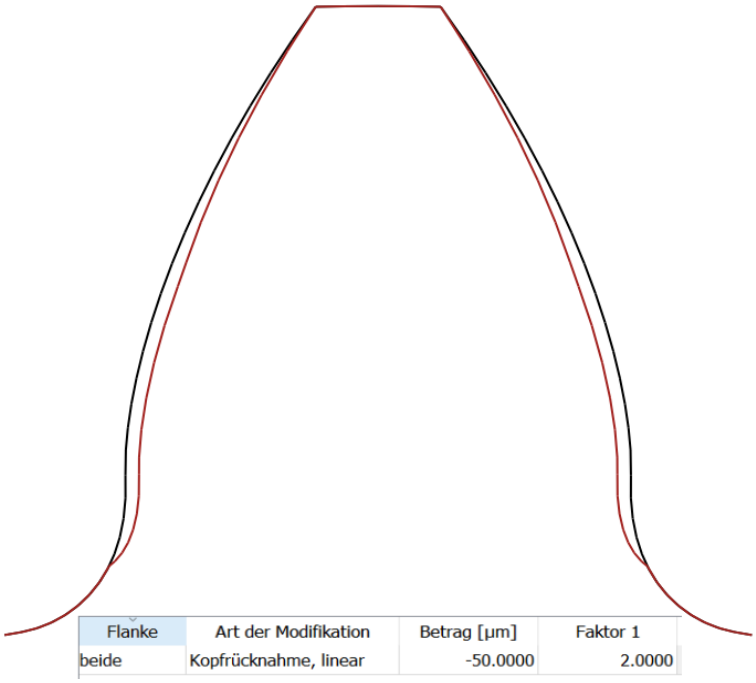
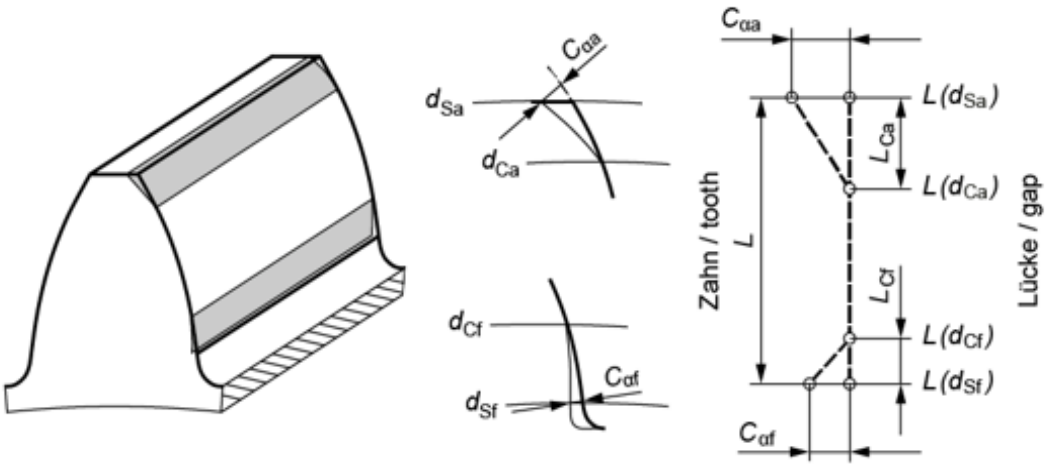


Abbildung 15.36: Profilmodifikation mit negativem Ca-Parametern

15.7.3.1 Kopfrücknahme und Fussrücknahme, linear

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.37) ist eine lineare Kopf- und Fussrücknahme gemäss Festlegung im Profildiagramm dargestellt. Die Festlegung von **Betrag** und **Faktor 1** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Der Beginn der Modifikationen am Kopf und am Fuss kann im Tab **Herstellung** festgelegt werden. Der Übergang von der Rücknahme zur Evolvente ist nicht gleichmässig, was zu erhöhten lokalen Flankenpressungen führen kann.



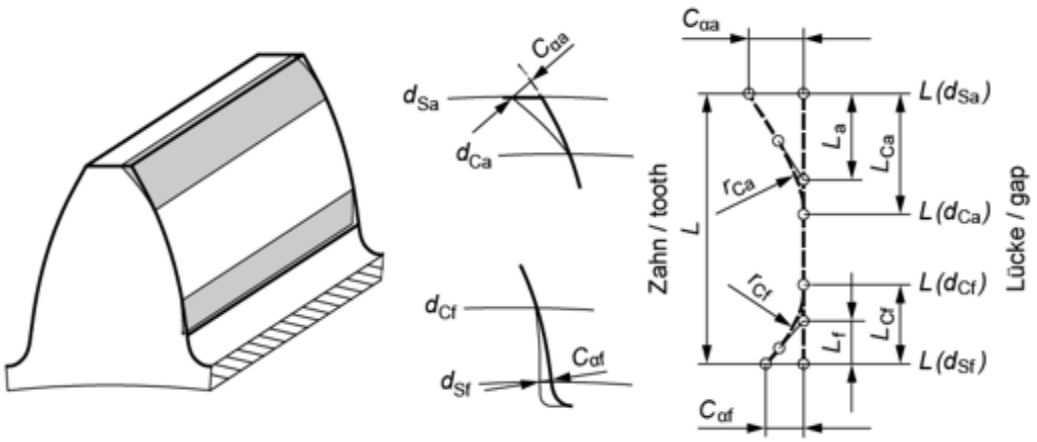
d_{Sa}	Kopfrückname, Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Fussrückname, Beginn, am Fuss
d_{Ca}	Kopfrückname, Ende, am Kopf	d_{Cf}	Fussrückname, Ende, am Fuss
$C_{\alpha a}$	Kopfrückname, Betrag, normal zur Evolvente	$C_{\alpha f}$	Fussrückname, Betrag, normal zur Evolvente
L_{Ca}	Kopfrückname, Wälzlänge	L_{Cf}	Fussrückname, Wälzlänge
L	Wälzlänge		

	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	$C_{\alpha a}$, $C_{\alpha f}$	L_{Ca}/m_n, L_{Cf}/m_n	-
Bedingungen	$\neq 0$	> 0	-

Abbildung 15.37: Lineare Kopf- und Fussrücknahme

15.7.3.2 Kopfrücknahme und Fussrücknahme, linear mit Übergangsradius

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.38) ist eine lineare Kopf- und Fussrücknahme mit Übergangsradius gemäss Festlegung im Profildiagramm dargestellt. Die Festlegung der Werte für **Faktor 1** und **Faktor 2** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Der Beginn der Modifikationen am Kopf und am Fuss kann im Tab **Herstellung** festgelegt werden. Der Übergang zwischen Rücknahme und Evolvente ist tangential.



d_{Sa}	Kopfrückname, Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Fussrückname, Beginn, am Fuss
d_{Ca}	Kopfrückname, Ende, am Kopf	d_{Cf}	Fussrückname, Ende, am Fuss
$C_{\alpha a}$	Kopfrückname, Betrag, normal zur Evolvente	$C_{\alpha f}$	Fussrückname, Betrag, normal zur Evolvente
L_{Ca}	Kopfrückname, Wälzlänge	L_{Cf}	Fussrückname, Wälzlänge
r_{Ca}	Übergangsradius, am Kopf	r_{Cf}	Übergangsradius, am Fuss
L	Wälzlänge		

	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	$C_{\alpha a}$, $C_{\alpha f}$	L_{Ca}/m_n, L_{Cf}/m_n	r_{Ca}/m_n, r_{Cf}/m_n
Bedingungen	> 0	> 0	> 0

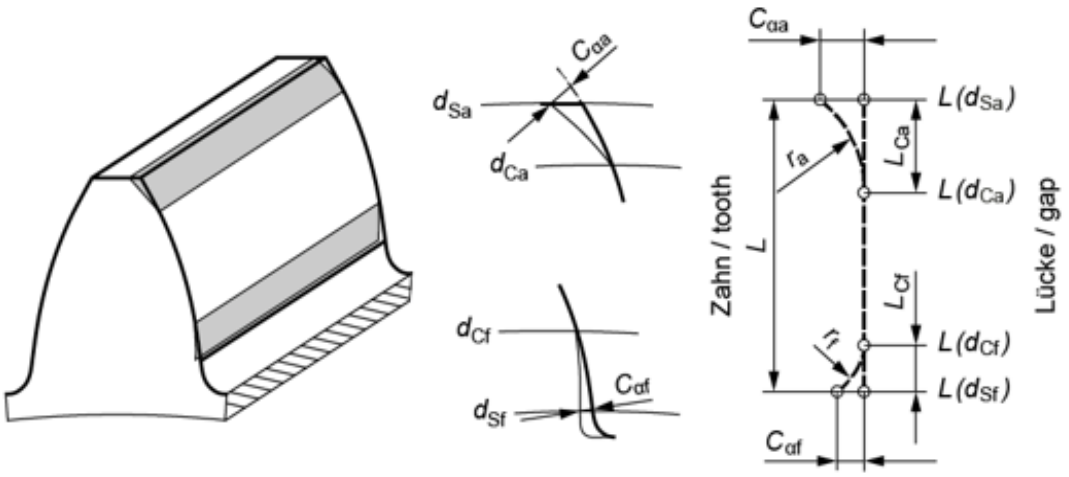
Abbildung 15.38: Lineare Kopf- und Fussrücknahme mit Übergangsradius

Falls **Faktor 2** = 0 ist, dann wird r_{Ca} so berechnet, dass gilt $L_a = 0.8 \cdot L_{Ca}$. Der entsprechende **Faktor 2** wird berechnet und gesetzt. Falls **Faktor 2** so gross ist, dass gilt $L_a < 0.75 \cdot L_{Ca}$, dann wird r_{Ca} so berechnet, dass gilt $L_a = 0.75 \cdot L_{Ca}$. Der entsprechende **Faktor 2** wird berechnet und gesetzt.

Entsprechend übergeben Sie im Falle der Fussrücknahme die Werte für $C_{\alpha f}$, den Quotienten aus L_{Cf} und m_n. und den Quotienten aus r_{Cf} und m_n.

15.7.3.3 Kopfrücknahme und Fussrücknahme, bogenförmig

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.39) sind die bogenförmigen Kopf- und Fussrücknahmen gemäss Festlegung im Profildiagramm dargestellt. Die Festlegung von **Betrag** und **Faktor 1** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Der Beginn der Modifikationen am Kopf und am Fuss kann im Tab **Herstellung** festgelegt werden. Der Übergang zwischen der Rücknahme und der Evolvente ist tangential, daher gibt es einen gleichmässigen Übergang zwischen der Evolvente und dem Rücknahmeanteil der Zahnform.



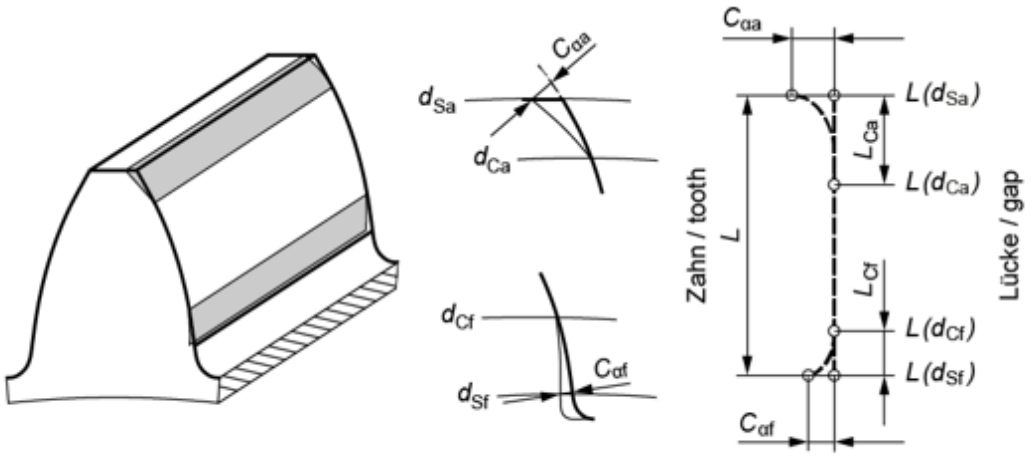
d_{Sa}	Kopfrückname, Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Fussrückname, Beginn, am Fuss
d_{Ca}	Kopfrückname, Ende, am Kopf	d_{Cf}	Fussrückname, Ende, am Fuss
$C_{\alpha a}$	Kopfrückname, Betrag, normal zur Evolvente	$C_{\alpha f}$	Fussrückname, Betrag, normal zur Evolvente
L_{Ca}	Kopfrückname, Wälzlänge	L_{Cf}	Fussrückname, Wälzlänge
r_a	Kopfrückname, Radius	r_f	Fussrückname, Radius
L	Wälzlänge		

	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	$C_{\alpha a}$, $C_{\alpha f}$	L_{Ca}/m_n, L_{Cf}/m_n	-
Bedingungen	$\neq 0$	> 0	-

Abbildung 15.39: Bogenförmige Kopf- und Fussrücknahme

15.7.3.4 Kopfrücknahme und Fussrücknahme, progressiv

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.40) ist die progressive Kopf- und Fussrücknahme gemäss Festlegung im Profildiagramm dargestellt. Die Festlegung von **Betrag** und **Faktor 1** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Für die Festlegung von **Faktor 2** (siehe Kapitel 15.9.2.11, Progressive Profilmodifikation). Der Beginn der Modifikationen am Kopf und am Fuss kann im Tab **Herstellung** festgelegt werden. Der Übergang zwischen Rücknahme und Evolvente ist tangential.



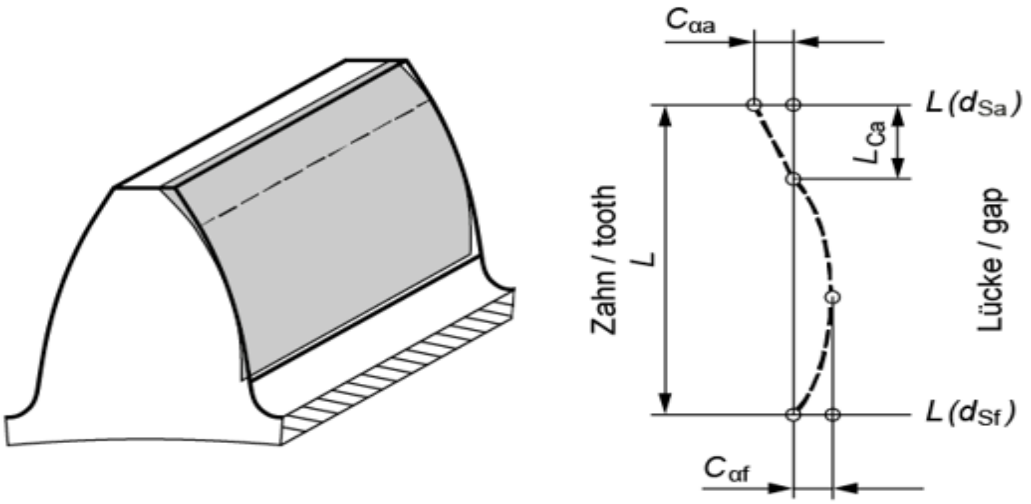
d_{Sa}	Kopfrückname, Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Fussrückname, Beginn, am Fuss
d_{Ca}	Kopfrückname, Ende, am Kopf	d_{Cf}	Fussrückname, Beginn, am Fuss
C_{aa}	Kopfrückname, Betrag, normal zur Evolvente	C_{af}	Fussrückname, Betrag, normal zur Evolvente
L_{Ca}	Kopfrückname, Wälzlänge	L_{Cf}	Fussrückname, Wälzlänge
L	Wälzlänge		

	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	C_{aa}, C_{af}	L_{Ca}/m_n, L_{Cf}/m_n	*siehe Handbuch*
Bedingungen	$\neq 0$	> 0	$5 <$ *Faktor 2* < 20

Abbildung 15.40: Progressive Kopf- und Fussrücknahme

15.7.3.5 Kopfrücknahme, linear mit Höhenballigkeit

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.41) ist die lineare Kopfrücknahme mit Höhenballigkeit gemäss Festlegung im Profildiagramm dargestellt. Es handelt sich um die Kombination aus einer linearen Kopfrücknahme und einer sich daran anschliessenden Höhenballigkeit. Die Festlegung von **Betrag**, **Faktor 1** und **Faktor 2** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Der Beginn der Modifikationen am Kopf und am Fuss kann im Tab **Herstellung** festgelegt werden.



d_{Sa}	Modifikation, Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Modifikation, Ende, am Fuss
$C_{\alpha a}$	Kopfrückname, Betrag, normal zur Evolvente	L_{Ca}	Kopfrückname, Wälzlänge
C_{af}	Höhenballigkeit, Betrag	L	Wälzlänge

	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	C_{af}	L_{Ca}/m_n	$1000 \cdot C_{\alpha a}/m_n$
Bedingungen	$\neq 0$	> 0	> 0

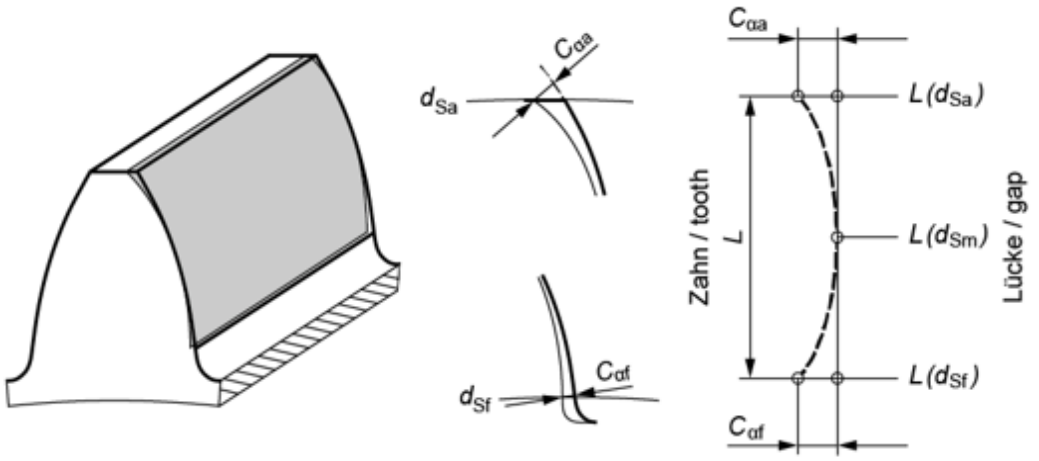
Abbildung 15.41: Lineare Kopfrücknahme mit Höhenballigkeit

Bei üblicher Anwendung dieser Modifikation wird versucht, die lineare Kopfrücknahme ohne Knick tangential in die Höhenballigkeit übergehen zu lassen. Zu diesem Zweck wird im Info-Feld eine Angabe Factor2_opt=... ausgegeben. Wenn Sie diesen Wert in Feld **Faktor 2** eintragen, erreichen Sie genau dies.

15.7.3.6 Höhenballigkeit, wälzlängenzentriert

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.42) ist die (wälzlängenzentrierte) Höhenballigkeit gemäss Festlegung im Profildiagramm dargestellt. Die Festlegung des Betrages ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Der Beginn der Modifikationen am Kopf und am Fuss kann im Tab **Herstellung** festgelegt werden.

Eine wälzlängenzentrierte Höhenballigkeit entsteht dort, wo es zu einem im Stirnschnitt stetig zunehmenden Materialabtrag in Richtung Kopf- und Fusskreis kommt, ausgehend von der Mitte der abgewickelten Zahnflankenlänge. Die Punkte A, E und das Mass C_a definieren den bogenförmigen Verlauf. Für die Höhenballigkeit gilt $C_a = C_{\alpha a} = C_{af}$. Für eine unterschiedliche Balligkeit am Kopf und Fuss kann die exzentrische Höhenballigkeit (siehe Kapitel 15.7.3.8) verwendet werden.
Die wälzlängenzentrierte Höhenballigkeit entspricht der Definition nach ISO 21771 und führt zu einer bogenförmigen Modifikation im Profildiagramm.



d_{Sa}	Höhenballigkeit, Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Höhenballigkeit, Ende, am Fuss
$C_{\alpha a}$	Höhenballigkeit, Betrag, am Kopf, normal zur Evolvente	$C_{\alpha f}$	Höhenballigkeit, Betrag, am Fuss, normal zur Evolvente
L	Wälzlänge		

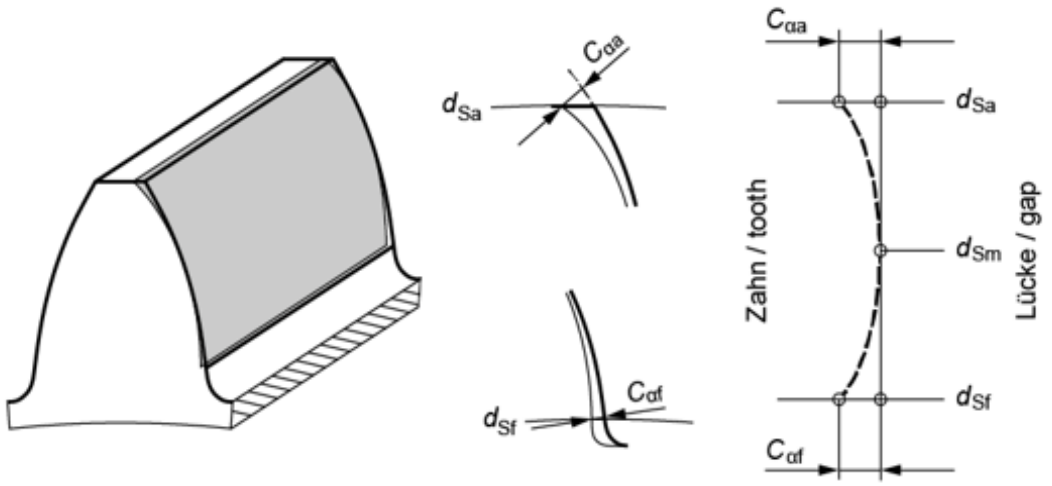
	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	$C_{\alpha a} = C_{\alpha f}$	-	-
Bedingungen	$\neq 0$	-	-
Gleichung	$L(d_{Sm}) = 0.5 \cdot \left(L(d_{Sa}) + L(d_{Sf})\right)$		

Abbildung 15.42: Wälzlängenzentrierte Höhenballigkeit

15.7.3.7 Höhenballigkeit, durchmesserzentriert

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.43) ist die (durchmesserzentrierte) Höhenballigkeit gemäss Festlegung im Profildiagramm dargestellt. Die Festlegung des Betrages ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Der Beginn der Modifikationen am Kopf und am Fuss kann im Tab **Herstellung** festgelegt werden.

Eine durchmesserzentrierte Höhenballigkeit entsteht dort, wo es zu einem im Stirnschnitt stetig zunehmenden Materialabtrag in Richtung Kopf- und Fusskreis kommt, der von der Mitte der berechneten Zahnhöhe ausgeht. Über die Punkte A und E und den Wert C_a wird der bogenförmige Verlauf festgelegt. Für die Höhenballigkeit gilt $C_a = C_{\alpha a} = C_{\alpha f}$. Eine durchmesserzentrierte Höhenballigkeit ergibt einen Kreisbogen in Richtung der Zahnhöhe.



d_{Sa}	Höhenballigkeit, Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Höhenballigkeit, Ende, am Fuss
$C_{\alpha a}$	Höhenballigkeit, Betrag, am Kopf, normal zur Evolvente	$C_{\alpha f}$	Höhenballigkeit, Betrag, am Fuss, normal zur Evolvente

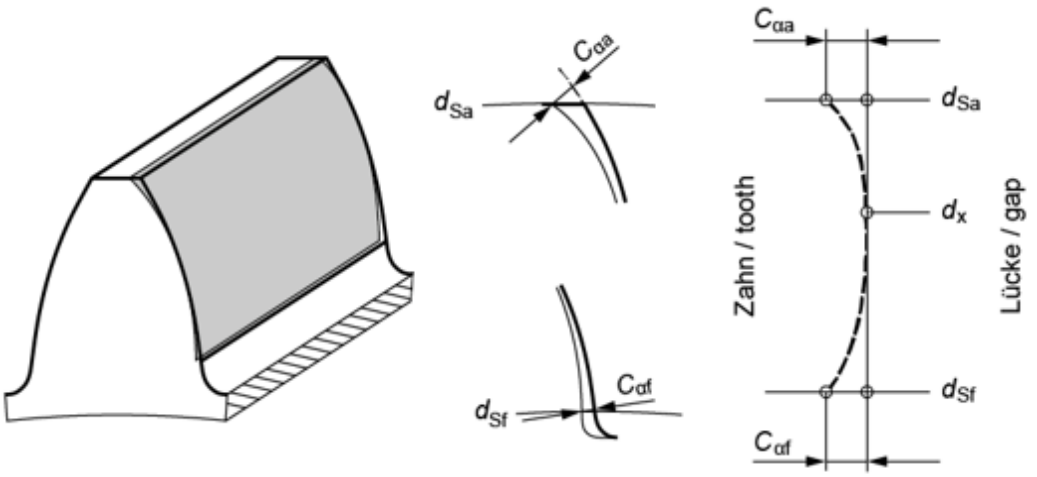
	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	$C_{\alpha a} = C_{\alpha f}$	-	-
Bedingungen	$\neq 0$	-	-
Gleichung	$d_{Sm} = 0.5 \cdot (d_{Sa} + d_{Sf})$		

Abbildung 15.43: Durchmesserzentrierte Höhenballigkeit

15.7.3.8 Höhenballigkeit, exzentrisch

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.44) ist die exzentrische Höhenballigkeit gemäss Festlegung im Profildiagramm dargestellt. Die Festlegung von **Betrag**, **Faktor 1** und **Faktor 2** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Der Beginn der Modifikationen am Kopf und am Fuss kann im Tab **Herstellung** festgelegt werden.

Die exzentrische Höhenballigkeit ähnelt der durchmesserzentrierten Höhenballigkeit. Mit dem **Faktor 1** lässt sich der Hochpunkt der Balligkeit anpassen, mit **Faktor 2** der Betrag der Balligkeit am Fuss. Eine exzentrische Höhenballigkeit führt zur Ausbildung von 2 Kreisbögen, einem für den Kopf und einem für den Fuss des Zahns, in Richtung der Zahnhöhe.



d_{Sa}	Höhenballigkeit, Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Höhenballigkeit, Ende, am Fuss
$C_{\alpha a}$	Höhenballigkeit, Betrag, am Kopf, normal zur Evolvente	$C_{\alpha f}$	Höhenballigkeit, Betrag, am Fuss, normal zur Evolvente
L_x	Kopf zu Scheitelpunkt Höhenballigkeit, Wälzlänge	L	Wälzlänge

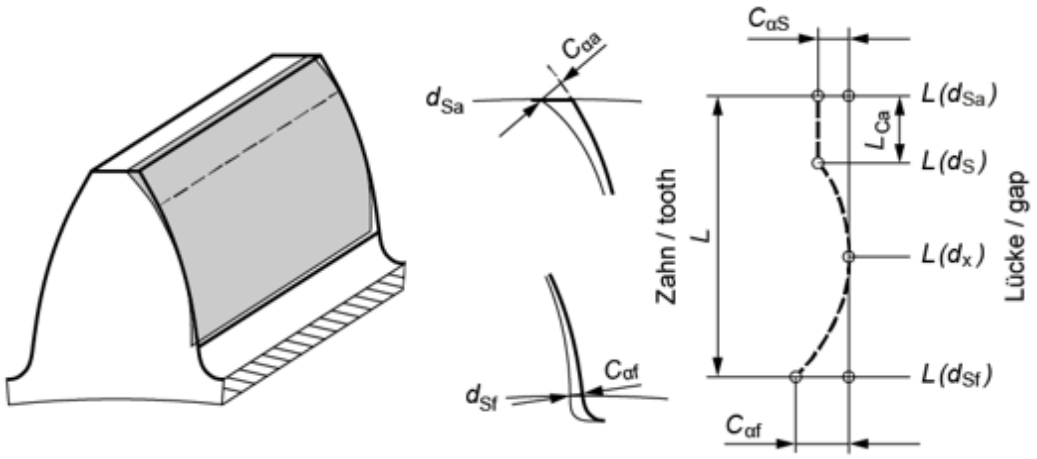
	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	$C_{\alpha a}$	$(d_{Sa}-d_x)/(d_{Sa}-d_{Sf})$	$C_{\alpha f} / C_{\alpha a}$
Bedingungen	$\neq 0$	< 1	≥ 0

Abbildung 15.44: Exzentrische Höhenballigkeit

15.7.3.9 Höhenballigkeit, verkürzt

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.45) ist die verkürzte Höhenballigkeit gemäss Festlegung im Profildiagramm dargestellt. Die Festlegung von **Betrag**, **Faktor 1** und **Faktor 2** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Der Beginn der Modifikationen am Kopf und am Fuss kann im Tab **Herstellung** festgelegt werden.

Die verkürzte Höhenballigkeit sollte nur in Verbindung mit einer Kopfrücknahme verwendet werden. Die Kopfrücknahme sollte bei ds beginnen.



d_{Sa}	Modifikation, Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Modifikation, Beginn, am Fuss
C_{af}	Höhenballigkeit, Betrag, am Fuss, normal zur Evolvente	L_{Ca}	Kopf zur Start Höhenballigkeit, Wälzlänge
L_x	Kopf zu Scheitelpunkt Höhenballigkeit, Wälzlänge	L	Wälzlänge

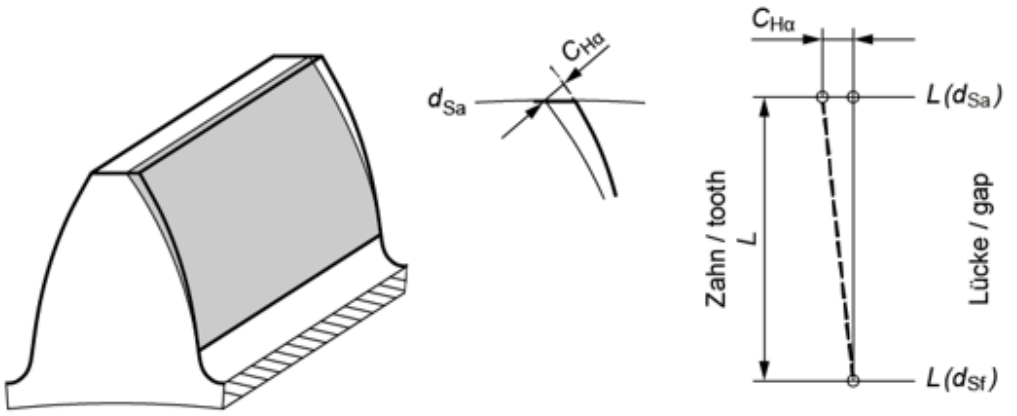
	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	C_{af}	$(d_{Sa}-d_x)/(d_{Sa}-d_{Sf})$	$(d_{Sa}-d_S)/(d_{Sa}-d_{Sf})$
Bedingungen	$\neq 0$	$0 < Faktor\ 1 < 1$	$0 < Faktor\ 2 < 1$

Abbildung 15.45: Verkürzte Höhenballigkeit

15.7.3.10 Eingriffswinkelmodifikation (Betrag)

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.46) ist die Eingriffswinkelmodifikation (Betrag) gemäss Festlegung im Profildiagramm dargestellt. Die Festlegung des Betrages ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Der Beginn der Modifikationen am Kopf und am Fuss kann im Tab **Herstellung** festgelegt werden.

Die Eingriffswinkelmodifikation (Betrag) wird auf ähnliche Weise als lineare Kopfrücknahme festgelegt (siehe Kapitel 15.7.3.1, Kopfrücknahme und Fussrücknahme, linear). Der Unterschied besteht jedoch darin, dass die Eingriffswinkelmodifikation über die gesamte Wälzlänge angewendet wird.



d_{Sa}	Eingriffswinkelmodifikation, Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Eingriffswinkelmodifikation, Ende, am Fuss
$C_{H\alpha}$	Eingriffswinkelmodifikation, Betrag, normal zur Evolvente	L	Wälzlänge
$\alpha_{n\,eff}$	Effektiver Eingriffswinkel		

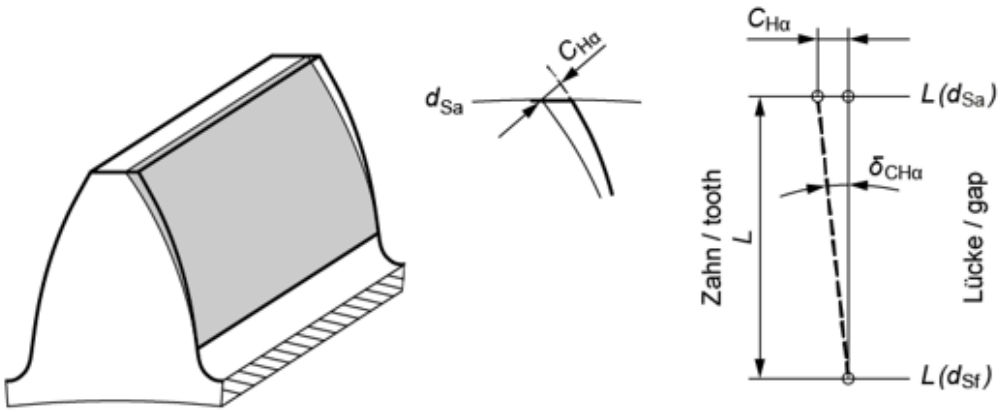
	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	$C_{H\alpha}$	-	-
Bedingungen	$\neq 0$	-	-
Gleichung	$\alpha_{n\,eff} = atan\left(cos(\beta) \cdot tan\left(\alpha_t + 0.001 \cdot C_{H\alpha}/Abs\left(L(d_{Sa}) - L(d_{Sf})\right)/tan\,\alpha_t\right)\right)$		

Abbildung 15.46: Eingriffswinkelmodifikation (Betrag)

15.7.3.11 Eingriffswinkelmodifikation (Winkel-Minuten)

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.47) ist die Eingriffswinkelmodifikation (Winkel) gemäss Festlegung im Profildiagramm dargestellt. Die Festlegung von **Faktor 1** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Der Beginn der Modifikationen am Kopf und am Fuss kann im Tab **Herstellung** festgelegt werden.

Die Eingriffswinkelmodifikation (Winkel-Minuten) wird auf ähnliche Weise als lineare Kopfrücknahme festgelegt (siehe Kapitel 15.7.3.1, Kopfrücknahme und Fussrücknahme, linear). Der Unterschied besteht jedoch darin, dass die Eingriffswinkelmodifikation über die gesamte Wälzlänge angewendet wird. Der Betrag der Eingriffswinkelmodifikation in Winkelminuten sollte in Faktor 1 eingegeben werden.



d_{Sa}	Eingriffswinkelmodifikation, Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Eingriffswinkelmodifikation, Ende, am Fuss
$C_{H\alpha}$	Eingriffswinkelmodifikation, Betrag, normal zur Evolvente	$\delta_{CH\alpha}$	Eingriffswinkelmodifikation, Betrag, Winkel
L	Wälzlänge	$\alpha_{n\,eff}$	Effektiver Eingriffswinkel

	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	-	$\delta_{CH\alpha}$ *(in Winkel-Minuten)*	-
Bedingungen	-	$\neq 0$	-
Gleichung	$C_{H\alpha} = 1000 \cdot \tan \alpha_t \cdot (Faktor\ 1/60/\cos\beta) \cdot Abs\left(L(d_{Sa}) - L(d_{Sf})\right)$ $\alpha_{n\,eff} = atan\left(\cos(\beta) \cdot \tan\left(\alpha_t + 0.001 \cdot C_{H\alpha}/Abs\left(L(d_{Sa}) - L(d_{Sf})\right)/\tan\alpha_t\right)\right)$		

Abbildung 15.47: Eingriffswinkelmodifikation (Winkel-Minuten)

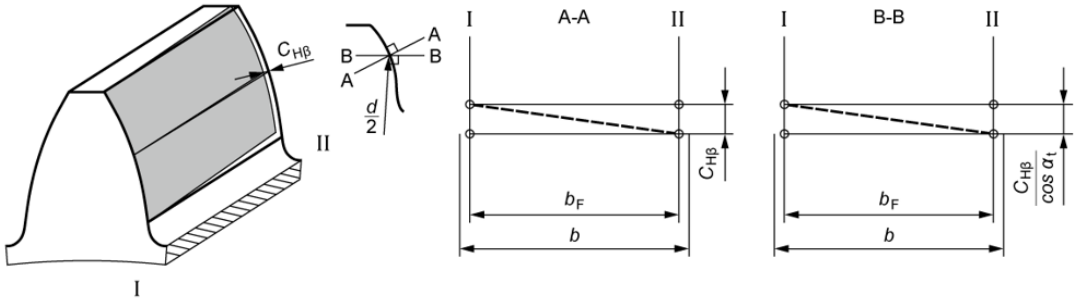
15.7.4 Flankenlinienmodifikationen

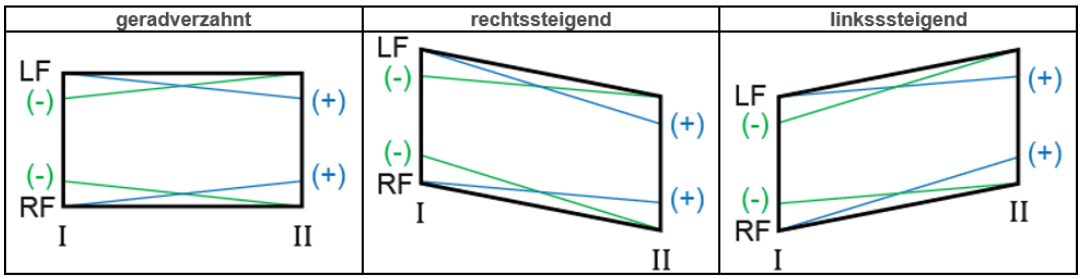
Flankenlinienmodifikationen sind Abweichungen über die Zahnbreite. In den folgenden Abschnitten sind die in KISSsoft implementierten Flankenlinienmodifikationen erläutert.

15.7.4.1 Schrägungswinkelmodifikation, konisch

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.48) ist die konische Schrägungswinkelmodifikation gemäss Festlegung im Flankenliniendiagramm dargestellt. Die Festlegung des **Betrages** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Die Modifikation wird über die effektive Zahnbreite des Zahnrads angewendet.

Die Schrägungswinkelmodifikation ist auf ähnliche Weise als lineare Endrücknahme festgelegt (siehe Kapitel 15.7.4.7, Endrücknahme, linear, Seite I und II). Der Unterschied besteht jedoch darin, dass die Schrägungswinkelmodifikation über die gesamte effektive Zahnbreite des Zahnrads angewendet wird.





b	Zahnbreite	b_F	Effektive Zahnbreite
$C_{H\beta}$	Schrägungswinkelmodifikation, Betrag	β_{eff}	Effektiver Schrägungswinkel

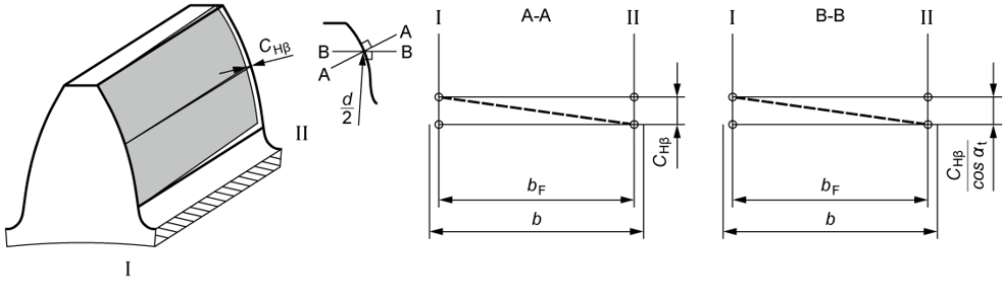
	Betrag	**Faktor 1**	**Faktor 2**
Eingaben	$C_{H\beta}$	-	-
Bedingungen	≠ 0	-	-
Gleichung	$C_{H\beta} = 1000 \cdot \cos \alpha_n \cdot b_F \cdot (\tan(\beta - Faktor\ 1/60) - \tan(\beta))$ $\beta_{eff} = \operatorname{atan}\left(\left(b_F \cdot \tan \beta \pm Abs(0.001 \cdot C_{H\beta} / \cos \alpha_t)\right)/b_F\right)$		

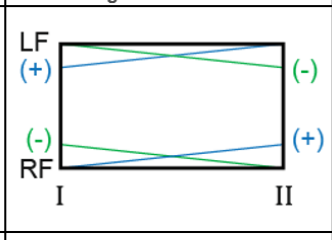
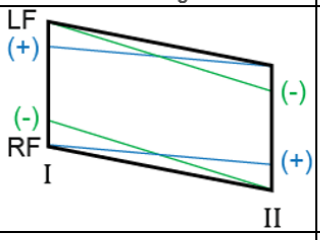
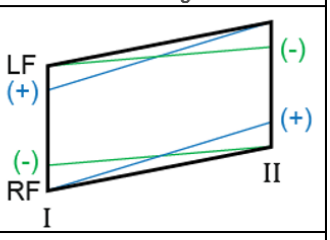
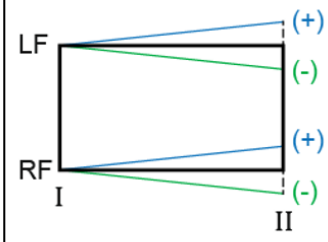
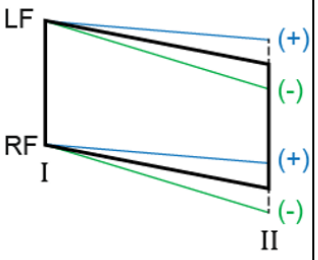
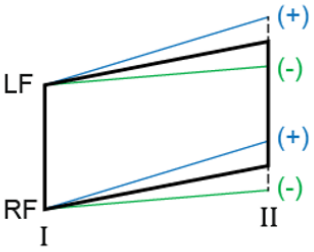
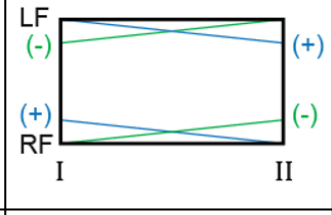
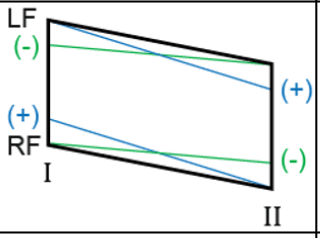
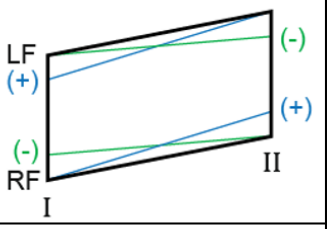
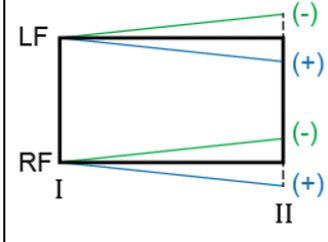
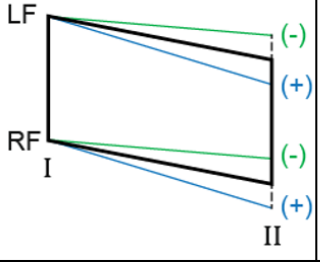
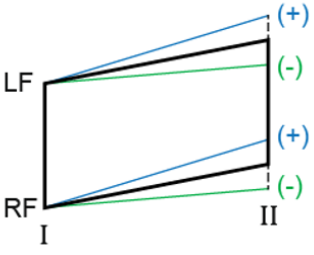
Abbildung 15.48: Konische Schrägungswinkelmodifikation

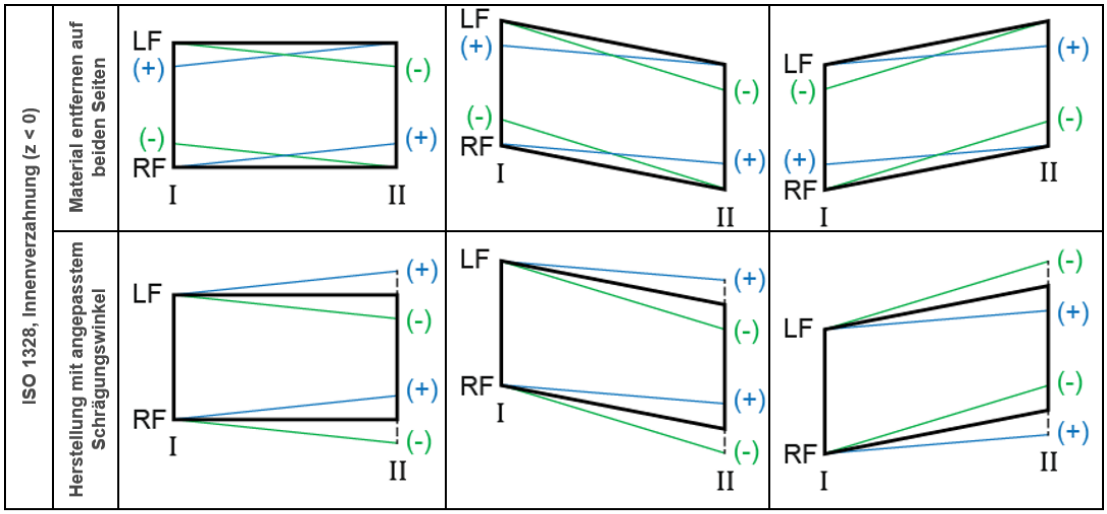
15.7.4.2 Schrägungswinkelmodifikation, parallel (Betrag)

In den Abbildungen (siehe Abbildung 15.49) ist die parallele Schrägungswinkelmodifikation (Betrag) gemäss Festlegung im Flankenliniendiagramm dargestellt. Die Festlegung des **Betrages** ist ebenfalls dargestellt. Die Modifikation wird über die effektive Zahnbreite des Zahnrads angewendet.

Die Festlegung der Schrägungswinkelmodifikation unterscheidet sich zwischen ISO 1328 und ISO 21771 sowie bei Innen- und Aussenrädern. Weitere KISSsoft-Einstellungen (**Material entfernen auf beiden Seiten** oder **Herstellung mit angepasstem Schrägungswinkel**) wirken sich ebenfalls auf die Modifikation aus (siehe Abbildung 15.49).



		geradverzahnt	rechtssteigend	linkssteigend
ISO 21771	Material entfernen auf beiden Seiten			
	Herstellung mit angepasstem Schrägungswinkel			
ISO 1328, Aussenverzahnung (z > 0)	Material entfernen auf beiden Seiten			
	Herstellung mit angepasstem Schrägungswinkel			



b	Zahnbreite	b_F	Effektive Zahnbreite
$C_{H\beta}$	Schrägungswinkelmodifikation, Betrag	β_{eff}	Effektiver Schrägungswinkel

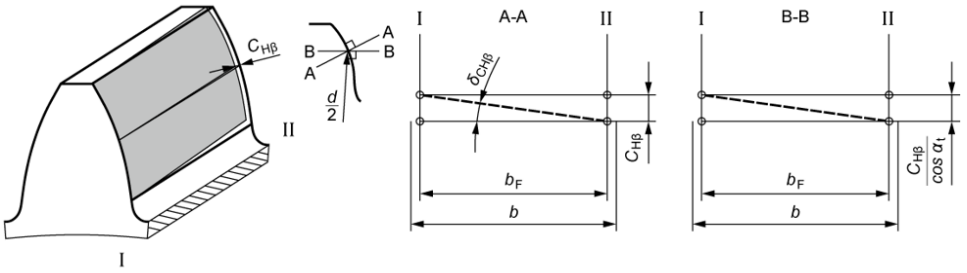
	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	$C_{H\beta}$	-	-
Bedingungen	≠ 0	-	-
Gleichung	$C_{H\beta} = 1000 \cdot cos\,\alpha_n \cdot b_F \cdot (tan(\beta - Fackor\ 1/60) - tan(\beta))$ $\beta_{eff} = atan\left(\left(b_F \cdot tan\,\beta \pm Abs(0.001 \cdot C_{H\beta}/\,cos\,\alpha_t)\right)/b_F\right)$ *Weitere Informationen in Instruktion 117: Definition of helix angle modification*		

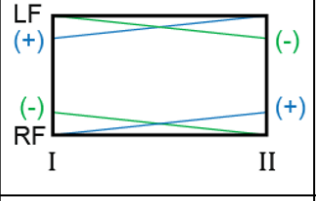
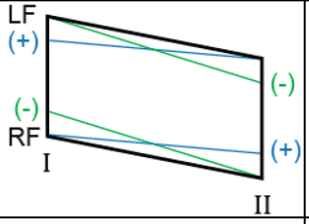
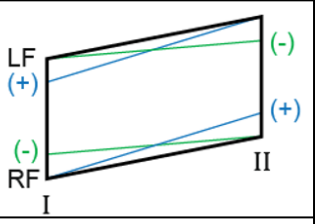
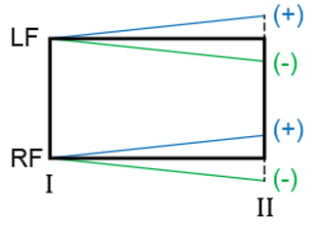
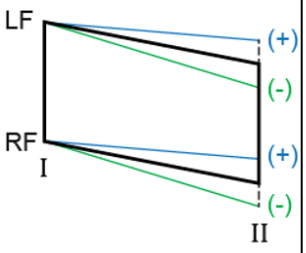
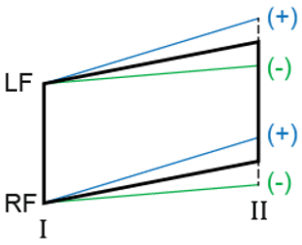
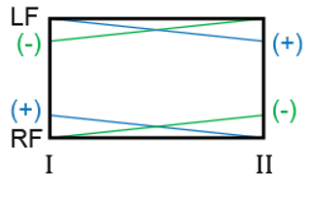
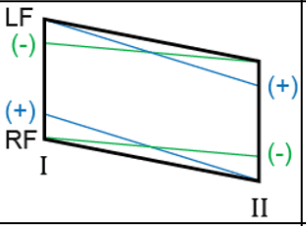
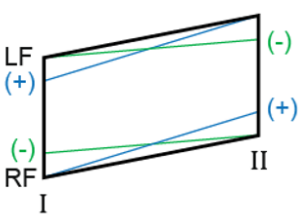
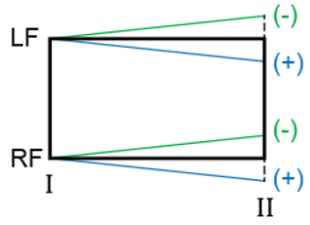
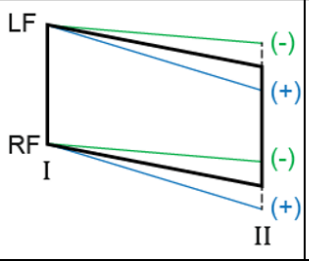
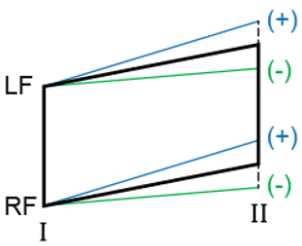
Abbildung 15.49: Parallele Schrägungswinkelmodifikation (Betrag), Teil 1 und 2

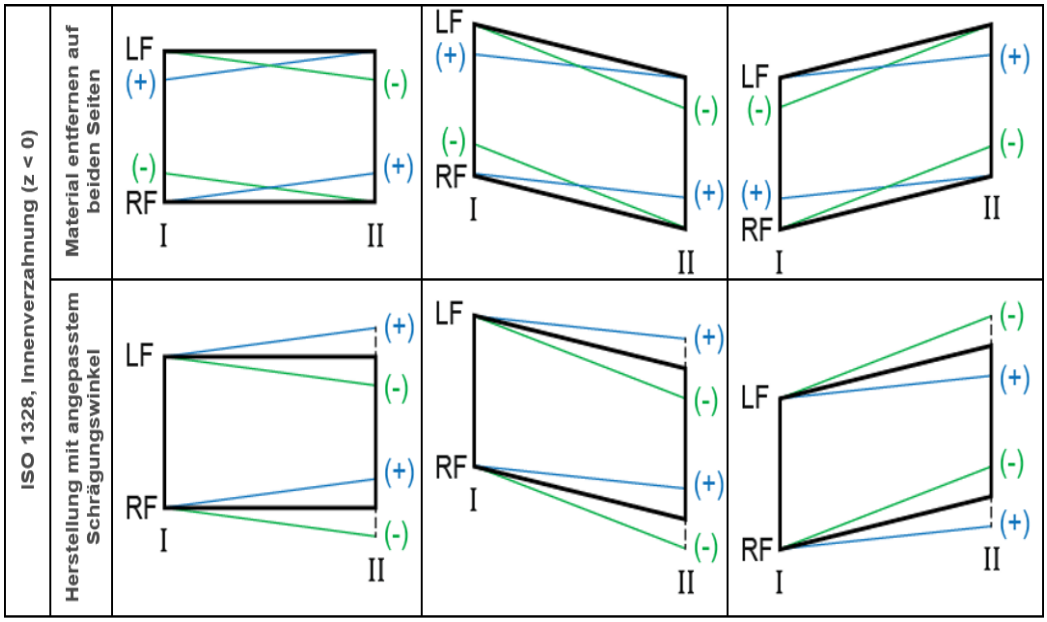
15.7.4.3 Schrägungswinkelmodifikation, parallel (Winkel-Minuten)

In den Abbildungen (siehe Abbildung 15.50) ist die parallele Schrägungswinkelmodifikation (Winkel) gemäss Festlegung im Flankenliniendiagramm dargestellt. Die Festlegung von **Faktor 1** ist ebenfalls dargestellt. Die Modifikation wird über die effektive Zahnbreite des Zahnrads angewendet.

Die Festlegung der Schrägungswinkelmodifikation unterscheidet sich zwischen ISO 1328 und ISO 21771 sowie bei Innen- und Aussenrädern. Weitere KISSsoft-Einstellungen (**Material entfernen auf beiden Seiten** oder **Herstellung mit angepasstem Schrägungswinkel**) wirken sich ebenfalls auf die Modifikation aus (siehe Abbildung 15.50).



		geradverzahnt	rechtssteigend	linkssteigend
ISO 21771	Material entfernen auf beiden Seiten			
	Herstellung mit angepasstem Schrägungswinkel			
ISO 1328, Aussenverzahnung (z > 0)	Material entfernen auf beiden Seiten			
	Herstellung mit angepasstem Schrägungswinkel			



b	Zahnbreite	b_F	Effektive Zahnbreite
$C_{H\beta}$	Schrägungswinkelmodifikation, Betrag	$\delta_{CH\beta}$	Schrägungswinkelmodifikation, Betrag, Winkel
β_{eff}	Effektiver Schrägungswinkel		

	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	-	$\delta_{CH\beta}$ *(in Winkel-Minuten)*	-
Bedingungen	-	≠ 0	-
Gleichung	$\beta_{eff} = atan\left(\left(b_F \cdot \tan\beta \pm Abs(0.001 \cdot C_{H\beta}/\cos\alpha_t)\right)/b_F\right)$ *Weitere Informationen in Instruktion 117: Definition of helix angle modification*		

Abbildung 15.50: Parallele Schrägungswinkelmodifikation (Winkel-Minuten), Teil 1 und 2

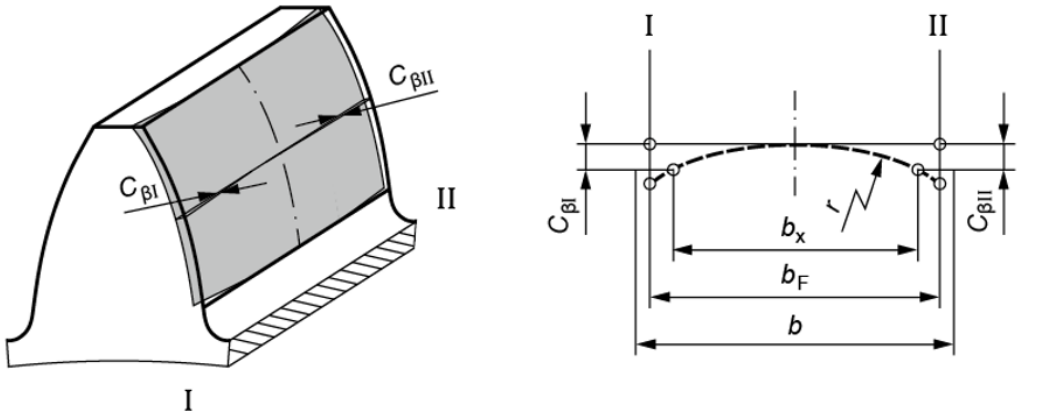
15.7.4.4 Breitenballigkeit

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.51) ist die Breitenballigkeit gemäss Festlegung im Flankenliniendiagramm dargestellt. Die Festlegung von **Betrag** und **Faktor 1** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Die Modifikation wird über die effektive Zahnbreite des Zahnrads angewendet.

Eine Breitenballigkeit entsteht dort, wo es zu einem stetigen symmetrischen Materialabtrag in Richtung der Zahnbreite kommt, der an einem gemeinsamen Punkt beginnt, an dem das Zahnprofil unverändert bleibt. Das Material wird in einem bogenförmigen Verlauf abgetragen, wobei das Maximum am Punkt $b_F/2$ liegt. Es gilt $C_\beta = C_{\beta I} = C_{\beta II}$.

► **Hinweis**

Eine exzentrische Breitenballigkeit, mit Maximum rechts der Stelle $b_F/2$, wird in der Praxis häufig verwendet 15.7.4.5.



b	Zahnbreite	b_F	Nutzbare Zahnbreite (b-2·b_k)
b_X	Bezugsbreite	$C_{\beta I}$	Breitenballigkeit, Betrag, auf Seite I
$C_{\beta II}$	Breitenballigkeit, Betrag, auf Seite II	r	Breitenballigkeit, Radius

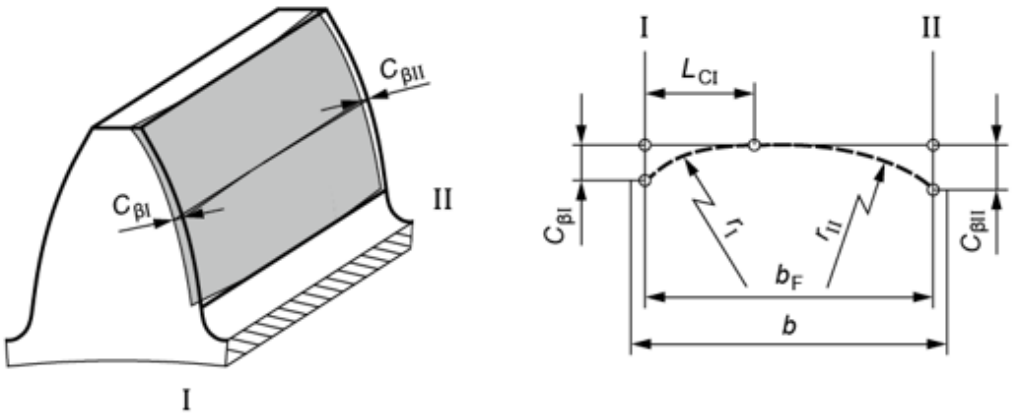
	Betrag	**Faktor 1**	**Faktor 2**
Eingaben	$C_{\beta I} = C_{\beta II}$	b_X/b_F	-
Bedingungen	≠ 0	0 < *Factor 1* ≤ 1	-

Abbildung 15.51: Breitenballigkeit

15.7.4.5 Breitenballigkeit, exzentrisch

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.52) ist die exzentrische Breitenballigkeit gemäss Festlegung im Flankenliniendiagramm dargestellt. Die Festlegung von **Betrag**, **Faktor 1** und **Faktor 2** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Die Modifikation wird über die effektive Zahnbreite des Zahnrads angewendet.

Eine exzentrische Breitenballigkeit entsteht dort, wo es zu einem bogenförmig verlaufenden Materialabtrag in Richtung der Zahnbreite kommt, der an einem gemeinsamen Punkt beginnt, an dem das Zahnprofil unverändert bleibt. Der Mittelpunkt der Balligkeit kann über den Faktor 1 festgelegt werden. Der Betrag der Balligkeit auf Seite I und Seite II kann von dem für die exzentrische Breitenballigkeit abweichen.



b	Zahnbreite	b_F	Nutzbare Zahnbreite (b-2·b_k)
$C_{\beta I}$	Breitenballigkeit, Betrag, auf Seite I	$C_{\beta II}$	Breitenballigkeit, Betrag, auf Seite II
r_I	Breitenballigkeit, Radius, auf Seite I	r_{II}	Breitenballigkeit, Radius, auf Seite II
L_{CI}	Seite I zu Scheitelpunkt Breitenballigkeit, Länge		

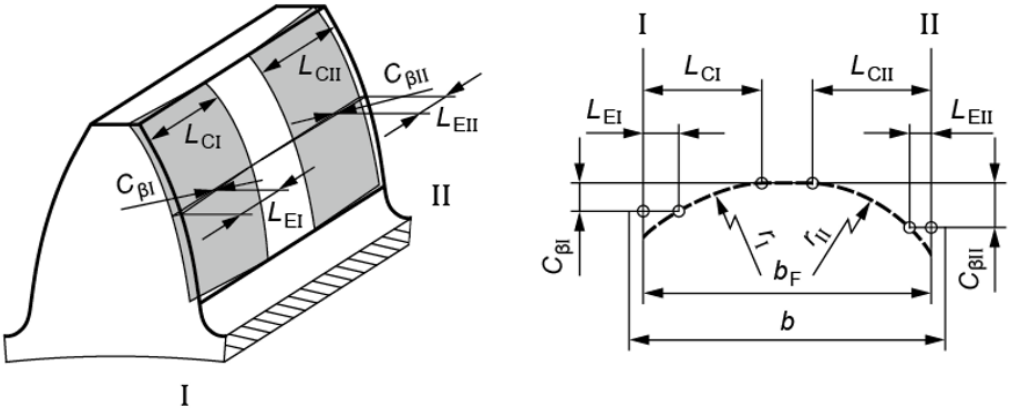
	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	$C_{\beta I}$	L_{CI}/b_F	$C_{\beta II}/C_{\beta I}$
Bedingungen	≠ 0	0 < *Faktor 1* < 1	> 0

Abbildung 15.52: Exzentrische Breitenballigkeit

15.7.4.6 Breitenballigkeit, Seite I und II

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.53) ist die Breitenballigkeit, Seite I und Seite II gemäss Festlegung im Flankenliniendiagramm dargestellt. Die Festlegung von **Betrag**, **Faktor 1** und **Faktor 2** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Die Modifikation wird über die effektive Zahnbreite des Zahnrads angewendet.

Diese Modifikation ähnelt der für die Breitenballigkeit (siehe Kapitel 15.7.4.4), jedoch lässt sie sich für jede Seite individuell festlegen. Die Faktoren 1 und 2 können dazu verwendet werden, den Beginn der Balligkeit und die Position von $C_ß$ festzulegen.



b	Zahnbreite	b_F	Effektive Zahnbreite
$C_{\beta I}$	Breitenballigkeit, Betrag, bei L_{EI}, auf Seite I	$C_{\beta II}$	Breitenballigkeit, Betrag, bei L_{EII}, auf Seite II
r_I	Breitenballigkeit, Radius, auf Seite I	r_{II}	Breitenballigkeit, Radius, auf Seite II
L_{CI}	Breitenballigkeit, Länge, auf Seite I	L_{CII}	Breitenballigkeit, Länge, Seite II

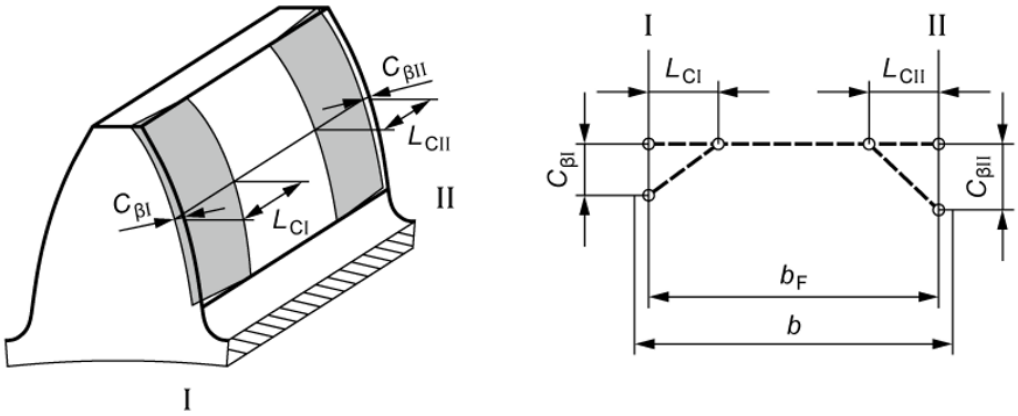
	Betrag	**Faktor 1**	**Faktor 2**
Eingaben	$C_{\beta I}$, $C_{\beta II}$	L_{CI}/b_F, L_{CII}/b_F	L_{EI}/b_F, L_{EII}/b_F
Bedingungen	> 0	*Faktor 2 < Faktor 1* < 1	0 < *Faktor 2 < Faktor 1*

Abbildung 15.53: Breitenballigkeit, Seite I und II

15.7.4.7 Endrücknahme, linear, Seite I und II

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.54) ist die lineare Endrücknahme, Seite I und II gemäss Festlegung im Flankenliniendiagramm dargestellt. Die Festlegung von **Betrag** und **Faktor 1** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Die Modifikation wird über die effektive Zahnbreite des Zahnrads angewendet.

Eine lineare Endrücknahme ist der stetig zunehmende Materialabtrag von der Flankenlinie ausgehend, von bestimmten Punkten in Richtung vorderer und hinterer Stirnfläche. Die Ziffern I und II beziehen sich dabei auf die beiden Stirnflächen (siehe Abbildung 15.54).



b	Zahnbreite	b_F	Effektive Zahnbreite
$C_{\beta I}$	Endrücknahme, Betrag, am Seite I	$C_{\beta II}$	Endrücknahme, Betrag, am Seite II
L_{CI}	Endrücknahme, Länge, am Seite I	L_{CII}	Endrücknahme, Länge, am Seite I

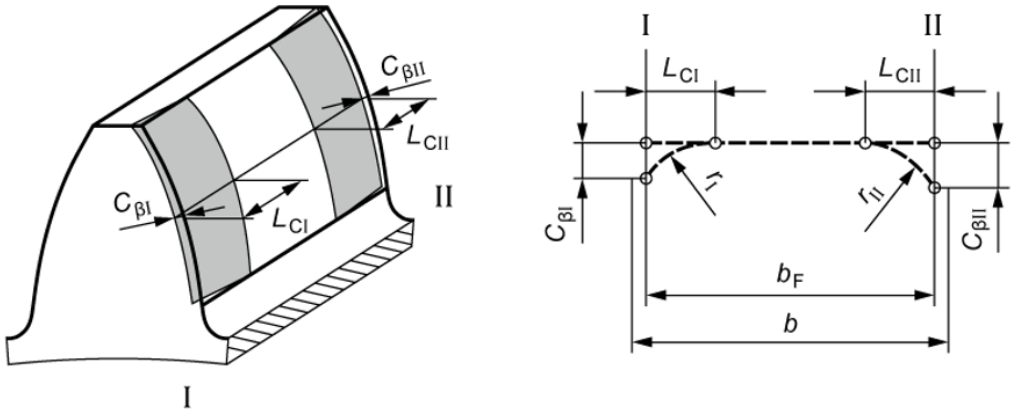
	Betrag	**Faktor 1**	**Faktor 2**
Eingaben	$C_{\beta I}$, $C_{\beta II}$	L_{CI}/b_F, L_{CII}/b_F	-
Bedingungen	> 0	0 < *Faktor 1* < 1	-

Abbildung 15.54: Lineare Endrücknahme, Seite I und II

15.7.4.8 Endrücknahme, bogenförmig, Seite I und II

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.55) ist die bogenförmige Endrücknahme, Seite I und II gemäss Festlegung im Flankenliniendiagramm dargestellt. Die Festlegung von **Betrag** und **Faktor 1** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Die Modifikation wird über die effektive Zahnbreite des Zahnrads angewendet.

Eine bogenförmige Endrücknahme ist ein zunehmender Materialabtrag von der Flankenlinie ausgehend, von bestimmten Punkten in Richtung vorderer und hinterer Stirnfläche. Die Ziffern I und II beziehen sich dabei auf die beiden Stirnflächen (siehe Abbildung 15.55).



b	Zahnbreite	b_F	Effektive Zahnbreite
$C_{\beta I}$	Endrücknahme, Betrag, auf Seite I	$C_{\beta II}$	Endrücknahme, Betrag, auf Seite II
r_I	Endrücknahme, Radius, auf Seite I	r_{II}	Endrücknahme, Radius, auf Seite II
L_{CI}	Endrücknahme, Länge, auf Seite I	L_{CII}	Endrücknahme, Länge, auf Seite II

	Betrag	**Faktor 1**	**Faktor 2**
Eingaben	$C_{\beta I}$, $C_{\beta II}$	L_{CI}/b_F, L_{CII}/b_F	-
Bedingungen	> 0	0 < *Faktor 1* < 1	-

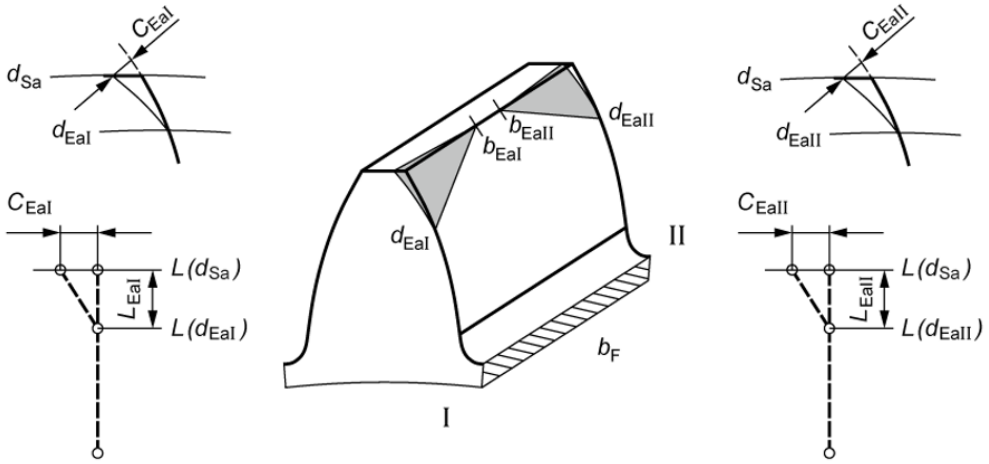
Abbildung 15.55: Bogenförmige Endrücknahme, Seite I und II

15.7.5 Kombinierte Profil- und Flankenlinienmodifikationen

15.7.5.1 Kopfeckrücknahme, Seite I und II

In der Abbildung (siehe Abbildung 15.56) ist die Kopfeckrücknahme, Seite I und Seite II gemäss Festlegung im Profildiagramm dargestellt. Die Festlegung von **Betrag**, **Faktor 1** und **Faktor 2** ist ebenfalls in dieser Abbildung dargestellt. Die Modifikation wird über die effektive Zahnbreite des Zahnrads angewendet.

Die Kopfeckrücknahme ist ein zunehmender Materialabtrag von der Profil- und Flankenlinie ausgehend, von bestimmten Punkten in Richtung vorderer und hinterer Stirnfläche. Die Ziffern I und II beziehen sich dabei auf die beiden Stirnflächen (siehe Abbildung 15.56).



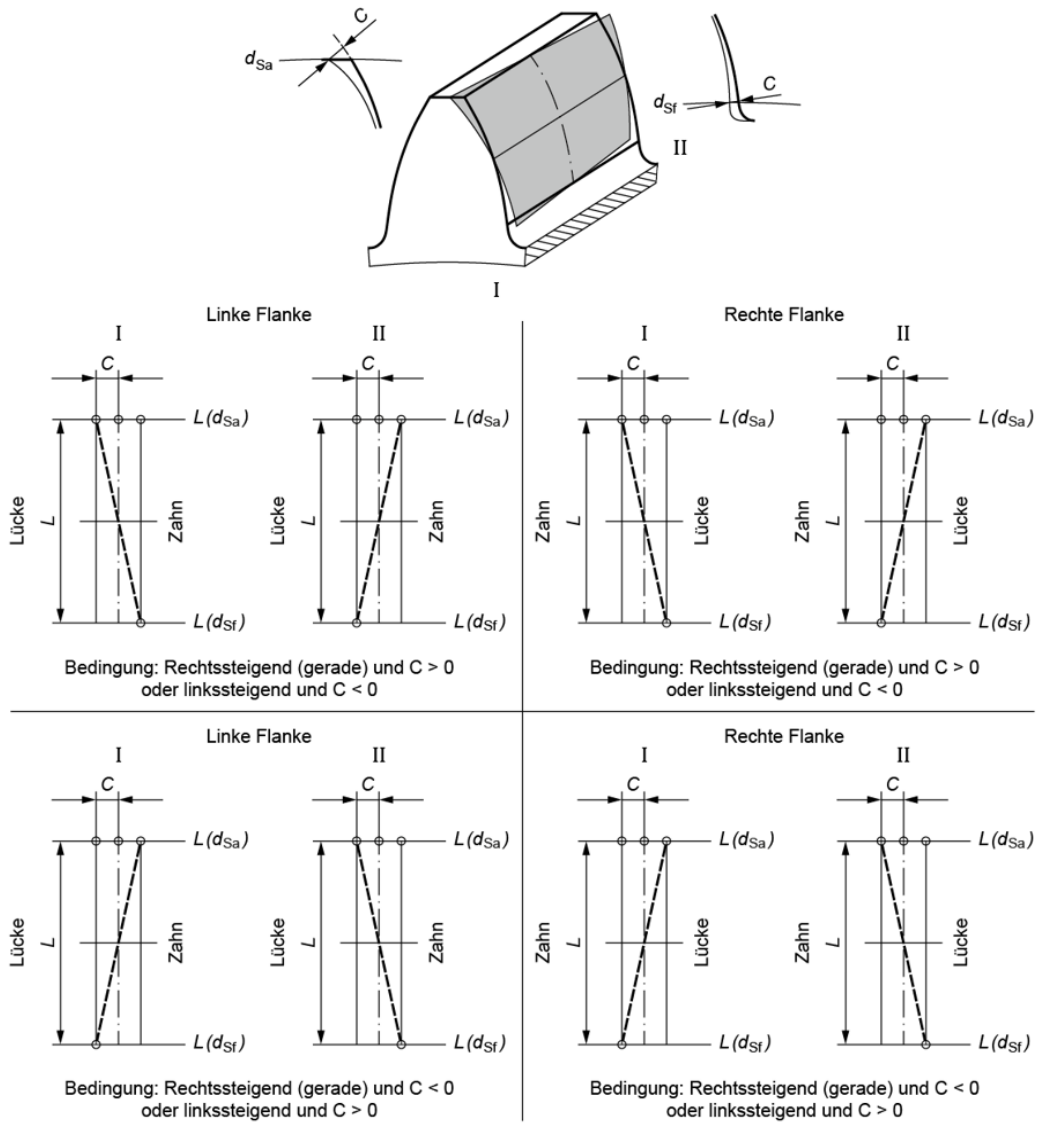
b	Zahnbreite	b_F	Effektive Zahnbreite
d_{Sa}	Kopfeckrückname, Beginn, auf Seite I	d_{Sa}	Kopfeckrückname, Beginn, auf Seite II
d_{EaI}	Kopfeckrückname, Ende, auf Seite I	d_{EaII}	Kopfeckrückname, Ende, auf Seite II
C_{EaI}	Kopfeckrückname, Betrag, auf Seite I	C_{EaII}	Kopfeckrückname, Betrag, auf Seite II
b_{EaI}	Kopfeckrückname, Länge, auf Seite I	b_{EaII}	Kopfeckrückname, Länge, auf Seite II

	Betrag	**Faktor 1**	**Faktor 2**
Eingaben	C_{EaI}, C_{EaII}	L_{EaI}/m_n, L_{EaII}/m_n	b_{EaI}/b_F, b_{EaII}/b_F
Bedingungen	> 0	> 0	0 < *Faktor 2* < 1

Abbildung 15.56: Kopfeckrücknahme, Seite I und II

15.7.5.2 Twist (Verschränkung)

Twist ist die Verwindung des Stirnschnittprofils entlang einer Schraubenlinie. Üblicherweise wächst der Winkel linear vom Beginn der nutzbaren Flanke bis zu deren Ende. Die Definition der ISO 21771 ist unvollständig, da nur der Twist auf der rechte Flanke beschrieben ist. Die Definition nach GFT (Getrag-Ford-Transmissions) ist vollständiger und wird deshalb üblicherweise in der Industrie verwendet. Die Modifikation C kann positiv oder negativ sein.



d_{Sa}	Verschränkung (Twist), Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Verschränkung (Twist), Ende, am Fuss
C	Verschränkung (Twist), Betrag		
Eingaben: *Betrag = 4·C* Bedingungen: *Betrag ≠ 0*			

	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	*4·C*	-	-
Bedingungen	≠ 0	-	-

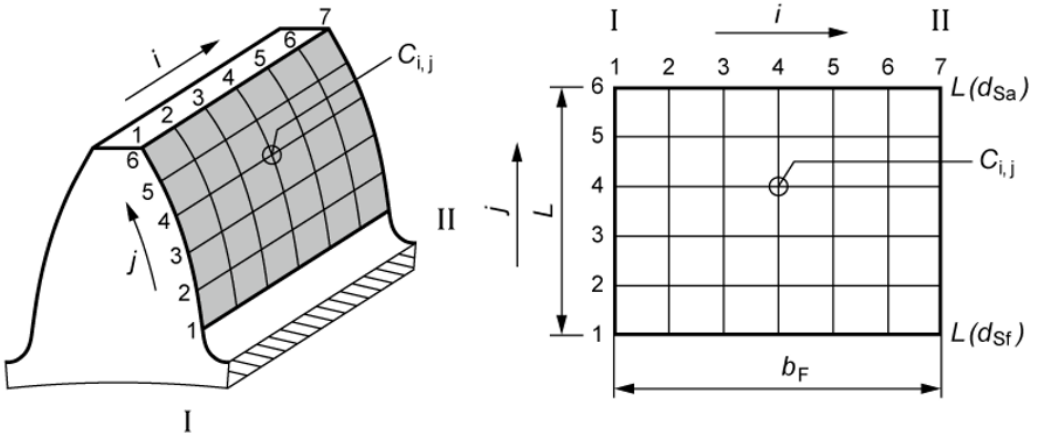
Abbildung 15.57: Twist

Die hier verwendete Notation wird auch in den Abschnitten Schrägungswinkelmodifikationen (siehe Kapitel 15.7.4.1, Schrägungswinkelmodifikation, konisch) und folgende Abschnitte sowie Eingriffswinkelmodifikationen (siehe Kapitel 15.7.3.10, Eingriffswinkelmodifikation (Betrag)) und folgender Abschnitt dargestellt.

15.7.5.3 Topologische Modifikation

Die topologische Modifikation erlaubt die Definition beliebiger Modifikationen. Die eigentliche Modifikation wird in einer Datei beschrieben, welche eingelesen wird. Ein Beispiel einer solchen Vorgabe finden Sie in der Datei 'topological_template.dat' im dat-Verzeichnis. Die Datei ist selbsterklärend. In beliebigen Schnitten und beliebigen Wälzhöhen können Faktoren definiert werden. Diese Faktoren werden beim Auslesen mit dem unter C_a eingegeben Wert multipliziert. Die Modifikation kann unter **Grafik > 3D Geometrie > Modifikationen** dargestellt und kontrolliert werden.

Im Verzeichnis \dat finden Sie eine Excel-Anwendung 'Topological Crowning.xlsx', mit welcher die Tabelle mit der Definition der topologischen Modifikation editiert und dannin eine dat-Datei kopiert werden kann. Zusätzlich enthält das Excel auch ein Beispiel, wie eine negative Profilballigkeit definiert werden kann.



d_{Sa}	Topologische Modifikation, Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Topologische Modifikation, Ende, am Fuss
b_F	Effektive Zahnbreite	$C_{i,j}$	Topologische Modifikation, Betrag, an Position *i,j*
L	Wälzlänge		

	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	*siehe Handbuch*	-	-
Bedingungen	> 0	-	-

Abbildung 15.58: Topologische Modifikation

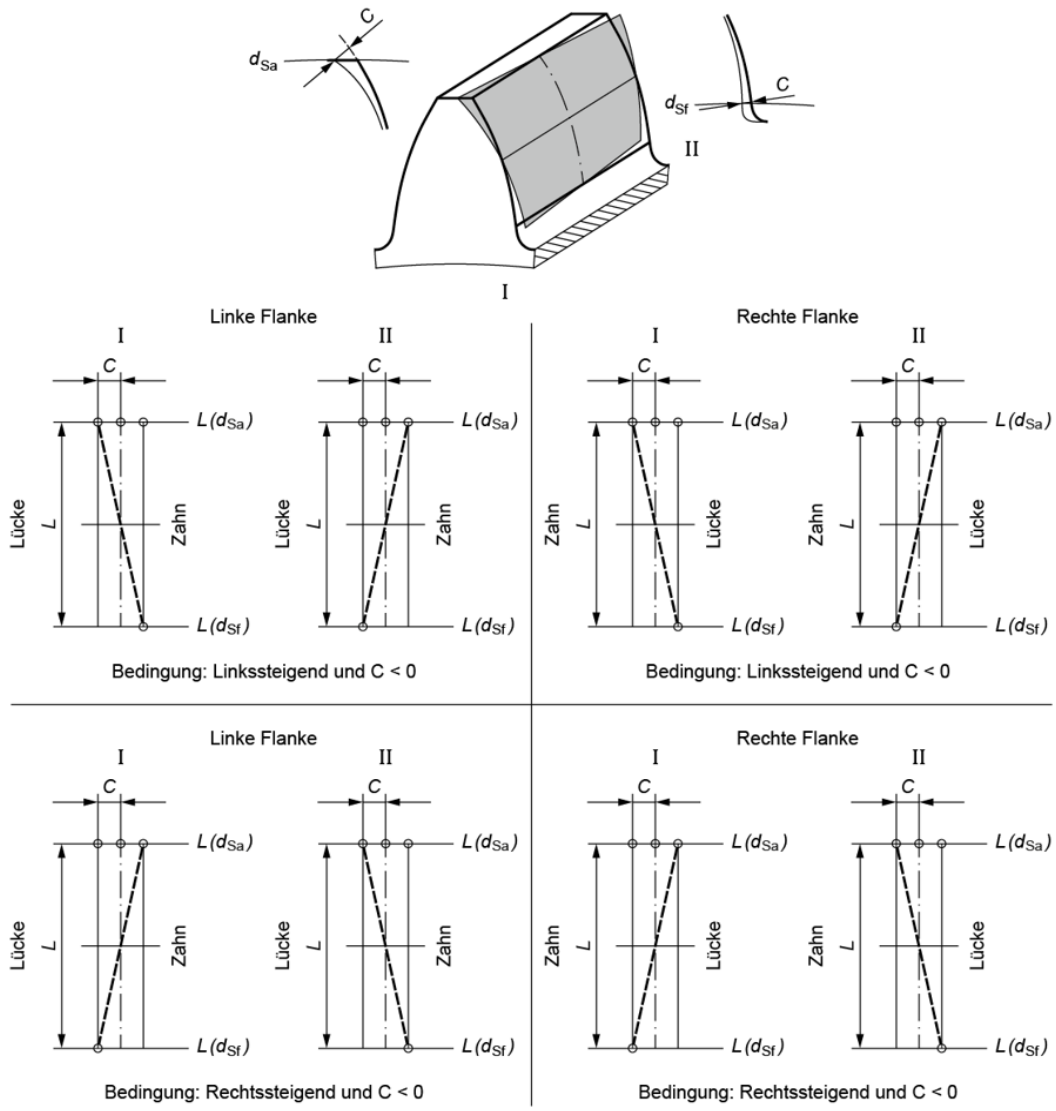
15.7.6 Herstellabweichungen

15.7.6.1 Fertigungsbedingter Twist - natürlicher Twist aus Breitenballigkeit Cβ (Abwälzschleifen)

Im Tab **Herstellung** kann als Modifikation ein **Fertigungsbedingter Twist** gewählt werden. Dabei handelt es sich um einen natürlichen Twist, welcher entsteht, wenn auf üblichen Schleifmaschinen an schrägverzahnten Zahnrädern eine Breitenballigkeit im Abwälzverfahren geschliffen wird. Der entstehende Twist hängt vom Betrag C_β der Breitenballigkeit, dem Schrägungswinkel sowie der

Evolventenlänge ab. Die Berechnung erfolgt gemäss Angaben der Firma Gleason-Pfauter in Ludwigsburg. Die verwendete Formel entspricht der Gleichung 5.16 in der Dessertation Hellmann [31]. Unter Kolonne **Betrag** wird der Betrag der zu schleifenden Balligkeit C_β eingetragen. Damit wird beim Berechnen dann der entstehende Twist bestimmt und unter **Information** dokumentiert. Beim Abwälzschleifverfahren entsteht immer ein negativer Twist.

Die Berechnung des fertigungsbedingten Twistes ist nur möglich beim Abwälzschleif-Verfahren. Beim Formschleifen muss, je nach Verfahren, der entstehende Twist mit anderen Methoden bestimmt werden. Beim Formschleifen entsteht immer ein positiver Twist.



d_{Sa}	Natürlicher Twist (Verschränkung), Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Natürlicher Twist (Verschränkung), Ende, am Fuss
C	Natürlicher Twist (Verschränkung), Betrag, $f(C_\beta)$	C_β	Breitenballigkeit
Eingaben: *Betrag* = C_β, siehe Handbuch Bedingungen: *Betrag > 0*			

	Betrag	**Faktor 1**	**Faktor 2**
Eingaben	C_β, *siehe Handbuch*	-	-
Bedingungen	> 0	-	-
Info	Betrag des natürlichen Twist C ist immer negativ.		

Abbildung 15.59: Fertigungsbedingter Twist

15.7.6.2 Gemessene Herstellabweichung

Mit der Option **Gemessene Herstellabweichung** können die Gleason GAMA CMM-Daten direkt importiert und in das in KISSsoft verwendete Format für topologische Modifikationen konvertiert werden. Somit ist das Format der Vorlage für die Modifikation der gemessenen Herstellabweichungen gleich wie die Vorlage für die topologischen Modifikationen. Es wird angenommen, dass die Werte in der Vorlage in Mikrometer definiert sind. Um die Modifikation anzuzeigen, wählen Sie **Grafik > 3D-Geometrie > Modifikationen**.
Durch die Definition der Modifikation kann der Benutzer die Auswirkung der Herstellabweichung auf die Zahnradleistung wie Drehwegfehler, Flankenpressung und andere Eigenschaften analysieren. Diese Funktionalität ist im **Design - Manufacturing - Measuring Closed Loop** unerlässlich, um sicherzustellen, dass die hergestellten Zahnräder die gewünschten Eigenschaften aufweisen.

Die Änderung kann auch manuell definiert werden, aber es wird empfohlen, das Konvertierungsfenster **Gemessene Herstellabweichung importieren** im Tab **Herstellung** zu verwenden. Der Dialog wird mit dem Umrechnen-Button geöffnet.

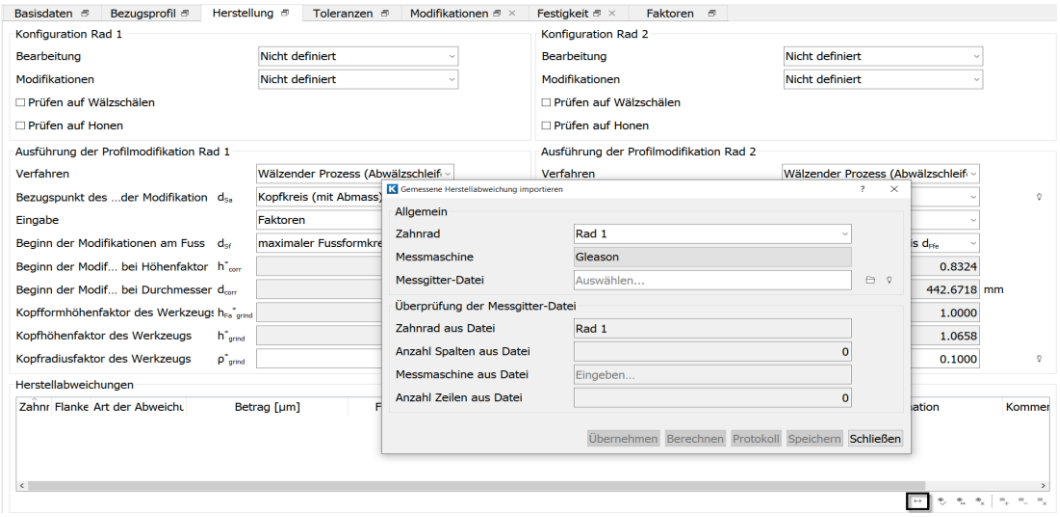


Abbildung 15.60: Import der gemessenen Herstellabweichung

Die CMM-Daten mit der Herstellabweichung werden in dem Fenster zugeordnet. Zurzeit wird nur das Gleason-GAMA-Datenformat unterstützt. Die Daten zur Herstellabweichung sollten wie in der Spalte FN gezeigt vorhanden sein.

```
*******************************************************************************
*                            MEASUREMENT DATA - LIST                          *
*                            PINION CONVEX                                    *
*-----------------------------------------------------------------------------*
*DRAWING NUMBER :                                                            *
*ANGULAR TOOTH-THICKNESS ERROR % ZDIF !-16.2653 [DEG] % (J,I) ! (5,3)         *
*-----------------------------------------------------------------------------*
*COLUMNS % NSPG ! 9 ;  LINES % NZLG ! 5                                       *
*-----------------------------------------------------------------------------*
*DATE :  15 Jun 2020                                                          *
*******************************************************************************
*   J  I          XP          YP          ZP                        FN       *
*234567890123456789012345678901234567890123456789012345678901234567890123456789*
     1  1      15.2990     -2.7665     -9.3186                        -.00691
     1  2      16.2254     -3.4014     -9.3189                        -.00569
     1  3      17.0949     -4.2238     -9.3188                        -.00589
     1  4      17.8968     -5.2083     -9.3186                        -.00722
     1  5      18.6213     -6.3386     -9.3186                        -.00699
     2  1      15.4391     -1.8344     -6.9890                        -.00496
     2  2      16.4024     -2.4126     -6.9892                        -.00422
     2  3      17.3205     -3.1807     -6.9892                        -.00384
     2  4      18.1808     -4.1149     -6.9890                        -.00501
     2  5      18.9727     -5.1993     -6.9891                        -.00444
```

Abbildung 15.61: Gleason GAMA CMM-Data

Nachdem Sie die Datei zugewiesen haben, klicken Sie auf die Schaltflächen **Berechnen** und **Speichern**, um die Vorlagendateien im richtigen Ordner zu speichern. Nachdem Sie die Datei gespeichert haben, klicken Sie auf die Schaltfläche **Übernehmen**, und das Programm erstellt den Eintrag der Modifikationen automatisch wie unten gezeigt.

Zahnrad	Flanke	Art der Modifikation	Betrag [µm]	Datenquelle	Status	
Rad 1	rechts	Gemessene Herstellabweichung		C:/Users/data/Template_Gear1_RF.DAT	aktiv	
Rad 1	links	Gemessene Herstellabweichung		C:/Users/data/template_Gear1_LF.DAT	aktiv	

Abbildung 15.62: Eingabe der gemessenen Herstellabweichung

15.7.6.3 Profil- und Flankenlinienabweichungen

Die Formabweichung in Profil- oder Flankenlinienrichtung kann durch eine sinusförmige Welligkeit vorgegeben werden. Die Doppelamplitude sollte kleiner oder gleich der entsprechenden Formabweichung nach ISO, AGMA oder DIN ($f_{f\alpha T}$ oder $f_{f\beta T}$) sein. Die Länge der Welligkeit und der Beginn am Kopf oder der Seite I kann ebenfalls vorgegeben werden. Die Winkelabweichung sollte kleiner oder gleich der entsprechenden Winkelabweichung nach ISO, AGMA oder DIN ($f_{H\alpha T}$ oder $f_{H\beta T}$) sein.

Eine Gesamtabweichung kann vorgegeben werden, indem eine Formabweichung (Doppelamplitude) und eine zusätzliche Winkelabweichung definiert wird.

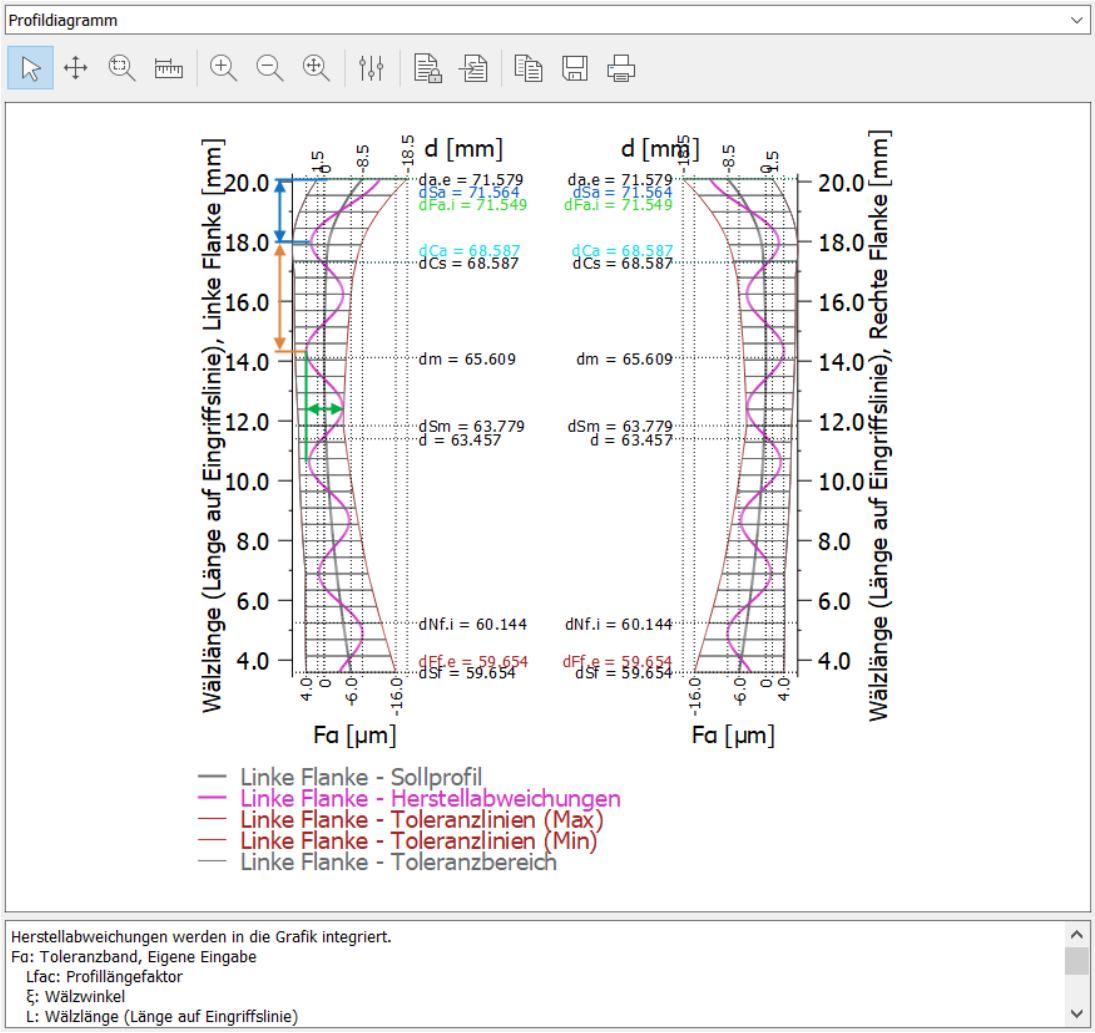
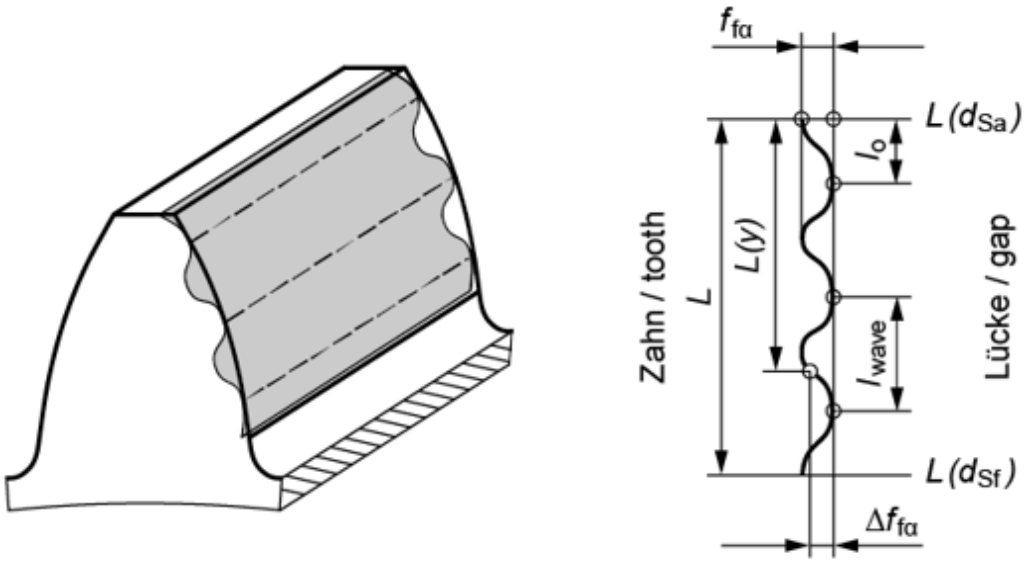


Abbildung 15.63: Simulation einer Profilformabweichung, dargestellt im Profildiagramm

15.7.6.3.1 Profil-Formabweichung

Vorgegeben wird die Doppelamplitude (µm), die Wellenlänge (in Modul) und der Beginn, Distanz vom Kopf bis Wellenmaximum (in Modul), wie dargestellt (siehe Abbildung 15.63). Die Wellenlänge ist konstant in Richtung der Wälzlänge, da typischerweise die Welligkeit durch die Bearbeitung (in Richtung der Herstelleingriffslinie) entsteht.



d_{Sa}	Profil-Formabweichung, Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Profil-Formabweichung, Ende, am Fuss
L	Wälzlänge	l_0	Phasenverschiebung
l_{wave}	Wellenlänge	$f_{f\alpha}$	Profil-Formabweichung, Betrag

	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	$f_{f\alpha}$	l_{wave}/m_n	l_0/m_n
Bedingungen	> 0	> 0	-
Gleichung	$\Delta f_{f\alpha} = \frac{f_{f\alpha}}{2} \cdot \left[1 - \sin\left(90^\circ + 360^\circ \cdot \left(\frac{L(y)}{Faktor\ 1 \cdot m_n} - \frac{Faktor\ 2}{Faktor\ 1}\right)\right)\right]$		

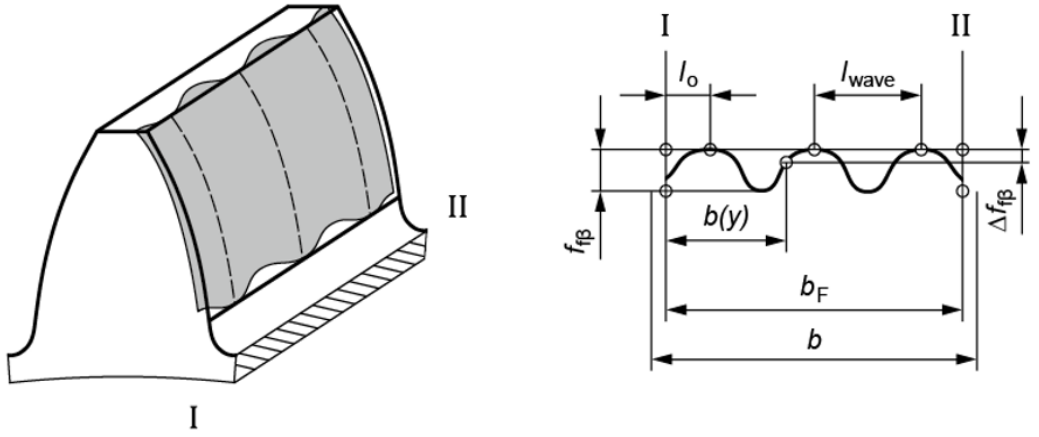
Abbildung 15.64: Profil-Formabweichung

15.7.6.3.2 Profil-Winkelabweichung

Eingaben und Definition entsprechen den Angaben (siehe Kapitel 15.7.3.10, Eingriffswinkelmodifikation (Betrag)).

15.7.6.3.3 Flankenlinien-Formabweichung

Vorgegeben wird die Doppelamplitude (µm), die Wellenlänge (in Modul) und der Beginn, die Distanz von Seite I bis Wellenmaximum (in Modul).



b	Zahnbreite	b_F	Nutzbare Zahnbreite (b-2·b_k)
l_0	Phasenverschiebung	l_{wave}	Wellenlänge
$f_{f\beta}$	Flankenlinien-Formabweichung, Betrag		

	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	$f_{f\beta}$	l_{wave}/m_n	l_0/m_n
Bedingungen	> 0	> 0	-
Gleichung	$\Delta f_{f\beta} = \frac{f_{f\beta}}{2} \cdot \left[1 - \sin\left(90^\circ + 360^\circ \cdot \left(\frac{b(y)}{Faktor\ 1 \cdot m_n} - \frac{Faktor\ 2}{Faktor\ 1}\right)\right)\right]$		

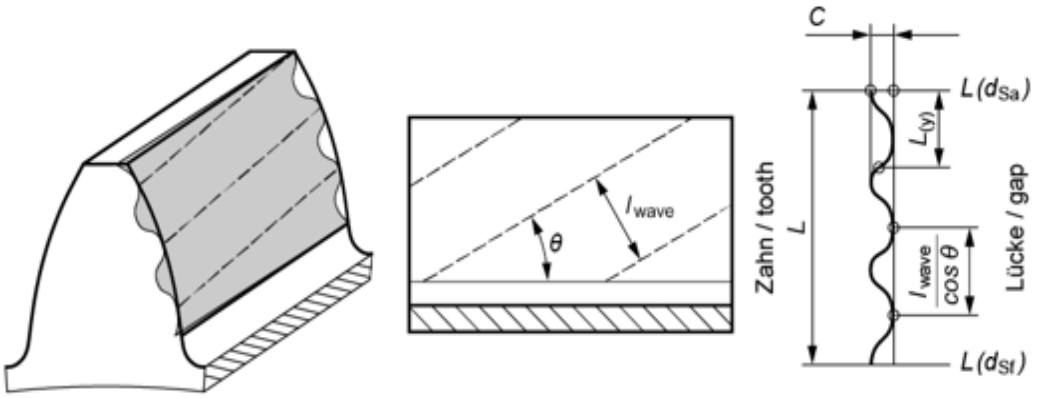
Abbildung 15.65: Flankenlinien-Formabweichung

15.7.6.3.4 Flankenlinien-Winkelabweichung

Eingaben und Definition entsprechen den Angaben (siehe Kapitel 15.7.4.2, Schrägungswinkelmodifikation, parallel (Betrag)).

15.7.6.3.5 Welligkeit bei Herstellung

Eine Welligkeit senkrecht zum Winkel θ (Eingabe unter **Faktor 2**) wird simuliert. Eine Vorgabe von 0 für den Winkel bedeutet, dass der Grundschrägungswinkel β_b verwendet wird.



d_{Sa}	Welligkeit bei Herstellung, Beginn, am Kopf	d_{Sf}	Welligkeit bei Herstellung, Ende, am Fuss
L	Wälzlänge	l_{wave}	Wellenlänge
C	Welligkeit bei Herstellung, Betrag		

	Betrag	Faktor 1	Faktor 2
Eingaben	C	*Faktor 1*	θ (°)
Bedingungen	> 0	> 0	> 0
Gleichung	$l_{wave} = Faktor\ 1 \cdot m_n / \cos(\theta)$ $\Delta C = \frac{C}{2} \cdot \left[1 - \sin\left(180^\circ + 360^\circ \cdot \left(\frac{L(y)}{l_{wave}}\right)\right)\right]$ Falls *Faktor 2 = 0* ist, wird die Welligkeit in Richtung des Grundschrägungswinkels β_b angewandt.		

Abbildung 15.66: Welligkeit bei Herstellung

15.7.7 Grobauslegung Modifikationen (Mikrogeometrie)

Durch das Klicken des Auslegen-Buttons, im Tab **Modifikationen** unterhalb der Tabelle, öffnet sich der Dialog **Grobauslegung Modifikationen**.

Hier kann eine Profilmodifikation oder eine Flankenlinienmodifikation ausgelegt werden. Dies wird in den nächsten Kapiteln beschrieben. Über die Schaltfläche **Übernehmen** kann das Resultat der Auslegung in das Tab **Modifikationen** übertragen werden. Wenn eine Profilmodifikation übertragen wird, werden alle bisher vorhandenen Profilmodifikationen automatisch gelöscht. Wird eine Flankenlinienmodifikation übertragen, werden alle bisher vorhandenen Flankenlinienmodifikationen gelöscht. Ab Version 2021 kann dann neu vom Benutzer vorgegeben werden, ob gelöscht werden soll oder nicht.

15.7.7.1 Profilmodifikation

1. Durch die Kopfrücknahme am getriebenen Rad wird der Eintrittsstoss, durch die Kopfrücknahme am treibenden Rad der Austrittsstoss, gemildert. Im Normalfall werden deshalb Kopfrücknahmen an beiden Rädern durchgeführt, in Ausnahmefällen nur am getriebenen Rad.

2. Bei Berechnungen der Profilmodifikation muss unbedingt der Kopfkantenbruch eingegeben werden, da sonst nicht mit der aktiven Evolvente gerechnet wird.
3. Die Berechnung der Zahneingriffssteifigkeit erfolgt nach der gewählten Rechenmethode. Alternativ ist es möglich die Eingriffssteifigkeit aus der Zahnform (siehe Kapitel 15.2.6.9, Zahneingriffssteifigkeit) zu bestimmen.
4. Die Bezeichnung der Punkte auf der Eingriffsstrecke erfolgt nach ISO 21771. Bei treibendem Ritzel ist die Kopfmodifikation am Ritzel von H -DE nach E (bzw. D nach E) und am Rad von A nach H -AB (bzw. von A nach AB) auszuführen. Bei getriebenem Ritzel sind die Bezeichnungen gemäss ISO 21771 vertauscht (A wird E, E wird A).
5. Der Betrag der Kopfrücknahme wird mit KISSsoft berechnet für das um einen Modifikationswert veränderte Nenndrehmoment. Als Modifikationswert für Zahnräder, die nicht immer das gleiche Betriebsdrehmoment haben, wird etwa 50-75% des maximalen Moments angenommen, gleichermassen für Ritzel und Rad. Der vom Programm vorgeschlagene Wert der Kopfrücknahme C_α bestimmt sich mit dem Mittelwert der Angabe nach Niemann. Am Kopf des getriebenen Rades wird der (etwas grössere) Wert für den Eingriffsbeginn (C.I) gesetzt, am Kopf des treibenden Rades der Wert für das Eingriffsende (C.II). Bei Wahl der Profilmodifikation **Für gleichmässigen Eingriff** wird am Eingriffsende hingegen auch C.I gesetzt.
   Bei Hochverzahnungen mit $\varepsilon_\alpha > 2$ wird der lastabhängige Anteil der Kopfrücknahme reduziert, je nach Verzahnungsqualität um 12.5 % (bei Qualität 8 und schlechter) bis 50 % (bei Qualität 5 und besser).
6. Die Länge der Modifikation wird ebenfalls durch KISSsoft berechnet, die sog. lange Modifikation erstreckt sich von Punkt A bis Punkt B der Eingriffsstrecke, die sog. kurze nur bis Punkt H-AB (Mitte zwischen A und B). Im Normalfall wird die kurze Modifikation gewählt. Die Länge der Modfikation (von A bis AB) sollte aber nicht zu kurz sein, eine Mindestlänge (bezogen auf die Zahnhöhe) von $0.2m_n$ sollte vorhanden sein. Bei der Auslegung wird dies geprüft, falls die Länge A nach AB zu kurz ist, wird eine Mindesthöhe von $0.2m_n$ vorgeschlagen. Damit wird jedoch die Überdeckung im nicht modifizierten Teil kleiner als 1.0 (< 2.0 bei Hochverzahnungen mit $\varepsilon_\alpha > 2$). Eine entsprechende Meldung wird ausgegeben.

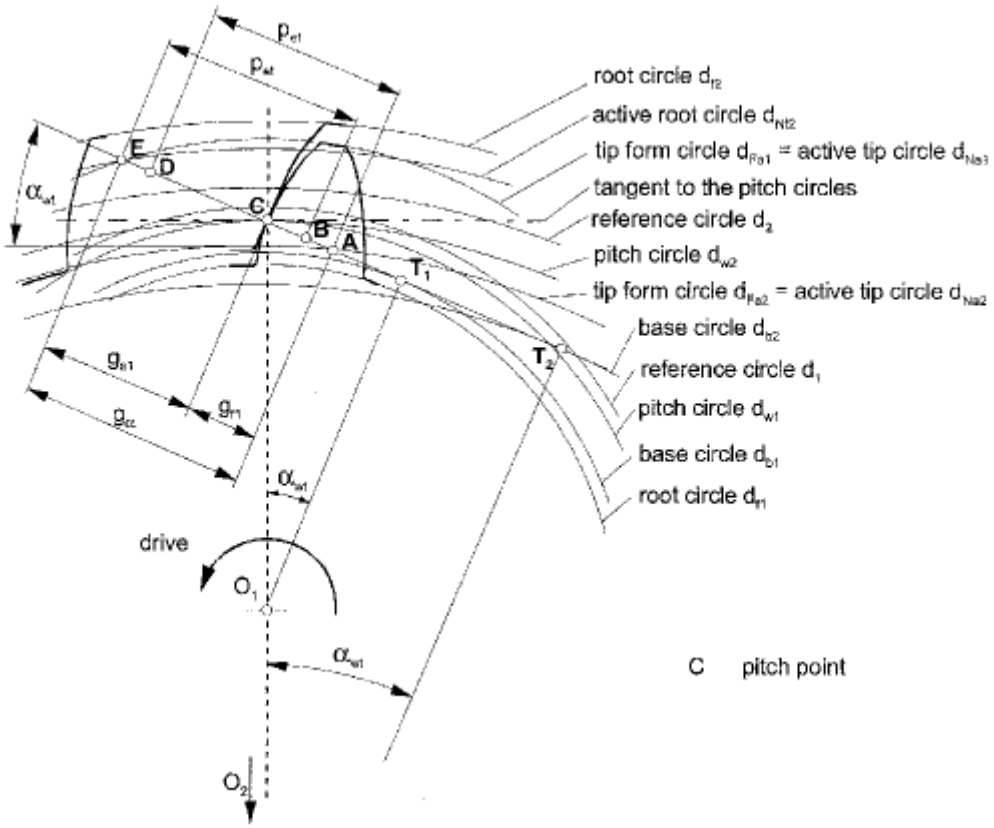


Abbildung 15.67: Abbildung 14.34: Eingriffsstrecke Stirnrad

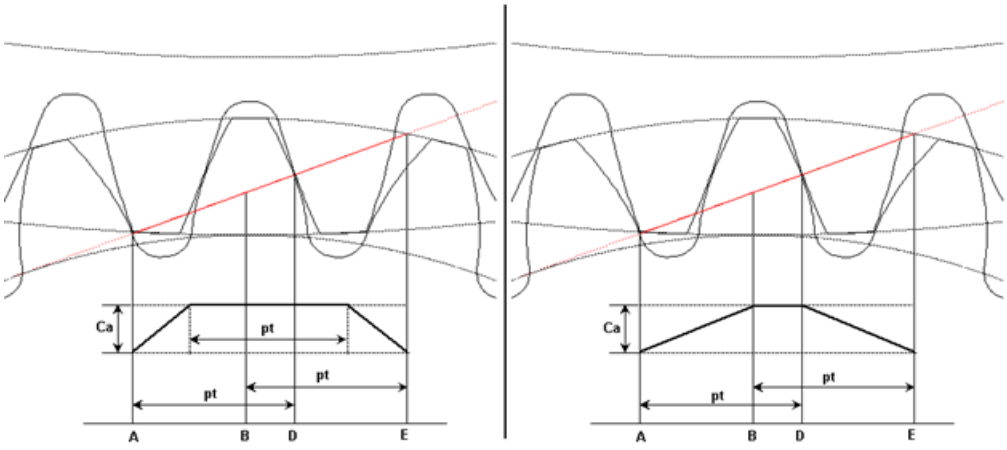


Abbildung 15.68: Kurze (links) und lange Profilmodifikation

7. Die Art der **Profilmodifikation** hat einen Einfluss auf die Berechnung der Fresssicherheit.
   Bei Wahl **Für Hochleistungsgetriebe** wird gemäss dem Vorschlag nach Niemann die Profilmodifikation am Austritt (Pkt. E der Eingriffslinie) etwas kleiner als am Eintritt ausgeführt.

Bei Wahl **Für gleichmässigen Eingriff** wird die Profilmodifikation am Austritt gleich gross wie am Eintritt ausgeführt.

15.7.7.2 Flankenlinienmodifikation

Die Auslegung einer Flankenlinienmodifikation, wie bspw. die Endrücknahme (siehe Kapitel 15.7.4.7, Endrücknahme, linear, Seite I und II) oder Balligkeit (siehe Kapitel 15.7.4.4, Breitenballigkeit), erfolgt nach ISO 6336, Teil 1, Anhang B.

Bei Planetensystemen kann mit Hilfe der vorgeschlagenen Flankenlinienmodifikation ein Wellenversatz von Planet und Sonne kompensiert werden. Darüber hinaus kann auch die Wirkung der Torsion auf die jeweiligen Zahnräder berücksichtigt werden. Weitere Informationen über die Drehmomentrichtung und die Achslage sind Kapitel "Definition des Wellenversatzes der einzelnen Bauteile" zu entnehmen.

Zu beachten ist, dass dieser Auslegungsvorschlag wegen der auf den Träger einwirkenden Torsion nur für einen symmetrischen Wellenversatz von Planeten gilt.

Die vorgeschlagenen Modifikationen ($K_{H\beta}$ = 1) sind nur dann in Ordnung, wenn das System lediglich einen Planeten besitzt. Sind mehrere Planeten vorhanden, so wird nach dem besten Kompromiss gesucht, so dass mit der vorgeschlagenen Modifikation der maximale $K_{H\beta}$ für alle Planetenkontakte minimiert wird.

Bei der Verwendung der ISO 6336-1, Anhang E, zur Breitenlastfaktorberechnung kann zusätzlich eine genaue Auslegung der Flankenlinienmodifikation, als exzentrische Balligkeit oder zentrische Balligkeit mit Schrägungswinkelmodifikation, durchgeführt werden

15.7.8 Hinweise zur Profilmodifikation

Bei der Wahl einer **kurzen Profilmodifikation** wird die Länge der Modifikation am Zahnkopf (oder am Zahnfuss) bei beiden Rädern so bestimmt, dass die Überdeckung des von der Modifikation nicht veränderten Zahnflankenteils genau noch 1.0 (bei Hochverzahnungen mit $\varepsilon_\alpha > 2$ genau noch 2.0) ist. Damit ist in jedem Fall (unabhängig von der Belastung) eine genügende Profilüberdeckung gegeben, dies ist der Grund, weshalb diese Art der Profilmodifikation üblicherweise verwendet wird.
Diese kurze Profilmodifikation wird von Punkt A der Eingriffslinie bis Punkt H-AB (Mitte zwischen Punkt A und B) ausgeführt, beziehungsweise von E bis H-DE. Damit ergibt sich die zuvor beschriebene Überdeckung im nicht modifizierten Teil von 1.0.

Für möglichst geräuscharme Getriebe ist jedoch meistens die lange Profilmodifikation besser, da für diesen Fall die Drehwegabweichung (transmission error) meistens wesentlich kleiner wird. Für die Beurteilung der Auswirkung einer Profilmodifikation wird eine Berechnung des Zahneingriffs unter Last (siehe Kapitel 15.12, Kontaktanalyse) empfohlen.

15.7.9 Verwendung von Diamant-Abrichtscheiben und Schleifschnecken

Durch Klicken auf den Umrechnen-Button im Tab **Herstellung (Modifikationen >Schleifschnecke/Abrichter)** kann eine Option aufgerufen werden, welche es erlaubt herauszufinden, ob geeignete Schleifschnecken (mit zugehöriger Diamant-Abrichtscheibe) zur Bearbeitung des Zahnrads vorhanden sind. Eine Liste aller geeigneten Abrichtscheiben wird aus der

Datei «DressingWheel.dat» erzeugt. Abrichtscheiben, welche nicht dem aktuell eingegebenen Modul und Eingriffswinkel entsprechen, werden beim Einlesen der Datei ignoriert.

Die einzulesende Datei muss im KISSsoft-Installationsverzeichnis entweder im Unterordner …\ext\dat\ oder …\dat\ liegen (wobei unter …\ext\dat\ zuerst von KISSsoft gesucht wird). In der Datei selbst werden beim Einlesen Zeilen, welche mit einem Schrägstrich beginnen, ignoriert.
Innerhalb einer Zeile werden folgende Einträge (von links beginnend) mittels Semikolon getrennt:
1. Text, wird beim Einlesen ignoriert
2. Text, wird beim Einlesen ignoriert
3. Normalmodul [mm]
4. Eingriffswinkel αn [°]
5. Höhenballigkeitsradius rc [mm] (beim Einlesen von «gerade» bzw. «straight» wird dieser Radius zu 1010 gesetzt.
6. Länge der linearen Kopfrücknahme LRELIEF [mm]
7. Winkel ϕ[°] oder Radius rRELIEF [mm] der Kopfrücknahme (Falls Winkelangabe in Grad und Bogenminuten: x°xx oder xØxx; falls Radius: Rxxx)
8. Text, wird beim Einlesen ignoriert
9. Text, wird beim Einlesen ignoriert
10. Text, wird beim Einlesen ignoriert
11. Lage hp des Hochpunktes der Höhenballigkeit des Abrichters [mm] (entlang der Flanke von der Spitze aus angegeben)
12. Abrichterkopfhöhe hfpd [mm]
13. Abrichterfusshöhe hapd [mm]
14. Lücke AL*ref zwischen Flanke des Abrichters und der Schleifschnecke [mm] (entlang der Profilbezugslinie gemessen)
15. Zahnfussradius ϱ [mm] des Abrichters
16. Artikelnummer/Bezeichnung des Abrichters
17. Text, wird beim Einlesen ignoriert
18. Text, wird beim Einlesen ignoriert
19. Gangzahl der Schleifschnecke
20. Teilkreis [mm] der Schleifschnecke

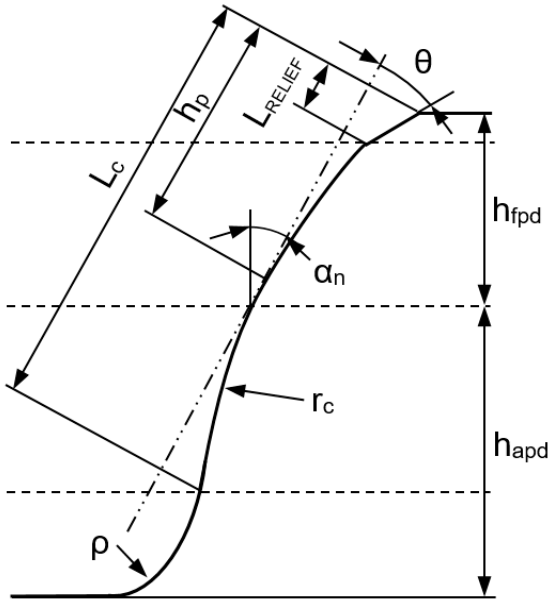


Abbildung 15.69: Abrichtscheibe mit linearer Kopfrücknahme

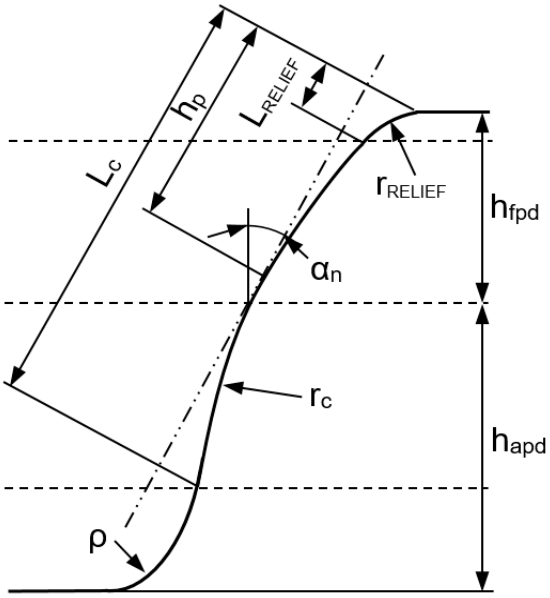


Abbildung 15.70: Abrichtscheibe mit radialer Kopfrücknahme

Es ist z. B. möglich, den gleichen Abrichter mit verschiedenen Schleifschnecken in verschiedenen Zeilen mehrmals einzulesen. Am Zeilenbeginn und -ende darf dabei jeweils kein Semikolon stehen. Die letzte Zeile der Datei darf nicht leer sein.

Im ersten Fenster werden entsprechend des ausgewählten Zahnrades die mit den eingelesenen Abrichtern erreichbaren Kopf- und Fussmodifikationen angezeigt. Es werden nur Zahnräder angezeigt, für welche eine Vorbearbeitung (ohne überschneidendes Werkzeug) definiert wurde und eine Bearbeitungszugabe eingegeben wurde.
In der dritten Spalte wird die Eignung des jeweiligen Abrichters angegeben. Dabei bedeuten: "" geeignet ohne Änderung des Abhebebetrags *A*L*ref (‘Luft zwischen den Flanken’), "" geeignet bei einer Änderung des Abhebebetrags *A*L*ref und "" nicht geeignet. Die Berechnung der Modifikationen und Verzahnungsdurchmesser erfolgt mit einer Zahndickentoleranz-Lage entsprechend der Angabe im Tab **Toleranzen** für die Zahnformberechnung. Zusätzlich werden oberhalb der Tabelle (abhängig vom gewähltem Zahnrad) die Soll-Kopfrücknahme Ca und die Soll-Modifikationslänge LCa* angezeigt (entsprechend den Eingaben in der Modifikationen-Tabelle von Tab **Modifikationen**).

Wird ein Abrichter ausgewählt, werden in einem zweiten Fenster ‘Ausgewählter Abrichter/Schleifschnecke’ die für den Schleifprozess wesentlichen Daten angezeigt. Durch Änderung des Abhebebetrags *A*L*ref kann der Abrichter um Δh verschoben werden sowie der Steigungswinkel und Teilkreisdurchmesser der Schleifschnecke können verändert werden. Die Modifikationen werden dabei neu berechnet und angezeigt.

Wird eine Schleifschnecke definitiv übernommen, werden die Daten in Profilmodifikationen umgerechnet, welche genauestmöglich dem Abrichter entsprechen. Dabei werden die Daten der Schleifschnecke und des Abrichters in die Datei "Dressingwheel.tmp" geschrieben. Diese Datei wird im Windows-Temp Ordner abgelegt.
Diese Modifikationen werden in die Modifikationen-Tabelle eingetragen; sämtliche bisherige Profilmodifikationen werden hingegen gelöscht. Damit ist nun die Kontur des Zahnrades so definiert,

wie sie im Schleifprozess mit der gewählten Schleifschnecke entsteht. Ausserdem wird die Eintauchtiefe der Schleifschnecke im Tab **Fertigbearbeitung** gesetzt und der Schleifprozess auf ‘Abwälzschleifen’ mit ‘Schleifen von Flanke und Fuss’ gestellt.

Im Report wird auch ein Messkreisdurchmesser dmess mit zugehöriger Kopfrücknahme C_a ausgegeben. Der Messkreis liegt zwischen dem Kopfformkreis d_{Fa} und dem Beginn der Kopfrücknahme d_{Ca} (dmess = (2*dFa + dCa) / 3).

► **Hinweis:**

Die hier beschriebenen üblichen Manipulationen mit Abrichtscheiben können alle im Fenster **Ausgewählter Abrichter/Schleifschnecke** durchgeführt werden.

a) **Nachschärfen der Schleifschnecke**
Findet sehr häufig statt, regelmässig nach der Fertigung einer bestimmten Anzahl Zahnräder. Erfolgt durch radiales Zustellen von ca. 0.5-1.0mm auf dem Abrichtgerät. Dabei wird der Abhebebetrag *A*L*ref konstant gehalten (automatisch durch das Abrichtgerät). Ein Nachschärfen bei gleichbleibendem *A*L*ref ergibt nur eine minimale Veränderung des Steigungswinkels der Schnecke.

b) **Veränderung des Abhebebetrags AL*ref** (ohne Veränderung der radialen Zustellung)
Eine Vergrösserung von *A*L*ref kann an einer bereits profilierten (d.h. abgerichteten) Schleifschnecke vorgenommen werden. Eine Verkleinerung von *A*L*ref kann nur mit einer neuen (noch nicht profilierten) Schleifschnecke gemacht werden.

c) **Veränderung der radialen Zustellung** (‘Achsabstand’ Abrichter-Schleifschnecke *d*worm)
Eine Vergrösserung von a kann nur mit einer neuen (noch nicht profilierten) Schleifschnecke gemacht werden. Eine Verkleinerung von a kann normalerweise an einer bereits profilierten (d.h. abgerichteten) Schleifschnecke vorgenommen werden. Theoretisch könnte in diesem Fall (radiales Zustellen) der Abhebebetrag *A*L*ref gleichzeitig verkleinert werden. Dies sollte vermieden werden, da ja gleichzeitig die Steigung der Schleifschnecke (in einem konstanten Durchmesser dx) minimal verändert wird und dies korrigiert werden muss.

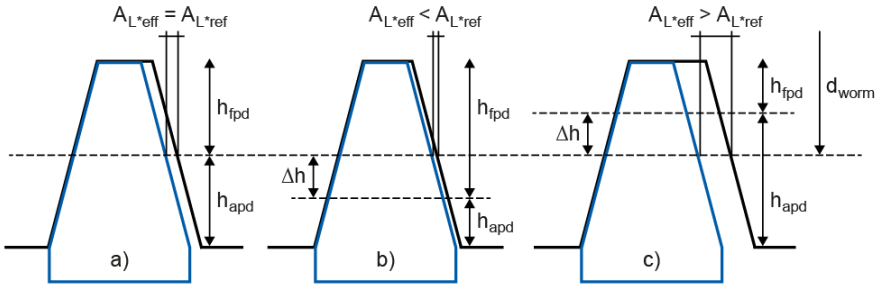


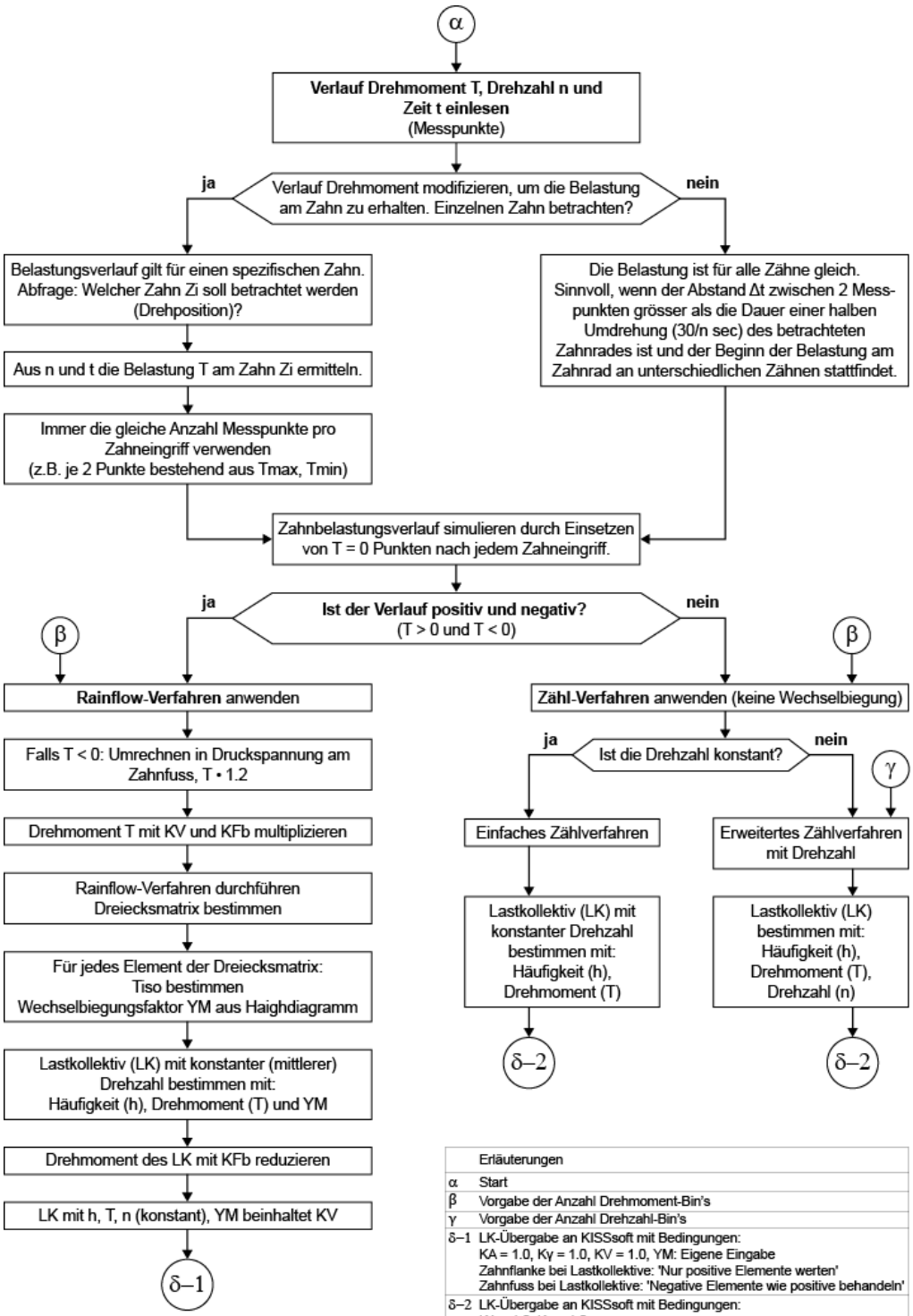
Abbildung 15.71: Schleifschnecke mit Abrichtscheiben (exemplarisch mit und ohne Verschiebung Δh)

15.8 Drehmoment-Messung

Die Berechnungsoption zur Bestimmung eines Lastkollektivs für Zahnräder aus dem gemessenen Drehmomentverlauf erlaubt es, aus einem gemessenen Drehmomentverlauf ein Lastkollektiv zu erzeugen. Wenn alle Drehmoment-Messpunkte positiv sind, wird eine erweiterte sogenannte Simple-

Count-Methode verwendet. Für komplexere Drehmomentverläufe mit positiven und negativen Werten, wird die Rainflow-Methode angewandt und ein Lastkollektiv mit Wechselbiegungsfaktoren Y_M zur Berücksichtigung von Wechseldrehmoment-Komponenten ermittelt.
Diese Berechnungsoption ist für alle Zahnradberechnungen verfügbar, welche Berechnungen mit Lastkollektiven durchführen können.

Es ist auch möglich, ein Lastkollektiv für Wälzlager und Wellen zu erzeugen. Für Wälzlager wird die Simple-Count-Methode verwendet, für Wellen die Rainflow-Methode.



	Erläuterungen
α	Start
β	Vorgabe der Anzahl Drehmoment-Bin's
γ	Vorgabe der Anzahl Drehzahl-Bin's
δ–1	LK-Übergabe an KISSsoft mit Bedingungen: KA = 1.0, Kγ = 1.0, KV = 1.0, YM: Eigene Eingabe Zahnflanke bei Lastkollektive: 'Nur positive Elemente werten' Zahnfuss bei Lastkollektive: 'Negative Elemente wie positive behandeln'
δ–2	LK-Übergabe an KISSsoft mit Bedingungen: KA = 1.0, Kγ = 1.0 Zahnflanke bei Lastkollektive: 'Nur positive Elemente werten' Zahnfuss bei Lastkollektive: 'Negative Elemente wie positive behandeln'

Aus einem gemessenen Drehmomentverlauf soll ein Lastkollektiv bestimmt werden, welches mit KISSsoft verwendet werden kann. Für die Verwendung am Zahn muss beachtet werden, dass beim Drehen des Rades ein Zahn belastet wird während dem Eingriff, dann wieder entlastet wird. Der

Drehmomentverlauf am Zahn wird deshalb verändert, indem nach jedem Messpunkt (Drehmoment, Drehzahl, Zeit) noch ein Punkt mit Drehmoment Null eingefügt wird.

Das Starten der Berechnung erfolgt über die Auswahlliste unter **Berechnung** in der Titelzeile über **Drehmoment-Messung** oder im Tab **Festigkeit** über den Auslegen-Button unterhalb der Lastkollektiv-Tabelle.

15.8.1 Raster und Spreizung

Beim Einlesen der Drehmomentpunkte wird das maximale und das minimale Drehmoment bestimmt. Mit der eingegeben, gewünschten Anzahl Drehmoment-Bin's ergibt sich damit der Drehmoment-Raster. Die Anzahl Messpunkte welchen in den jeweiligen Drehmoment-Bin fallen werden gezählt und daraus dann die Häufigkeit von jedem Bin bestimmt. Je grösser die Anzahl Drehmoment-Bin's, desto genauer die Auflösung und desto grösser die Anzahl Bin's des resultierenden Lastkollektivs. Lastkollektive mit grosser Bin-Zahl können aber beachtlich hohe Rechenzeiten erfordern. Deshalb sollte gut überlegt werden, wie genau (hohe Bin-Zahl) und wie schnell (kleine Bin-Zahl) die Auswertung sein sollte.

Meist (auch in ISO 6336-6) wird der Drehmoment-Raster mit konstanter Bin-Breite vorgegeben. Da jedoch meist nur die 2-10% Bin's mit den höchsten Drehmomenten schädigend sind, kann eine Spreizung der Drehmomentverteilung die Genauigkeit erhöhen, ohne die Rechenzeit zu verlängern. Spreizung bedeutet, dass die Breite der Bin's im hohen Drehmomentbereich enger wird und im unteren Bereich entsprechend grösser. Die Breite der Bin's kann im Report 'Zwischenresultate' eingesehen werden.

15.8.2 Multiplikator

Das eingelesene Drehmoment kann mit einem Multiplikator f_T belegt werden. Die eingelesene Drehzahl wird entsprechend mit $1/ f_T$ multipliziert. Dies ist sinnvoll, wenn die Drehmoment-Messung am Antrieb (oder Abtrieb) des Getriebes erfolgt und das Lastkollektiv für die alle Getriebestufen einzeln ermittelt werden soll.

15.8.3 Drehmomentverlauf

Zwei Fälle beim Drehmomentverlauf sind zu unterscheiden:

Das Drehmoment ist immer positiv (oder Null): Dann ist die Umrechnung für Zahnräder einfach, die sogenannte Zählmethode kann verwendet werden. Am Zahnfuss tritt immer nur schwellende Belastung auf. Eine Matrix mit DrehmomentIntervall und Drehzahl-Intervall wird gebildet und dann ('Zählen') wird jeder Messpunkt in die entsprechende Kategorie klassiert. Damit ergibt sich dann ein Lastkollektiv mit Elementen mit unterschiedlichem Drehmoment und Drehzahl (erweiterte 'Simpel Count' Methode. Die normale Berechnung ('alle Zähne') geht davon aus, dass jeder Messpunkt des Drehmomentverlaufs an jedem Zahn auftritt. Die Option 'Lastkollektiv für einen bestimmten Zahn bestimmen' wird nicht aktiviert. Üblicherweise wird ja der Drehmomentverlauf während einer kurzen Zeit gemessen und dann angenommen, dass sich dieser Verlauf über der gesamten Lebensdauer dauernd wiederholt. Damit erfährt im Laufe der Zeit jeder Zahn jeden DrehmomentMesspunkt. Ausgenommen sind sogenannte Stellantriebe, welche immer in der gleichen Stellung dasselbe Drehmoment erfahren, hier erfährt jeder Zahn immer genau das gleiche Drehmoment.

Das Drehmoment hat positive und negative Werte: Für die Zahnflanke wird dies berücksichtigt, indem nur die positiven Werte berücksichtigt werden. Hingegen entsteht Wechselbelastung am Zahnfuss. Dies bedingt, dass die sogenannte Rainflow-Methode verwendet werden muss, um aus dem Drehmoment-Verlauf die signifikanten Wechsellastfälle zu bestimmen [1, 2]. Mit Rainflow wird eine Matrix erhalten, in welcher dargestellt ist, wie häufig ein Drehmoment-Verlauf von T_{upper} zu T_{lower} stattfindet. Die Matrix hat somit in beiden Achsen ein DrehmomentIntervall, einmal für T_{upper} und einmal für T_{lower}. Aus T_{upper} und T_{lower} lässt sich dann im Haighdiagramm der Wechselbiegungsfaktor Y_M (ISO 6336-3) und das Drehmoment T_{ISO} bestimmen. Rainflow wird üblicherweise mit Spannungen, nicht mit Drehmomenten, durchgeführt. Da Zahnfussbiegespannung und Drehmoment proportional sind, kann auch das Drehmoment verwendet werden. Aber – für eine korrekte Bestimmung – muss das Drehmoment mit dem Dynamikfaktor KV und dem Breitenlastfaktor Zahnfuss KFβ multipliziert werden! Dies weil KV von der Drehzahl abhängt, diese wird in der anschliessenden Rainflow-Berechnung nicht mehr berücksichtigt. Und KFβ ist nicht proportional zum Drehmoment und wird deshalb für T_{upper} und T_{lower} unterschiedlich sein.

Da das Drehmoment mit KV*KFβ multipliziert werden muss, ergibt sich das Problem, dass ein daraus ermitteltes Lastkollektiv nur für den Zahnfuss anwendbar ist. Für die Zahnflanke muss KHβ verwendet werden. Deshalb wird nach dem Bilden des Lastkollektivs aus den Rainflow-Ergebnissen das Drehmoment von jedem Bin durch KFβ dividiert. Damit enthält das Lastkollektiv nur noch KV und kann deshalb für Fuss und Flanke verwendet werden.

Als Rainflow-Methode steht die Amzallag- oder die ASME-Methode zur Verfügung. Amzallag wird in ISO 12110-2 [3] verwendet, die in KISSsoft verwendete Berechnung wurde mit dem Beispiel im Anhang B der ISO 12110-2 geprüft.

15.8.4 Berechnung

Die Berechnung des Lastkollektivs erfolgt für das Bezugsrad, kann üblicherweise aber für das Zahnpaar (Planetenstufe, 3-Rad, 4-Rad) verwendet werden. Die normale Berechnung (‘alle Zähne’) geht davon aus, dass jeder Messpunkt des Drehmomentverlaufs an jedem Zahn auftritt. Dieses Vorgehen ist korrekt, falls das Drehmoment das Vorzeichen nie wechselt. Bei wechselndem Drehmoment ist dieses Vorgehen nur dann korrekt, falls der zeitliche Abstand zwischen einzelnen Messpunkten so gross ist, dass das betrachtete Zahnrad dazwischen eine volle Umdrehung (oder mehr) macht.

Wird die Option **Lastkollektiv für einen bestimmten Zahn bestimmen** aktiviert, dann wird mit der Drehzahl- und Zeit-Information berechnet, wann welcher Drehmoment-Messpunkt am vorgegebenen Zahn auftritt, und anschliessend die Berechnung durchgeführt. Ein so bestimmtes Lastkollektiv gilt dann ausschliesslich nur für den gewählten Zahn gemäss Drehposition am Bezugsrad. Um trotzdem ein ‘allgemein’ gültiges Lastkollektiv zu erhalten, ist es möglich über die Wahl **Drehposition mit mittlerer Schädigung bestimmen** einen Zahn zu finden, welcher über alle Zähne gesehen, eine mittlere Schädigung erfährt. Dies ist eine gute Wahl, wenn der gemessene Drehmomentverlauf wiederholt auftritt mit unterschiedlicher Drehposition des betrachteten Zahnrads beim Start. Bei Stellantrieben und ähnlichen Mechanismen, wo die Drehposition beim Start immer gleich bleibt, ist die Wahl **Drehposition mit maximaler Schädigung bestimmen** zu wählen, da jeder Zahn immer den gleichen Drehmomentverlauf erfährt und für die Lebensdauerberechnung der am stärksten belastete Zahn relevant ist. Die Bewertung der Schädigung einer Drehposition erfolgt über das Ermitteln des entsprechenden Lastkollektivs mit Rainflow und anschliessender Berechnung des äquivalenten Drehmoment Teq nach ISO 6336-6, Gleichung A.2.

Über den Auswahlknopf **Grafik** wird der Drehmoment-Verlauf am einzelnen Zahn dargestellt.

Um ein Lastkollektiv mit korrekter Verteilung der Häufigkeit pro Element zu erreichen, muss die Anzahl Messpunkte pro Zahneingriff konstant sein. Deshalb werden pro Eingriff der Messpunkt mit höchstem und derjenige mit kleinstem Drehmoment bestimmt und weiterverwendet. Alle übrigen Messpunkte werden eliminiert. Auf Anfrage hin, kann die Berechnung auch so eingestellt werden, dass pro Eingriff immer nur der Messpunkt mit dem höchstem Drehmoment bestimmt und weiterverwendet wird.

Entfallen, wie üblich, mehrere Messpunkte auf eine Umdrehung des betrachteten Zahnrads, dann nimmt beim Aussortieren aller Messpunkte, welche nicht auf den betrachteten Zahn fallen, die Anzahl der Drehmoment-Wechsel tendenziell zu. Damit enthält das Lastkollektiv des einzelnen Zahns mehr Wechselbiegungsanteile, dies ergibt dann tiefere Zahnfusssicherheiten.

Beispiel:
Drehmomentmessung mit 100'000 Messpunkten, alle 0.1 s eine Messung. Das Drehmoment wechselt alle 30 s das Vorzeichen. Das Zahnrad mit 20 Zähnen macht 1 Umdrehung pro Sekunde.

Das ergibt 1 Wechsel pro 300 Messpunkten, also eine Häufigkeit der Wechsel von 1/300 = 0.333%.

Ein Zahn X des Zahnrads ‘erlebt’ hingegen nur jeden 10. Messpunkt (10 Punkte pro Sekunde, 1 Umdrehung pro Sekunde), sieht also in 30 s insgesamt nur 30 Messpunkte, also eine Häufigkeit der Wechsel von 1/30 = 3.33%!

Da die Berechnung komplex ist, können sehr viele Zwischenresultate angesehen werden. Damit kann der Ablauf gut kontrolliert werden. Zwischenresultate können durch Setzen der entsprechenden Flags im Bereich **Zwischenresultate** aktiviert werden.

Nach Abschluss der Berechnung kann das Lastkollektiv in das Tab **Festigkeit** übernommen werden. Dabei wird geprüft, ob gewisse Einstellungen geändert werden müssen, damit die Berechnung korrekt durchgeführt werden kann. Die notwendigen Änderungen werden angezeigt und können mit einer ‘Ja’-Abfrage übernommen werden. Beispielsweise muss der Anwendungsfaktor auf 1.0 gestellt sein. Falls die Rainflow-Variante verwendet wird, muss der Dynamikfaktor auf 1.0 gesetzt sein, da KV im Drehmoment enthalten ist.

15.8.4.1 Verwendung im Skript-Editor

Die Funktion Einlesen Drehmoment / Bestimmen Lastkollektiv / Berechnung der Lebensdauer und Schädigung kann gut im Skript-Editor verwendet werden. Der Aufruf CalcSafetyTooth_MeasuredTorque () führt sämtliche 3 Schritte aus.

Im Beispiel **CylGearPair16** ist ein Skript enthalten. Hier wird die Anzahl Bin’s des Drehmoment-Rasters schrittweise von 50 auf 250 erhöht und dabei die Schädigung vom Zahnfuss Rad 1 ausgegeben.

15.8.5 Hinweise

Raster für Drehmomentauflösung

Die Rasterfeinheit hat einen wesentlichen Einfluss auf das Resultat. Da die Messpunkte in den Drehmoment-Raster eingeordnet werden, hat insbesondere die Verteilung auf die Lastkollektiv-Elemente mit den hohen Drehmomenten eine signifikante Auswirkung. Andererseits ergibt die Vorgabe eines sehr feinen Rasters eine entsprechend grosse Anzahl Lastkollektiv-Elemente mit hoher Rechenzeit.

Drehmoment-Verlauf	Maximale Variation	Vorschlag für Anzahl Rasterelemente n_R
Nur positiv	$\Delta T/T_{max} <= 0.5$ ($\Delta T = T_{max}-T_{min}$)	50
Nur positiv	$\Delta T/T_{max} > 0.5$	50-100
Positiv und negativ		(50) 100-200

Die Angaben in dieser Tabelle gelten für konstante Bin-Breite.

Abtastrate

Die Abtastfrequenz (bei der Aufnahme der Drehmoment-Messpunkte) sollte keinen Einfluss auf das Resultat haben (ausser wenn sie zu langsam ist und damit Lastspitzen übersehen werden). Die Abtastrate muss deutlich höher sein als die Frequenz des Drehmomentsignals. Siehe auch in DIN 45667 ‘Klassierverfahren für das Erfassen von Schwingungen’.

Drehzahlen

Bei Verwendung der Rainflow-Methode können nur die Drehmomente der Messpunkte verarbeitet werden, die zugehörigen Drehzahlen entfallen. Deshalb wird aus allen Messpunkten die mittlere Drehzahl bestimmt und diese dann im Lastkollektiv allen Elementen zugeordnet. Aus diesem Grund wird der Dynamikfaktor jedes Messpunktes bestimmt und die Rainflow-Methode dann mit T*KV durchgeführt. Bei Verwendung der eigentlichen ‘Simple Count’ Methode würde die Drehzahl auch entfallen. Diese Methode kann jedoch erweitert werden, indem die Messpunkte in eine Drehmoment-Drehzahl-Matrix verteilt werden, und somit im Lastkollektiv die Drehzahl mit einfliesst.

Eingabedateien

Im CSV-Format mit folgender Information pro Zeile, wahlweise mit:
a) Torque

b) Time; Torque

c) Time; Speed; Torque

Kommentarzeilen müssen mit // beginnen.

Die CSV-Datei in Excel muss mit der Option ‘Datentyp CSV (Trennzeichen-getrennt)’ gespeichert werden.

Fehlt die Vorgabe von ‘Speed’ in Variante a) oder b), dann wird die Nenndrehzahl genommen.

Fehlt die Vorgabe von ‘Time’ in Variante a), dann wird als Zeit zwischen zwei Drehmomentpunkten 1 Sekunde angenommen.

Im Verzeichnis \Example finden Sie ein Beispiel: Datei ‘TorqueData from Round Drive.csv’ .

15.9 Zahnform

Die Zahnformberechnung bietet nebst der eigentlichen Berechnung der Zahnform auf der Grundlage der Simulation der Herstellung mit einem genau definierten Werkzeug verschiedene zusätzliche Möglichkeiten an, wie z.B.:

- Modifikationen der Zahnform mit Profilmodifikationen und Zahnfusskonturoptimierung
- Berücksichtigung mehrerer Schritte der Herstellung mit verschiedenen Werkzeugen

- Berechnung des Werkzeugs (Stossrad oder Abwälzfräser) zur Herstellung der Verzahnung (z.B. bei ab CAD eingelesenen Zahnformen oder bei modifizierten Zahnformen)
- Modifikationen der Zahnform für Spritzgussformen oder für die Verwendung zur Stossradherstellung

► **Hinweis**

Beachten Sie hierzu auch spezielle Tutorials, wo speziell Zahnformmodifikationen behandelt werden. Diese Tutorials können auf der KISSoft Homepage https://www.kisssoft.com heruntergeladen werden.
Das Eingabefenster des Berechnungsmoduls **Zahnform** setzt sich aus zwei Spalten zusammen. Die linke Spalte zeigt die auf die Räder auszuführenden Operationen. Die rechte Spalte setzt sich aus den Bereichen **Toleranzlage für Berechnung** und **Approximation für Export** und dem entsprechenden Operationen-Bereich zusammen.

15.9.1 Kontextmenü

Klicken der rechten Maustaste innerhalb des Bereichs der Operationenverzeichnisstruktur öffnet ein Kontextmenü. Es bezieht sich auf das aktive (blau unterlegte) Element im Verzeichnis.

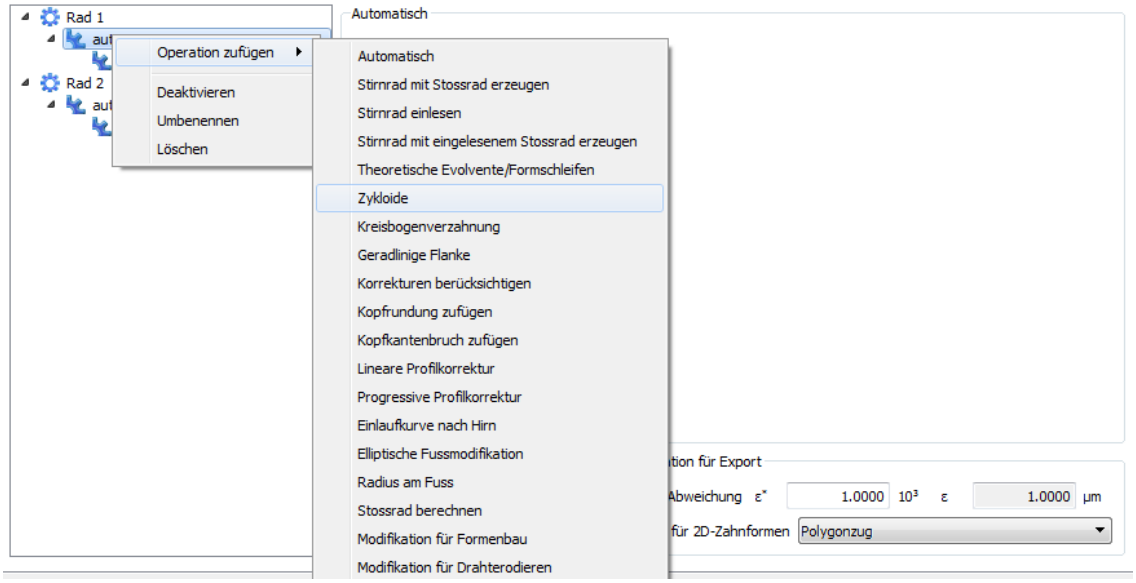


Abbildung 15.72: Kontextmenü in der Zahnformberechnung

Im Kontextmenü stehen Ihnen folgende Auswahlmöglichkeiten zur Verfügung:

- **Operationen zufügen** Die Auswahl dieses Menüelements öffnet ein Untermenü mit den für das jeweilige Rad zur Verfügung stehenden Operationen (siehe Kapitel 15.9.2, Operationen).
- **Als Resultate auswählen** Dieses Resultat wird standardmässig in der Grafik angezeigt und für Festigkeitsberechnungen verwendet. Als Standard wird die letzte Operation als

Resultat verwendet, ausser es ist eine Modifikation für Formenbau, Drahterodieren oder Stossrad.

- **Deaktivieren/Aktivieren** Ermöglicht Ihnen, eine auf ein Rad zugewiesene Operation aus der Liste zu streichen, ohne sie zu löschen. Das Symbol ist dann mit einem roten Kreuz versehen. Das Menüelement **Aktivieren** nimmt eine deaktivierte Operation wieder in die Liste aktiver Operationen auf. Das rote Kreuz verschwindet.
- **Umbenennen** Ändert den Namen einer Operation. Beachten Sie, dass die Namensänderung einer Operation nicht die Bereichsbezeichnung im rechten Teilfenster ändert.
- **Löschen** Entfernt einen Operationeneintrag mit allen zugehörigen Parametern dauerhaft.

15.9.2 Operationen

Die Berechnung der Zahnform kann aus verschiedenen Operationen zusammengefügt werden. So können nacheinander Bearbeitungsschritte mit einem Abwälzfräser oder Stossrad sowie Modifikationen wie Rundungen oder Profilmodifikationen angebracht werden. Für jede Operation kann eine Bezeichnung eingegeben werden, so dass sie später unterschieden werden können.

15.9.2.1 Automatisch

Die Standardoperation der Zahnformberechnung ist **Automatisch**. Es wird dann mit den in den Standardtabs (siehe Kapitel 5.1, Standard- und Spezialtabs) eingegebenen Daten die Zahnform mit Vor- und Fertigbearbeitung erzeugt. Insofern Sie Modifikationen definiert haben, werden diese bei der Erzeugung der Zahnform berücksichtigt. Sie können diese Teiloperation auch über das Kontaktmenü deaktivieren. Dasselbe gilt für einen eingegebenen Kopfkantenbruch bzw. eine eingegebene Rundung. Bei Schnecken wird bei gewählter Flankenform ZA eine ZA- Schnecke erzeugt, sonst eine ZI-Schnecke.

► **Hinweis**

Ist die Operation **Automatisch** deaktiviert, werden keine der in den Eingabefenstern **Bezugsprofil** oder **Modifikationen** eingegebenen Daten berücksichtigt.

15.9.2.2 Stirnrad mit Abwälzfräser erzeugen

Zur Erzeugung eines Stirnrades mit einem Fräser, wird das Bezugsprofil des Zahnrades eingegeben. Nach Hinzufügen dieser Operation werden standardmässig Ihre, im Eingabefenster **Bezugsprofil** definierten, Parameter übernommen. Wenn das Werkzeug nicht überschneidend ist, wird die Kopfhöhe des Bezugsprofils automatisch aus dem Kopfkreis bestimmt und nicht von der Eingabe übernommen. Für spezielle Anwendungen (Herstellung eines Zahnrades mit einem Fräser mit unterschiedlichem Modul) kann Modul mn und Eingriffswinkel αn geändert werden. Die Auslegen-Buttons können dann bedient werden. Die Auslegen-Buttons berechnen jeweils den richtigen Wert zum gegebenen Grundkreis. Klicken des **Fräser...**- Knopfes öffnet das Fenster **Fräser definieren**

(siehe Kapitel 15.4.1.1, Werkzeug: Abwälzfräser) mit einer Liste von Werkzeugen. Für die Toleranzlage können entweder die Erzeugungsprofilverschiebungsfaktoren direkt eingegeben werden (**Eigene Eingaben**) oder die Vor- oder Fertigbearbeitungstoleranzen werden übernommen.

Die Abwälzfräserdaten können wahlweise als Faktoren oder als absolute Längen (mm oder inch) eingegeben werden. Diese Auswahlmöglichkeit erleichtert die Eingabe erheblich, wenn man die Abwälzfräserdaten von einer Zeichnung nur als Längen (mm oder inch) gegeben hat.

Bei der Auslegung von haP0*wird der Wert berechnet, welcher für die Herstellung der Evolvente bis zum Fussnutzkreisdurchmesser gebraucht wird. Der angezeigte Vorschlag ist der exakt berechnete Wert, bei welchem 0,05 dazu addiert wird (um einen kleinen Abstand zwischen dem Fusskreisdurchmesser und dem Fussnutzkreisdurchmesser zu erhalten).

Wird der Auslegen-Button für die Definition der Schleifscheibe verwendet, sollte der Radius ϱaP0 klein sein (z.B. 0,1*mn), andernfalls könnte der Schleifvorgang den Fussradius erreichen.

► **Hinweis**

Informationen über Fräser, die hier eingegeben werden, sind unabhängig von Daten, welche im Eingabefenster **Bezugsprofil** übergeben werden. D.h. die Berechnung der Zahnform stützt sich ausschliesslich auf die im Eingabefenster **Zahnform** definierten Grössen.

15.9.2.3 Stirnrad mit eingelesenem Abwälzfräser erzeugen

Die Kontur eines Fräsers kann ab CAD im **dxf**- Format eingelesen werden. Definieren Sie dazu einen halben Zahn (oder einen vollen Zahn für einen asymmetrischen Zahn) aus dem vorgegebenen Layer.

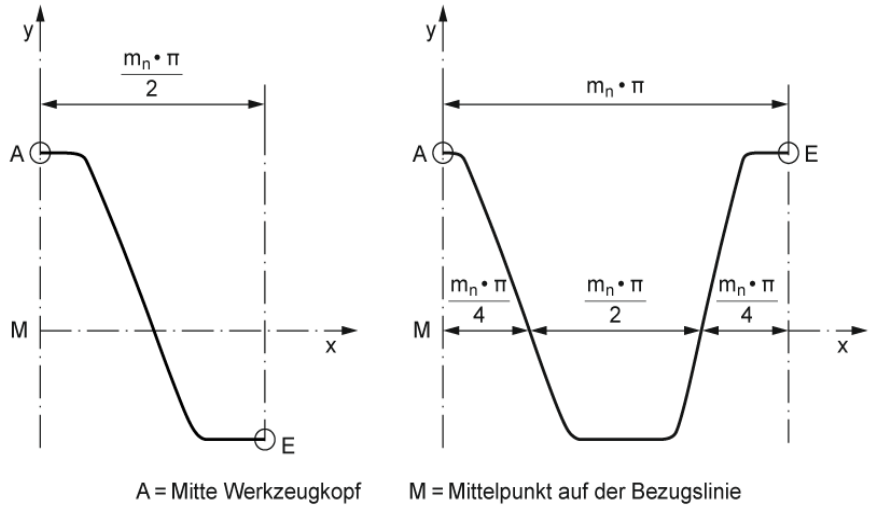


Abbildung 15.73: Werkzeugprofil

Der Layer, der die Kontur enthält, kann angegeben werden oder es wird **ALL** für alle Daten angegeben. Es besteht die Auswahlmöglichkeit, ein Werkzeug im Stirnschnitt oder im Normalschnitt einzulesen sowie den Modul zu verändern. Die Zahndicke wird über die einzugebenden Profilverschiebungsfaktoren bestimmt.

Mit der Option 'Fräser für verschobene Wälzung' kann der Normalmodul des Werkzeugs unterschiedlich vom erzeugten Stirnrad gewählt werden.

Mit der Option 'Eingabe der Daten als Referenz' kann der Modul der Zeichnung geändert werden. Das Werkzeug wird danach auf den Normalmodul aus den Basisdaten skaliert.

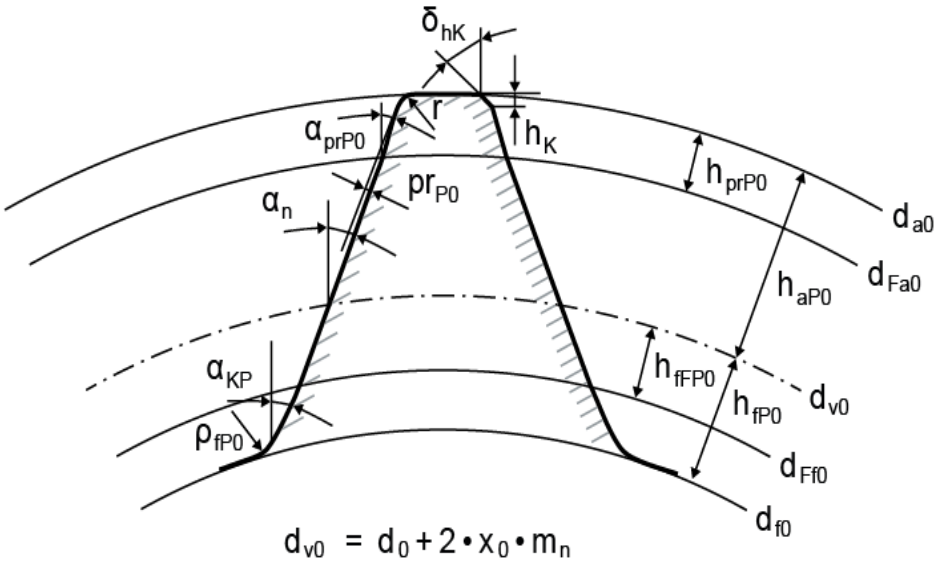
► **Hinweis**

Diese Operation sollte nicht mit der Operation «automatisch» kombiniert werden, wenn dies nicht vorgesehen ist. Sie können «automatisch» deaktivieren durch Rechtsklick -> Deaktivieren.

15.9.2.4 Stirnrad mit Stossrad erzeugen

Die Definition der Stossradgeometrie wird nur benötigt, wenn die Zahnform von im Wälzstossverfahren hergestellten Zahnrädern berechnet werden muss.
Notwendige Eingabedaten:

- Das Bezugsprofil des Stossrades
  Für das Bezugsprofil des Stossrades ist bei $x_0 + x_E = 0$ Kopf- und Fuss gegenüber dem Bezugsprofil des Werkrades zu vertauschen. Bei anderem x0 ist zusätzlich eine Verschiebung nötig.
- Z_0 Zähnezahl Stossrad
- x_0 Profilverschiebung Stossrad
  (falls x_0 nicht bekannt ist, kann über die Stirnradberechnung die Profilverschiebung aus dem Kopfkreisdurchmesser oder der Zahnweite bestimmt werden (siehe Kapitel 15.1.8, Profilverschiebungsfaktor))
- wahlweise Länge der Fase am Stosszahnkopf s oder Radius der Rundung r am Stosszahnkopf (siehe Abbildung 15.74)



$$d_{v0} = d_0 + 2 \cdot x_0 \cdot m_n$$

$$d_{Fa0} = d_{v0} + 2 \cdot (h_{aP0} - h_{prP0})$$

$$d_{Ff0} = d_{v0} - 2 \cdot h_{fFP0}$$

Abbildung 15.74: Werkzeugprofil

15.9.2.5 Stirnrad mit eingelesenem Stossrad erzeugen

Ein Stossrad kann als *.dxf- Datei eingelesen werden. Definieren Sie dazu einen halben Zahn (oder einen vollen Zahn für einen asymmetrischen Zahn) aus dem vorgegebenen Layer (wählen Sie ALL für alle Layer).

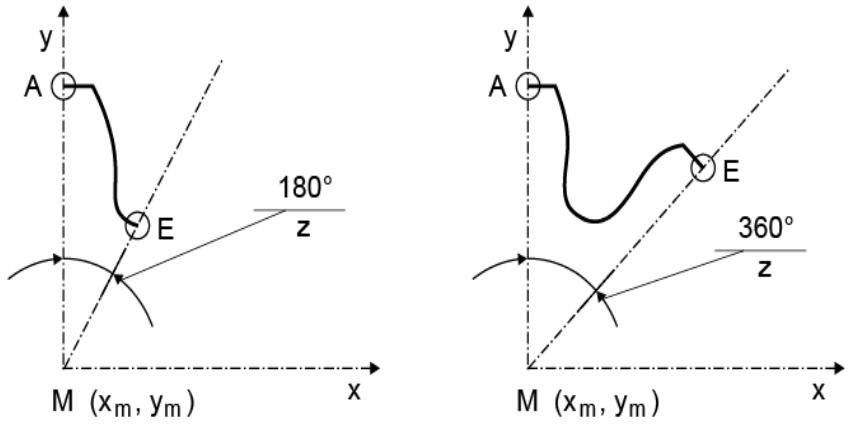


Abbildung 15.75: Koordinaten Stossrad

A: Mitte Zahnkopf: Kontur-Beginn
E: Mitte Zahnlücke (Mitte des Zahnkopfes bei asymmetrischen Zähnen): Kontur-Ende
M: Mittelpunkt (x_m, y_m unbedingt eingeben)
z: Zähnezahl
Mit der Option 'Eingabe der Daten als Referenz' kann der Modul der Zeichnung geändert werden. Das Werkzeug wird danach auf den Normalmodul aus den Basisdaten skaliert.

► **Hinweis**

Die Datei (**dxf**) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten. Als weitere Eingaben werden die Stossradzähnezahl und der Herstellachsabstand benötigt.

► **Hinweis**

Diese Operation sollte nicht mit der Operation «automatisch» kombiniert werden, wenn dies nicht vorgesehen ist. Sie können «automatisch» deaktivieren durch Rechtsklick -> Deaktivieren.

15.9.2.6 Stirnrad einlesen

Ein Stirnrad kann direkt als ***.dxf**-Datei eingelesen werden. Definieren Sie dazu einen halben Zahn (oder einen vollen Zahn für einen asymmetrischen Zahn) aus dem vorgegebenen Layer (wählen Sie ALL für alle Layer).
Es ist auch möglich, die Zahnform aus einer Gruppe von Punkten (x, y, N, R) zu importieren. Eine Beispieldatei für den Import finden Sie im DAT-Ordner (Example_ToothFormAsPoints.DAT).

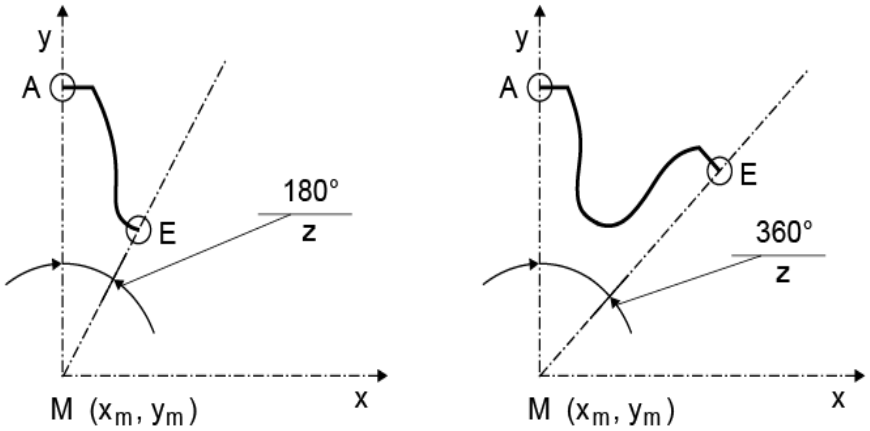


Abbildung 15.76: Koordinatensystem für den Import

A: Mitte Zahnkopf: Kontur-Beginn
E: Mitte Zahnlücke (Mitte des Zahnkopfes bei asymmetrischen Zähnen): Kontur-Ende
M: Mittelpunkt (x_m, y_m unbedingt mitteilen)
z: Zähnezahl

Mit der Option **Eingabe der Daten als Referenz** kann der Modul der Zeichnung geändert werden. Die Werkzeugdaten werden danach auf den Normalmodul aus den Basisdaten skaliert.

Falls die eingelesene Zahnform gerade Elemente hat (z.B. eine Polyline ist), müssen die lokalen Normalen und Krümmungen näherungsweise berechnet werden, damit dann eine Kontaktanalyse durchgeführt werden kann. In solchen Fällen muss die Checkbox **Lokale Flankennormale und lokale Krümmung näherungsweise bestimmen** aktiviert werden.

► **Hinweis**

Die Datei (**DXF**) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten.

► **Hinweis**

Diese Operation sollte nicht mit der Operation «automatisch» kombiniert werden, wenn dies nicht vorgesehen ist. Sie können «automatisch» deaktivieren durch Rechtsklick > Deaktivieren.

15.9.2.7 Kopfrundung zufügen

Eine Kopfrundung kann als Modifikation einer Zahnform zugefügt werden. Die Rundung kann entweder im Stirn- oder Axialschnitt zugefügt werden.

15.9.2.8 Kopfkantenbruch zufügen

Ein Kopfkantenbruch kann als Modifikation einer Zahnform zugefügt werden. Der Kantenbruch kann entweder im Stirn- oder Axialschnitt zugefügt werden und wird durch den Startdurchmesser und einen Winkel definiert.

15.9.2.9 Lineare Profilmodifikation

Bei der linearen Profilmodifikation wird die Zahndicke ab einem Startdurchmesser bis zum Kopf (Rücknahme C_a pro Flanke als Zahndickenänderung) linear reduziert.

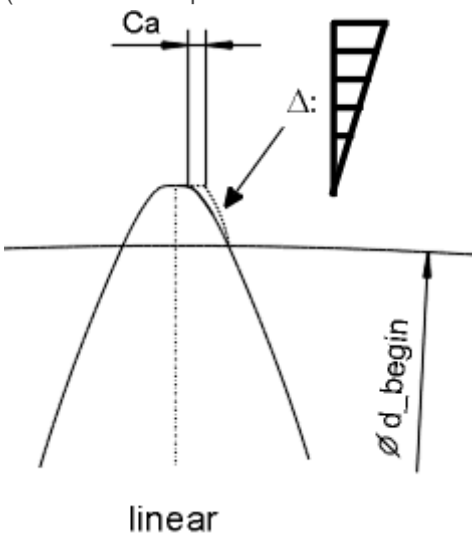


Abbildung 15.77: Lineare Profilmodifikation

15.9.2.10 Logarithmische Profilmodifikation

Bei der logarithmischen Profilmodifikation wird die Zahndicke ab einem Startdurchmesser bis zum Kopf reduziert. Die Berechnung der Profilmodifikation erfolgt nach FVA 609 [32].

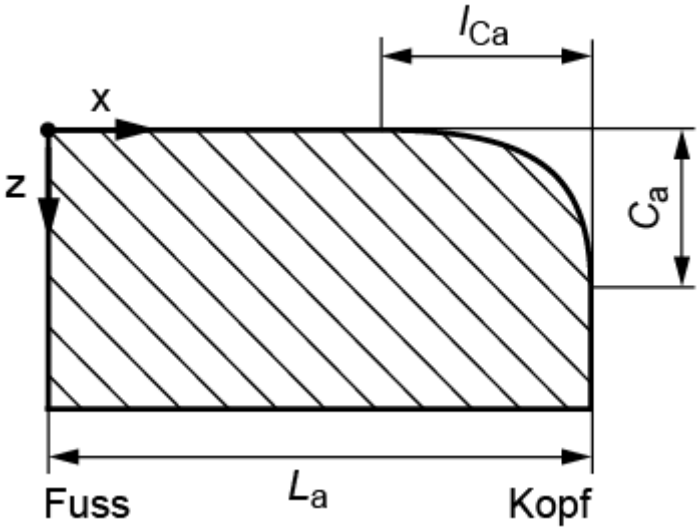


Abbildung 15.78: Logarithmische Profilmodifikation

Gleichungen:

$$z(x) = \frac{C_{\alpha a}}{\log\left(\frac{1}{1-0.995^2}\right)} \log\left(\frac{1}{1-k^2}\right)$$

$$k = \frac{(L_\alpha - x - l_{Ca}) \cdot 0.995}{l_{Ca}}$$

$$x \geq L_\alpha - l_{Ca}$$

15.9.2.11 Progressive Profilmodifikation

Bei der progressiven Profilmodifikation wird die Zahndicke ab einem Startdurchmesser bis zum Kopf (Rücknahme C_a pro Flanke als Zahndickenänderung) gemäss

$\Delta A_s = 2 \cdot C_a \left(\frac{d - d_{begin}}{d_a - d_{begin}} \right)^{factor/5}$	(14.21)

reduziert. Der Faktor steuert den Verlauf der Rücknahme. Bei einem Faktor von 5 handelt es sich um eine lineare Rücknahme. Siehe dazu auch Abb. 14.44. Die progressive Profilmodifikation geht bei einem Faktor grösser 5 tangential in die unmodifizierte Zahnflanke über und ist daher gerade bei grossen Rücknahmen zu bevorzugen. Faktoren unter 5 sind zu vermeiden (und werden teilweise von der Software ignoriert). Faktoren über 20 werden ignoriert, Faktor 20 wird in diesen Fällen verwendet.

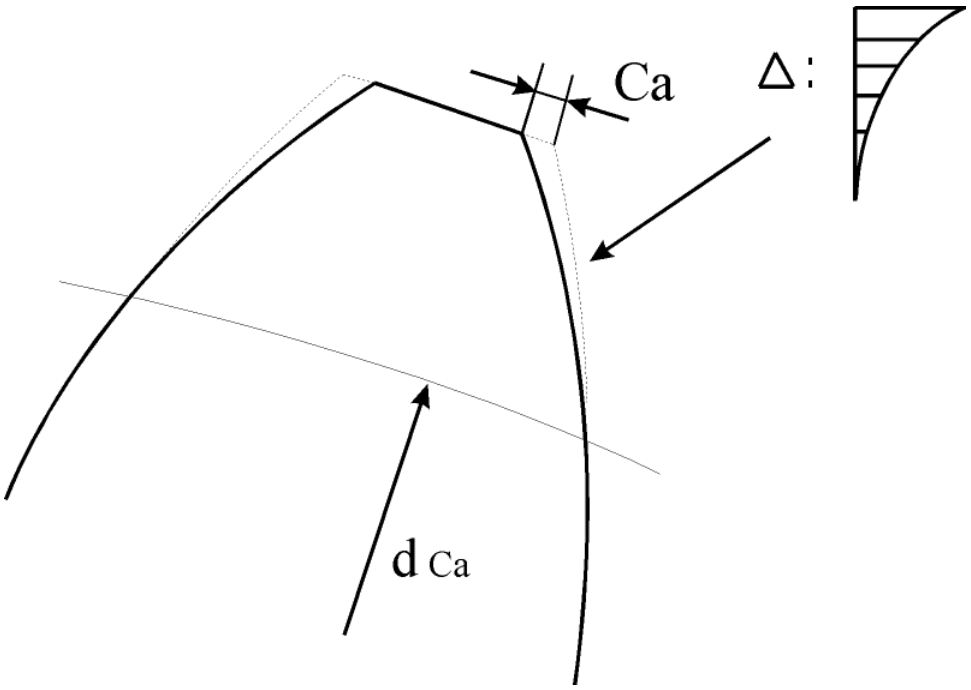


Abbildung 15.79: Progressive Profilmodifikation

15.9.2.12 Profilmodifikation nach Hirn

Am Zahnkopf wird ab einem definierbaren Durchmesser d_{begin} eine tangential in die Evolvente übergehende Einlaufkurve angebracht, die aus drei Kreisbögen besteht. Die Krümmung der Kurve nimmt von Bogen zu Bogen zu, so dass der letzte Bogen tangential in den Kopfkreis übergeht. Diese modifizierte Zahnform (auch Hybrid-Zahn genannt) hat grosse Vorteile, wenn trotz relativ ungenauer Fertigung eine hohe Laufruhe erreicht werden soll. Die Modifikation wird deshalb bevorzugt im Kunststoffbereich angewendet (siehe Abbildung 15.80).

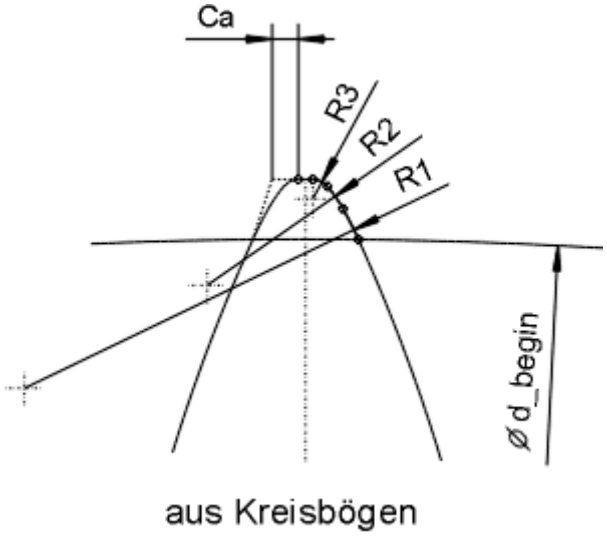


Abbildung 15.80: Profilmodifikation nach Hirn

Im Normalfall wird eine Einlaufkurve nur bei Hochverzahnungen mit Profilüberdeckungen über 2.1 verwendet. Zusätzlich kann KISSsoft über eine Auslegungsfunktion einen geeigneten Vorschlag für den Beginn (Durchmesser) der Einlaufkurve und den Betrag der Kopfrücknahme geben. Dies geschieht mit Hilfe der Profilmodifikationsberechnung (siehe Kapitel 15.7, Modifikationen).

Der Beginn der Einlaufkurve wird wie folgt bestimmt:

- Bei Profilüberdeckung über 2.0: Die aktive Evolvente wird soweit reduziert, dass die Profilüberdeckung gerade noch 2.0 beträgt.
- Bei Profilüberdeckung unter 2.0: Der Durchmesser wird so gelegt, dass eine mittlere Kopfrücknahme entsteht, d. h. die Profilüberdeckung oberhalb 1.0 wird um ca. 50% reduziert.
- Z.B. von 1.8 auf 1.8 - 0.5 . 0.8 = 1.4.

Die exakte Definition lautet wie folgt:

Bei Profilüberdeckung > 2.0 : d_{Beginn} = Minimum (d_{PunktD}, $d_{PunktE0.2}$)

Bei Profilüberdeckung < 2.0 : d_{Beginn} = Minimum ($d_{PunktDE}$, $d_{PunktE0.2}$)

Die Rücknahme C_a am Kopf wird wie folgt bestimmt:

- Bei Zahnkopfdicken unter 0.21 .m_n: 0.5 . Zahndicke - 0.01 .m_n
- Bei Zahnkopfdicken über 0.21 .m_n: 0.10 .m_n...0.12 .m_n

15.9.2.13 Elliptische Fussmodifikation

Die Fusskontur wird durch eine ellipsenähnliche Kontur ersetzt, welche tangential in Flanke und Fusskreis übergeht. Ziel ist, einen möglichst grossen Krümmungsradius zu erreichen. Der Verlauf der Kontur kann über den Faktor im Bereich 1 ÷ 20 beeinflusst werden. Über den Auslegungsknopf für den Durchmesser beim Start der Modifikation wird der Fussnutzkreis vorgeschlagen (leicht vergrössert, um Probleme beim Anbringen der Modifikation im Fall von Unterschnitt zu vermeiden). Die definierbare Länge auf dem Fusskreis wird dann > 0 gesetzt, wenn ein Bereich der Zahnform auf dem Fusskreis verlaufen soll. Dies ist sinnvoll, wenn beispielsweise der Fusskreis mit Messrollen gemessen werden soll.

Aufgrund der grösseren Zahndicke im Fussbereich muss das Abwälzen mit dem Gegenrad kontrolliert werden. Für eine mathematische Beschreibung der ellipsenähnlichen Kontur kontaktieren Sie bitte den KISSsoft Support und verlangen Sie die Anleitung "kisssoft-anl-123-E-Elliptical root modification".

15.9.2.14 Modifikationen berücksichtigen

Die im Tab **Modifikationen** definierten Modifikationen werden auf die Zahnform angewendet.

15.9.2.15 Radius am Fuss

Die Fusskontur wird durch einen exakten Kreisbogen mit definierbarem Radius ersetzt. Prüfen Sie nach dieser Modifikation das Abwälzen mit dem Gegenrad.

15.9.2.16 Zahnkopf kürzen

Der Kopfkreisdurchmesser des Zahnrades wird verkleinert (bei Innenverzahnung vergrössert) auf den vorgegebenen Durchmesser.

15.9.2.17 Theoretische Evolvente/Formschleifen

Die Zahnform wird rechnerisch konstruiert. Die Evolvente wird über Modul und Eingriffswinkel sowie Kopf- und Fusskreisdurchmesser definiert. Die Zahndicke wird durch die Profilverschiebungsfaktoren festgelegt. Zusätzlich kann ein Fussradius (im Stirnschnitt) definiert werden. Diese Option ist zweckmässig für evolventische Zahnräder, welche nicht im Abwälzverfahren hergestellt werden können (z.B. Innenräder mit 4 Zähnen) oder für einen Bearbeitungsschritt durch Formschleifen.

► **Hinweis**

Diese Operation sollte nicht mit der Operation «automatisch» kombiniert werden, wenn dies nicht vorgesehen ist. Sie können «automatisch» deaktivieren durch Rechtsklick -> Deaktivieren.

15.9.2.18 Zykloide

Es kann als Sonderzahnform eine Zykloide ausgewählt werden. Die Zykloide wird mit zwei Rollkreisen und den Kopf- und Fusskreisdurchmessern. Die Zahndicke wird über die Abmasse in der Hauptberechnung definiert. Der Rollkreis 1 rollt innen am Teilkreis ab und schneidet daher die Fussflanke, der Rollkreis 2 rollt aussen ab und erzeugt den Kopf. Rollkreis 1 des ersten Rades sollte Rollkreis 2 des zweiten Rades entsprechen. Die Auslegung einer Zykloidenverzahnung wird erleichtert, wenn man während der Optimierung das Gegenrad aus dem ersten Rad rechnen lässt.

Festigkeit und Geometrieeigenschaften von Zykloidenverzahnungen können über die Module Spannungsverlauf und Kinematik analysiert werden.

► **Hinweis**

Diese Operation sollte nicht mit der Operation «automatisch» kombiniert werden, wenn dies nicht vorgesehen ist. Sie können «automatisch» deaktivieren durch Rechtsklick -> Deaktivieren.

15.9.2.19 Kreisbogenverzahnung

Die Sonderverzahnung Kreisbogenverzahnung kann mit dem Radius der Zahnflanke und der Zahndicke am Teilkreis definiert werden. In den Fussbereich wird ein Kreisbogen gelegt.

Die klassische Kreisbogenverzahnung z.B. nach NIHS 20-25 [33] besteht aus einem Kreisbogen mit Radius r ab dem Teilkreis, einer Gerade in Richtung Zahnradzentrum unter dem Teilkreis und einer vollen Fussrundung.

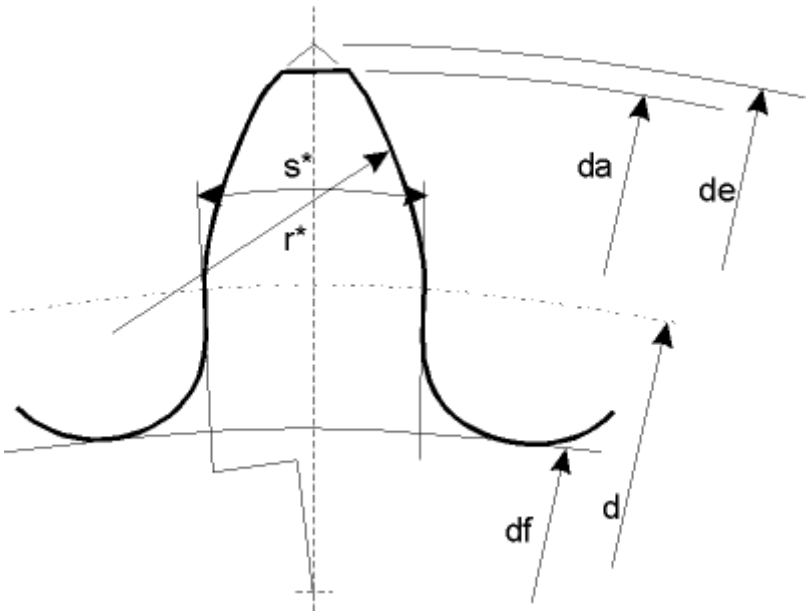


Abbildung 15.81: Kreisbögen am Zahn

► **Hinweis**

Diese Operation sollte nicht mit der Operation «automatisch» kombiniert werden, wenn dies nicht vorgesehen ist. Sie können «automatisch» deaktivieren durch Rechtsklick -> Deaktivieren.

15.9.2.20 Geradlinige Flanke

Es kann als Sonderzahnform eine geradlinige Flanke ausgewählt werden. Die geradlinige Flanke wird durch die Zahndicke am Teilkreis (theoretische Verzahnung), den Lückenwinkel im Stirnschnitt, Kopf- und Fusskreisdurchmesser sowie den Herstellprofilverschiebungsfaktor (abhängig von der Toleranz) definiert. Zusätzlich können Radien für die Kopf- und Fussrundung vorgegeben werden.

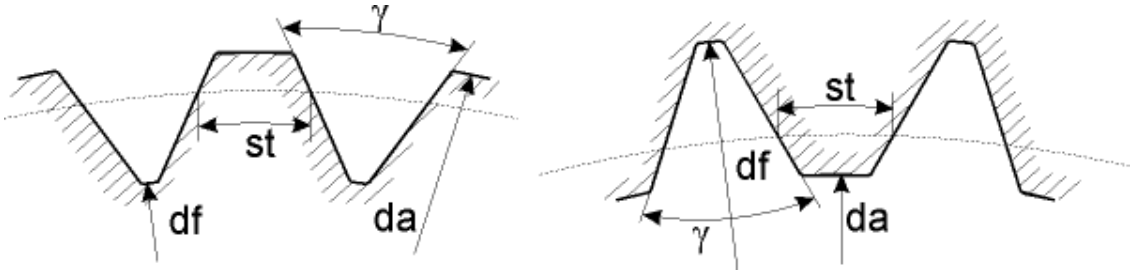


Abbildung 15.82: Geradlinige Flanke

► **Hinweis**

Diese Operation sollte nicht mit der Operation «automatisch» kombiniert werden, wenn dies nicht vorgesehen ist. Sie können «automatisch» deaktivieren durch Rechtsklick -> Deaktivieren.

15.9.2.21 Abwälzen mit Gegenrad

Für alle Räder ausser Rad 1 kann die Zahnform aus dem Gegenrad (Radnummer - 1) berechnet werden. Der Herstellachsabstand sowie der Kopfkreis können dabei überschrieben werden. Spiel zwischen den Rädern kann einerseits durch einen verkleinerten Herstellachsabstand als auch durch die Eingabe eines Verdrehflankenspiels erzeugt werden. Das Kopfspiel wird durch Vergrösserung des Kopfkreises des Werkzeugs erreicht.

15.9.2.22 Bezugsprofil berechnen

Zu einer vorhandenen Zahnform kann das Bezugsprofil berechnet werden. Es kann zur Fertigung eines Abwälzfräsers verwendet werden. Für die Berechnung kann der Herstellachsabstand verändert werden. Dies hat einen wesentlichen Einfluss auf die Herstellbarkeit einer Zahnform durch Abwälzen. Der Eingabewert für die Profilverschiebung ändert dagegen nichts am Profil, sondern nur am Nullpunkt.

Mit dem berechneten Bezugsprofil als Werkzeug wird dann wieder das Stirnrad berechnet. Durch Vergleich der beiden Zahnformen kann dann beurteilt werden, in wieweit sich die Zahnform durch Abwälzen herstellen lässt. Das Bezugsprofil kann in der Grafik über die Auswahl **Werkzeug** angezeigt werden.

15.9.2.23 Stossrad berechnen

Zu einer vorhandenen Zahnform kann ein Stossrad berechnet werden. Für die Berechnung muss die Stossradzähnezahl sowie der Herstellachsabstand eingegeben werden. Der Achsabstand hat einen wesentlichen Einfluss auf die Herstellbarkeit einer Zahnform durch Abwälzen. Durch Variation lässt sich der beste Wert finden.

Mit dem berechneten Stossrad als Werkzeug wird dann wieder das Stirnrad berechnet. Durch Vergleich der beiden Zahnformen kann dann beurteilt werden, in wieweit sich die Zahnform durch Abwälzen herstellen lässt. Das Stossrad kann über die Auswahl **Werkzeug** angezeigt werden.

15.9.2.24 Elliptisches Verformen

Anwendbar auf das Aussenrad (Rad1) einer Innen-Aussen-Stirnradpaarung. Hiermit lässt sich die elliptische Verformung des Laufrings eines Sondergetriebes in 2D darstellen. Typischerweise gilt z1+z2 = -2;

Die Kontur des Laufrings wird in vertikaler Richtung um den Verlängerungsfaktor gedehnt und in horizontaler so gestaucht, dass der Fussumfang der Ellipse dem Fusskreisumfang des unverformten Rades entspricht. In der 2 D-Darstellung sollte unbedingt Folgendes geprüft werden:

- Das kollisionsfreie Abwälzen über eine Teilung.
- Der korrekte Eingriff an den gegenüberliegenden Seiten.

Zur Modifikation bitte einen anderen Verlängerungsfaktor oder andere Zähnezahlen (bei geradzahliger Zähnezahlsumme) wählen. Für den Verlängerungsfaktor sind Werte zwischen 0 und 5 % zulässig.

Hinweis. Die Ausgabe in 3D ist für diese Variante nicht möglich.

15.9.2.25 Kronenrad mit Stossrad erzeugen

Diese Operation steht noch nicht zur Verfügung. Für das Kronenrad ist **automatisch** zu wählen. Das Stossrad wird im Eingabefenster **Bezugsprofil** definiert.

15.9.2.26 Zahnstange mit Abwälzfräser erzeugen

Wie bei der Erzeugung eines Stirnrades mit einem Fräser ist hier das Bezugsprofil der Zahnstange einzugeben. Die Kopfhöhe ist dabei nur bei einem überschneidenden Werkzeug relevant. Die Profilverschiebung wird ausgehend von einer Bezugslinie gemessen, die durch die Zahnstangenhöhe minus Kopfhöhe des Bezugsprofils in der Hauptmaske definiert ist.

Die Profilverschiebungsfaktoren lassen sich entweder direkt eingeben oder aus den Vor- und Fertigbearbeitungstoleranzen bestimmen.

15.9.2.27 Zahnstange mit eingelesenem Abwälzfräser erzeugen

Ein Fräser kann durch eine ***.dxf**-Datei definiert werden. Die Kontur muss dabei wie folgt ausgegeben werden, damit sie von KISSsoft korrekt gelesen wird:

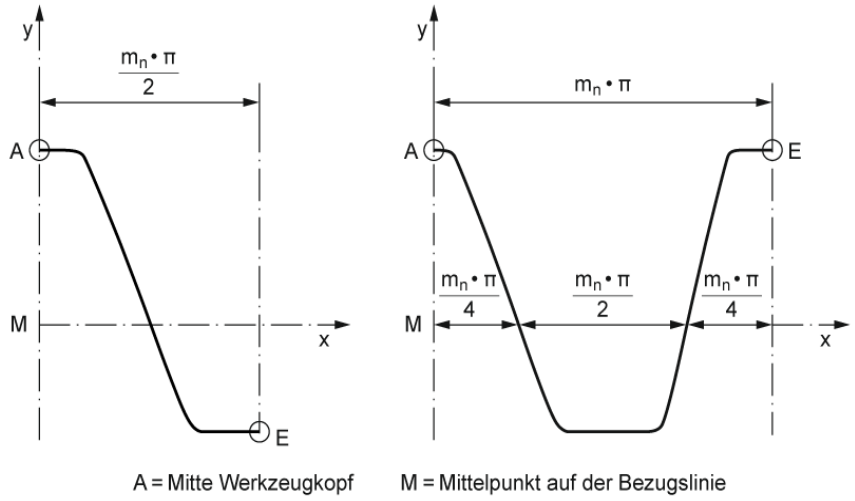


Abbildung 15.83: Werkzeugprofil

► **Hinweis**

Die Datei (**DXF**) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten.

Zusätzlich zur Kontur ist der Herstellachsabstand zu definieren. Die Bezugslinie für den Achsabstand wird dabei über die Zahnstangenhöhe definiert.

► **Hinweis**

Diese Operation sollte nicht mit der Operation «automatisch» kombiniert werden, wenn dies nicht vorgesehen ist. Sie können «automatisch» deaktivieren durch Rechtsklick -> Deaktivieren.

15.9.2.28 Zahnstange mit Stossrad erzeugen

Wie bei der Erzeugung eines Stirnrades mit einem Stossrad ist hier das Bezugsprofil des Stossrades einzugeben. Die Profilverschiebung wird ausgehend von einer Bezugslinie gemessen, die durch die Zahnstangenhöhe minus Kopfhöhe des Bezugsprofils in der Hauptmaske definiert ist.

Dir Profilverschiebungsfaktoren lassen sich entweder direkt eingeben oder aus den Vor- und Fertigbearbeitungstoleranzen bestimmen.

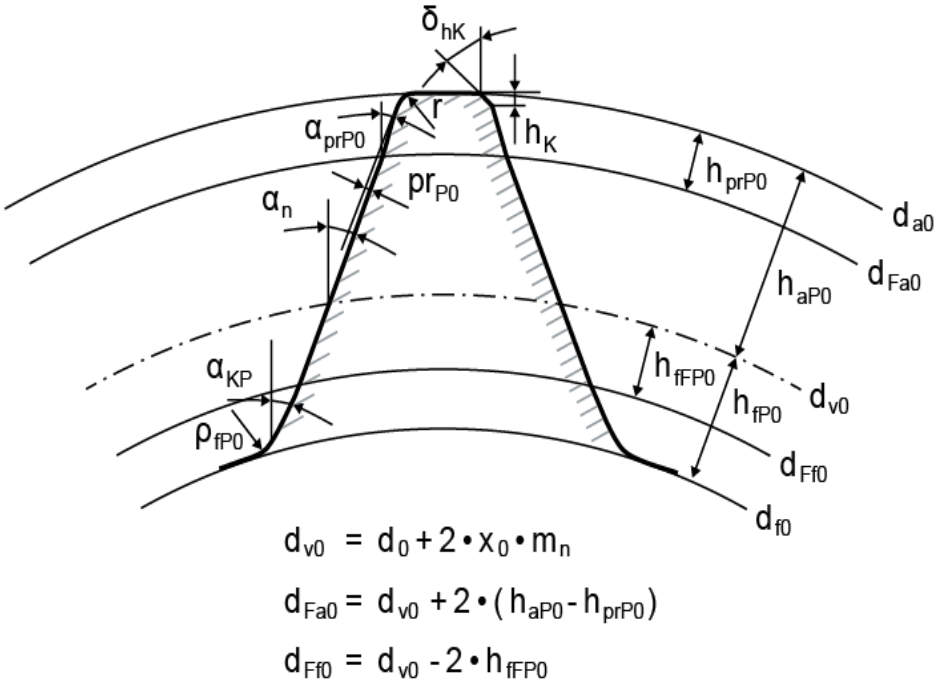


Abbildung 15.84: Zahngeometrie Werkzeug

15.9.2.29 Zahnstange mit eingelesenem Stossrad erzeugen

Die Zahnstange kann mit einem eingelesenen Stossrad erzeugt werden. Neben der Stossradkontur im ***.dxf**-Format muss die Stossradzähnezahl und der Herstellachsabstand definiert werden.

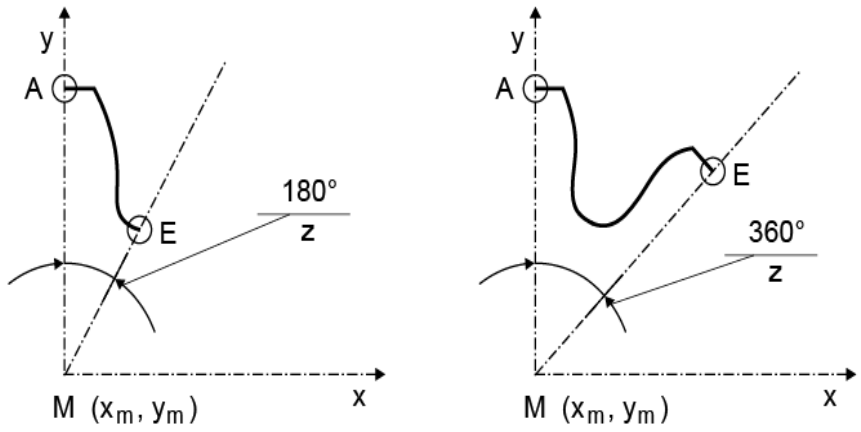


Abbildung 15.85: Koordinatensystem für den Import

A	:	Mitte Zahnkopf: Kontur-Beginn
E	:	Mitte Zahnlücke: Kontur-Ende
M	:	Mittelpunkt (x_m, y_m unbedingt eingeben)
z	:	Zähnezahl

► **Hinweis**

Die Datei (**dxf**) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten.

► **Hinweis**

Diese Operation sollte nicht mit der Operation «automatisch» kombiniert werden, wenn dies nicht vorgesehen ist. Sie können «automatisch» deaktivieren durch Rechtsklick -> Deaktivieren.

15.9.2.30 Zahnstange einlesen

Eine Zahnstange kann direkt als ***.dxf**-Datei in folgendem Format eingelesen werden:

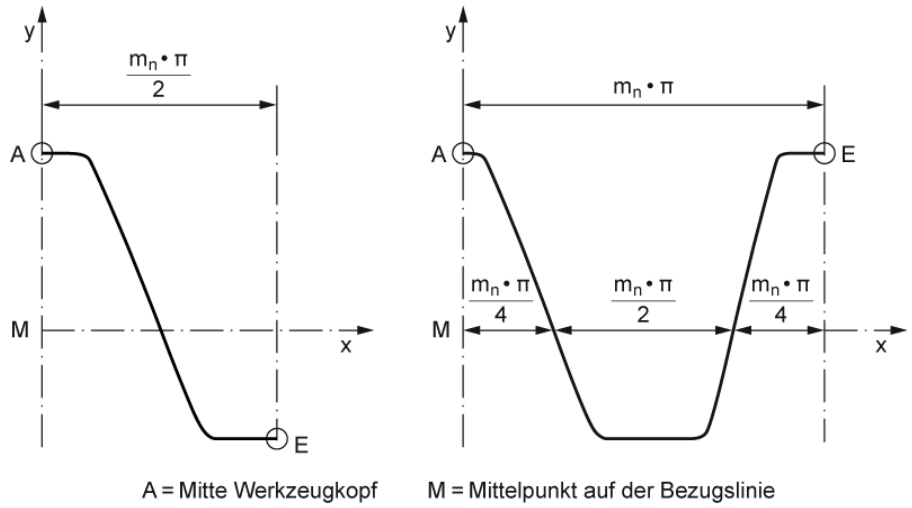


Abbildung 15.86: Werkzeugprofil

► **Hinweis**

Die Datei (**DXF**) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten.

► **Hinweis**

Diese Operation sollte nicht mit der Operation «automatisch» kombiniert werden, wenn dies nicht vorgesehen ist. Sie können «automatisch» deaktivieren durch Rechtsklick -> Deaktivieren.

15.9.2.31 ZA-Schnecke erzeugen

Diese Funktion ist momentan nur über die Option **automatisch** verfügbar.

15.9.2.32 Schnecke im Axialschnitt einlesen

Eine Schnecke kann auch im Axialschnitt eingelesen werden. Die Kontur entspricht im Wesentlichen der Kontur des Abwälzfräsers, allerdings ist der Nullpunkt auf der Achse der Schnecke.

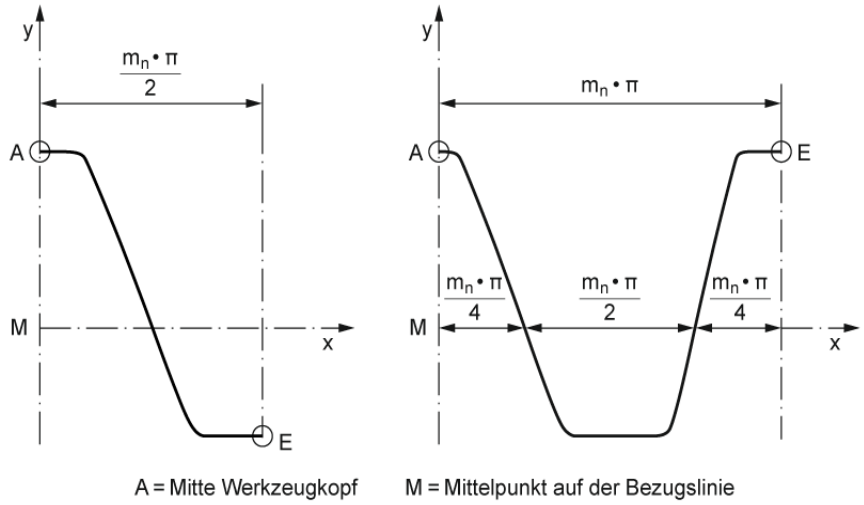


Abbildung 15.87: Werkzeugprofil

► **Hinweis**

Die Datei (**dxf**) darf in dem Layer, der beim Einlesen angegeben werden kann, nur die Kontur A bis E enthalten.

► **Hinweis**

Diese Operation sollte nicht mit der Operation «automatisch» kombiniert werden, wenn dies nicht vorgesehen ist. Sie können «automatisch» deaktivieren durch Rechtsklick -> Deaktivieren.

15.9.2.33 Modifikation für Formenbau

Bei der Herstellung von Zahnrädern aus Kunststoff in Spritzguss-Formen tritt bei der Abkühlung ein Schwinden des Materials auf. Um genaue Zahnformen herstellen zu können, muss das Werkzeug deshalb um das Schwundmass vergrössert werden. Der Schwund kann, je nach Material, in radialer oder tangentialer Richtung auftreten. Bei Eingabe von gleichen Werten in radialer und tangentialer Richtung ergibt die gleiche Dehnung in allen Richtungen

Wird das Zahnrad um einen Einlegekörper gespritzt, muss der Aussendurchmesser dieses Körpers eingegeben werden. Die radialen Dehnungen werden dann vom Aussendurchmesser des Einlegekörpers an berechnet.

Die Modifikationen betreffen nur die Zahnform im Stirnschnitt. Bei der Erzeugung eines 3D-Volumenmodells fehlt die Dehnung in axialer Richtung. Wenn ein gedehntes 3D-Modell eines

schrägverzahnten Zahnrades gewünscht wird (sofern die Dehnung in allen drei Achsen die gleiche sein soll), kann dies durch Skalieren von Modul (m_n), Achsabstand und Zahnbreite erreicht werden.

► **Beispiel**

Modul, Achsabstand und die Zahnbreiten in der Hauptmaske um den gewünschten Dehnungsfaktor vergrössern.
Faktor = 1.02

$$m_n' = 1.02 \cdot m_n$$

$$a' = 1.02 \cdot a$$

$$b_1' = 1.02 \cdot b_1$$

$$b_2' = 1.02 \cdot b_2$$

In der Zahnformberechnung dann keine Dehnungen eingeben.
Durch diese Modifikation wird auch die Steigungshöhe p_z um den gleichen Faktor vergrössert, der Drehwinkel der Spirale über der Zahnbreite bleibt gleich.
Übliche Werte sind:

- Radialer Schwund ca. 2%
- Tangentialer Schwund ca. 2%

15.9.2.34 Modifikation für Drahterodieren

Beim Erodieren muss die Elektrode einen Abstand zur Sollform einhalten, da wegen eines Funkenspaltes zusätzliches Material abgetragen wird. Beim Drahterodieren wird dies meist von der Maschine berücksichtigt.
Beim Senkerodieren einer Spritzgussform muss die Elektrode um den Funkenspalt dünner ausgeführt werden als die Sollform, im Falle einer zahnradförmigen Elektrode wird der Zahn entsprechend dünner. Hierzu muss der Funkenspalt negativ eingegeben werden. Übliche Werte für den Funkenspalt sind 0.03 ...0.07 mm.
Nach der Modifikation kann in einem nachfolgenden Schritt auch das Bezugsprofil berechnet werden, um die Form eines Abwälzfräsers für die Elektrode abzuleiten.

► **Hinweis**

Die Modifikation für Drahterodieren kann auch verwendet werden, um die Herstellbarkeit durch Drahterodieren zu prüfen. Soll eine Aussenverzahnung erodiert werden, gibt man eine Modifikation mit positivem Drahtradius eine und danach eine zweite mit negativem Radius. Soll eine Spritzgussform für eine Aussenverzahnung erodiert werden, gibt man zunächst einen negativen Radius ein, danach eine Modifikation mit einem positiven Radius. Durch Vergleich der Zahnformen kann kontrolliert werden, ob die Form herstellbar ist, bzw. eine herstellbare Form kann mit den zwei Schritten abgeleitet werden.

15.9.2.35 Modifikation für Stossrad

Durch den Spanwinkel und den Freiwinkel des Stossrades ergibt sich eine Verzerrung der Zahnform in der Projektion des Stossrades auf die Horizontal-Ebene.
Die Umrechnung, die hier durchgeführt wird, verzerrt die Zahnform in der Horizontalebene so, dass beim gefertigten Stossrad dann die Projektion wieder die exakte Zahnform ergibt.
Durch Wegschleifen mit Winkel ϕ (Spanwinkel) verschiebt sich Q nach P (siehe Abbildung 15.88). Wenn die Projektion P' stimmen soll (exakte Kontur in der Horizontalebene), muss in der H-Ebene P = Q sein.

$PP' = \left(r_a - r_p\right) \cdot \tan\left(\phi\right)$	(12.22)
$P'Q = \left(PP'\right) \cdot \tan\left(\xi\right)$	(12.23)
$somit: \; P'Q = \left(r_a - r_p\right) \cdot \tan\left(\phi\right) \cdot \tan\left(\xi\right)$	(12.24)

wobei

ϕ	Spanwinkel
ξ	Kopffreiwinkel im Axialschnitt
M	Stossrad-Mittelachse
r_a	Kopfkreisradius Stossrad
r_p	Koordinate des Punkts P

Umrechnung der Zahnform:

Gegeben:	Exakte Zahnform in Polarkoordinaten P = r (Winkel)
Gesucht:	Zahnform in H-Ebene P' = r' (Winkel)
Lösung:	r' = r + tan(ϕ) . tan(ζ)(r_{a-r})

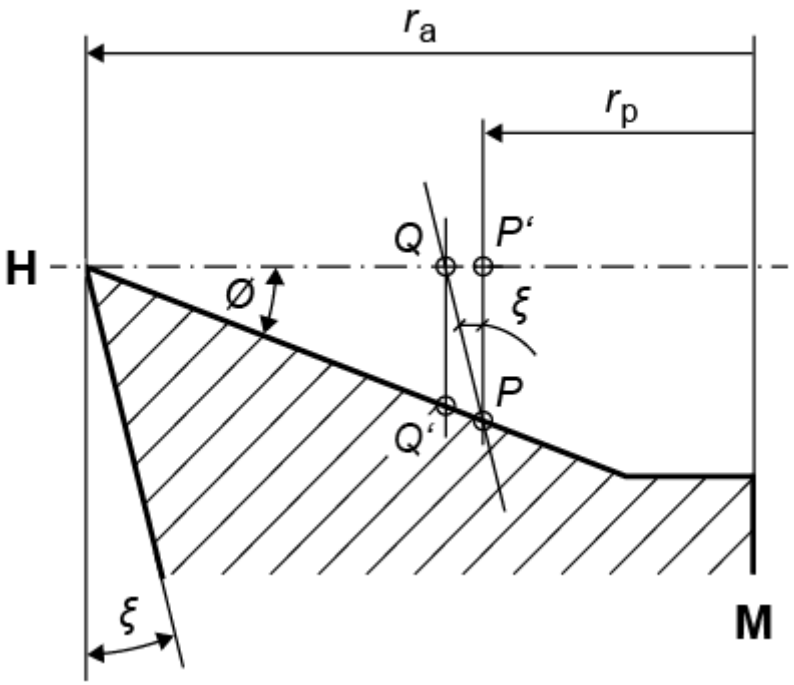


Abbildung 15.88: Profil Stossrad

15.10 Asymmetrische Zahnräder

Für die Berechnung asymmetrischer Zahnräder ändern Sie im Tab **Basisdaten** die **Zahngeometrie** zu **asymmetrisch**. Die Benutzeroberfläche wurde geändert, um die Möglichkeit der Eingabe zusätzlicher Parameter für die Berechnung asymmetrischer Zahnräder zu schaffen (Eingriffswinkel, Bezugsprofil, Modifikationen, ...).

Die Festigkeitsberechnung asymmetrischer Zahnräder kann nach ISO 6336, VDI 2545, VDI 2736 und GB/T 44846-2024 erfolgen. Die Berechnungsmethoden werden allerdings an asymmetrische Zahnformen in Anlehnung an die Literatur [34] angepasst. Die Berechnung wird zweimal durchgeführt: einmal für die rechte und einmal für die linke Seite (dabei wird allerdings das besondere Berechnungsverfahren für asymmetrische Zahnräder zugrunde gelegt).

Je nach Auswahl der Arbeitsflanke werden die entsprechenden Flankenergebnisse in den Grafiken dargestellt.

Derzeit stehen nicht alle Funktionen für asymmetrische Zahnräder zur Verfügung (im Vergleich zu symmetrischen Stirnrädern). So ist bei asymmetrischen Zahnrädern beispielsweise keine Vorbearbeitung möglich.

Eine Übersicht über Vor- und Nachteile von asymmetrischen Zahnrädern ist in [35] zu finden.

15.11 Rollout-Berechnung

Die Rollout-Analyse ist ein Tool mit erweiterten Auslegungsfunktionen für Wälzfräser. Mit dieser Berechnung kann eine Überprüfung der aktuellen Toleranzgrenzen und Toleranzbereiche eines Abwälzfräsers vorgenommen sowie eine Bewertung durchgeführt werden, die den Einfluss dieser Werte auf den Zahnradfertigungsprozess zeigt.

Die Rollout-Berechnung berücksichtigt drei unterschiedliche Bedingungen: **minimal, definiert**, **maximal** und bietet damit eine umfassende Betrachtung der Fertigungsvariationen. Diese Funktionalität ist besonders hilfreich, um kritische Toleranzkombinationen bereits früh in der Designphase zu erkennen und damit die Optimierung der Werkzeugleistung und die Verbesserung der Verzahnungsqualität zu unterstützen.

Die Rollout-Analyse ist für Stirnradverzahnungen verfügbar und kann zum aktuellen Zeitpunkt nur auf Abwälzfräser angewendet werden. Für die Aktivierung dieser Option gehen Sie wie folgt vor:

1. Öffnen Sie den Tab **Bezugsprofil**
2. Setzen Sie den Werkzeugtyp auf **Abwälzfräser**
3. Konfigurieren Sie das Werkzeug entsprechend Ihren Anforderungen.

► **Hinweis:**

Wenn ein Projekt mehrere Zahnräder umfasst, stellen Sie sicher, dass für die Rollout-Analyse der Abwälzfräser für jedes Zahnrad separat festgelegt ist.

15.11.1 Einstellungen der Benutzeroberfläche

Der Tab **Rollout** ist in die folgenden Hauptbereiche unterteilt:

- **Abwälzfräsertoleranzen**
- **Aufmassbedingungen**
- **Durchmesservorgaben**
- **Optionen**

Der Aufbau ist in der Abbildung (siehe Abbildung 15.89) gezeigt. Die einzelnen Bereiche und Funktionen werden in den nächsten Abschnitten erläutert.

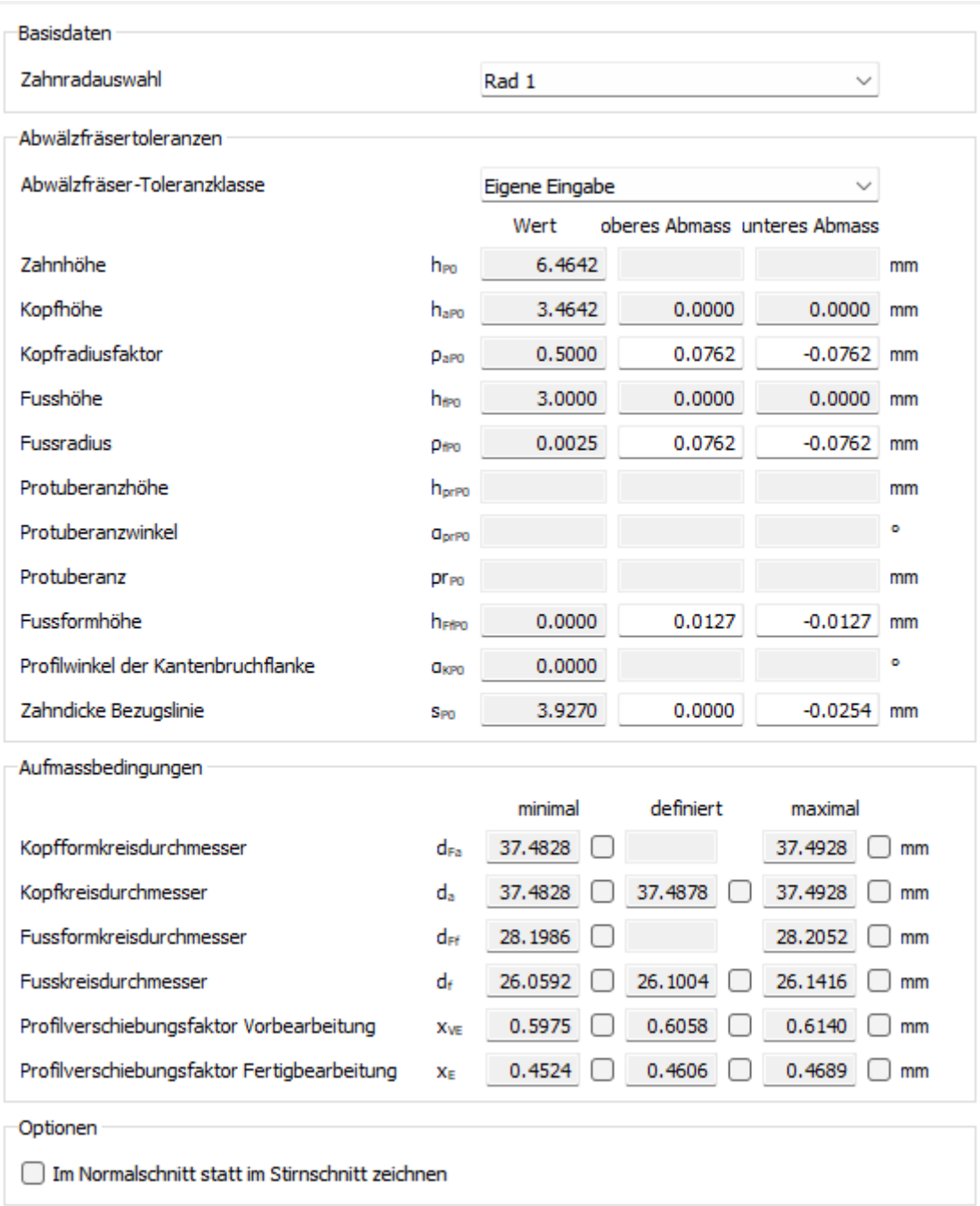


Abbildung 15.89: Tab Rollout

15.11.1.1 Abwälzfräsertoleranzen

Die Toleranzen für Abwälzfräser sind nach internen Normen vorgegeben und können aus einer Dropdownliste ausgewählt werden. Die Eingabefelder sind für die Dateneingabe gesperrt.

Für die manuelle Eingabe der Toleranzen wählen Sie aus der Dropdownliste die Option **Eigene Eingabe**.

► **Hinweis:**

- Die Basisdaten der Abwälzfräserparameter müssen im Tab **Bezugsprofil** konfiguriert werden.
- Die Toleranzen werden ausschliesslich im Tab **Rollout** verwaltet.
- Alle Standardparameter des Abwälzfräsers im Tab **Rollout** stimmen mit den Werten im Tab **Bezugsprofil** überein.
- In der Software sind Toleranzgrenzwerte hinterlegt, die ein sinnvolles Verhältnis zwischen den Toleranzen und den anderen Werten gewährleisten.

15.11.1.2 Aufmassbedingungen

Dieser Bereich wird angezeigt, wenn im Tab **Bezugsprofil** die Einstellung **Vorbearbeitung** definiert ist. Durchmesser und Profilverschiebungen für die Vor- und Fertigbearbeitung können in diesem Bereich festgelegt werden.

15.11.1.3 Durchmesservorgaben

Dieser Bereich wird angezeigt, wenn im Tab **Bezugsprofil** ausschliesslich **Fertigbearbeitung** gewählt ist. Wie im Bereich **Aufmassbedingungen**,können in diesem Bereich Durchmesser und Profilverschiebungen definiert werden.
Für die manuelle Bearbeitung der Eingabefelder, aktivieren Sie die entsprechende Checkbox.

15.11.1.4 Optionen

In diesem Bereich können Voreinstellungen für die Rollout-Parameter sowie zusätzliche Einstellungen und Anpassungsoptionen für die Berechnung vorgenommen werden.

15.11.2 Berechnung

Unter Berücksichtigung der kritischen und definierten Toleranzkombinationen führt KISSsoft umfangreiche Berechnungen für jede Bedingung (minimal, definiert, maximal) durch. Als Resultat wird die endgültige Zahnform erzeugt, unter anderem mit den folgenden Schlüsselparametern:

- Kopfformkreisdurchmesser
- Fussformkreisdurchmesser
- maximaler Unterschnittdurchmesser
- maximaler Unterschnittbetrag
- Zahndicke an verschiedenen Schnitten

Für jeden Bedingungsfall (**minimal**, **definiert**, **maximal**) werden unterschiedliche Vorgaben berücksichtigt, die in den folgenden Tabellen für Zahnräder mit Vorbearbeitung (siehe Tabelle 15.22) und für Zahnräder ohne Vorbearbeitung (siehe Tabelle 15.23) dargestellt sind.

Eingabe	Definiertes Aufmass	Maximales Aufmass	Minimales Aufmass
Zahndicke Fertigbearbeitung	Definiert	Untergrenze	Obergrenze
Zahndicke Vorbearbeitung	Definiert	Obergrenze	Untergrenze
Zahndicke Abwälzfräser	Definiert	Obergrenze	Untergrenze
Kopfradius Abwälzfräser	Definiert	Untergrenze	Obergrenze
Protuberanzbetrag Abwälzfräser	Definiert	Untergrenze	Obergrenze
Kantenbruchflanke Abwälzfräser: Nichtüberschneidendes Werkzeug Überschneidendes Werkzeug	 Definiert Definiert	 Obergrenze Obergrenze (neg. Toleranz)	 Untergrenze Untergrenze (pos. Toleranz)
Abwälzfräser S+F (Kopfhöhe): Nichtüberschneidendes Werkzeug Überschneidendes Werkzeug	 Definiert Definiert	 Definiert Untergrenze	 Definiert Obergrenze
Höhe Abwälzfräser: Nichtüberschneidendes Werkzeug Überschneidendes Werkzeug	 Definiert Definiert	 Definiert Untergrenze	 Definiert Obergrenze

Tabelle 15.22: Abwälzfräserparameter für Zahnräder mit Vorbearbeitung

Eingabe	Definiertes Aufmass	Maximales Aufmass	Minimales Aufmass
Zahndicke Fertigbearbeitung	Definiert	Obergrenze	Untergrenze
Zahndicke Abwälzfräser	Definiert	Obergrenze	Untergrenze
Kopfradius Abwälzfräser	Definiert	Obergrenze	Untergrenze
Protuberanzbetrag Abwälzfräser	Definiert	Untergrenze	Obergrenze
Kantenbruchflanke Abwälzfräser: Nichtüberschneidendes Werkzeug Überschneidendes Werkzeug	 Definiert Definiert	 Obergrenze Obergrenze (neg. Toleranz)	 Untergrenze Untergrenze (pos. Toleranz)
Abwälzfräser S+F (Kopfhöhe): Nichtüberschneidendes Werkzeug Überschneidendes Werkzeug	 Definiert Definiert	 Definiert Untergrenze	 Definiert Obergrenze
Höhe Abwälzfräser: Nichtüberschneidendes Werkzeug Überschneidendes Werkzeug	 Definiert Definiert	 Definiert Untergrenze	 Definiert Obergrenze

Tabelle 15.23: Abwälzfräserparameter für Zahnräder ohne Vorbearbeitung

15.11.3 Grafik

Die Grafiken sind im Menü **Grafik > Geometrie 2D > Rollout** abrufbar und bilden die erzeugten Zahnformen wie auch die Toleranzbedingungen ab. Alle drei Bedingungen (**minimal**, **definiert**, **maximal**) können gleichzeitig oder einzeln betrachtet werden. Zudem können sie so angepasst werden, dass die Durchmesser für eine einfachere Analyse auf dem Display ein- und ausgeblendet werden können. Unterschnitte und Abweichungen von der Soll-Zahngeometrie können mithilfe dieser Visualisierung schnell erkannt werden.

15.12 Kontaktanalyse

Die Eingriffslinie wird unter Berücksichtigung der Last berechnet. Dabei wird auch der Breitenlastfaktor $K_{H\beta}$ nach der genaueren Methode gemäss ISO 6336-1 Anhang E berechnet. Die Steifigkeit des Zahneingriffes wird dabei entweder nach Weber/Banaschek [23], ISO 6336-1 oder **Eigene Eingabe** berechnet (siehe Unterkapital Kontaktanalyse/Breitenlastfaktor im Hauptkapitel Einstellungen).
Die Berechnungsergebnisse können im Protokoll oder im Menü Grafik > Kontaktanalyse eingesehen werden. Durch die Kontaktanalyse wird wahlweise der Drehwegfehler als Länge auf der Eingriffslinie in µm oder der Drehwinkelfehler als Winkel am getriebenen Rad in ° berechnet.

Auflösung

Bei der Auflösung kann zwischen den Stufen ‚Eigene Eingabe', ‚niedrig', ‚mittel', ‚hoch' und ‚sehr hoch' gewählt werden. Die Auflösung definiert das Abbruchkriterium ε (10^-3 bis 10^-6) der Konvergenzbedingung

$$\left|\frac{T_c}{T_n} - 1\right| \leq \varepsilon$$

T_c= Berechnetes Drehmoment
T_n= Nominelles Drehmoment

der Kontaktanalyse und die Anzahl der Scheiben des diskretisierten Modells (siehe Kapitel Theorie der Kontaktanalyse). Die Anzahl der Scheiben wird automatisch in Abhängigkeit der Zahnradgeometrie und der gewählten Auflösung bestimmt. Je höher die gewählte Auflösung ist desto höher ist die Anzahl der automatisch festgelegten Scheiben. Die Anzahl der Schritte, Scheiben und Teilungen kann auch manuell eingegeben werden indem bei der Rechengenauigkeit auf ‚Eigene Eingabe' gestellt und auf den nebenstehenden Plusknopf geklickt wird. Die Anzahl der eingegebenen Schritte gilt pro Teilung.

Teillast und Lastfaktoren

Für die Belastung kann der Faktor 'Teillast für Berechnung Wt' eingegeben werden. Die Teillast wird sowohl in der Berechnung der Wellendeformation als auch in der Berechnung des Nominaldrehmomentes berücksichtigt. Die Teillast kann mittels der Auswahl **Lastfaktoren berücksichtigen** mit den ISO-Faktoren K_A, K_γ, und K_v skaliert werden. Für eine ISO-konforme Berechnung muss die Auswahl **Lastfaktoren berücksichtigen** auf ‚$K_AK_\gamma K_v$' gesetzt werden. Das Feld 'Resultierender Teillastfaktor W't' zeigt die für die Kontaktanalyse verwendete resultierende Teillast an.

Wird die Option **Lastkollektiv berücksichtigen** aktiviert, rechnet die Kontaktanalyse mit einem im Tab **Belastung** definierten Lastkollektiv. Zur Berücksichtigung einzelner Lastkollektivelemente muss im Tab **Belastung** das Element mit der Option **Nur ein Element der Lastkollektive berücksichtigen** gewählt werden. Unter Berücksichtigung von Lastkollektiven ändert sich die Konfiguration des treibenden Rades, der Arbeitsflanke und des Drehsinns - je nach Vorzeichen des Lastkollektivelements.

Reibungskoeffizient

Ist ein 'Reibungskoeffizient' definiert, berechnet die Kontaktanalyse die Verlustleistung mittels der Reibkraft Fr. Mit dem Auslegungsknopf rechts neben dem 'Reibungskoeffizienten' kann der Reibungskoeffizient nach ISO/TS 6336-22 ausgelegt werden. Die Auslegung des Reibungskoeffizienten berücksichtigt die in der Kontaktanalyse verwendete Teillast inklusive der Lastfaktoren. Der Reibwert zwischen den Flanken wird als konstant während dem Zahneingriff angenommen.

Rundlauffehler

Hier kann der Rundlauffehler Fr vorgegeben werden. Dieser wird als Änderung des Achsabstandes in der Kontaktanalyse berücksichtigt. Es sollte immer über die gleichnamige Auswahlliste sowohl eine Berechnung mit positivem als auch mit negativem Rundlauffehler durchgeführt werden.

$$F_r = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{r2}^2}$$



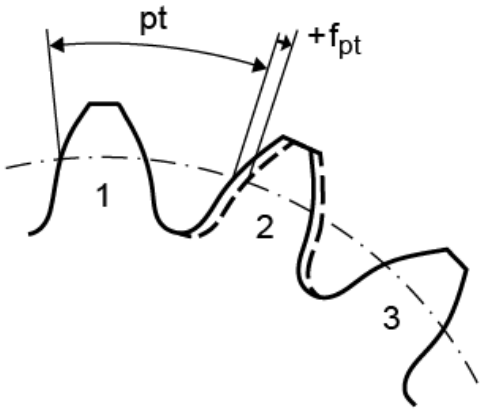
Teilungs-Einzelabweichung

Hier kann die Teilungs-Einzelabweichung $f$pt vorgegeben werden. Der Vorschlag für die Teilungs-Einzelabweichung, die sowohl mit positivem wie mit negativem Vorzeichen angebenen werden kann, wird berechnet. Die Resultate werden dann für den Fall eines zu grossen bzw. zu kleinen Abstandes ausgegeben. Bei der Berücksichtigung der Teilungs-Einzelabweichung wird die Kontaktanalyse über zwei Teilungen ausgeführt.

Hinweis:

Wird eine zu grosse Teilungs-Einzelabweichung im Verhältnis zur Teillast gewählt, kann es zu nummerischen Problemen kommen.

$$f_{pt} = \sqrt{f_{pt1}^2 + f_{pt2}^2}$$



Herstellabweichung

Der Einfluss von Herstellungsfehlern (fpar, ΣfHβ) wird mit der Dropdownliste "Herstellabweichungen" im Tab **Kontaktanalyse** berücksichtigt.

Durch Herstellungsfehler wird der Flankenspalt in der normalen Flankenrichtung vergrössert.

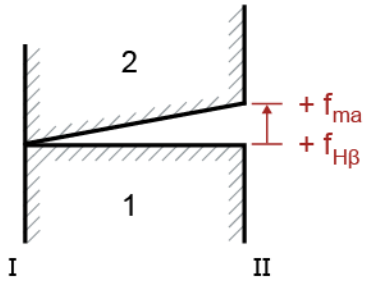


Abbildung 15.90: Abbildung: Definition der positiven Richtung von Herstellungsfehlern fma und fHβ

Es wird eine lineare Fehlerverteilung angenommen, so dass der Herstellungsfehler auf Seite I gleich 0 und auf Seite II maximal ist und linear entlang der Zahnbreiten zunimmt. Herstellungsfehler werden paarweise entweder positiv oder negativ berücksichtigt.

Achsabstand und Achsabstandstoleranz
Das Feld 'Achsabstand' zeigt den für die Berechnung verwendeten Achsabstand an. Dieser entspricht in der Auswahlliste entweder der 'Achsabstandstoleranz', den drei Achsabstandsabmassen (unteres/mittleres/oberes) oder dem Nenn- bzw. benutzerdefinierten Achsabstand.

Verschleiss
Die Verschleissiteration erlaubt es, den Verschleiss entlang der Zahnflanke genauer zu bestimmen, da mehrere Schritte der Kontaktanalyse mit der verschlissenen Zahnflanke durchgeführt werden. Dies hat allerdings zur Folge, dass sich die Rechenzeit stark erhöht. Um diese Option auszuwählen, ist die Check-Box **Verschleiss iterativ bestimmen** auszuwählen.
Es kann der maximal zulässige Verschleiss pro Schritt eingegeben werden. Bei der folgenden Kontaktanalyse wird nach der Berechnung einer Iteration die Lebensdauer soweit reduziert, dass nur der maximal zulässige Verschleiss aufgebracht wird. Im nächsten Schritt der Kontaktanalyse wird die Zahnform mit Verschleiss berücksichtigt. Das Verfahren wird wiederholt, bis die Gesamtlebensdauer erreicht ist.

In den Berechnungseinstellungen (Tab **Kontaktanalyse**) kann festgelegt werden, wie stark die Ergebnisse der iterativen Verschleissberechnung geglättet werden sollen.

Konische Profilverschiebungsfaktoren
Ist diese Option (**Berechnung -> Einstellungen ->** Tab **Kontaktanalyse**) aktiviert, können die Profilverschiebungsfaktoren im Tab **Basisdaten** überschrieben werden und, bezogen auf das Rad 1, die Zahnradpaarung mit einer konischen Profilverschiebung versehen werden. Zusammen mit einem Breitenversatz kann somit das Spiel der Verzahnung reduziert werden.

15.12.1 Theorie der Kontaktanalyse

Der Kontaktanalyse liegt die Theorie der Deformation δ der Zahnpaare im Eingriff nach Weber/Banaschek [23] zugrunde. Diese lässt sich in drei Komponenten aufteilen:

- Radkörperverformung
- Biegung
- Hertz'sche Abplattung

Biegung:

$$\delta_z = \frac{F_{bti}}{b}\cos^2\alpha_{Fy}\frac{1-\nu^2}{E}\left[12\int_0^{y_p}\frac{(y_p-y)^2}{(2x')^3}dy+\left(\frac{2.4}{1-\nu}+\tan^2\alpha_{Fy}\right)\int_0^{y_p}\frac{dy}{2x'}\right]$$

Radkörperverformung:

$$\delta_{RK} = \frac{F_{bti}}{b}\cos^2\alpha_{Fy}\frac{1-\nu^2}{E}\left[\frac{18}{\pi}\frac{y_p^2}{\bar{s}_{f20}^{-2}}+\frac{2(1-2\nu)}{1-\nu}\frac{y_p}{\bar{s}_{f20}}+\frac{4.8}{\pi}\left(1+\frac{1-\nu}{2.4}\tan^2\alpha_{Fy}\right)\right]$$

Hertz'sche Abplattung:

$$\delta_{H1,2} = \frac{F_{bti}}{\pi b_g}\left[\left|\frac{1-\nu_1^2}{E_1}\ln\left(\frac{b_H^2}{4t_1^2}\right)+\frac{\nu_1(1+\nu_1)}{E_1}\right|+\left|\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\ln\left(\frac{b_H^2}{4t_2^2}\right)+\frac{\nu_2(1+\nu_2)}{E_2}\right|\right]$$

Die Gesamtverformung δ bewirkt eine Verschiebung des Kontaktpunktes entlang der Eingriffslinie und eine Verlängerung der theoretischen Eingriffsstrecke zur tatsächlichen Eingriffsstrecke. Die Profilüberdeckung ist unter Last somit grösser als im lastfreien Zustand.

Aus den einzelnen Verformungsanteilen und der Normalkraft lassen sich durch die Federgleichung F=δ*C die Komponenten der Einzeleingriffssteifigkeit berechnen. Für die Zahnpaarfedersteifigkeit eines Zahnpaares im Eingriff gilt:

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_{B1}} + \frac{1}{C_{R1}} + \frac{1}{C_{H1/2}} + \frac{1}{C_{R2}} + \frac{1}{C_{B2}}$$

15.12.2 Asymmetrische Verzahnungen in der Kontaktanalyse

Wird die Kontaktanalyse mit einer asymmetrischen Verzahnung ausgeführt, werden alle Verformungskomponenten mit einer Anpassung der Weber/Banaschek [23] Formeln nach Langheinrich [24] gerechnet. Dies bedeutet im Wesentlichen, die vereinfachte Annahme der symmetrischen Zahndicke nach Weber/ Banaschek [23] x' durch die tatsächliche Zahndicke S_{zy} auszutauschen und die Berechnung der Einspannstelle and die neuen Gegebenheiten, nach [24] anzupassen.

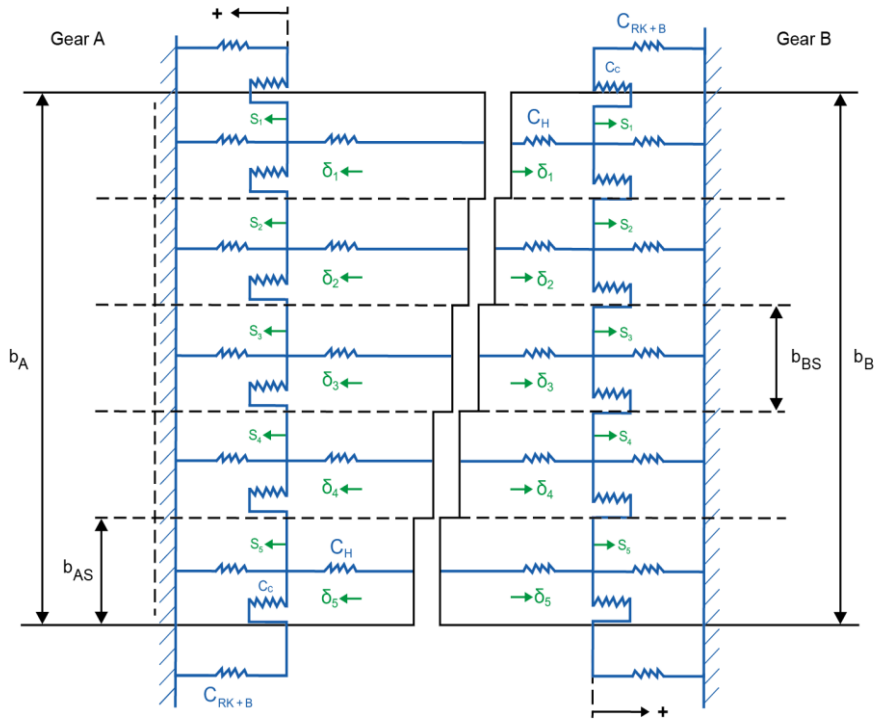
15.12.3 Diskretisiertes Modell

Um die Theorie der Verformung der sich im Zahneingriff befindlichen Zahnpaare nach Weber/Banaschek auf dreidimensionale schrägverzahnte Stirnräder zu übertragen, wird ein diskretisiertes Modell der Verzahnung erzeugt. Hierzu werden die Zähne entlang der Breite in N Scheiben unterteilt und miteinander gekoppelt, je nachdem welches Steifigkeitsmodell in den **Berechnungseinstellungen** ausgewählt wurde.

Wird das Steifigkeitsmodell **Einflusszahlen** ausgewählt, dann tragen alle benachbarten Scheiben zur Gesamtverformung jeder Scheibe bei, wobei näher gelegene Scheiben einen größeren Einfluss auf die betrachtete Scheibe haben. Wird **Steifigkeitskopplung** gewählt, so sind die Scheiben mit den benachbarten Scheiben durch die Torsionssteifigkeit C_c gekoppelt, und jedes Zahnrad hat eine eigene Steifigkeit für jede Scheibe. Bei der Auswahl **Steifigkeitskopplung (kombinierte Steifigkeit)** wird das gleiche Modell verwendet, jedoch verfügt jedes Zahnrad nicht über eine eigene Steifigkeit, sondern verwendet eine kombinierte Steifigkeit von jedem Zahnrad. Ausserdem werden bei dem Modell mit kombinierter Steifigkeit die aufgrund von Breitenversatz und ungleicher Zahnbreite überhängenden Scheiben nicht berücksichtigt.

$$C_c = 0.04N^2 \frac{C_{R+B,i} + C_{R+B,i+1}}{2}$$

0.04: Empirischer Faktor, durch Vergleichsberechnungen mit FEM bestätigt. Dieser Faktor (Kopplungssteifigkeits-Modifikationsfaktor) kann in den **Berechnungseinstellungen** vom Benutzer verändert werden. Diese Möglichkeit besteht nur, wenn als Steifigkeitsmodell nicht **Einflusszahlen** ausgewählt wurde. Das folgende Diagramm zeigt die Verbindungen der Steifigkeitskopplung bei Auswahl **Steifigkeitskopplung**.



15.12.4 Verringerte Steifigkeit an den seitlichen Rändern

Durch die reduzierte Zahndicke im Normalschnitt am Rand einer Schrägverzahnung wird die Biegesteifigkeit des Zahnes an den Rändern verringert.

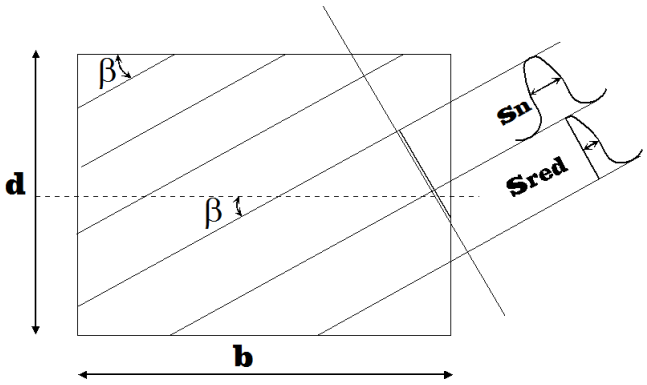


Abbildung 15.91: Darstellung zweier Schnitte bei einer Schrägverzahnung

Wird das Steifigkeitsmodell **Einflusszahlen** gewählt, erfolgt die Berechnung der reduzierten Steifigkeit intern im Modell.

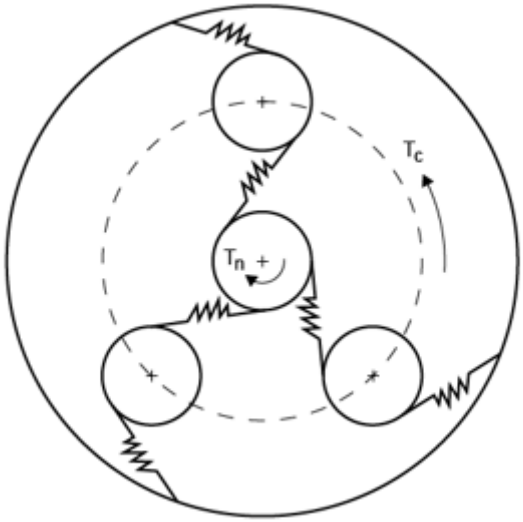
Bei Auswahl einer der beiden Optionen für die Kopplungssteifigkeit, wird die folgende Gleichung verwendet.

$$C_{red} = C\left(\frac{S_{red}}{S_n}\right)^{0.5}$$

Der Exponent 0.5 wurde aus Vergleichsberechnungen mit FEM und LVR evaluiert. Der Benutzer kann den Kehrwert dieses Exponenten (Randabschwächungsfaktor (Buttressing)) nur ändern, wenn das Modell **Einflusszahlen** nicht ausgewählt ist. Dies hat einen massgeblichen Einfluss auf den bei Schrägverzahnungen auftretenden Buttressingeffekt.

15.12.5 Kontaktanalysemodell für Planetensysteme

Bei der Kontaktanalyse von Planetensystemen wird der Planetenträger gegen eine festgehaltene Sonne und ein Hohlrad gedreht. Jeder der N Planeten passt durch die beiden Paarsteifigkeiten, Sonne/Planet und Planet/Hohlrad, seine Drehposition an, sodass sich alle Drehmomente ausgleichen. Auch bei diesem Ansatz wird das System iterativ berechnet, sodass das Drehmoment der Sonne dem Nominaldrehmoment entspricht.



15.12.6 Eingriffsstellung der Kontaktanalyse

Die Kontaktanalyse wird im Normalfall für eine Teilung (bei Planetensystemen für eine Systemperiode) ausgeführt. Die Winkel der Eingriffsstellung der beteiligten Zahnräder wird wie folgt berechnet:

Für ein **Stirnradpaar** ist bei einer Teilung, die Grundeingriffsstellung *i* bei *N* Eingriffsstellungen:

$$\varphi_{Ritzel,i} = -\frac{\pi}{z_{Ritzel}} + i\frac{2\pi}{z_{Ritzel} \cdot N}$$

$$\varphi_{Rad,i} = -\pi + \frac{\pi}{z_{Rad}} - \varphi_{Ritzel,i}\frac{z_{Ritzel}}{z_{Rad}} - TE$$

TE = Drehwegabweichung

Für ein **Planetensystem** ist bei einer Teilung die Grundeingriffsstellung (Sonne und Planetenträger) *¡* bei *N* Eingriffsstellungen:

$$\varphi_p = \frac{2\pi\left(z_S + |z_H|\right)}{z_S \cdot |z_H|}$$

$$\varphi_{C,i} = -\frac{\pi}{z_S} + i\frac{\varphi_p}{N} - \frac{\pi}{2} - TE_c\frac{z_S + |z_H|}{z_S}$$

$$\varphi_{S,i} = \varphi_{C,i} + \tan^{-1}\frac{c_y}{c_x} - \varphi_{C,i}\frac{z_S + |z_H|}{z_S} - \frac{s_n}{d_w}$$

dabei gelten:

p = Systemperiode

C = Planetenträger

S = Sonne

H = Hohlrad
*TE*c = Drehwegabweichung, Planetenträger
*s*n = Zahndicke, Sonne
*d*w = Wälzkreisdurchmesser
*c*x,y = Position des ersten Planeten im kartesischen Koordinatensystem

15.12.7 Resultate exportieren

Alle Resultate der Kontaktanalyse können nativ via SKRIPT oder, bei Verwendung der COM-Schnittstelle, serialisiert abgerufen werden. Die Resultate können dann mit anderen Programmen, z.B. Excel oder Matlab, weiterverarbeitet werden. Um die Daten nativ via SKRIPT abzurufen, kann, zum Beispiel, `caResults.StepCAData[GearPair][Step].slices[Slice].resultname` verwendet werden. Sollen die Daten mit der COM-Schnittstelle abgerufen werden, muss die Funktion `RetrieveContactAccessResults(GearPair,ResultID)` verwendet werden.

```
//Sript example:
// Calculate contact analysis
CalculateCA()
// Retrieve result via native variable access, e.g. Normalload
number Fn = caResults.StepCAData[0][0].slices[0].tooth[0].Fn
Write (Fn)
// Or retrieve result via RetrieveContactAnalysisResults function
available in all tools and languages supporting MS COM-Interface
number[][] result = RetrieveContactAnalysisResults(0,17)
Write(result[0][0])
```

Weiter Beispiele sowie eine ausführliche Liste aller abrufbaren Resultate kann auf Anfrage über den KISSsoft Support bezogen werden.

15.13 Zahnradpumpe

Die Berechnung des Transportvolumens kann ohne Berücksichtigung des Rückführvolumens bereits bei der normalen Berechnung durchgeführt werden. Die Parameter dazu finden Sie im Eingabefenster Basisdaten (siehe Kapitel 15.1, Basisdaten). Aktivieren Sie dazu die Checkbox **Berechnung des Fördervolumens für Zahnradpumpen** im Tab **Berechnungen** des Fensters **Einstellungen**, das sie über das Menü **Berechnung** erreichen.

Über das Menü **Berechnung** kann im Tab **Zahnradpumpe** eine detailliertere Berechnung durchgeführt werden.

Die Veränderungen der wichtigen Parameter einer Pumpe während des Zahneingriffs werden berechnet und dargestellt. Dazu gehören geometrische Parameter wie das eingeklemmte Volumen (zwischen zwei Zahnpaaren im Eingriff, Rückführvolumen), das Volumen mit kritischer Zuflussfläche (Ölzustrom sollte möglichst kontinuierlich sein), engste Stelle (kleinster Abstand zwischen dem ersten Zahnpaar ohne Berührung), Zuflussgeschwindigkeit, Ölzufluss beim Eingang (mit Fourieranalyse zur Beurteilung der Geräuschentwicklung), Volumen unter Eingangsdruck. Weitere wichtige Ausgaben sind der Verlauf des Drehmomentes an beiden Zahnrädern, der Verlauf der Hertzschen Pressung σ_H, der Gleitgeschwindigkeit v_g und der Verschleisskenngrösse $\sigma_H \cdot v_g$. Bei der

Berechnung der Kräfte kann die Hertzsche Abplattung im Zahnkontakt mitberücksichtigt werden, da dieser Effekt einen beträchtlichen Einfluss hat. Das eingeklemmte Volumen ist - abhängig von der Pumpenkonstruktion - unter Eingangs- oder Ausgangsdruck, dies wird durch eine entsprechende Eingabe bestimmt und hat einen bedeutenden Einfluss auf den Drehmomentverlauf. Wenn sich das eingeklemmte Volumen verkleinert, steigt der Druck momentan in diesem Volumen sehr stark an. Dies bewirkt hohe pulsierende Kräfte auf die Lagerung und erzeugt damit Lärm. Durch das Anbringen einer Druckentlastungsnut kann der Druckanstieg vermieden werden. Berechnung und Darstellung des Druckverlaufs im eingeklemmten Volumen sind deshalb sehr nützlich.

Die Berechnung erlaubt die Analyse von beliebigen Stirnrädern mit evolventischen und nicht-evolventischen Zahnformen. Die einzige wesentliche Restriktion besteht zur Zeit noch in der Beschränkung auf Geradverzahnungen.

Optimierungsstrategien für Zahnradpumpen

Wichtige und kritische Probleme bei Zahnradpumpen sind

- Lärm
- Wirkungsgrad
- Baugrösse
- Verschleiss

Im Folgenden finden Sie einige Hinweise, nach welchen Kriterien Pumpen beurteilt werden können.

- Lärm:
  Die Variation des Durchflusses in der Pumpe erzeugt Lärm in den Leitungen. Der Durchfluss (Q) sollte deshalb möglichst kontinuierlich sein. Das eingeschlossene Volumen (V1) sollte beim Abwälzen nicht verkleinert werden, da dadurch der Druck in V1 massiv ansteigt und dynamische Kräfte auf Lager und Wellen erzeugt. Durch präzise Auslegung von Entlastungsnuten kann dieser Effekt verringert werden. Die Zufluss-Geschwindigkeit des Öls durch die engste Stelle sollte möglichst niedrig gehalten werden.
- Wirkungsgrad:
  Das Rückführvolumen sollte möglichst klein gehalten werden.
- Baugrösse:
  Die KISSsoft-Feinauslegung bietet eine sehr effiziente Methode, um ein möglichst hohes Fördervolumen bei gegebener Baugrösse zu erreichen.
- Verschleiss:
  Der Verlauf der Verschleisskenngrösse sollte beachtet werden (Gleitgeschwindigkeit und Hertzsche Pressung zwischen den Zahnflanken)

► **Hinweis:**

Ausführliche Informationen zur Zahnradpumpenberechnung finden Sie auch im Dokument KISSsoft-anl-035-E-GearPumpInstructions.doc [36] (auf Anfrage).

- Das Zahnradpumpen-Protokoll zeigt das Eingangsdrehmoment am Rad 1 [T1] und das von Rad 1 zu Rad 2 übertragene Drehmoment [T1Contact].

- Für die Festigkeitsberechnung und die Kontaktanalyse ist das Drehmoment im Kontakt zu verwenden (berechnet aus P_{out} und P_{in}). Dieser muss im Tab **Basisdaten** eingegeben werden.
- Die Gesamtleistung [P] und das Drehmoment [T1] am Pumpeneingang werden nur im Zahnradpumpen-Protokoll dokumentiert, sonst aber nicht weiter verwendet. Alle Grafiken unter **Grafik > Zahnradpumpe** basieren auf dem Druck. Der Drehmomentverlauf in der Grafik ist das Eingangsdrehmoment [T1].
- Schrägverzahnungen werden nicht berücksichtigt. Die äquivalente Geradverzahnung wird verwendet.
- Für schrägverzahnte Pumpen gilt εα >=1+εβ; andernfalls tritt hydraulischer Kurzschluss auf. Markant lärmreduzierende Effekte werden nur erreicht, wenn εβ = 1 ist. Somit sollte eine Hochverzahnung mit εα > 2 eingesetzt werden.

15.14 Betriebsflankenspiel

Zusätzlich zur Berechnung des theoretischen Flankenspiels erfolgt nach DIN 3967 die Berechnung des Abnahmeflankenspiels (Berücksichtigung der Verzahnungsabweichungen, Achsschränkung nach ISO 10064 oder DIN 3964 (siehe Tabelle 15.24), Form- und Lageabweichung) und des Betriebsflankenspiels (Berücksichtigung der Temperaturunterschiede zwischen Rädern und Gehäuse). Für die Berechnung des Betriebsflankenspiels wird die Eingabe eines Temperaturbereichs für die Zahnräder und das Gehäuse, sowie die maximale und die minimale Temperaturdifferenz zwischen beiden benötigt. Es werden zwei Fälle gleichzeitig berechnet, der Fall der zu maximalem Betriebsflankenspiel führt (bei den gegebenen Temperaturen) und der Fall der zu minimalem Betriebsflankenspiel führt.

Bei Modul < 1 erfolgt zusätzlich die Berechnung des statistisch bewerteten Verdrehflankenspiels nach DIN 58405.

Die Spielverminderung durch Verzahnungs-Einzelabweichungen wird mit den Toleranzen Fb, Ff und fp nach dem entsprechenden Gütegrad bestimmt.

Bei Schraubrädern wird die Spielverminderung durch Verzahnungs-Einzelabweichungen nicht berücksichtigt.

Der Einfluss des Rundlauffehlers kann zusätzlich berücksichtigt werden. Dabei wird für Modul < 1 anstelle des Rundlauffehlers Fr die Wälz-Rundlaufabweichung verwendet, welche mit der Näherungsformel Fr = Fi" - fi" bestimmt wird.

Lagermitten-abstand L_G (Nennmass) in mm	**Achslage - Genauigkeitsklasse**											
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**
bis 50	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63
über 50 bis 125	6	8	10	112	16	20	25	32	40	50	63	80
über 125 bis 280	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100
über 280 bis 560	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125

über 560 bis 1000	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160
über 1000 bis 1600	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200
über 1600 bis 2500	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250
über 2500 bis 3150	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320

Tabelle 15.24: Achsschränkung nach DIN 3964, Werte in [mm]

Gemäss der Tabelle (siehe Tabelle 15.24) wird aus den Werten der Eingabefelder Genauigkeit der Achslage und Lagermittenabstand die Achsschränkung nach DIN 3964 ermittelt. Die Berechnung der Flankenspiele erfolgt gemäss DIN 3967.

Verdrehflankenspielberechnung:

Das Verdrehflankenspiel wird nach DIN 3967 mit nachfolgender Formel am Teilkreis berechnet:

$$j_t = (-A_s / \cos\beta) + 2 \cdot A_a \cdot \tan\alpha_t$$

Für die Betriebsflankenspielberechnung wird in KISSsoft die genauere Formel im Wälzkreis verwendet:

$$j_t = (-A_s / \cos\beta \cdot \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{wt}}) + 2 \cdot A_a \cdot \tan\alpha_{wt}$$

Auch verminderte Toleranzbereiche für Achsabstand, Zahndicke, Kopf- und Fusskreisdurchmesser, Rundlaufabweichung und Fertigungstoleranzen können berücksichtigt werden.

Eine weitere Besonderheit besteht bei der Flankenspielberechnung von Planetengetrieben. Hier gibt es für den Planeten 2 Wälzkreisdurchmesser (Sonne/Planet und Planet/Hohlrad). Die Wälzkreisdurchmesseränderung durch Wärmedehnung wird hier für den gemittelten Wälzkreis bestimmt.

Als Ergänzung dazu wird auch die Veränderung des Kopfspiels wegen der Wärmedehnung (und der Wasseraufnahme bei Kunststoffen) bestimmt.

Die Dehnungen der Radkörper verändern ebenfalls die Teilung. Sobald die beiden Zahnräder ungleiche Dehnung haben, ergibt sich eine Teilungseinzelabweichung. Die Teilungs-Zunahme oder –Abnahme durch Wärmedehnung wird wie folgt bestimmt:

$$\Delta pt_1 = pt_1 \cdot \alpha_1 \cdot \left(\Theta_1 - \Theta_{ref}\right)$$

$$\Delta pt_2 = pt_2 \cdot \alpha_2 \cdot \left(\Theta_2 - \Theta_{ref}\right)$$

$$fpt = \Delta pt_1 - \Delta pt_2$$

pt: Teilung

a: Wärmeausdehnungskoeffizient

Θ: Temperaturen

fpt: Teilungseinzelabweichung

Bei Kunststoffen kommt zusätzlich noch die Dehnung durch Wasseraufnahme dazu.

15.14.1 Temperaturen

Die **Referenztemperatur** T_{ref} beziffert die Umgebungstemperatur der Fertigung. Die Zahndicken der Eingabe gelten für diese Temperatur.

Der **Temperaturbereich Zahnräder** für die einzelnen Räder bestimmen die Wärmedehnung der einzelnen Räder. Die Radmassentemperatur der Fressberechnung könnte hier als Anhaltspunkt genommen werden.

Der **Temperaturbereich Gehäuse** bestimmt dann zusammen mit dem Wärmeausdehnungskoeffizienten für das Gehäuse die Wärmedehnung für das Gehäuse.

Der **zulässige Temperaturunterschied** definiert den maximal zulässigen Unterschied zwischen Zahnrad- und Gehäusetemperatur.

15.14.2 Relative Wasseraufnahme beim Quellen

Der Wert ist in [%] des Volumens anzugeben. Für die Spielberechnung nach DIN 3967 gilt: Bei Kunststoffen ist die lineare Ausdehnung bei Wasseraufnahme gemäss DIN 3967 etwa 1/3 der Wasseraufnahme. Bei faserverstärkten Kunststoffen jedoch nur circa 1/12 der Wasseraufnahme. Die lineare Ausdehnung bei Wasseraufnahme kann auch mit einem eigenen Wert definiert werden.

15.14.3 Wärmeausdehnungskoeffizient Gehäuse

Dieses Feld dient bei Auswahl eines Werkstoffs aus der Datenbank nur zur Information über den Ausdehnungskoeffzienten des gewählten Gehäusewerkstoffs. Der Wert ist in diesem Fall nicht veränderbar. Steht die Dropdownliste **Gehäusewerkstoff** dagegen auf **Eigene Eingabe** können Sie einen Wert eingeben.

Bei Kunststoffen ist auch möglich, die lineare Ausdehnung des Gehäuses aufgrund der Wasseraufnahme zu definieren.

15.14.4 Biegung der Wellen und Flankenlinienmodifikationen berücksichtigen

Damit diese Option verwendet werden kann, muss die Berechnung der Lastverteilung ($K_{H\beta}$) nach ISO 6336-1, Anhang E, aktiviert sein (damit wird die Wellenbiegung berechnet). Bestimmt wird dann (dokumentiert im Report ‚Breitenlastfaktor') die Stelle mit kleinster Spielveränderung Δjt.i über der Zahnbreite. Bei Lastkollektiven wird der Kleinstwert aus allen Lastkollektivelementen bestimmt. Wenn Δjt.i negativ ist, verringert sich das Betriebsspiel. Damit verändert sich das minimale Betriebsspiel (das maximale Betriebsspiel bleibt unverändert, da dann der lastfreie Zustand dargestellt wird). Wenn Δjt.i positiv ist, vergrössert sich das Betriebsspiel. Damit verändert sich das maximale Betriebsspiel (das minimale Betriebsspiel bleibt unverändert).
Zur Spielveränderung durch Biegung wird nur die Komponente in der Achsebene berücksichtigt, inklusive die Komponente der Flankenlinienmodifikation in Umfangsrichtung. Die Biegekomponente normal zur Achsebene wird nicht berücksichtigt, da sich die Flanken unter Last über der ganzen Zahnbreite anlegen (falls $K_{H\beta} < 2$) und damit keine Spielveränderung bewirken.

15.14.5 Zahnbiegung berücksichtigen

Die Zahnbiegung wird nur berücksichtigt, falls die Linienlast w>=100 N/mm ist (andernfalls ist die Berechnung der Biegung nach ISO 6336 zu ungenau). Die Zahnbiegung wird nur beim minimalen Betriebsspiel berücksichtigt (das maximale Betriebsspiel bleibt unverändert, da dann der lastfreie Zustand dargestellt wird). Ob die Berücksichtigung der Zahnbiegung sinnvoll ist, ist fraglich. Die Berechnung der Biegung ist nur überschlagsmässig und kann dazu führen, dass das Gesamtresultat zu konservativ wird.

15.15 Lehrzahnrad

Dieses Berechnungsmodul in KISSsoft erlaubt die Auslegung und Kontrolle von Lehrzahnrädern.

Für die Zweiflanken-Wälzprüfung wird ein Lehrzahnrad benötigt, welches mit dem zu prüfenden Zahnrad zusammen auf einem Prüfgerät abgewälzt wird. Beim Prüfvorgang werden Prüfrad und Lehrrad leicht zusammengedrückt, so dass sie spielfrei abwälzen. Die Variation des Achsabstandes wird genau gemessen. Die so bestimmte Differenz zwischen Minimal- und Maximalwert ist der Zweiflanken-Wälzfehler. Um eine verbindliche Aussage über das Laufverhalten des Prüfrades nach dem Einbau ins Getriebe zu erhalten, sollte beim Prüfvorgang die aktive Evolvente des Prüfrades möglichst vollständig überwälzt werden. Hingegen muss unbedingt vermieden werden, dass das Lehrzahnrad zu tief in den Fussbereich eingreift: Wenn der Fussformkreis des Prüfrades unterschritten wird, ergibt sich eine Eingriffsstörung, welche das Messresultat massiv verfälscht. Zu jedem Zahnrad einer Berechnung kann die Lehrzahnrad-Auslegung aufgerufen werden. Beim Öffnen der Auslegung wird das passende Norm-Lehrzahnrad nach DIN 3970 vorgeschlagen. Die Berechnung kontrolliert bei maximaler und minimaler Toleranzlage der Zahndicke des Prüfrades, über welchen Bereich der Evolvente abgewälzt wird. Im Protokoll wird ausgegeben, welcher Bereich der aktiven Evolvente geprüft, bzw. nicht geprüft wird. Beim Unterschreiten des Fussformkreises wird gewarnt, dass der Kopfkreis-Durchmesser des Lehrrades verkleinert werden muss. Die Berechnung ist für Stirnräder mit Mindestzähnezahl grösser 4 verfügbar. Über den Button **Speichern** können die Daten des Lehrzahnrades sowie die Paarung Lehrrad-Prüfrad als KISSsoft-Dateien gespeichert werden.

Zweiflankenwälzabweichung berücksichtigen (nach AGMA 2002): Bei der Berechnung des kleinsten Prüf-Achsabstandes [aMin] wird der theoretische Achsabstand gemäss AGMA2002 (Gleichung 8.5) noch um die Zweiflankenwälzabweichung (Vcq nach AGMA 2000) verkleinert. Bei Verwendung von Herstelltoleranzen nach ISO oder DIN wird dafür Fi" genommen.

15.16 AGMA 925

Mittels dieses Eingabefensters kann nach AGMA 925 auf die Fress- und Verschleisswahrscheinlichkeit sowie die Anfälligkeit der Graufleckigkeit geschlossen werden.

Die AGMA 925-A03 *Effect of Lubrication on Gear Surface Distress* berechnet die Verhältnisse im Schmierspalt über dem Zahneingriff. Die AGMA 925 beschreibt die Berechnung der Schmierspalthöhe unter Berücksichtigung von Flankenkrümmung, Schmierstoffeigenschaften, Gleitgeschwindigkeit und örtlicher Pressbelastung. Die Norm berechnet auf dieser Grundlage die Verschleisswahrscheinlichkeit. Verschleissursache ist metallischer Kontakt der Oberflächen bei zu

kleinem Schmierspalt. Die nach Norm berechnete Verschleisswahrscheinlichkeit ist höher als die praktischen Erfahrungswerte.

Die Norm selbst gibt keinen Hinweis auf die Sicherheit gegen Graufleckigkeit. Aus Literatur und Forschungsergebnissen ist aber bekannt, dass die Mindestgrösse des Verhältnis Schmierspalt-zu-Rauhigkeit und das Auftreten von Graufleckigkeit direkt korrelieren. Die Berechnungsmethode kann deshalb eingesetzt werden, wenn eine Verzahnung auf Graufleckigkeit hin optimiert werden soll.

Nach AGMA 925 wird ebenfalls die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Fressen bestimmt. Diese Berechnung beruht auf der gleichen Grundlage (Gleichungen von Blok) wie die Fressberechnung nach dem Blitztemperatur-Kriterium der DIN 3990, Teil 4. Etwas problematisch ist die Bestimmung der zulässigen Fresstemperatur nach AGMA 925, da hier umfassende oder allgemeingültige Hinweise fehlen. Insbesondere fehlt ein Bezug auf die Fresslast-Tragfähigkeitsspezifikation nach FZG-Test. Öle mit wirksamen EP-Zusätzen werden deshalb tendenziell unterbewertet.

Werte für den Druck-Viskositätskoeffizienten α schwanken für typische Getriebeöle im Bereich 0.00725 mm^2/N...0.029 mm^2/N und sind nach AGMA 925-A03 wie folgt definiert:

$\alpha = k \cdot \eta_M^5$	(14.25)

wobei

α	Druck-Viskositätskoeffizient	mm^2/N
k	siehe Table 2 in AGMA 925-A03	-
η_M	Dynamische Viskosität bei Zahntemperatur θM	mPa . s

Die Berechnung des Verschleisses nach Wellauer ergibt in der Praxis zu hohe Werte für das Verschleissrisiko. Deshalb wird die Berechnung nach Dowson (wie im Annex E der AGMA 925) durchgeführt. Im Report stehen die Resultate für beide Methoden.

15.17 Fussspannung mit FEM

15.17.1 2D-FEM-Fussspannung berechnen

Mit dieser Spezialberechnung können die Spannungen am Fuss einer Zahnradflanke unter der Annahme eines ebenen Spannungs- oder Verzerrungszustands mithilfe der FE-Analyse berechnet werden.

Folgende Eingabefelder stehen zur Verfügung:

- **Paarauswahl/Zahnradauswahl** für das zu untersuchende Zahnrad/Paar. Die Paarauswahl steht nur in Modulen mit mehreren Paaren (z.B. Drei-Räder-Kette) zur Verfügung.
- **Randbedingung Zahnradsegment** (Einspannbedingung für FE-Analyse). Die Randbedingungen werden für den Innen-/Aussendurchmesser (bei Aussen- oder Innenzahnrädern) und für die Seiten des Zahnradsegmentes festgelegt. Dem Benutzer

stehen verschiedene Kombinationen aus festen und gleitenden Randbedingungen zur Verfügung.

- **Netzfeinheit FE-Modell** kann mithilfe von sieben Netzfeinheitsstufen definiert werden. Die erste Stufe repräsentiert ein grobes Netz und die letzte ein sehr feines Netz. Mit zunehmender Netzfeinheit wird die Zahnform im FE-Modell genauer nachgebildet, was einen wesentlichen Einfluss auf die Spannungsresultate hat. Es wird empfohlen, die Stufen 1-4 für das erste Auslegungsstadium zu verwenden und die Stufen 5-7 für die finale Auswertung.
- **Spannungskriterium** (Spannungsart, die bei der Suche nach der maximalen Spannung verwendet wird). Dies kann entweder die maximale Hauptspannung oder die Von Mises Spannung sein. Da die Berechnung zur Analyse der Zahnfussbiegespannung dient, wird die Verwendung der maximalen Hauptspannung empfohlen.
- **Annahme für 2D-Modellierung** für den ebenen Zustand. Der Benutzer kann zwischen ebenem Spannungszustand und ebenem Verzerrungszustand wählen. Für übliche Zahnräder wird die Verwendung des ebenen Verzerrungszustandes empfohlen. Der ebene Spannungszustand ist für Zahnräder mit sehr kleiner Zahnbreite (Zahnbreite kleiner als Zahndicke) geeignet.
- **Zähnezahl**, die im FE-Modell mitberücksichtigt werden soll.

Vor der FE-Analyse wird die Last berechnet und am Eingriffspunkt des mittleren Zahns im Kraftangriffswinkel angelegt. Wird die Option **Eingabe der Kraftangriff-Daten** aktiviert, hat der Benutzer die Möglichkeit, die Last, den Kraftangriffsdurchmesser und den Kraftangriffswinkel manuell einzugeben. Unabhängig von der Anzahl der modellierten Zähne steht im FE-Modell nur der mittlere Zahn unter Last. Deshalb ist sein Netz feiner als das Netz der potentiell mitmodellierten benachbarten Zähne (für hohe Netzfeinheitsstufen ist der Unterschied jedoch sehr klein). Die Software erstellt automatisch ein feineres Netz in Bereichen mit Kerben und im Fussbereich des mittleren Zahnes, um dort die Spannungen genauer zu ermitteln.

Bei Schrägstirnrädern wird nach ISO 6336-3 das entsprechende äquivalente Geradstirnrad berechnet und verwendet. Die Daten der äquivalenten Verzahnung können jederzeit exportiert werden (**Datei > Exportieren**).

Die FEM-Resultate sind im KISSsoft-Fenster und im Protokoll verfügbar. Unter **Grafik > FEM > 2D-Resultate (2D-Fussspannung) > Spannung im Fussbereich (mittlerer Schnitt)** wird der Spannungsverlauf (Hauptspannung oder von Mises Vergleichsspannung, je nach Benutzerauswahl) im mittleren Schnitt vom Zahnfuss bis zum Kraftangriffspunkt angezeigt. Unter **Grafik > FEM > FEM-Resultate** ist der modellierte mittlere Schnitt des Zahnrades zu sehen. Weitere Ergebnisse wie Verschiebungen oder Hauptspannungen stehen dem Benutzer zu Ansicht zur Verfügung.

15.17.2 3D-FEM-Fussspannung berechnen

Mit dieser Spezialberechnung können die Spannungen am Fuss einer Zahnradflanke mithilfe der FE-Analyse berechnet werden. Dafür wird ein dreidimensionales FE-Modell gebaut. Da bei dieser Berechnung die gesamte Eingriffsstrecke und die dazugehörige Lastverteilung als Resultat aus der

Kontaktanalyse übernommen werden, ist eine erfolgreiche Durchführung der Kontaktanalyse die Voraussetzung für die Verwendung dieser speziellen Berechnung.
Folgende Eingabefelder stehen zur Verfügung:

- **Paarauswahl/Zahnradauswahl** für das zu untersuchende Zahnrad/Paar. Die Paarauswahl steht nur in Modulen mit mehreren Paaren (z.B. Drei-Räder-Kette) zur Verfügung.
- **Zähnezahl**, die im FE-Modell mitberücksichtigt werden soll.
- **Wellendurchmesser** ermöglicht im Modell die manuelle Definition des Innendurchmessers für Aussenverzahnungen und des Aussendurchmessers für Innenverzahnungen.
- **FE-Grösse** ermöglicht die direkte Eingabe der durchschnittlichen Elementkante. Diese entspricht dem Durchschnittswert aller Kanten der auf der XY-Ebene liegenden Elemente. Ein Standardwert wird anhand der Zahnradabmessungen ermittelt. Mit abnehmender FE-Grösse wird die Zahnform im FE-Modell genauer nachgebildet, was einen wesentlichen Einfluss auf die Spannungsergebnisse hat.
- **Anzahl Eingriffsstellungen pro Teilung** definiert die Anzahl Eingriffsstellungen, für die die Kontaktanalyse durchgeführt werden soll. Es ist die gleiche Einstellung **Anzahl Eingriffsstellungen pro Teilung** wie unter der Auswahloption **Auflösung** in der Kontaktanalyse. Sie entspricht der Anzahl der Lastfälle, die nach der erfolgreichen Kontaktanalyse-Berechnung für die FE-Analyse zur Verfügung stehen.
- **Anzahl Scheiben** definiert die Anzahl der finiten Elemente entlang der Zahnbreite sowie die Anzahl Scheiben in der Kontaktanalyse. Es ist die gleiche Einstellung **Anzahl Scheiben** wie unter der Auswahloption **Auflösung** in der Kontaktanalyse. Gibt man die Anzahl Scheiben direkt ein, wird das entsprechende Feld in der Kontaktanalyse auf die Option **Eigene Eingabe** umgeschaltet..
- **Drehwinkel (Lastfall der Kontaktanalyse)** für die Berechnung. Diese Option erscheint nur nach einer erfolgreich durchgeführten Kontaktanalyse und erlaubt es, den Lastfall für die Berechnung auszuwählen. Die Software schlägt vor, den Lastfall zu berücksichtigen, der zum maximalen Biegemoment im mittleren Zahn führt. Der Benutzer kann ausserdem zwischen allen in der Kontaktanalyse berechneten Positionen auswählen. Die Anzahl der verfügbaren Drehwinkel stimmt mit der **Anzahl Eingriffsstellungen pro Teilung** überein.

Das für die Berechnung verwendete FE-Netz ist immer auf der rechten Seite sichtbar. Bei erfolgreich durchgeführter Kontaktanalyse werden die resultierenden Kontaktkräfte als rote Linien auf dem FE-Netz angezeigt. Diese entsprechen immer dem aktuell ausgewählten Lastfall. Für eine genauere Berechnung der Spannungen wird das Netz im Fussbereich und im Bereich von Kerben automatisch verfeinert.
An den Seiten des Zahnradsegmentes sowie am Innendurchmesser bei Aussenverzahnungen bzw. am Aussendurchmesser bei Innenverzahnungen werden feste Randbedingungen definiert. Der Innen- oder Aussendurchmesser kann mithilfe der Variable **Wellendurchmesser** manuell angepasst werden.

Die FEM-Resultate sind im KISSsoft-Fenster und im Protokoll verfügbar. Im Protokoll werden unter anderem auch die Spannungsergebnisse über die Zahnform aller modellierten Zähne für jede Scheibe dokumentiert. Unter **Grafik > FEM > FEM-Resultate** sind weitere Ergebnisse wie Verschiebungen und Hauptspannungen in 3D verfügbar . Alle Resultate werden im Bereich vom Innen-/Aussendurchmesser bis zum Nutzkreisdurchmesser angezeigt.

15.18 Radkörper

Der Tab **Radkörper,** der über das Menü **Berechnung** aufgerufen werden kann, ermöglicht die Eingaben für die Definition eines Radkörpers, der die Festigkeitsberechnung, die Kontaktanalyse und die Linienlastberechnung nach ISO 6336 Anhang E beeinflusst. Dazu wird zunächst die Topologie des Radkörpers anhand der Option **Zahnkranzdefinition** definiert. Diese entspricht einer der im folgenden Bild gezeigten Möglichkeiten.

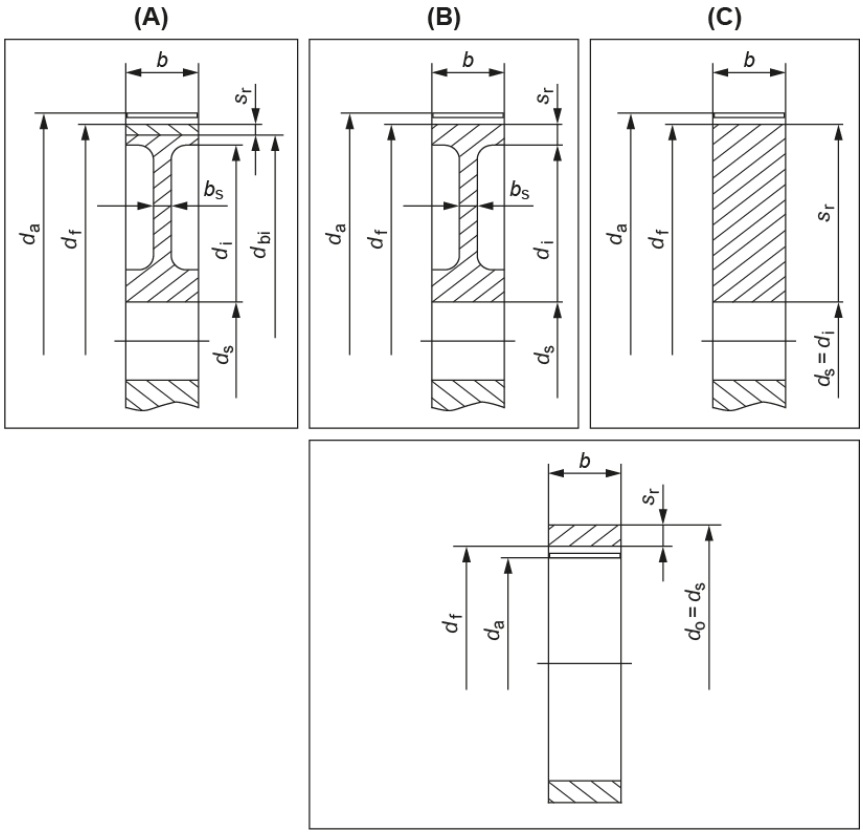


Abbildung 15.92: Unterschiedliche Topologien für einen Radkörper (oben: Aussenräder, unten: Innenräder)

Fall (A) unterscheidet sich von Fall (B) durch einen Zahnkranz zwischen Radkörper und Verzahnung. Zahnkranz und Radkörper können aus unterschiedlichen Materialien bestehen.

In Abhängigkeit von der ausgewählten Topologie stehen weitere Eingabemöglichkeiten zur Verfügung:

- Innendurchmesser d_i

- Innendurchmesser der Bandage d_{bi}
- Zahnkranzdickenfaktor S_{R*}
- Wellendurchmesser d_s
- Stegdickenfaktor $b_s/b*$
- Stegdicke b_s

Der Innendurchmesser wird für die Berechnung des Massenträgheitsmomentes benötigt. Für Fall (B) kann er wahlweise über die Eingabe für d_i oder den Zahnkranzdickenfaktor S_{R*} bestimmt werden. Für Fall (C) gleicht der Innendurchmesser dem Wellendurchmesser.

Für Fall (A) wird der Innendurchmesser der Bandage benötigt. Dieser kann wahlweise über die direkte Eingabe d_{bi} oder den Zahnkranzdickenfaktor S_{R*} bestimmt werden.

Die Zahnkranzdicke S_R hat gemäss ISO oder AGMA einen Einfluss auf die Festigkeit. Falls ein Durchmesser der Bandage d_{bi} eingegeben wird, wird die effektive Zahnkranzdicke S_R aus $(d_f - d_{bi})/2$ bestimmt. Die Zahnkranzdicke S_R wird im Protokoll ausgegeben. Der Einfluss auf die berechneten Sicherheitsfaktoren kann bei dünnen Zahnkränzen bedeutend sein. Für dünne Zahnkränze steht zusätzlich die Berechnung nach VDI 2737 zur Verfügung (siehe Kapitel 15.2.6.4, Zahnfussfestigkeit mit Kranzeinfluss (VDI 2737)).

Stegdickenfaktor: Falls der Innendurchmesser < > 0 ist, wird die Eingabe für die Stegdicke (b_s oder b_s/b) berücksichtigt. Eine Vorgabe von $b_s/b = 1.0$ bedeutet, dass kein Steg vorhanden ist. Der Radkörperfaktor C_R ist in diesem Fall 1.0. Das Verhältnis b/b_s kann zwischen 0.2 und 1.2 variieren, CR ist dann < 1 (falls $b/b_s < 1$) oder > 1 (falls $b/b_s > 1$). Der Faktor CR wird für die Berechnung der Zahneingriffssteifigkeit ($c\gamma\alpha$) verwendet.

Ist die Option Steifigkeitsmodel «Nicht Berücksichtigen» ausgewählt, hat der Radkörper keinen Einfluss auf die Kontaktanalyse und die Linienlastberechnung nach ISO 6336, Anhang E. Bei der Festigkeitsberechnung hingegen wird der Radkörper stets berücksichtigt.

15.18.1 Definitionsoption

Es stehen zwei Definitionsmöglichkeiten für die Geometrie des Radkörpers zur Verfügung, wenn für die Zahnkranzdefinition die Option (A) oder (B) ausgewählt wurde.

1. **Manuelle Eingabe:** Der Benutzer definiert den Radkörperschnitt über die Auswahl **Manuelle Eingabe** und mithilfe der bereitgestellten Eingabetabelle. Punkte können bei Bedarf hinzugefügt und entfernt werden.
2. **STEP-Datei importieren:** Die Radkörpergeometrie wird aus einer STEP-Datei importiert. Dabei ist auf die korrekte Positionierung und Ausrichtung der importierten Daten zu achten unter Verwendung der Informations-Skizze.

15.18.2 Einstellungen für die Berechnung

Für Radkörper und Zahnrad wird der gleiche Werkstoff verwendet, es sei denn, es wurde ein Kranz definiert (Zahnkranzdefinition A). In diesem Fall ist der Werkstoff für Zahnkranz und Zahnrad

derselbe, nur der Werkstoff des Radkörpers kann unterschiedlich sein. Die Zahnkranzdicke wird direkt im Tab **Radkörper** definiert oder mithilfe der definierten Zahnraddurchmesser berechnet.
Es können unterschiedliche FE-Netzfeinheiten ausgewählt werden. Für die **Manuelle Eingabe** (siehe Kapitel 15.18.1) stehen vier unterschiedliche Netzfeinheitsstufen zur Verfügung (niedrig, mittel, hoch, sehr hoch). Beim Import einer STEP-Datei kann die durchschnittliche Elementgrösse mittels eines Faktors (Netzelementfaktor) eingegeben werden. Der Netzelementfaktor (siehe Abbildung 15.93) wird als das Verhältnis zwischen der Durchschnittselementlänge und 10% des Fusskreisdurchmessers definiert.

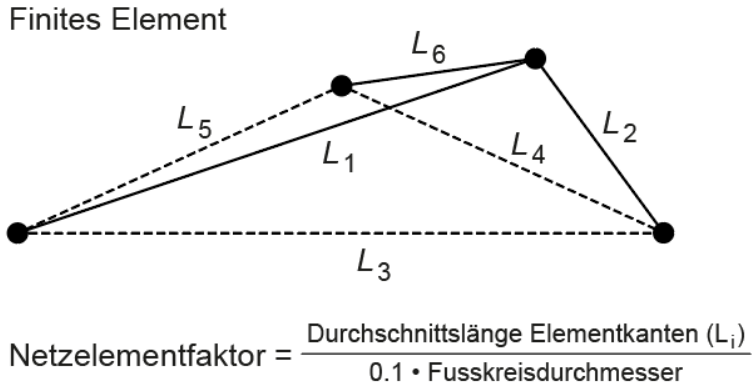


Abbildung 15.93: Definition des Netzelementfaktors

Das auf Basis der unterschiedlichen Eingaben resultierende Netz wird angezeigt und automatisch angepasst, wenn die Option **Steifigkeitsmodell** auf «Nicht Berücksichtigen» gesetzt wird.

15.19 Grobauslegung Makrogeometrie

KISSsoft verfügt über sehr leistungsfähige Auslegungsfunktionen, welche in diesem und in den nächsten Kapiteln beschrieben sind.
Eine komplette Auslegung einer Zahnradstufe, vom Anfang bis zum Ende, erfolgt über die Grobauslegung Makrogeometrie, dann die Feinauslegung Makrogeometrie und schliesslich die Feinauslegung Modifikationen (Mikrogeometrie).

Auslegung einer Getriebestufe

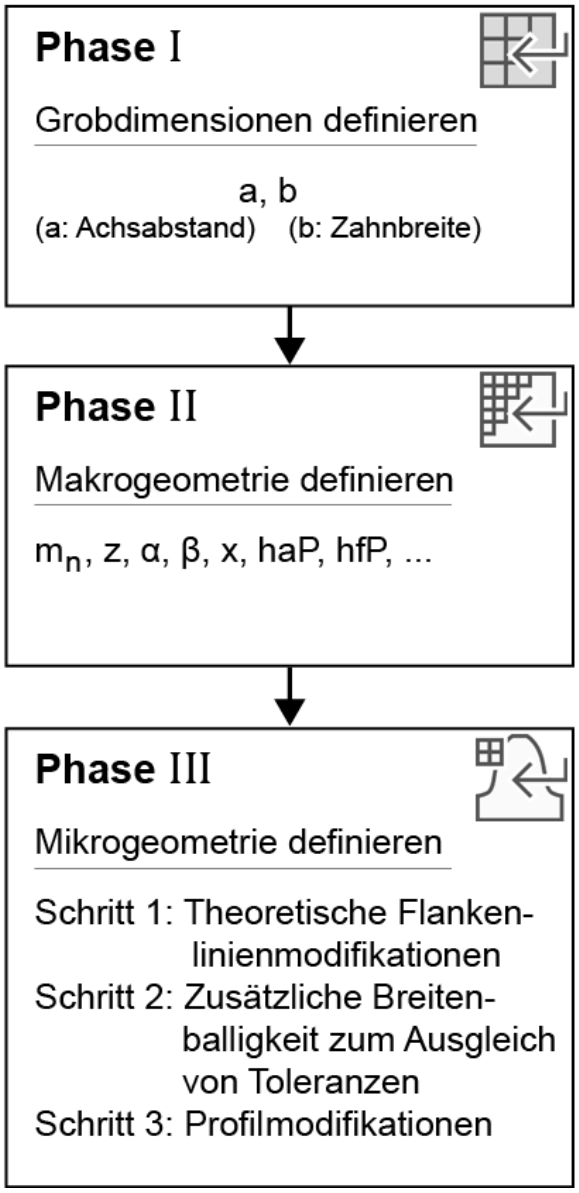


Abbildung 15.94: Getriebeauslegung Phasen

Die Grobauslegung liefert Vorschläge für mögliche Verzahnungen aufgrund der Vorgabe von Übersetzung und Belastung. Ziel der Grobauslegung ist es, den möglichen Bereich von geeigneten Lösungen, alle ausgelegt für das vorgegebene Drehmoment, gemäss den vorgegebenen Sollsicherheiten darzulegen. Die vermutlich wichtigste Ausgabe ist das Gesamtgewicht, da dieses in etwa auch den Herstellkosten proportional ist. Üblicherweise variiert das Gewicht verschiedener Lösungen um bis zu Faktor 3!

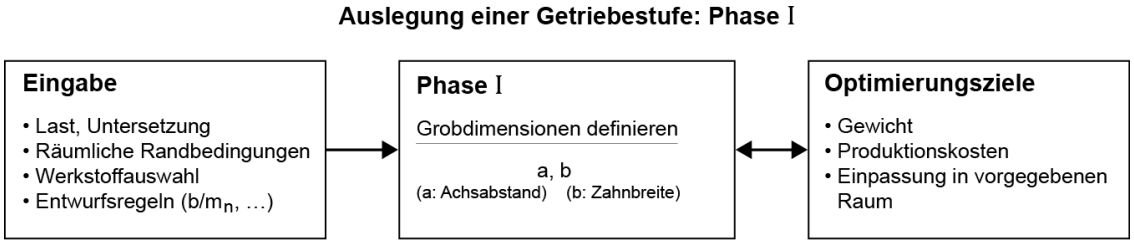


Abbildung 15.95: Getriebeauslegung Phase 1

Zum Aufruf der Grobauslegung wählen Sie im Menü **Berechnung** die Option **Grobauslegung** oder das Symbol aus der Symbolleiste.

Zur Zeit können innen- und aussenverzahnte Stirnradpaare und Planetenstufen ausgelegt werden. Die Sollübersetzung ist der wichtigste Eingabeparameter. Für ein Hohlradpaar muss die Übersetzung im Bereich **Geometrie** negativ eingegeben werden. Bei Planetenstufen muss die Sollübersetzung > 2.0 sein.

Die Betriebsdaten (Leistung, Drehzahl, etc.) werden aus dem KISSsoft-Hauptfenster geholt (und können auch dort geändert werden). Wahlweise kann
ein Schrägungswinkel oder eine gewünschte Sprungüberdeckung (z.B. ε_β= 1.0) vorgegeben werden.

Einige wichtige konstruktive Parameter für Getriebestufen können vorgegeben werden (Verhältnisse b/mn, B/d1, b/a). Alle drei Parameter werden immer bei der Grobauslegung berücksichtigt. Da sich diese Parameter gegenseitig einschränken können, kann der Benutzer durch Aktivieren des entsprechenden Knopfes bestimmen, welcher der Parameter priorisiert wird.

Das Verhältnis Zahnbreite/Normalmodul ist eine charakteristische Grösse für die vernünftige Dimensionierung von Zahnradstufen. Bei zu schmalen Zahnrädern ist die axiale Steifigkeit der Zähne nicht gewährleistet, b/mn sollte deshalb grösser als 6 sein (siehe Niemann, Tafel 22.1/7 [7]).

Bei zu breiten Zahnrädern ist das homogene Tragen über der gesamten Zahnbreite kritisch, je nach Bauform und Verzahnungsqualität sollte b/mn kleiner als 15...40 sein (siehe Niemann, Tafel 22.1/10 [7]).

Das Verhältnis Zahnbreite/Ritzelteilkreis ist eine charakteristische Grösse für die vernünftige Dimensionierung von Zahnradstufen. Je nach Wärmebehandlung sollte dieses Verhältnis kleiner als 0.8 ...1.6 sein (siehe Niemann, Tafel 22.1/5 [7]).

Das Verhältnis Zahnbreite/Achsabstand ist eine charakteristische Grösse für den Aufbau von Norm-Baukastengetrieben. Je nach Steifigkeit des Gehäuses sollte dieser Wert kleiner als 0.3 ...0.5 sein (siehe Niemann, Tafel 22.1/6 [7]).

Durch Klicken der Schaltfläche **Berechnen** erhalten Sie eine Liste mit Vorschlägen zur Parametrierung ihrer Zahnrädern.

Die Parameter in der Resultattabelle sind mit Formelzeichen angegeben, die mit den Formelzeichen in der restlichen Oberfläche und den Protokollen übereinstimmen. Wenn Sie den Mauszeiger in der Tabelle über das Formelzeichen halten, wird zusätzlich eine Beschreibung in Klartext angezeigt. Durch einen Rechtklick in die Resultattabelle können Sie einen Dialog öffnen, um zusätzliche Parameter ein- oder auszublenden.

Die Grobauslegung bestimmt automatisch die wichtigsten Zahnparameter (Achsabstand, Modul, Zähnezahl, Breite) aus der zu übertragenden Leistung und der gewünschten Übersetzung mit Festigkeitsberechnung entsprechend der gewählten Rechennorm. Die Dimensionierung erfolgt entsprechend den vorgegebenen Mindestsicherheiten (siehe Kapitel 15.23.5, Sicherheitsfaktoren).

Die Vorgabe von Intervallen für b/m_n-, b/a-, b/d-Verhältnisse können im Menü **Berechnung**, dort unter **Einstellungen > Auslegungen**, vorgegeben werden. (siehe Kapitel 15.23.2, Auslegungen)

Das Programm zeigt verschiedene Lösungen an, die übernommen werden können. Eine Feinoptimierung kann anschliessend mit der Feinauslegung ausgeführt werden. Das Fenster bleibt daher geöffnet, um weitere Lösungen übernehmen zu können. Detaillierte Informationen zur Feinauslegung finden Sie Kapitel 15.20.

Das wichtigste Ergebnis dieser Auslegung ist die Bestimmung des erreichbaren Achsabstand-Bereichs und Modul-Bereichs, sowie der Zahnbreite. Damit kann entschieden werden, wie gross der notwendige Bauraum wird.

Bei Wahl der Rechenmethode DIN 3990 werden die Standard-Module nach DIN 780 Reihe I und II verwendet. Bei einer Rechenmethode nach AGMA und Moduleingabe als ‘Diametral Pitch’ werden die Modulreihen nach ISO 54 in Diametral Pitch umgerechnet und angewendet. Für alle anderen Rechenmethoden werden die Modulreihen nach ISO 54 Reihe I und II verwendet. Da die ISO 54 Reihe I und II nur bis zu Standardmodul m =1 gehen, wurde diese Standardmodulreihe für m < 1 mit den Werten der DIN 780 erweitert.

Die Lösungen mit Nummer 1 – 5 zeigen Lösungen mit beliebigem Modul; ab Nummer 6 werden Lösungen mit Standard-Modulen nach DIN 780 (Modulreihe für Zahnräder) gezeigt.

- Nummer 1: Lösung mit der genauesten Übersetzung
- Nummer 2: Lösung mit dem grössten Achsabstand
- Nummer 3: Lösung mit dem kleinsten Achsabstand
- Nummer 4: Lösung mit dem grössten Modul
- Nummer 5: Lösung mit dem kleinsten Modul

Der Achsabstand kann für Spezialfälle vorgegeben werden. Zu beachten ist, dass in diesen Fällen die Auslegungsmöglichkeiten des Programms eingeschränkt sind und die Feinauslegung eine bessere Alternative darstellt.

Festigkeitsauslegung einer Planetenstufe

Bei der Grobauslegung von Planetenstufen wird ein stillstehender Kranz vorausgesetzt. Wenn sich der Kranz dreht, müssen nach der Auslegung die Drehzahlen angepasst werden.

- **Vorschlag für Zähnezahlen nach Niemann**

  Tabelle der üblichen Ritzelzähnezahlen nach Niemann [7], Tafel 22.1/8.

Übersetzung *u*	**1**	**2**	**4**	**8**
vergütet oder gehärtet				
gegen vergütet bis 230 HB	32..60	29..55	25..50	22..45
über 300 HB	30..50	27..45	23..40	20..35
Grauguss	26..45	23..40	21..35	18..30
nitriert	24..40	21..35	19..31	16..26
einsatzgehärtet	21..32	19..29	16..25	14..22

Diese Werte können mit dem Auslegen-Button automatisch vom Programm übernommen werden.

15.20 Feinauslegung Makrogeometrie

Die Feinauslegung ist einer der leistungsfähigsten Funktionen von KISSsoft. Bei vorgegebener Zahnbreite und Achsabstand (bei Planetenstufen wird meist der Zahnkranzdurchmesser vorgegeben und dafür der Achsabstand variiert) werden alle möglichen Geometrievarianten (Modul, Zähnezahl, ...) erzeugt und dargestellt. In der graphischen Darstellung der Lösungen kann dann - je nach Optimierungsziel - die optimale Makrogeometrie-Variante gefunden werden.

Auslegung einer Getriebestufe: Phase II

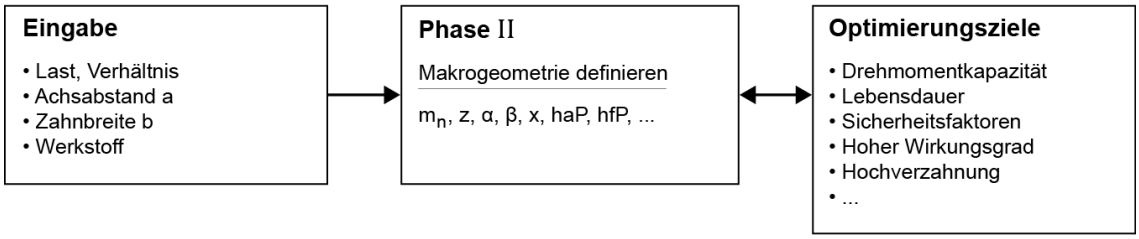


Abbildung14: **Getriebeauslegung Phase II**

Zum Aufruf der **Feinauslegung** wählen Sie im Menü **Berechnung** die Option **Feinauslegung** oder das Symbol aus der Symbolleiste.

Werden eine Sollübersetzung, ein Achsabstand und Intervalle für Modul, Zahnbreite und Schrägungswinkel sowie der Eingriffswinkel eingegeben, berechnet KISSsoft Vorschläge für Zähnezahl, Modul, Schrägungswinkel und Profilverschiebung und zeigt diese Vorschläge an. KISSsoft zeigt ausserdem die Abweichung von der Sollübersetzung, das spezifische Gleiten und die Überdeckungen an. Dieses Modul kann auch dazu genutzt werden, um Planetenstufen sowie Drei- und Vier-Räder-Ketten auszulegen.

Die Startparameter (Intervalle) können über verschiedene Optionen im Drop-down-Menü eingegeben werden. Die Optionen lauten:

1. Minimum, Maximum, Schrittgrösse
2. Minimum, Maximum, Anzahl Schritte
3. Minimum, Schrittgrösse, Anzahl Schritte
4. Minimum, Schrittgrösse in %, Anzahl Schritte
5. Nominal, +- Schrittgrösse in %, Anzahl Schritte

Die Anzahl der Schritte kann als rationale Zahl eingegeben werden.

Alle gefundenen Varianten werden nach verschiedensten Kriterien (Genauigkeit der Übersetzung, Gewicht, Festigkeit, Variation der Zahneingriffssteifigkeit etc.) bewertet.

Wichtige Parameter können je nach Bedarfsfall eingeschränkt werden (Kopfkreis, Fusskreis, Mindest-Zähnezahl, tolerierter Unterschnitt etc.). Neben den Textprotokollen mit den Lösungen und der Bewertung ist auch eine grafische Darstellung der Bewertung möglich.

Die Zahnbreite wird in der Eingabemaske angezeigt und kann geändert werden.

Festigkeitsauslegung einer Planetenstufe

Bei der Grobauslegung von Planetenstufen wird ein stillstehender Kranz vorausgesetzt. Wenn sich der Kranz dreht, müssen nach der Auslegung die Drehzahlen angepasst werden.

15.20.1 Notwendige Eingaben im Eingabefenster

In den Standardtabs **Basisdaten** bzw. **Geometrie** und **Festigkeit** müssen folgende Daten korrekt eingegeben sein, bevor die Feinauslegung gestartet wird, damit die Berechnung die gewünschten Resultate erzielt.

Geometrie:

- Bezugsprofil
- Anzahl Zwischenräder/Planeten (bei Konfiguration Planetenstufe, 3-Rad und 4-Rad)

Festigkeit:

- Werkstoffe
- Leistung/Drehzahl
- Anwendungsfaktor
- Geforderte Lebensdauer
- Schmierung

15.20.2 Vorgaben I

Bei Stirnrädern kann der Modulbereich vorgegeben werden. Wird die Option beim Modul gesetzt, kann die Schrittweite vorgegeben werden; andernfalls werden nur Module aus der Norm-Modulliste verwendet.

Bei Stirnradpaaren kann der Achsabstand wahlweise fest (Normalfall) oder in einem Intervall vorgegeben werden. Aktivieren Sie dazu die Checkbox rechts neben den Eingabefeldern für den Achsabstand.

Bei Planetengetrieben kann wahlweise mit vorgegebenem Achsabstand oder mit vorgegebenem V-Kreis-Durchmesser (dv = d+2*x*mn) des Hohlrades gerechnet werden. In der Praxis wird meistens der Hohlraddurchmesser festgehalten (gleichbleibende Grösse des Getriebes) und der Achsabstand variiert. In diesem Fall wird empfohlen, zuerst die gewünschte Untersetzung und den V-Kreis-Durchmesser einzugeben und dann den Auslegen-Button beim Achsabstand zu benutzen.

Hinweis:
Überprüfen Sie nach Änderung des V-Kreis-Durchmessers oder Wahl des variierbaren Achsabstands das Achsabstandsintervall. Legen Sie es im Bedarfsfall neu aus.

15.20.2.1 Beschränkung der Kopfkreisdurchmesser

Lösungen, deren Kopfkreis den angegebenen Wert überschreiten, werden verworfen. Bei Innenverzahnungen werden Lösungen verworfen, wenn gilt $|da| < |da_{limit}|$. Wünschen Sie keinerlei Einschränkung, können Sie wahlweise 0 oder 10^{10} eingeben.

Praxisproblem für den sinnvollen Einsatz dieser Option: Wenn ein Zahnrad in ein gegebenes Gehäuse eingebaut werden muss, darf es nicht an der Gehäusewand streifen.

15.20.2.2 Beschränkung der Fusskreisdurchmesser

Lösungen, deren Fusskreis den angegebenen Wert unterschreiten, werden verworfen. Bei Innenverzahnungen werden Lösungen verworfen, wenn gilt $|df| > |df_{limit}|$. Wünschen Sie keinerlei Einschränkung, können Sie 0 eingeben.

Praxisproblem für den sinnvollen Einsatz dieser Option: Wenn ein Zahnrad in einem Schaltgetriebe auf Wälzlager aufgezogen ist, muss eine Mindestmaterialdicke zwischen der Bohrung und dem Fusskreis gewährleistet sein.

15.20.2.3 Maximale Anzahl Lösungen

Vorschlag: 50 ...250

Wenn das Programm mehr als die angegebene Anzahl Lösungen findet, wird eine Warnung angezeigt und im Protokoll ein entsprechender Vermerk eingetragen.

► **Hinweis**

Eine abschliessende Auswertung sollte nur vorgenommen werden, wenn alle möglichen Lösungen angezeigt werden. Andernfalls riskieren Sie, dass die optimale Lösung möglicherweise nicht angezeigt wird.

15.20.2.4 Beschränkung der Zähnezahl

Diese Option sollten Sie im Normalfall nicht verwenden und ist deshalb standardmässig inaktiv. Durch Aktivieren der einzelnen Checkboxen haben Sie dennoch die Möglichkeit, die Parameter zu fixieren. Eine sinnvolle Nutzung dieser Option ist die Auslegung einer Planetenstufe, die bereits in einen fest vorgegebenen Innenzahnkranz eingepasst wurde. In diesem Fall ist der Modul, die Zähnezahl und die Profilverschiebung, für Rad 3 fest vorgegeben.

15.20.3 Vorgaben II

Hier kann das Bezugsprofil h^*_{aP} der einzelnen Räder schrittweise variiert werden. Die Fusshöhe h^*_{fP} wird über das gewünschte Kopfspiel zum Gegenrad ($h^*_{fP}2$ - H^*_{aP} 1) bestimmt. Wird diese Angabe nicht verändert, bleibt das Kopfspiel in allen Varianten gleich wie im Basistab angegeben.
Zusätzlich kann eingestellt werden, dass immer automatisch der maximal mögliche Kopfrundungsradius ϱ^*_{fP} gesetzt wird.

15.20.4 Vorgaben III

Im Tab **Vorgaben III** können weitere wesentliche Funktionen gesetzt werden.

1. **Zusätzlich die Variante mit Nummer 0 anzeigen**
   Die Verzahnungsdaten, welche im KISSsoft-Basistab stehen, können zusätzlich als Variante mit Nummer 0 angezeigt werden (Tabelle und Grafik). Voraussetzung ist, dass die Daten beim Start der Feinauslegung konsistent sind. Diese Option kann ein- oder

ausgeschaltet werden. Nach dem Einschalten muss die Feinauslegung neu gestartet werden, damit die Variante auch angezeigt wird.

2. **Nur Geometrie rechnen**
   Mit dieser Einstellung wird keine Festigkeitsberechnung durchgeführt.
3. **Festigkeitsberechnung mit Lastkollektiv**
   Um Berechnungen mit Lastkollektiv durchführen zu können, muss im KISSsoft-Hauptfenster vor dem Start der Feinauslegung ein Lastkollektiv gesetzt sein und einmal durchgerechnet werden (damit die Daten konsistent sind). In diesem Fall erfolgt beim Start der Feinauslegung die Abfrage, ob die Berechnung mit Lastkollektiv durchgeführt werden soll. Der Haken im Fenster zeigt nur an, ob mit oder ohne Lastkollektiv gerechnet wird. Er kann nicht verändert werden.
4. **Unterschnitt zulassen**
   Wenn diese Option gesetzt wird, werden Lösungen mit Unterschnitt nicht verworfen.
5. **Resultate mit spezifischem Gleiten grösser 3 verwerfen**
   Normalerweise sollte das spezifische Gleiten nicht grösser 3 sein.
6. **Lösungen ohne "Hunting Tooth" unterdrücken**
   Wenn diese Option gesetzt wird, werden Lösungen ohne "Hunting Tooth" unterdrückt.
7. **Minimale Zahndicke berücksichtigen**
   Wenn diese Option aktiviert ist, werden Lösungen mit Zahndicke am Kopf, welche unterhalb der vorgegebenen Mindestzahndicke (siehe **Berechnung > Einstellungen > Allgemein**) liegen, verworfen.
8. **Qualität des Zahnrads variieren**
   Wenn diese Option ausgewählt wird, werden Lösungen mit variierender Zahnradqualität angezeigt. Die variierende Qualität wird für jedes Zahnrad festgelegt, wobei die Variation innerhalb eines Bereichs um den Nennwert herum erfolgt. Der Standard für die Variation der Zahnradqualität ist mit den Einstellungen auf dem Tab **Basisdaten** verknüpft. Die Variation der Qualität kann daher gemäss ISO1328, DIN ISO 1328, AGMA 2015, DIN 3961–3963, JIS B 1702, AGMA 2000 und GOST 1643-81 durchgeführt werden. Der maximale Bereich für die Variation beträgt ± 4.
9. **Kleine Geometriefehler zulassen**
   Kleine Eingriffsstörungen und ähnliche Geometriefehler werden nun bei der Berechnung der Varianten toleriert! Die Berücksichtigung von Unterschnitt und der Mindestzahndicke am Kopf kann separat eingestellt werden (siehe Punkte 2 und 4). Wenn Lösungen mit Zähnezahlen unter 7 gefunden werden sollen, oder in andern Sonderfällen, muss diese Option gesetzt werden. Im Normalfall wird davon abgeraten!

► **Hinweis:**

In solchen Fällen sollte zusätzlich die Mindestzähnezahl (siehe Punkt 12) entsprechend angepasst werden.

10. **Ganzzahlige Übersetzungsverhältnisse unterdrücken**
    Resultate mit ganzzahligem Zähnezahlverhältnis werden verworfen, wenn diese Option aktiviert ist.
11. **Fräserliste für Bezugsprofil**
    Die Feinauslegung kann anstatt des vorgegebenen Bezugsprofils eine Liste von Abwälzfräsern nutzen. Die Berechnung wird dann für jedes gegebene Werkzeug im gegebenen Bereich von Modul und Eingriffswinkel durchgeführt und das Werkzeug wird in der Resultateliste angezeigt. Für jedes Rad wird dabei der gleiche Abwälzfräser verwendet. Innenverzahnungen werden nicht von dieser Einstellung beeinflusst.
12. **Hochverzahnung auslegen**
    Für Hochverzahnungen werden Sonderbezugsprofile mit grösseren Kopf- und Fusshöhen verwendet. Diese Auslegungsfunktion $\varepsilon_\alpha=\varepsilon_\alpha$ target berechnet auf Grund der gewünschten Profilüberdeckung $\varepsilon_{\alpha\ target}$ das erforderliche Bezugsprofil. Wenn in der Feinauslegung diese Funktion aktiviert wird, wird für jede ausgegebene Lösung direkt das Bezugsprofil so berechnet, dass genau die vorgegebene Soll-Profilüberdeckung erreicht wird. Somit werden nur Lösungen angezeigt, die genau die gewünschte Profilüberdeckung aufweisen. Die Funktion $\varepsilon_\alpha >= \varepsilon_{\alpha\ target}$ verändert hingegen das Bezugsprofil nur dann, wenn die Profilüberdeckung mit dem ursprünglichen Bezugsprofil eine Profilüberdeckung ergibt, welche kleiner als $\varepsilon_{\alpha\ target}$ ist.

► **Hinweis:**

In beiden Fällen ($\varepsilon\alpha= \varepsilon\alpha_{\ target}$ und $\varepsilon_\alpha >= \varepsilon_\alpha$ target) muss beachtet werden, dass die automatische Kopfhöhenänderung $k*m_n$ nicht ausgeführt wird (und zu Null gesetzt wird). Sowohl h^*_{aP} des Bezugsprofils wie die Kopfhöhenänderung $k*m_n$ beinflussen gleichermassen den Kopfkreis, weshalb nur einer der beiden Werte variiert werden soll.

13. **Drehwegabweichung (Transmission Error)**
    Ist die Option **Kontaktanalyse** gewählt, wird die Kontaktanalyse für jede Variante durchgeführt. Ist die Option **Kontaktanalyse** und **Auslegung der Profilmodifikation** gewählt, werden Länge und Betrag der Profilmodifikation automatisch gemäss den Einstellungen der Modifikationsmethode bestimmt. Mit einem Klick auf den Plus-Button wird das Fenster für die Einstellungen für die Profilmodifikation geöffnet. Die Modifikationsmethode berücksichtigt die Zielvorgabe (für Hochleistungsgetriebe oder für gleichmässigen Eingriff), die Wahl von Kopf- und/oder Fussrücknahme, die Länge (kurz oder lang) und die Art (linear, bogenförmig, progressiv oder linear mit Übergangsradius). Es ist wichtig zu wissen, dass die Drehwegabweichung nur für einen Lastfall minimiert werden kann, und die Teillast für die Auslegung sollte entsprechend der gewünschten Last gesetzt werden.
    Während der Kontaktanalyse-Berechnung werden, um aussergewöhnliche Vorkommnisse zu vermeiden, die Standardeinstellungen verwendet. Mit dem Plus-Button wird die Rechengenauigkeit definiert. Die Auswahl «mittel» oder «niedrig» wird empfohlen, um die Rechenzeit zu reduzieren. Im Tab **Kontaktanalyse** wird der

Reibkoeffizient gesetzt. Dadurch kann es sein, dass die Drehwegabweichung in der Feinauslegung eventuell nicht genau identisch ist mit jener aus der Kontaktanalyse, je nach den gewählten Einstellungen.

Die Standardeinstellungen sind:
Berechnung für: rechte Flanke
Drehmoment Rad A: nicht berücksichtigt
Drehmoment Rad B: nicht berücksichtigt
Teillast für die Berechnung: 100 %
Achsabstand: Mittleres Achsabstandsabmass
Teilungseinzelabweichung: 0 mm
Achsschränkung: 0 mm
Achsneigung: 0 mm

Die Liste der Resultate zeigt:
Drehwegabweichung (PPTE)
Durchschnittlicher Verschleiss auf der Zahnflanke (Δw_{n1}, Δw_{n2})
Maximale Blitztemperatur (θ_{flm})
Variation der Lagerkräfte (ΔF)

Die Berechnung mit Drehwegabweichung dauert spürbar länger. Wir empfehlen deshalb die Anzahl der zu berechnenden Varianten zu limitieren, bevor Sie die Berechnung starten.

14. **Resultate, welche die Sollsicherheiten nicht erfüllen, unterdrücken**
Varianten, welche die vorgegebenen Mindestsicherheiten (siehe **Berechnung > Einstellungen > Sollsicherheiten**) unterschreiten, werden verworfen.

► **Hinweis:**

Varianten mit ungenügender Sicherheit gegen Fressen werden nicht verworfen.

15. **Profilverschiebungsfaktor x1 auslegen**
Die Feinauslegung erzeugt meistens 3 - 4 Varianten, bei welchen nur die Profilverschiebung unterschiedlich ist. Dabei wird die Profilverschiebung x1 in Schritten von jeweils 0.1 geändert. Hier kann das Kriterium festgelegt werden, nach welchem die grösste verwendete Profilverschiebung x1 bestimmt wird.
16. **Minimale Zähnezahl z_{min}**
Sinnvoller Wertebereich für die Mindest-Zähnezahl:

Bei Schrägverzahnung:7 ...9
Bei Geradverzahnung:10 ...12

Einen Vorschlag für die Mindestzähnezahl erhalten Sie nach Klicken des Auslegen-Buttons.

► **Hinweis:**

Wenn Lösungen mit Zähnezahlen unter 7 gefunden werden sollen, muss die Option **Kleine Geometriefehler zulassen** gewählt werden.

17. **Minimum zwischen Fussformkreis und Fussnutzkreis d_{Nf} - d_{Ff}**
Falls der Fussnutzkreis den Fussformkreis unterschreitet, kommt es zu Eingriffsstörungen. Ein Mindestwert für den Abstand zwischen Fussnutzkreis und Fussformkreis also zwischen genutzter und hergestellter Evolvente kann hier vorgegeben werden. Der Eingabewert ist die Mindestdifferenz der beiden Durchmesser.
18. **Minimum zwischen Fussformkreis und Grundkreis d_{Ff} - d_b**
Falls der Beginn der hergestellten Evolvente nahe am Grundkreis liegt, tritt ein erhöhter Werkzeugverschleiss bei der Herstellung auf. Ein Mindestwert für den Abstand zwischen Fussformkreis und Grundkreis kann hier vorgegeben werden. Der Eingabewert ist die Mindestdifferenz der beiden Durchmesser.

15.20.5 Resultate

Klicken des **Protokoll**-Knopfes öffnet den Editor mit einer Auflistung der besten Resultate. Die Kriterien für die Beurteilung der besten Varianten werden hier kurz beschrieben. Beachten Sie, dass diese Kriterien nicht in jedem Fall zutreffen, sondern in bestimmten Anwendungen hinterfragt werden müssen!

1. Bewertung der Varianten für Genauigkeit des Zähnezahlverhältnisses:
Es wird die Abweichung des Ist-Zähnezahlverhältnisses vom Soll-Zähnezahlverhältnis bewertet.
2. Gewicht: Ist ein Indiz für den Preis bei der Herstellung
3. Spezifisches Gleiten: Maximaler Wert
4. Gleitgeschwindigkeit: Maximaler Wert
5. Verhältnis AC/AE
AC: Länge der Eingriffsstrecke von Eingriffsbeginn bis Wälzpunkt
AE: Gesamtlänge der Eingriffsstrecke
Im Bereich AC des Eingriffs tritt „stossendes" Gleiten auf (die Gleitgeschwindigkeit des treibenden Rades ist grösser als die des getriebenen Rades). Dieser Bereich ist kritisch bei ungeschmierten Zahnrädern aus Kunststoff, das Verhältnis AC/AE sollte in diesem Fall möglichst klein sein.
6. Bewertung der Varianten für Vibrationen:
Es wird die Variation der Gesamtsteifigkeit des Zahneingriffs bewertet. Je geringer die Variation, desto besser.

Die Berechnung beruht auf Überschlagsformeln, ausser wenn unter "Vorgaben II" die Berechnung **Eingriffssteifigkeit berechnen** gesetzt ist.

7. Bewertung der Varianten für Festigkeit:
   Bewertung der Fuss- und Flankensicherheit bezüglich der Sollsicherheit. Sicherheiten unterhalb der Sollsicherheit werden dabei stark negativ gewichtet, während grosse Reserven oberhalb der Sollsicherheit keinen grossen Einfluss haben.
8. Drehwegfehler (PPTE)
   Der Drehwegfehler wird angezeigt, wenn die entsprechende Option unter "Vorgaben II" gesetzt ist.
9. Bewertung **Summary**:
   Die **Summary**-Bewertung gewichtet die einzelnen Bewertungskomponenten zu einem Gesamt-Bewertungs- Koeffizient. Die Gewichtung der einzelnen Komponenten kann unter **Berechnung > Einstellungen > Bewertung** eingestellt werden. Diese Gewichtung hängt sehr von der gewünschten Lösung ab, z.B. ob Sie eine lärm- oder festigkeitsoptimierte Lösung suchen.

► **Hinweis**

Eine vollständige Liste der verfügbaren Parameter finden Sie im Abschnitt Grobauslegung (siehe Kapitel 15.19, Grobauslegung Makrogeometrie). Informationen zur Lärmoptimierung finden Sie in [37].

15.20.6 Grafik

Die Grafik in der Feinlauslegung erlaubt einen schnellen Überblick über die Menge an Lösungen. Es können gleichzeitig drei Parameter angezeigt, die in den Auswahllisten geändert werden können. Neben den beiden Achsen wird der dritte Parameter als Farbe dargestellt.

15.20.7 Geometrie-Feinauslegung für 3 Räder

Die Achsabstände können in der Feinauslegung nicht geändert werden. Die Achsabstände, welche im Tab **Basisdaten** eingegeben sind, werden verwendet.

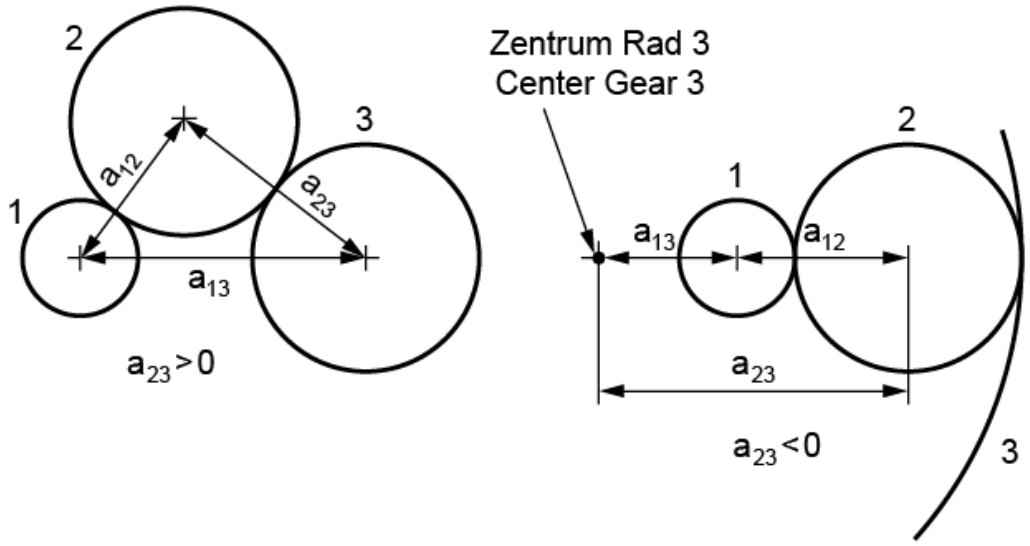


Abbildung 15.96: Definition der Achsabstände

15.20.8 Geometrie-Feinauslegung für 4 Räder

Die Achsabstände können in der Feinauslegung nicht geändert werden. Die Achsabstände, welche im Tab **Basisdaten** eingegeben sind, werden verwendet.

Falls Rad 4 hingegen eine Innenverzahnung ist, kann wahlweise die Option **Doppelplanetenstufe** aktiviert werden. Mit der Option **Doppelplanetenstufe** wird zusätzlich der V-Kreis-Durchmesser des Hohlrades abgefragt und die gewünschte Untersetzung z3/z2. In diesem Fall werden alle Achsabstände automatisch variiert und alle möglichen Lösungen angezeigt. Bei den Resultaten werden zusätzlich die Angaben αM213, clearance13 und clearance24 angezeigt.

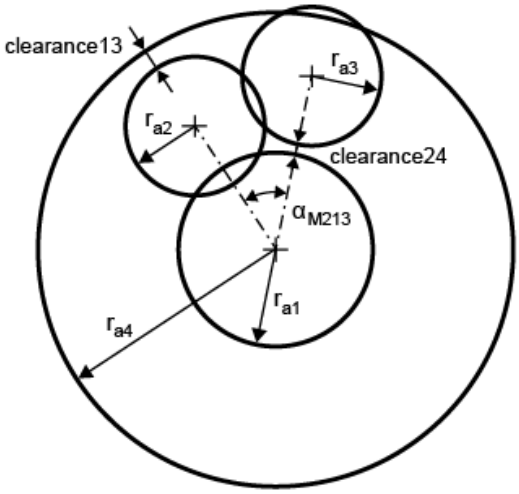


Abbildung 15.97: Abbildung: 4-Rad-Konfiguration

15.20.9 Zusätzliche Festigkeitsberechnung aller Varianten

Zu jeder Variante der Geometrie wird von KISSsoft auch die Festigkeit (Zahnfuss, Flanke und Fressen) berechnet und in Listenform dargestellt. Diese Option ist sowohl für Stirnrad-Paare, Planetenstufen und Stirnradstufen mit Zwischenrad einsetzbar. Beim Setzen des Hakens **Nur Geometrie rechnen** im Tab **Vorgaben II** werden die Zahnsicherheiten nicht berechnet.

15.21 Feinauslegung Modifikationen (Mikrogeometrie)

Die Auslegung von Profil- und Flankenlinienmodifikationen ist die letzte und schwierigste Phase einer Zahnradauslegung. Durch diesen Modifikationen-Varianten-Generator können die optimalen Modifikationen sehr direkt und zeitsparend gefunden werden.

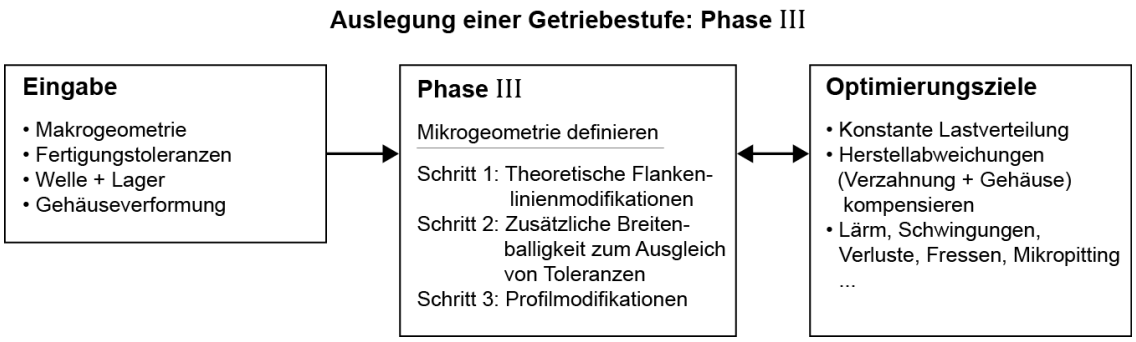


Abbildung14.: **Getriebeauslegung Phase III**

Die **Feinauslegung Modifikationen** kann über das Symbol aus der Symbolleiste, im Menü **Berechnung** und dann **Feinauslegung Modifikationen** aufgerufen werden.

Falls die Optimierung ohne geöffnetes Tab **Kontaktanalyse** aufgerufen wird, werden die Standard-Einstellungen des Tab's verwendet.

15.21.1 Vorgaben

Vorgaben

Im Tab **Vorgaben** werden allgemeine Vorgaben definiert, die für jede Lösung gültig sind.

Wird die Option **Lastkollektiv berücksichtigen** ausgewählt, wird das zuvor in der Festigkeitsberechnung definierte Lastkollektiv berücksichtigt.

Wird die Option **Ohne Kontaktanalyse, nur mit Lebensdauerberechnung mit $K_{H\beta}$ nach ISO 6336-1, Annex E** aktiviert, wird die Bestimmung des Lösungsbereiches nur mit der Lebensdauerberechnung und der Berechnung von $K_{H\beta}$ ausgeführt.

Die Option **Betrag und Faktor 1/2 kreuzvariieren** führt eine zusätzliche Variation der Faktoren mit dem Betrag der Modifikation durch.

Die Option **Lösung ohne Modifikation rechnen** ermöglicht dem Anwender, die Lösungsberechnung ohne Modifikationen zu überspringen.

Um die Berechnung der Biegelinien von Wellen nur einmal für jede Teillast und nicht zusätzlich für jede Modifikationskonfiguration durchzuführen, wird die Option **Wellenverformung nur einmalig für**

jede Teillast berechnen (berechnet nur mit Basismodifikation) aktiviert. Diese Option macht die Berechnung etwas ungenauer. Jedoch wird dadurch bei wenigen Lastfällen und vielen Modifikationskonfigurationen eine deutlichere Beschleunigung der Auslegung bewirkt.

Jede Modifikation kann für einen grösseren Teillastbereich berechnet werden. Die Einstellungen dazu können im Abschnitt **Teillastbereich** vorgenommen werden. Der resultierende Drehmomentbereich für Kontaktanalyse und Breitenlastfaktorberechnung wird ebenfalls ausgegeben.

Modifikationen

Der Tab **Modifikationen** ist der Haupt-Tab für die Feinauslegung Modifikationen. Hier werden neue **Arten der Modifikation** wie Kopfrücknahme, Fussrücknahme etc. für die Auslegung definiert (eine vollständige Liste steht zur Verfügung (siehe Kapitel 15.7, Modifikationen)). Steht in der Spalte **Synchro-ID** ein anderer Wert als für die eigene Zeilennummer (ID), wird die Modifikation mit der jeweils gewählten Modifikation synchronisiert und alle Varianten mit gleicher Schrittzahl ausgeführt. In der Spalte **Zahnrad** wird ein Zahnrad für die Anwendung der Modifikation ausgewählt. Die Option **Flanke** definiert auf welcher Flanke die Modifikation angewendet wird. Wird in der Spalte **Status** die Auswahloption **aktiv** gewählt, erfolgt die Variation der Modifikation während der Auslegung. Ist die Option auf **statisch** gesetzt, wird ein vordefinierter Wert für die Modifikation verwendet ohne weitere Variation. Mit Auswahl der Option **inaktiv** wird die Modifikation nicht berücksichtigt und nur im Grafikfenster dargestellt. Mit der Eingabe der **Anzahl Schritte** pro Modifikation kann vorgegeben werden, in wie vielen Schritten, ausgehend vom Minimalwert, der Maximalwert erreicht werden soll. Durch Eingabe der Minimal- und Maximalwerte für die Grössen **Betrag, Faktor 1** und **Faktor 2** können die Eingaben für die Auslegung der Modifikation begrenzt werden.

15.21.2 Resultate

Im Tab **Resultate** werden alle Lösungen aufgelistet und es kann eine Lösung ausgewählt werden. Durch Klicken auf Übernehmen oder Doppelklick der Lösung werden ihre Daten in den Tab **Modifikationen** übernommen.

Die wichtigsten Resultate in der Resultatübersicht:

- Nr: ID der Lösung nach welcher in den Protokollen genauere Ausgaben der Resultate gefunden werden können
- w_t: Teillast der berechneten Lösung in % (Abhängig von den eingestellten Iterationsschritten im Feld „Anzahl Schritte für Teillast"), z.B. 50% Teillast bezogen auf die im Tab **Basisdaten** definierte Nennlast
- H: Die minimal erreichte Lebensdauer des Zahnradpaares in Stunden
- PPTE: Amplitude des Drehwegfehlers des getriebenen Rades entlang der Eingriffslinie des getriebenen Rades
- rel. PPTE: Relative Amplitude des Drehweg-/Drehwinkelfehlers bezogen auf die unkorrigierte Verzahnung
- PPFE: Kraftanregung-Schwingbreite des getriebenen Rades entlang der Eingriffslinie des getriebenen Rades
- ε_a: Profilüberdeckung unter Last
- ε_β: Sprungüberdeckung unter Last

- ε_v: Gesamtüberdeckung unter Last
- $K_{H\beta}$: Breitenlastfaktor (Wird die Berechnung mit Lastkollektiven ausgeführt, wird immer nur der Breitenlastfaktor des letzten Lastkollektivelements angezeigt)
- σ_{Hmax}: Maximale auftretende Hertz'sche Pressung der Verzahnung
- S_λ: Sicherheit gegen Micropitting nach ISO/TS 6336-22 Methode A
- η: Wirkungsgrad
- $\Delta W_{nA/B}$: Verschleiss am Rad A/B
- ΔT: Drehmomentamplitude des getriebenen Rades
- und andere ...

15.21.3 Grafik I

Im Tab **Grafik I** werden alle Lösungen grafisch aufbereitet. Es können maximal bis zu 10 Grafiken gleichzeitig angezeigt werden und jede Grafik kann einen eigenen Datensatz verarbeiten.

Über die Auswahlliste Teillast lässt sich die Auswahl der Teillasten steuern (Rot entspricht der grössten Teillast, Blau der geringsten Teillast).

15.21.4 Grafik II

Die Grafik erlaubt einen schnellen Überblick über die Menge an Lösungen. Es können gleichzeitig drei Parameter angezeigt werden, die in den Auswahllisten geändert werden können. Neben den beiden Achsen wird der dritte Parameter als Farbe dargestellt.

15.21.5 Protokoll

Die Dokumentation erfolgt in drei unterschiedlich ausführlichen Varianten. Sehen Sie jeweils zuerst die Kurzform an, diese zeigt sehr übersichtlich die wesentlichen Ergebnisse. Die andern Protokoll-Varianten sind weniger übersichtlich, zeigen aber sämtliche Zwischenergebnisse an.

Die Berechnung führt die Kontaktanalyse für sämtliche Kombinationen mit Zwischenschritten und für alle wt%-Level durch. Zusätzlich wird eine erste Berechnung für den Fall ohne Modifikationen durchgeführt.

Häufige Frage:

Wie kann die Länge der Modifikation und die Rücknahme Ca unabhängig variiert werden, um herauszufinden, welche Kombination Länge/Betrag das beste Resultat ergibt?

Antwort: Gewünscht wird beispielsweise die Kopfrücknahme Ca von 100 bis 220 µm und den Längenfaktor von 0.78 auf 1.56 zu variieren und alle möglichen Kombinationen Betrag - Länge zu erhalten.

15.22 Messgitter

Ein Protokoll der Messgitterpunkte ist für Stirn- und Kegelräder verfügbar (**Berechnungen > Messgitter**).

Einstellung	**Beschreibung**
Zahnrad	Einstellung des Zahnrads für die Berechnung des Messgitters.
Messgitterbereich	Einstellung des Gitterbereichs für die Berechnung. 0: Zahnflanke 1: Fussrundungsfläche
Messmaschine	Einstellung des Protokollformats anhand der verwendeten Messmaschine 0: Klingelnberg 1: Gleason
Anzahl Spalten	Einstellung der Spaltenzahl über die Zahnbreite (>=3) Spaltenzahl (Anzahl Schnitte – 2) der Parasolid-Einstellungen, da die Schnitte beider Zahnenden nicht enthalten sein sollen.
Anzahl Zeilen	Einstellung der Zeilenzahl über das Zahnprofil (>=3)
Abstand vom Fussformkreis	Abstand vom Fussformkreis. Standardwert 0,1*Normalmodul (Mitte).
Abstand vom Zahnkopf	Abstand vom Zahnkopf. Standardwert 0,1*Normalmodul (Mitte).
Abstand von Seite I / Zehe	Abstand von Seite I bei Stirnräder, Abstand von der Zehe für Kegelräder. Standardwert ist (Zahnbreite) / (Anzahl Spalten + 1).
Abstand von Seite II / Ferse	Abstand von Seite II für Stirnräder, Abstand von der Ferse für Kegelräder. Standardwert ist (Zahnbreite) / (Anzahl Spalten + 1).

Das Protokoll enthält die Koordinaten und den Normalvektor der Gitterpunkte im Format [XP YP ZP XN YN ZN]. Der Bezugspunkt und sein Zahndickenwinkel werden im Kopf des Protokolls angezeigt.

Die Bezugskoordinaten der Daten sind je nach Messmaschine unterschiedlich. Für Klingelnberg-Maschinen gilt beispielsweise die folgende Konvention.

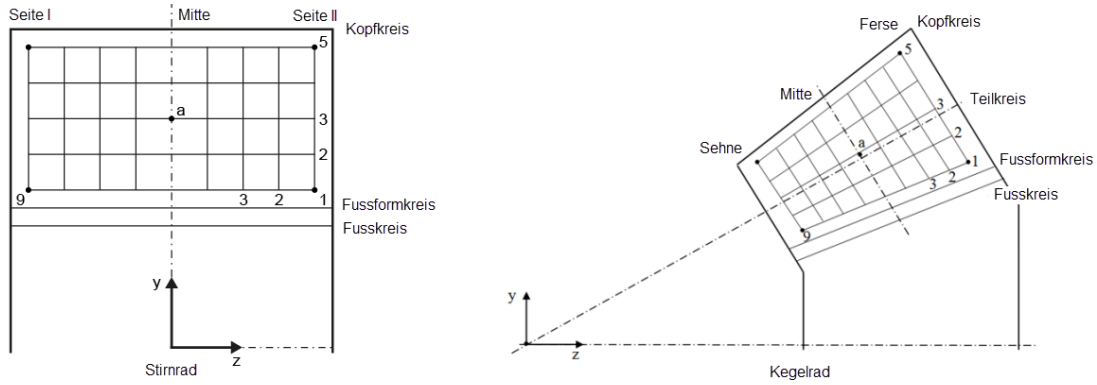


Abbildung 15.98: Messgitterkonvention für Stirnräder und Kegelräder bei Klingelnberg-Maschinen

Die Reihenfolge der Indexnummern für Punkte und Schnitte sind nach ISO/TR 10064-6 festgelegt, das heißt, der Index für die Zeilen läuft von unten nach oben, der Index der Spalten von Seite II (Ferse) zu Seite I (Zehe).

15.23 Einstellungen

Zugriff auf das Fenster **Berechnungseinstellungen** erhalten Sie über das Menü **Berechnung**, dort unter dem Menüpunkt **Einstellungen**. Diese sind bei Stirnradberechnungen äusserst umfangreich und erlauben es, verschiedenste Spezialfunktionen zu aktivieren. Im Normalfall müssen die Einstellungen nicht verändert werden.

15.23.1 Allgemein

15.23.1.1 Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls

Auswahl dieser Option ersetzt das Eingabefeld **Normalmodul** im Eingabefenster **Basisdaten** bzw. **Geometrie** durch ein Eingabefeld für den Diametral Pitch.

15.23.1.2 Eingabe der Zähnezahlen mit Nachkommastellen

Es ist möglich, in KISSsoft mit gebrochenen Zähnezahlen zu rechnen. Nutzen Sie diese Option für Kreissegmente oder unsymmetrische Zähne.

15.23.1.3 Bei Geometriefehlern weiterrechnen

Bei schwerwiegenden Geometriefehlern wie spitzer Zahn, Eingriffsstörung und anderen bricht das Programm nicht ab, sondern rechnet weiter. Die Option erlaubt es, in kritischen Fällen weiterrechnen zu können, die Ergebnisse sind aber mit entsprechender Vorsicht zu verwenden!

15.23.1.4 GDE-Format (VDI 2610) erzeugen und Detaildaten zu Profil-, Flankenliniendiagramm und Zahnform erzeugen

Durch Aktivieren der Haken **GDE-Format (VDI 2610) erzeugen** und **Detaildaten zu Profil-, Flankenliniendiagramm und Zahnform erzeugen** wird die Berechnung der einzelnen Punkte für die Erzeugung des Profil- und Flankenliniendiagrammes durchgeführt. Weiter werden die Punkte der jeweiligen Zahnform berechnet. Unter **Protokoll > Spezialprotokolle > Detaildaten zu Profil-, Flankenliniendiagramm und Zahnform** kann ein Protokoll angezeigt werden, in welchem die Punkte zu den Diagrammen und die Zahnformpunkte dokumentiert werden. Die GDE-Ausgabedatei kann unter **Datei > Exportieren > GDE** erzeugt werden. Dabei wird eine Datei 'GEAR DATA EXCHANGE' (GDE-Format) in xml-Format geschrieben.

Wenn mehrere Zahnräder oder gar mehrere Zahnradpaare abgebildet werden müssen, wird zuerst vom Paar 1 das Rad 1, dann das Rad 2 und der Abschnitt <mating_data> in die Datei geschrieben, dann das Paar 2 (wenn vorhanden), bis alle Zahnräder in einer Datei vorhanden sind.

Folgende Modifikationen, welche in KISSsoft vorhanden sind, werden im GDE-Format unterstützt:

- Kopf- und Fussrücknahme, linear
- Höhenballigkeit, wälzlängenzentriert
- Breitenballigkeit
- Twist
- Eingriffswinkelmodifikation (Winkel-Minuten)
- Schrägungswinkelmodifikation (Winkel-Minuten)
- Endrücknahme, linear

Derzeit werden die Versionen 3.1 und 3.2 unterstützt.

15.23.1.5 GAMA-code erzeugen

Klicken Sie auf GAMA-Code erzeugen, um den Export von Zahnradgeometriedaten im GAMA-Format zu ermöglichen. Klicken Sie auf Datei -> Exportieren -> GAMA. Dadurch wird eine GAMA-Datei erzeugt, die in die Gleason GAMA-Software importiert werden kann.
Die folgenden Parameter, die in KISSsoft vorhanden sind, werden zurzeit vom GAMA-Code unterstützt:

- Normalmodul
- Zähnezahl
- Schrägungswinkel
- Zahnbreite
- Profilverschiebung
- Fussdurchmesser
- Beginn der Evolvente
- Bezugsdurchmesser
- Zahndicke im Normalschnitt, Bogen

15.23.1.6 Montierbarkeit der Planeten kontrollieren

Planeten werden normalerweise auf dem Planetenträger mit konstanter Teilung angeordnet (bei 3 Planeten jeweils bei 120° etc.). In diesem Falle müssen die Zähnezahlen gewisse Bedingungen erfüllen, damit die Planeten montiert werden können. Wenn die Checkbox aktiviert ist, wird die Kontrolle von KISSsoft durchgeführt.

15.23.1.7 Minimaler Abstand zwischen 2 Planeten

Ein Mindestabstand zwischen den Kopfkreisen zweier Planeten kann über dieses Eingabefeld vorgegeben werden. Wird der Mindestabstand unterschritten, erhalten Sie eine Warnung.

15.23.1.8 Faktor für minimale Zahndicke am Kopf

Eine gewisse Mindestzahndicke am Zahnkopf darf aus Gründen der Fertigung nicht unterschritten werden. Die Mindestzahndicke beträgt: Modul x Faktor. Nach DIN 3960 ist der Faktor normalerweise 0.2. Der Wert für die Mindestzahndicke am Kopf kann auch direkt eingegeben werden.

15.23.1.9 Faktor für minimales Kopfspiel

Das Kopfspiel ist die Distanz zwischen dem Kopfkreis eines Zahnrades und dem Fusskreis des zugepaarten Rades. Ein minimales Kopfspiel kann vorgegeben werden. Wenn dieses Spiel (bei Berücksichtigung der Kopf- und Fusskreis-Abmasse) unterschritten wird, erfolgt eine Warnung.

15.23.1.10 Werkstoffpaarungsabhängige Eigenschaften

Reibungskoeffizient, Verschleissfaktoren und Wärmeübergangsbeiwerte, die in hohem Mass von der ausgewählten Werkstoffkombination abhängen, können jetzt in separaten .DAT-Dateien festgelegt werden. Die werkstoffabhängigen Eigenschaften werden in den Dateien CoefficientOfFriction.DAT, WearFactors.DAT und HeatTransferCoefficient.DAT festgelegt, die im Verzeichnis kiss/dat zu finden sind.

Um diese Option zu aktivieren, gehen Sie zu **Berechnungseinstellungen > Allgemein** und wählen Sie die Eigenschaften, für die die werkstoffabhängigen Eigenschaften aus einer Datei eingelesen werden sollen. Sind die Optionen aktiviert, werden die Werte für den Reibungskoeffizienten und den Verschleissfaktor (in den einzelnen .DAT-Werkstoffdateien) mit den Werten der .DAT-Dateien der Werkstoffpaarung überschrieben. Für den Wärmeübergangsbeiwert werden die Werte der VDI 2736-2 oder der GB/T 44846-2024 mit den Werten in der Datei HeatTransferCoefficient.DAT überschrieben.

Die Kennwerte für die Werkstoffpaarung sind in der Abbildung unten dargestellt. Werkstoffpaarungen werden angegeben als Werkstoff ID-Nummer_Werkstoff ID-Nummer_. Eine .DAT-Datei enthält verschiedene Möglichkeiten für die Beschreibung einer TABLE FUNCTION. Die Werkstoff-ID-Nummer ist im **Datenbanktool > Werkstoff Zahnräder > Spalte ID** zu finden. Die Funktion ist auch für benutzerdefinierte Werkstoffe zu verwenden.

```
 -- E-modulus [N/mm2] for PA66 (data for BASF Ultramid A3K, dry)
:TABLE FUNCTION ElastizitatsModul_dry
      INPUT X ZahnTempFuss TREAT LINEAR
DATA
    -40    -20      0     23     40     60     80    100    120    150
   4480   4170   3970   3350   3160   2820   1210    800    700    640
END

 -- Ultimate tensile strength sigFb [N/mm2] (data for BASF Ultramid A3K, dry)
:TABLE FUNCTION SigFb_dry
      INPUT X ZahnTempFuss TREAT LINEAR
DATA
    -40    -20      0     23     40     60     80    100     120     150
    110    107    103     85     73     50     23     21      18      15
END

-- Tensile strength sigFs [N/mm2] at 0.5% strain (data for BASF Ultramid A3K, dry)
:TABLE FUNCTION SigFs_dry
      INPUT X ZahnTempFuss TREAT LINEAR
DATA
    -40    -20      0     23     40     60     80    100     120     150
     92     90     85     80     68     46     17     15      13      10
END

-- Material data for E-modulus, sigFb and SigFs available also for dry material
-- Should be set only for PA6 and PA66 materials
-- Values: 0-not required, 1-available
:TABLE FUNCTION DryDataGeneralProperties
      INPUT X None TREAT LINEAR
DATA
        0
        1
END

-- Material data for tooth flank/root strength available for dry material (not conditioned)
-- Should be set only for PA6 and PA66 materials
-- Values: 0-not required, 1-required and available for dry material, 2-required and available for conditioned material
:TABLE FUNCTION DryDataGearFatigue
      INPUT X None TREAT LINEAR
DATA
        0
        2
END
```

Abbildung 15.99: Definition der Eigenschaften für Werkstoffkombinationen in der entsprechenden DAT-Datei

15.23.1.11 Berücksichtigung trockener Werkstoffkennwerte

Bei der Verwendung von Werkstoffen, bei denen sich die mechanischen Kennwerte (E-Modul, Zugspannungen, Zahnfuss- und Flankenermüdung) erheblich durch Wasseraufnahme verändern (wie PA6, PA66, ...), kann diese Option aktiviert werden, um mechanische Kennwerte trockener Werkstoffe berechnen zu können. Falls Daten für trockene Werkstoffe vorhanden sind, können diese zur entsprechenden DAT Werkstoffdatei (siehe Abbildung 15.99) hinzugefügt werden. Beispielsweise kann die Werkstoffdatei Z014-PA66_VDI2736.DAT verwendet werden.

15.23.1.12 Berechnung mit Betriebsachsabstand und Profilverschiebung gemäss Herstellung

Die Stirnradgeometrie nach DIN 3960 beruht auf der Berechnung der (theoretischen) spielfreien Verzahnung. Damit ist die Summe der Profilverschiebung der einzelnen Räder über den Achsabstand festgelegt.

Mit dieser Option können die Profilverschiebungen unabhängig vom Achsabstand eingegeben werden. Dies ist sehr nützlich, um die Grenzlagen einer Verzahnung (Spiel, Überdeckung etc.) bei stark variierendem Achsabstand zu überprüfen (z. B. bei grossen Achsabstand-Toleranzfeldern).

15.23.1.13 Grosse Profilverschiebung zulassen

Die Bandbreite der ausführbaren Profilverschiebungen (- 1.2 ≤ x*≤ +1.5) kann mit dieser Option wesentlich vergrössert werden. Dies ist für Spezialfälle sehr nützlich. Geeignet für: Stirnräder, Kegelräder, Schnecken, Schraubräder.

15.23.1.14 Kopfkreis bei Änderung der Profilverschiebung beibehalten

Normalerweise wird in KISSsoft das Bezugsprofil festgehalten, Kopf- und Fusskreis werden angepasst. Wenn diese Option aktiviert ist, wird der Kopfkreis festgehalten und das Bezugsprofil angepasst, wenn die Profilverschiebung geändert wird. Der Kopfkreis wird festgehalten, solange Zähnezahl und Stirnmodul unverändert bleiben. Dies Option steht nur zur Verfügung, wenn die Achsabstand-Checkbox aktiviert ist.

15.23.1.15 Fusskreis bei Änderung der Profilverschiebung beibehalten

Normalerweise wird in KISSsoft das Bezugsprofil festgehalten, Kopf- und Fusskreis werden angepasst. Wenn diese Option aktiviert ist, wird der Fusskreis festgehalten und das Bezugsprofil angepasst, wenn die Profilverschiebung geändert wird. Der Fusskreis wird festgehalten, solange Zähnezahl und Stirnmodul unverändert bleiben. Dies Option steht nur zur Verfügung, wenn die Achsabstand-Checkbox aktiviert ist.

15.23.2 Auslegungen

15.23.2.1 Soll-Profilüberdeckung

Die gewünschte Profilüberdeckung für die Auslegung von Hochverzahnungen kann vorgegeben werden.

15.23.2.2 Auslegung der Zahnrad-Geometrie

Die Faktoren für Kopfspiel und Differenz Nutzkreis-Formkreis (auch ‚Formübermass' genannt) sind Einstellungen, welche für Funktionen zur Auslegung des Bezugsprofils im Tab ‚Bezugsprofil' sowie in der Feinauslegung benötigt werden. Dort kann beispielsweise verlangt werden, dass das Bezugsprofil so verändert wird, dass das Formübermass genau erreicht und das Mindest-Kopfspiel nicht unterschritten wird.

15.23.3 Berechnungen

15.23.3.1 Formkreise aus Zahnform berechnen

In der Zahnformberechnung wird das Herstellverfahren simuliert. Dabei wird der effektive Unterschnitt im Zahnfuss berechnet. Mit der Option **Formkreise aus der Zahnform berechnen** wird bei jedem Berechnungsgang die Zahnform berechnet, falls vorhanden der Unterschnitt bestimmt und in die Berechnung übertragen. Die Profilüberdeckung sowie die Fuss- und Kopfformkreise (erzeugte Nutzkreise) werden damit entsprechend berechnet. Da KISSsoft inzwischen bei Protuberanz und bei Unterschnitt die Formkreise automatisch korrekt berechnet, wird empfohlen diese Option nicht mehr zu verwenden.

Es kann gewählt werden, ob der Fussformkreis, der Kopfformkreis oder beide aus der Zahnform übernommen werden sollen. Bei Zahnstangen wird der Formkreis bislang nicht aus der Zahnform übernommen.

► **Hinweis:**

Wenn diese Option aktiviert ist und Profilmodifikationen vorgegeben werden, dann wird der berechnete Formkreis beim Beginn der Modifikation sein. Damit ergeben sich dann häufig sehr kleine Profilüberdeckungen εα.i und εα.e. Dies ist korrekt, da ab Beginn der Modifikation die Zahnform nicht mehr exakt mit der Evolvente übereinstimmt. Die Meldung, die dann erfolgt, dass die Profilüberdeckung ungenügend ist, verunsichert hingegen den Anwender. Wenn die Profilmodifikation korrekt ausgelegt ist, so dass unter Last der Zahneingriff über die ganze Zahnhöhe erfolgt, kann die Meldung ignoriert werden, da unter Last die Profilüberdeckung der theoretischen Profilüberdeckung εα entspricht. Wir empfehlen grundsätzlich, diese Option bei Verwendung von Profilmodifikationen NICHT anzuwenden.

15.23.3.2 Berechnung mit eigener Wöhlerlinie

Die Wöhlerlinie von metallischen Werkstoffen wird im Normalfall mit den Dauerfestigkeitswerten sigFlim, sigHlim, welche in der Datenbank eingetragen sind, und den Zeitfestigkeitswerten Y_{NT} (Fuss) und Z_{NT} (Flanke) gemäss ISO, AGMA oder DIN bestimmt. Wenn diese Option aktiviert wird und beim Werkstoff eigene Wöhlerlinien eingetragen sind, dann wird die Festigkeitsberechnung mit der eigenen Wöhlerlinie durchgeführt.

Bei Kunststoffen wird immer mit eigenen Wöhlerlinien berechnet, der Flag **Berechnung mit eigener Wöhlerlinie** hat bei Kunststoffen keinen Einfluss.

Hinweise zur Rechenmethode bei Verwendung eigener Wöhlerlinien:

- Die Rechenmethoden nach ISO, DIN und AGMA können für metallische Werkstoffe verwendet werden.
- Die Wöhlerlinien sind in einer Datei abgelegt (siehe bei: Datenbank). Die ertragbare Spannung (σ_{Fadm} für Fuss und/oder σ_{Hadm} für Flanke) des Werkstoffs wird entsprechend der Zyklenzahl N_L bestimmt.
- Die Dauerfestigkeitswerte σ_{Flim} und σ_{Hlim}, welche direkt in der Datenbank eingetragen sind, sind weiterhin zu dokumentarischen Zwecken notwendig und sollten in sinnvollem

Zusammenhang mit den Daten der Wöhlerlinie stehen. Wir empfehlen für σ_{Flim} / σ_{Hlim} den Wert von σ_{Fadm} / σ_{Hadm} bei $N_L=10^7$ zu verwenden.

- Die Lebensdauerfaktoren Y_{NT} und Z_{NT} werden wie folgt bestimmt und protokolliert: Y_{NT} = σ_{Fadm} / σ_{Flim}, Z_{NT} = σ_{Hadm} / σ_{Hlim}
- Die weiteren Faktoren, welche den zulässigen Werkstoffwert beeinflussen wie Y_{drel}, Y_{RrelT}, Y_X, Z_L, Z_V, Z_R und Z_W, werden gemäss der gewählten Rechenmethode (ISO, DIN or AGMA) berechnet und verwendet. Deshalb ist der ausgewiesene zulässige Werkstoffwert σ_{FG} oder σ_{HG} nicht exakt gleich dem Wert σ_{Fadm} / σ_{Hadm} aus der Wöhlerlinie.

15.23.3.3 Berechnung des Fördervolumens der Zahnradpumpen

Diese Option führt die Berechnung des Transportvolumens ohne Berücksichtigung des Rückführvolumens durch. Aktivieren Sie diese Option, wird durch numerische Integration der Zahnlücken das Transportvolumen berechnet und im Protokoll ausgegeben. Ausserdem wird bei der Feinauslegung bei jeder Variante zusätzlich das Transportvolumen berechnet und ausgegeben. Damit kann bspw. die Variante mit dem grösstem Fördervolumen gefunden werden.

15.23.3.4 Kundenspezifische Erweiterungen berücksichtigen

Wurden kundenspezifische Erweiterungen der Software von der Firma KISSsoft AG zugefügt, können diese hier zur Berücksichtigung angewählt werden.

15.23.3.5 Protuberanz berücksichtigen

Falls Winkelunterschied (Protuberanz, bzw. Knickfussflanke) zu Eingriffswinkel grösser als die hier definierte maximale Differenz ist, wird der Einfluss auf die Kopf- und Fussformkreise, sowie die Profilüberdeckung berücksichtigt. Es ergibt sich dann eine entsprechende Verkleinerung der Überdeckung.

15.23.3.6 Zulässiger maximaler Verschleiss der Zahndicke

Bei der Berechnung der Verschleisssicherheit muss ein zulässiger Verschleissgrenzwert vorgegeben werden. Ein üblicher Wert für Kunststoff ist 15% (Verschleiss der Zahndicke im Teilkreis). Ist kein oder wenig Verschleiss tolerierbar, ist eine Vorgabe von 5-10% zu empfehlen.

15.23.4 Zahnform

15.23.4.1 Trägheitsmoment aus Zahnform berechnen

Das Trägheitsmoment der Verzahnung wird im Bereich Kopf- bis Fussdurchmesser exakt auf Grund der Zahnform berechnet. Dazu wird die Zahnformberechnung von KISSsoft automatisch bei jeder Berechnung ausgeführt und von der effektiven Zahnform durch numerische Integration das

Trägheitsmoment bestimmt. Das Ergebnis wird im Berechnungsprotokoll ausgegeben. In der Feinauslegung wird die Berechnung ebenfalls angewandt und Resultate dokumentiert.

15.23.4.2 Flankenspielberechnung aus Zahnform

Mit dieser Option kann das lastfreie Flankenspiel aus der Zahnform berechnet werden unter Berücksichtigung von Profil- und Flankenlinienmodifikationen. Bei Schraubrädern deckt die Berechnung nur Schneckenräder mit Achskreuzungswinkel 90° ab.

15.23.4.3 Drehwegabweichung mit tatsächlicher Zahnform

Mit dieser Option kann die Drehwegabweichnung mit tatsächlicher Zahnform berechnet werden unter Berücksichtigung von Profil- und Flankenlinienmodifikationen. Die Berechnung erfolgt ohne Last.

15.23.4.4 Punkte (statt Kurven) verwenden für die Zahnform-Definition

Die Zahnformberechnung verwendet einen sehr zuverlässigen Algorithmus zur Erzeugung der Zahnform aus Kurven (Linien, Evolventen, Kreisbogen, etc.). In einigen seltenen Fällen ergibt dieser Algorithmus keine brauchbare Lösung. Dann kann es sinnvoll sein, den alternativen Algorithmus, welcher mit Punkten arbeitet, zu verwenden.

15.23.4.5 Für Zahnformen, die mit Punkten definiert sind, den alternativen Algorithmus verwenden

Die Zahnformberechnung nutzt einen sehr zuverlässigen Algorithmus zur Bestimmung der Punkte auf der Zahnform. In einen wenigen Sonderfällen findet der Algorithmus allerdings keine sinnvolle Lösung. Hier kann die Verwendung eines alternativen Algorithmus Abhilfe schaffen.

15.23.4.6 Fusskreisdurchmesser nur aus Zahndickentoleranz bestimmen

Wenn die Checkbox aktiviert ist, wird der Fusskreisdurchmesser im Tab **Zahnform** nur durch die Einstellung der Zahndickentoleranz bestimmt. Ist die Checkbox nicht aktiviert, wird der Fusskreisdurchmesser im Tab **Zahnform** nur durch die Einstellung der Durchmessertoleranz beeinflusst. Das Werkzeug wird dabei an die theoretisch berechneten Fusskreisdurchmesser (nach Norm) angepasst.

Diese Einstellung wirkt sich nur auf Passverzahnungen nach ANSI B92 und DIN 5480 aus (wenn die Durchmessertoleranzen nach DIN 5480-1, Tabelle 5 berechnet werden).

15.23.5 Sicherheitsfaktoren

Die Vorgabe der Sollsicherheiten ist wichtig für alle Lebensdauerberechnungen sowie für die Grob- und Feinauslegung.
Die Berechnung der Zuverlässigkeit mit der Weibull-Verteilung verwendet die berechnete Lebensdauer, berücksichtigt somit auch die Sollsicherheiten. Falls die Zuverlässigkeit ohne Berücksichtigung von Sollsicherheiten erfolgen soll, müssen diese auf 1.0 gesetzt werden.

Sicherheiten nicht grössenabhängig

Die Erfahrung hat gezeigt, dass bei kleineren Modulen wesentlich kleinere Mindestsicherheiten verwendet werden können. Die Normen geben hierzu jedoch keinen Hinweis, es beruht auf Erfahrung mit vielen Anwendungen. Falls jedoch eine Grössenabhängigkeit nicht erwünscht ist, kann deshalb die Variante "Sicherheit nicht grössenabhängig" gewählt werden.

Minimale Sicherheit für die Berechnung nach AGMA

In der Zahnfestigkeitsberechnung nach AGMA 2001 ist die zulässige Zahnbiegespannung sat um einen Faktor 2 kleiner als in der ISO 6336. Obwohl in seiner Bedeutung ähnlich, muss der entsprechende s_{at}-Wert der ISO mit einem Faktor 2 multipliziert werden, dem Spannungskorrekturfaktor Y_{st} des Bezugsrads. Wird also die Zahnfestigkeit nach AGMA 2001 berechnet, fällt die resultierende Sicherheit um ungefähr 50% kleiner aus als bei Berechnung mit ISO 6336. Folglich ist die einzufordernde Sicherheit bei Berechnung nach AGMA 2001 kleiner.

Service Faktor

Einige Anwendungen der AGMA-Rechenmethode verlangen die Vorgabe eines Service-Faktors. Dies ist an sich nichts anderes als die Vorgabe einer Mindest-Sicherheit. Auf Wunsch kann deshalb der Service Faktor C_{SF} für die Flankenfestigkeit und K_{SF} für die Zahnbiege-Festigkeit eingegeben werden.

15.23.5.1 Sicherheitsfaktor für Berechnung der Schubspannung bei EHT

Der Sicherheitsfaktor wird mit der Schubspannung multipliziert, mit welcher dann die Härte berechnet wird und dann aus dieser die Einhärtetiefe bestimmt wird.

15.23.6 Kontaktanalyse

15.23.6.1 Berechnung

Berechnungsmethode Eingriffssteifigkeit: Es kann zwischen der Berechnungsmethode nach Weber/Banaschek [23] (Dynamische Steifigkeitsberechnung, Standardeinstellung), nach ISO 6336-1 Methode B und Eigener Eingabe gewählt werden.

Einspannstelle Zahn: Die Kontaktanalyse nach Weber/Banaschek [23] basiert auf einem Biegebalkenmodell mit beliebiger Form. Diese Einstellung definiert die Methode zur Ermittlung der Einspannstelle des Biegebalkens/Zahns. Zur Auswahl stehen die Methoden nach Weber/Banaschek [23] und nach Langheinrich [24].

Einzeleingriffssteifigkeit: Eigene Eingabe der Einzeleingriffssteifigkeit, wenn unter Berechnungsmethode Eingriffssteifigkeit **Eigene Eingabe** eingestellt wurde.

Kopplungssteifigkeits-Modifikationsfaktor: Der Faktor kann nach Raabe oder Börner definiert werden [38], siehe die folgende Abbildung.

Nach Raabe: $$C_{Ci} = k_C \cdot 0.04 \cdot N^2 \cdot \frac{C_i + C_{i+1}}{2}$$

Nach Börner: $$C_{Ci} = k_C \cdot 2.75 \cdot \left(\frac{m_n}{b_c}\right)^2 \cdot \frac{C_i + C_{i+1}}{2}$$

C_{Ci} – Kopplungssteifigkeit der Scheiben *i* und *i* + *1*, k_C – Kopplungssteifigkeitsfaktor
N – Anzahl Scheiben, m_n – Normalmodul, b_C – Scheibenbreite, C_i – Steifigkeit der Scheibe *i*

Abbildung 15.100: Kopplungssteifigkeits-Modifikationsfaktor nach Raabe oder Börner

Randabschwächungsfaktor: Randabschwächungsfaktor für die Steifigkeitsabschwächung am Rand bei Schrägverzahnungen.

Korrekturfaktor für Hertzsche Steifigkeit (nach Winter): Korrekturfaktor für die Hertz'sche Abplattung nach Versuchen von Winter/Podlesnik [39].

Anzahl der Ordnungen im Amplitudenspektrum (Drehwegabweichung/Eingriffssteifigkeit): Hier kann die gewünschte Anzahl der zu berechnenden Ordnungen angegeben werden. Es muss mindestens mit einer Ordnung und darf maximal mit halber Anzahl Eingriffsstellungen (welche im Tab **Kontaktanalyse -> Rechengenauigkeit** eingestellt wird) berechnet werden.

Blitztemperatur und Micropitting mit Reibungskoeffizient nach ISO/TS 6336-22: Überschreibt den im Tab **Kontaktanalyse** definierten Reibungskoeffizienten mit einem nach ISO/TS 6336-22 ausgelegten Reibungskoeffizienten.

Spannungsüberhöhung durch Kopfrundung interpolieren: Die Berechnung der Zahnform führt im Falle einer Kopfrundung zu einer schlagartigen Änderung der Krümmungsradien. Dies wiederum führt zu Spannungsüberhöhungen an diesem Übergang bei der Berechnung der Kontaktanalyse. Es kann deshalb ausgewählt werden, ob mit der mathematischen Lösung gerechnet werden soll, oder ob diese Überhöhung interpoliert werden soll.

Kraftanregung berechnen: Die Kraftanregung (nach FVA Bericht 487) ergibt sich aus der Verzahnungssteifigkeit und der mittleren Drehwegabweichung. Im Gegensatz zur Drehwegabweichung erlaubt die Kraftanregung eine bessere Beurteilung unterschiedlicher Verzahnungsvarianten bezüglich der Geräuschanregung, da für die Geräuschentstehung nicht die Ausgleichsbewegungen (Drehwegabweichung) der Zahnräder, sondern die Verzahnungskräfte ausschlaggebend sind.

Konische Profilverschiebung: Mit dieser Option wird die konische Profilverschiebung im Tab **Kontaktanalyse** aktiviert.

Plastische Verformung berücksichtigen: Mit dieser Einstellung können Sie festlegen, ob bei der Kontaktanalyse eine plastische Verformung berücksichtigt werden soll. Wird eine Plastizität berücksichtigt, wird die aus der elastischen Kontakttheorie berechnete maximale Flankenpressung auf der Grundlage der eingestellten „Maximal zulässigen Flankenpressung" verkürzt. Wird die maximale elastische Flankenpressung überschritten, werden die Radien der Kontaktkörper lokal verändert, sodass die resultierende elastische Flankenpressung diesem Maximum entspricht. Es wird nur ein Prozentsatz der neuen Radien auf Grundlage der eingestellten „Gewichtung der plastischen Verformung" verwendet.

Iterative Verschleissberechnung glätten: Mit dieser Einstellung wird die Zahnform nach jeder Iteration der Verschleissberechnung geglättet.

15.23.6.2 Darstellung

Einheit der Drehwegabweichung: Hier kann zwischen der Länge auf der Eingriffsstrecke (Drehwegfehler) und dem Winkel am getriebenen Rad (Drehwinkelfehler) gewählt werden.

Resultate glätten: Diese Funktion verwendet einen Tiefpassfilter zur Glättung der Resultate (Hertz'sche Pressung, Zahnfussspannung Rad 1/2, Sicherheit gegen Fressen und Sicherheit gegen Micropitting). Im Standardfall ist dieser deaktiviert, kann jedoch bei starkem numerischen Rauschen auf den Resultaten verwendet werden, um diese zu glätten.

Analysebereich Zahnhöhe: Definiert den maximalen Bereich entlang der Zahnhöhe für die Auswertung der Resultate (Hertz'sche Pressung, Zahnfussspannung Rad 1/2, Sicherheit gegen Fressen und Sicherheit gegen Micropitting). Diese Einstellung erzeugt zusätzliche Resultate und verändert die Ergebnisse der Kontaktanalyse nicht.

Analysebereich Zahnbreite: Definiert den maximalen Bereich entlang der Zahnbreite für die Auswertung der Resultate (Hertz'sche Pressung, Zahnfussspannung Rad 1/2, Sicherheit gegen Fressen und Sicherheit gegen Micropitting). Diese Einstellung erzeugt zusätzliche Resultate und verändert die Ergebnisse der Kontaktanalyse nicht.

Zeichne Daten über Eingriffslinie: Ist diese Option aktiviert, werden die Resultate der Kontaktanalyse in den 3D-Diagrammen quadratisch dargestellt. Hierdurch sind die Daten für einen Export als Matrix geeignet.

Flankenspiel bei der Grafik der Drehwegabweichung berücksichtigen: Mit dieser Einstellung wird das Flankenspiel bei der Drehwegabweichung berücksichtigt. Dies verursacht eine Verschiebung des Betrags der Drehwegabweichung bei gleichbleibender Amplitude.

15.23.7 Diagramme

15.23.7.1 Eingriffsposition in den Diagrammen

Unterschiedliche Werte für die X-Achse können mit Hilfe der Dropdown-Liste ausgewählt werden. Zur Auswahl stehen der Wälzwinkel, die Länge (Eingriffstrecke), der Durchmesser von Rad A und der Drehwinkel.

► **Hinweis**

Bei Anwahl des Drehwinkels für die X-Achse ist die Mittelachse des Zahnrades bei 0°.

In allen Grafiken, welche die Eingriffsstrecke A-E nach ISO 21771 zeigen, muss beachtet werden, dass diese besonderen Punkte für das nicht deformierte Zahnpaar ohne Modifikationen nach ISO 21771 berechnet sind. Die Kontaktanalyse berücksichtigt die Zahnbiegung. Dadurch entsteht – je nach Zahnmodifikation – ein verfrühter sowie ein verlängerter Eingriff. Dies ist bei Darstellung, z.B. der Normalkraft, mit Drehwinkel (oder Wälzwinkel, Eingriffsstrecke) als X-Achse deutlich sichtbar. Bei Darstellung mit Durchmesser als X-Achse sieht hingegen der Kraftverlauf anders aus, der verfrühte Eingriff beginnt etwas höher im Zahnfuss, verschiebt sich dann nach unten bis Punkt A erreicht ist

und verläuft erst ab dann in Richtung Zahnkopf. Die Darstellung des Kraftverlaufs ist deshalb unterschiedlich, je nach Wahl der X-Achse.

In Spezialfällen, bei grossen Profilmodifikationen, wenn der Zahnkontakt nicht mehr bis zum Kopf geht und die Eingriffslinie vom theoretischen Verlauf abweicht (siehe Abbildung 15.103), dann ergeben sehr markante Unterschiede. Durch die Profilmodifikationen erhöht sich der Drehwinkel-Bereich.

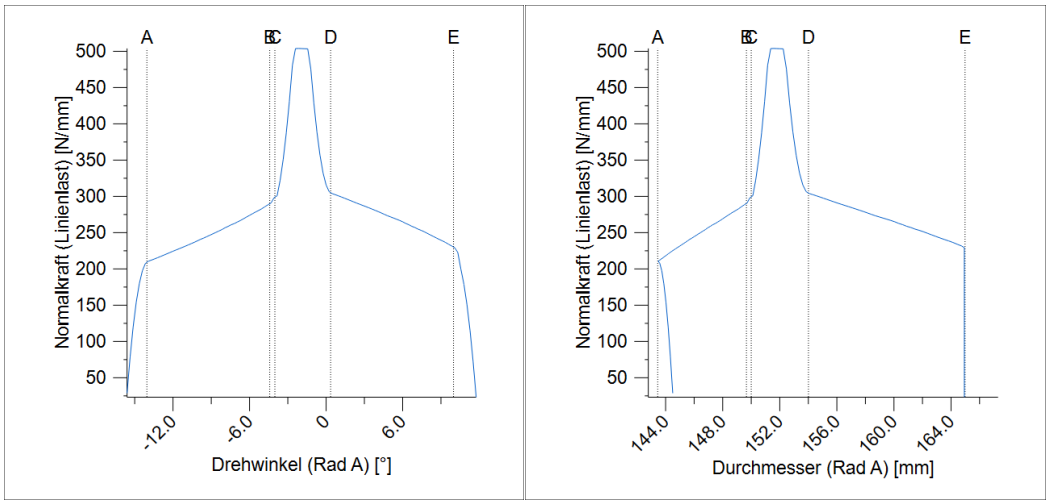


Abbildung 15.101: Normalkraftverlauf einer Verzahnung ohne Modifikationen; links: Darstellung über dem Drehwinkel; rechts: über dem Durchmesser

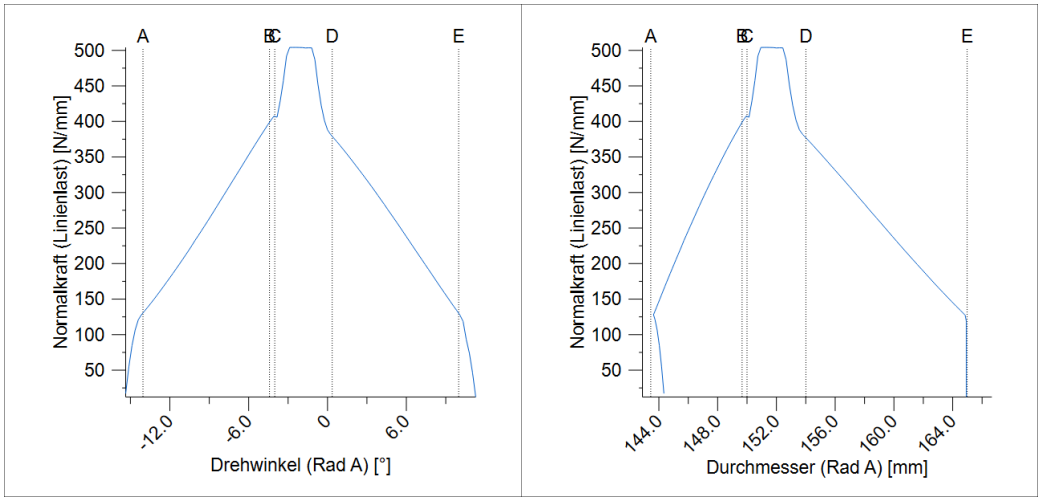


Abbildung 15.102: Normalkraftverlauf einer Verzahnung mit geringer Höhenballigkeit (Eingriff erfolgt bis zum Zahnkopf)

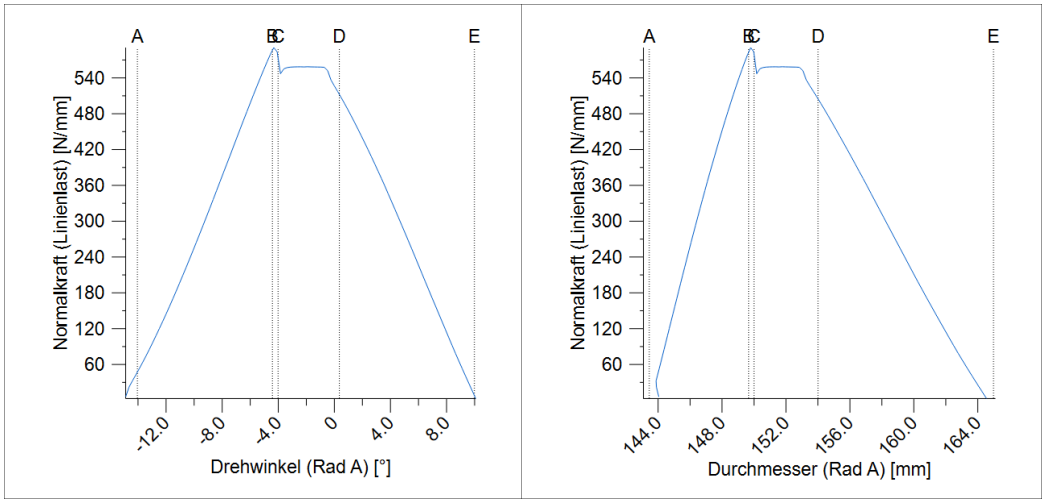
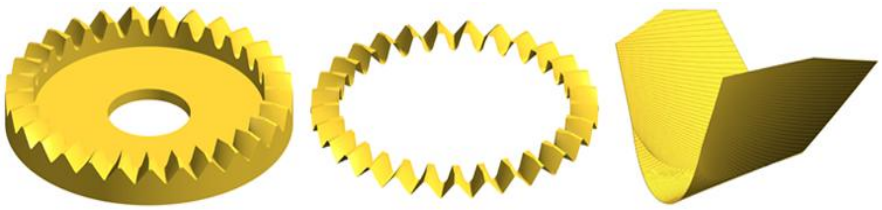


Abbildung 15.103: Spezialfall eines Normalkraftverlaufs bei höherer Belastung und grosser Höhenballigkeit (Eingriff erfolgt nicht bis zum Zahnkopf)

15.23.8 3D-Erzeugung

Hier können die Parameter zur Erzeugung von 3D-Modellen geändert werden.

- Unter **"Modell"** wird der Typ des zu generierenden Modells ausgewählt (Volumenmodell, Dünnwandmodell, Schnittmodell). Das Volumenmodell kann für weitere Anwendungen wie CNC Verarbeitung oder Finite Elemente Analyse verwendet werden. Das Dünnwandmodell eignet sich am besten für die Zahnkontaktanalyse. Das Schnittmodell ist nur für Zahnräder, welche die Schnittsimulation zur Erzeugung verwenden, wie Kronenrad oder Globoid-Schneckenrad geeignet, und dient zur Darstellung des Schnittherstellungsprozesses.



- Im Eingabefeld **Anzahl der Herstellungsschritte** wird die Zahl der Schnitte pro halbe Teilung für den Schnittprozess festgelegt. Der Minimalwert ist 1, und der Standardwert ist 20. Die Qualität des erstellten Modells kann erhöht werden indem die Anzahl der Herstellungsschritte erhöht wird, wobei jedoch auch die Möglichkeit von Herstellfehlern erhöht wird. Der Skalierfaktor dient zur Lösung von Fehlerproblemen. Wenn die Erstellung fehlschlägt, ist es empfehlenswert eine kleinere Anzahl von Herstellschritten und einen höheren Skalierfaktor zu wählen.
- Die **Anzahl Schnitte über die Zahnradbreite** definiert die Anzahl der Schnitte über die Zahnbreite für die Approximation der Zahnflankenform. Der Minimalwert ist 2, und er

Standartwert 11. Normalerweise kann die Qualität des Modells verbessert werden durch die Erhöhung dieses Wertes, aber es ist empfehlenswert nicht eine allzu hohe Anzahl verglichen mit der Zahnbreite zu wählen. Dieser Faktor betrifft Zahnradmodelle, welche die Schnittsimulation verwenden und Zahnradmodelle zusammengesetzt aus mehreren Querschnitten, wie Spiralkegelräder und Stirnräder mit Steigungsmodifikationen.

- Der **Skalierfaktor für das Schnittmodell** dient der Vergrösserung des Modells während der Schnittsimulation. Der Minimalwert ist 1 und der Standartwert 10. Manchmal kann die Schnittsimulation fehlschlagen, bedingt durch einen internen Operationsfehler des Parasolidkerns, vor allem dann, wenn das Modell einen sehr kleinen Modul oder einen grosse Anzahl von Erstellungsschritten hat. Um solche Operationsfehler zu vermeiden, kann das mit dem Skalierfaktor vergrösserte Modell für den Schnittprozess verwendet werden. Folglich kann das Schnittmodel andere Dimensionen als das eigentliche Design haben. Das Volumenmodell und das Dünnwandmodell werden nach der Operation automatisch zurückskaliert und haben somit die gleichen Dimensionen wie das eingegebene Zahnrad.
- Die **Toleranz der Modellbearbeitung** bestimmt die Toleranz für die internen Operationen des Parasolidkerns wie zum Beispiel die Sehnenapproximation oder Kollisionsprüfung bei booleschen Operationen. Der Standardwert ist 1 µm.
- Die **Renderingqualität** bestimmt die Auflösung der erstellten Grafiken im 3D Geometrieansicht. Das beeinflusst nur die Anzeigegenauigkeit (Bedienbarkeit) des Viewers und nicht die Qualität des erstellten Modells. Falls die Rotationsoperation im Viewer langsam ist, kann der Qualitätswert erhöht werden, um die Operation zu beschleunigen. Der Standardwert ist 5 µm.
- Mit **Konstanter Fussrundungsradius entlang der Zahnbreite** wird die Methode für die Fussradiusgenerierung des Kegelrads festgelegt. Der Fussrundungsradius des Kegelrads ändert sich um den Faktor des Normalmoduls entlang der Zahnbreite. Wird dieser Haken gesetzt, so wird im mittleren Teil der mit dem Normalmodul definierte konstante Fussrundungsradius verwendet. (Für Kegelräder erhältlich)
- Die **Konstante Protuberanz entlang der Zahnbreite** legt die Protuberanz des Bezugsprofils des Kegelrads fest. Die Protuberanz des Bezugsprofils des Kegelrads ändert sich um den Faktor des Normalmoduls entlang der Zahnbreite. Wird dieser Haken gesetzt, so wird im mittleren Teil die mit dem Normalmodul definierte konstante Protuberanz verwendet. (Für Kegelräder erhältlich)
- Wird **2D-Geometrie für Innen- und Aussenseite anzeigen** aktiviert, werden die Zahnformen der Innen- und Aussenseite in 2D-Geometrie grafisch dargestellt. (Für Kegelräder erhältlich)
- Wird **Zahnform als Kugelevolvente** aktiviert, wird die Zahnform als Kugelevolvente berechnet.

- Wird **Zahnsystemmodell in der gespeicherten Position erstellen** aktiviert, wird das Systemmodell an der von Ihnen gespeicherten Position generiert. Diese Position ist in der Berechnungsdatei gespeichert und Sie können die Kontrollposition des Tragbilds für künftige Zwecke wiederherstellen. (Für Kegelräder erhältlich)
- Die **Anzahl der Punkte auf der Schnittkante für Spline-Approximation** legt die Anzahl der Modellier-(Zwischen-)Punkte an jeder Schnittkante für die Splinekurven-Approximation für den Fussbereich bzw. die Zahnflanke fest. Das Bild zeigt die schematische Darstellung der Abtastung des Punkts, der verwendet werden soll. Die Endpunkte (Knoten) werden entfernt, da sie der Kurve eine extreme Welligkeit verleihen. Wir verwenden nur die Zwischenpunkte auf der Schnittkante, unter der Annahme, dass der parametrische Abstand zwischen den Punkten gleich ist. Normalerweise wird empfohlen, mehr Punkte im Fussbereich zu verwenden, der optimale Wert ist jedoch vom Benutzer anhand des Modells zu ermitteln. (Für Globoidschneckenräder erhältlich)
- **Vergrösserungsfaktor für den Schneckenrad-Fräser** legt den Faktor für die Vergrösserung des Schneckenrad-Fräsers fest. Für die Implementierung des Übermass-Werkzeugs gibt es verschiedene Methoden. Dazu gehört die Axialteilungsmethode, die Grundkreisteilungsmethode, die Sondergewindemethode und die Normalteilungsmethode. KISSsoft verwendet die Normalteilungsmethode, da diese praktisch als Industriestandard gilt. Die Methode beruht auf dem Prinzip, dass für den Schneckenrad-Fräser die gleiche Normalteilung und der gleiche Eingriffswinkel am Normalschnitt wie für die Schnecke verwendet wird. Der Fräsabstand zwischen Werkzeug und Rad wird dann entsprechend verändert, damit das gewünschte Ergebnis für Fuss- und Kopfkreisdurchmesser des Rades erzielt wird. Wird mit dem Vergrösserungsfaktor gearbeitet, stimmt die generierte Fläche nicht mit der Schneckenfläche überein und liefert kein optimales Tragbild. Daher sollte der Vergrösserungsfaktor nicht verwendet werden, vor allem wenn Sie keine konventionelle Fräsmethode einsetzen, aber die theoretische Flächengeometrie anwenden wollen. In der Praxis erhöht sich die Zahndicke des Fräsers, um die Zahndickentoleranz des Schneckenrads zu berücksichtigen. In diesem Fall sollte ein kleiner Vergrösserungsfaktor für die Kompensation der Toleranz verwendet werden, um den besten Eingriff zu erhalten. (Für Globoidschneckenräder erhältlich)
- Mit **Fräserschaftwinkeländerung des Fräsers** kann der Achswinkel des Schneckenrad-Fräsers während der Frässimulation verändert werden. Der Winkel kann positiv und negativ sein, der positive Winkel wird wie unten gezeigt definiert. (Für Globoidschneckenräder erhältlich)
- Mit **Eingriffswinkeländerung des Schneckenrad-Fräsers im Normalschnitt** wird festgelegt, dass der Schneckenrad-Fräser einen anderen Eingriffswinkel als die Schnecke hat. (Für Globoidschneckenräder erhältlich)
- Mit **Flankenform des Schneckenrad-Fräsers** wird für den Schneckenrad-Fräser eine andere Zahnform als für die Schnecke eingestellt. Zahlreiche wissenschaftliche

Untersuchungen zeigen, dass unterschiedliche Zahnformen ein besseres Tragbild bei Schneckenrädern ermöglichen. Diese Einstellung wird für diesen Zweck verwendet. Wird diese Option nicht aktiviert, wird für den Fräser die gleiche Zahnform wie für die Schnecke benutzt. (Für Globoidschneckenräder erhältlich)

- Klicken Sie auf **Axiale Ausdehnung**, um den axialen Längenausdehnungs-/Schrumpfungsfaktor α der Zahnräder für Spritzguss- oder Sinterprozesse zu berücksichtigen. Bei Schrägverzahnungen wird der Schrägungswinkel basierend auf der neuen Zahnbreite erneut berechnet aus

$$\beta = tan^{-1}\frac{tan\beta}{\alpha}$$

.

15.24 Zahndicken

Unter dem Menüpunkt **Berechnung > Zahndicken** kann für einen beliebigen Durchmesser die Normalzahndicke und die Normallückenweite berechnet werden.

Ausgegeben wird die Zahndicke als Bogenlänge und als Sehnenlänge; zur Messung der Zahndicke wird auch die Höhe über der Sehne mit den Zahndickenabmassen angegeben.

15.25 Zahnformexport

Klicken Sie im Menü **Berechnungen** auf "Zahnformexport", um die Form des Zahnrades oder des Werkzeuges als Koordinaten in eine Textdatei zu exportieren.
Es stehen verschiedene Einstellungen für die Exportfunktionalität zur Verfügung:

- Auswahl des Querschnitts
- Auswahl der Operation
- Auswahl des Trennzeichens
- Format der Textdatei
- Reduzierung der Anzahl Punkte
- Entfernen der doppelten Punkte

15.26 Zahneingriffsfrequenzen

Zahneingriffsfrequenzen bieten wertvolle Informationen für die Analyse von Schädigungen und Defekten.

Ein Getriebe zeichnet sich nicht nur durch normale niederfrequente Harmonische im Schwingungsspektrum aus, sondern auch durch hohe Aktivitäten im Hochfrequenzbereich verursacht durch die Verzahnung. Diese Frequenz wird als **Zahneingriffsfrequenz** (engl. Gear

Mesh Frequency, GMF, f_z) bezeichnet. Die GMF wird gemäss Gleichung 1 durch Multiplikation der Zähnezahl mit der zugehörigen Betriebsdrehzahl berechnet.

$$f_z = z \cdot f_n$$
(Gleichung 1)

Die Zahneingriffsfrequenz weist Seitenbänder (f_s) der Betriebsdrehzahl mit Bezug zur Drehzahl der Welle auf, auf welcher das Zahnrad montiert ist. Wenn sich das Zahnradpaar in einem guten Zustand befindet, weisen sämtliche Spitzen niedrige Amplituden auf und es werden keine Eigenschwingungen der Zahnräder angeregt.

$$f_s = f_z \pm f_n$$
(Gleichung 2)

Zahnschädigungen (Verschleiss) und Flankenspiel können Eigenschwingungen der Zahnräder entlang der Zahneingriffsfrequenzen und ihrer Seitenbänder anregen. In der Regel führen verteilte Fehler wie Exzentrizität oder Zahnradversatz dazu, dass Seitenbänder und Harmonische mit hohen Amplituden nahe der Zahneingriffsfrequenz erzeugt werden. Lokal begrenzte Fehler, beispielsweise ein angerissener Zahn, erzeugen Seitenbänder, die weiter über das Spektrum verteilt sind.

Typische **Symptome** für verschiedene Schädigungen von Getrieben:

Exzentrisches Zahnrad oder verbogene Welle

Diese Art der Schädigung verursacht eine Modulation der GMF bei Erreichen der Drehzahl des exzentrischen Zahnrads. Bei einem schwerwiegenden Problem kann es auch zu einer Modulation der Drehzahl von Wellen kommen. Im Fall eines exzentrischen Zahnrads hat der Spitzenwert bei 1x1/min eine grössere Amplitude und die Seitenbänder weisen Abstände bei derselben Frequenz von 1x1/min auf. Signifikante Seitenbänder finden sich möglicherweise auch bei der 2- und 3-fachen GMF.

Flankenspiel

Ein unzulässiges Flankenspiel des Zahnradpaars führt in der Regel zu einer Anregung der GMF und der Seitenbänder bei 1x1/min. Wenn das Problem durch das Flankenspiel verursacht wird, nimmt die Amplitude der GMF häufig mit zunehmender Belastung ab.

Versatz von Zahnrädern

Ein Versatz von Zahnrädern führt fast immer zur Anregung von GMF-Harmonischen der zweiten Ordnung oder sogar höherer Ordnungen. Daher zeigen sich bei 1x GMF nur kleinere Amplituden, bei der 2- oder 3-fachen GMF jedoch wesentlich höhere Amplituden.

Ein weiterer, bei Zahnradpaaren beobachteter Frequenztyp ist die **Hunting-Tooth-Frequenz** (HTF, f_k) von Zahnrädern. Im Gegensatz zur systemabhängigen Zahneingriffsfrequenz ist diese Frequenz paarabhängig. In der Literatur wird sie mitunter als «Frequenz derselben Zahnposition» bezeichnet und mithilfe der Gleichung 3 berechnet. Dort steht k für den grössten gemeinsamen Teiler der Zähnezahl beider in Kontakt befindlicher Zahnräder. In diesem Zusammenhang spricht man auch von Montagephasenfaktoren. Sie sind als kleinstes gemeinsames ganzzahliges Vielfaches der Zähnezahl von Ritzel und Zahnrad definiert. Diese Frequenz ist im Vergleich zur GMF üblicherweise sehr niedrig und wird häufig dazu genutzt, Fehler zu ermitteln, die während des Herstellverfahrens oder durch fehlerhafte Handhabung entstanden sind. Sie kann zu recht hohen Schwingungen führen. Die HTF ist in der Regel zu hören.

$$f_k = k \cdot \frac{f_{n2}}{z_1} = k \cdot \frac{f_{n1}}{z_2}$$
(Gleichung 3)

Der Montagephasenfaktor wird auch dazu verwendet, die Montagephasenfrequenz (engl. Assembly Phase Frequency, APF, f_a) eines Zahnradpaars zu berechnen (Gleichung 4). Diese Frequenz wird üblicherweise dazu verwendet, den verteilten Verschleiss zwischen Zahnrad und Ritzel zu beurteilen. Die APF entsteht nur, wenn Kombinationen von Zähnezahlen von Zahnradpaaren keine gemeinsamen Primzahlen zwischen Zahnrad und Ritzel aufweisen (k >1).

$$f_a = \frac{f_z}{k}$$
(Gleichung 4)

Charakteristische Frequenz eines fehlerhaften Zahnrads in einem **Planetengetriebe**

Ein Planetengetriebe besteht aus mindestens zwei Arten von Zahnradpaaren – Sonnenrad/Planetenrad und Planetenrad/Hohlrad (Tellerrad). Diese beiden Paare haben dieselbe Eingriffsfrequenz. Wenn das Hohlrad feststeht, kann die Zahneingriffsfrequenz mithilfe der Gleichung 5 berechnet werden. In sonstigen Fällen wird die GMF unter Berücksichtigung der Drehzahl des Hohlrads berechnet, siehe Gleichung 6. Dabei ist f_H die Rotationsfrequenz des Planetenträgers, n_r die Rotationsfrequenz des Hohlrads und z_r der Absolutwert der Zähnezahl des Hohlrads.

$$f_z = f_H \cdot z_r$$
(Gleichung 5)

$$f_z = abs(f_H - n_r) \cdot z_r$$
(Gleichung 6)

Neben der Zahneingriffsfrequenz finden sich in einem Planetengetriebe mehrere weitere (siehe Kapitel 13.3.8, Charakeristische Frequenzen). Diese fehlerhaften Frequenzen können typischerweise in **Fälle lokaler Schädigung** und **Fälle verteilter Schädigung** unterteilt werden.

Der Fall einer lokalen Schädigung definiert sich darüber, wie häufig ein fehlerhafter Zahnradzahn pro Zeiteinheit in Gegenräder eingreift. Das liegt daran, dass eine lokale Zahnradschädigung die Schwingung während des Zahnradeingriffs mit der sich wiederholenden Frequenz der plötzlichen Änderungen moduliert, die beim Eingriff eines geschädigten Zahns mit den Gegenrädern verursacht werden.

Der Fall einer verteilten Schädigung definiert sich als die relative Rotationsfrequenz fehlerhafter Zahnräder mit Bezug zum Planetenträger. Der Grund liegt in der verteilten Zahnradschädigung, die die Schwingung während des Zahnradeingriffs mit einer Periode moduliert, die gleich dem gesamten Umlauf des beschädigten Zahnrads in Relation zum Planetenträger ist.

Die Berechnung der lokalen und der verteilten Frequenz von Planetenrädern erfolgt gemäss den Gleichungen 7-12, wobei K die Anzahl an Planetenrädern, z_s die Rotationsfrequenz des Sonnenrads und z_p die Rotationsfrequenz des Planetenrads ist.

Charakteristische Frequenz des Sonnenrads

$$f_{csd} = \frac{f_z}{z_s}$$

(Gleichung 7)

$$f_{csl} = K \cdot \frac{f_z}{z_s}$$
(Gleichung 8)

Charakteristische Frequenz des Planetenrads

$$f_{cpd} = \frac{f_z}{z_p}$$
(Gleichung 9)

$$f_{cpl} = 2 f_{cpd}$$
(Gleichung 10)

Charakteristische Frequenz des Hohlrads

$$f_{crd} = f_H$$
(Gleichung 11)

$$f_{crl} = K \cdot f_H$$
(Gleichung 12)

Die Berechnung der Zahneingriffsfrequenz kann in KISSsoft über den Tab **Festigkeit** aktiviert werden; die Resultate werden im Hauptprotokoll im Abschnitt **Ergänzende Daten** angezeigt.

Über den Tab **Einstellungen** lassen sich verschiedene, für die Berechnung zu berücksichtigende Optionen ändern. Über die Optionen wird die Berechnung der Seitenbänder aktiviert bzw. deaktiviert. Der Benutzer kann die Anzahl der Harmonischen eingeben, die bei der Berechnung berücksichtigt werden sollen, und er kann festlegen, ob bei der Berechnung Schwankungen des Betriebsdrehzahlbereichs um ± % Berücksichtigung finden sollen.

Wenn bei der Zahnradberechnung Schwankungen der Eingabeparameter durch Berechnung des Lastkollektivs berücksichtigt werden, kann über die Einstellungen für die Zahneingriffsfrequenz zudem festgelegt werden, dass sie in der Berechnung Berücksichtigung finden. Im Menü **Einstellungen** stehen darüber hinaus verschiedene Möglichkeiten für die grafische Darstellung der Resultate zur Auswahl.

Die Resultate der Zahneingriffsfrequenz können in drei verschiedenen Einheiten angezeigt werden, d.h. Hertz (Hz), Zyklus pro Minute (CPM) oder mit Angabe der Bezugsraddrehzahl.

Die grafische Darstellung der Resultate kann über die Optionen **Grafik > Auswertung** aufgerufen werden. Es gibt zwei verschiedene Diagrammtypen. Im ersten Diagramm wird die Zahneingriffsfrequenz dargestellt, wobei auf der X-Achse die Bezugsraddrehzahl und auf der Y-Achse die Werte der charakteristischen Frequenzen aufgetragen sind. Im zweiten Diagramm ist die Zahneingriffsfrequenz mit Darstellung der Amplituden zu sehen. Derzeit ist der Amplitudenwert ohne Einheit.

Literatur, auf deren Grundlage die Berechnung der Zahneingriffsfrequenzen durchgeführt wird, siehe [40], [41], [42], [43], [44], [45] und [46].

15.27 Berechnung der Phasen von Planetengetrieben

Die Berechnung der Phasen von Planeten ([47] und [48]) einschliesslich des Winkels zwischen den Planeten erfolgt bei Planetengetrieben automatisch. Die Resultate werden im Haupt-Berechnungsprotokoll unter **Ergänzende Daten** aufgeführt.

Die Klassifizierung der Phasen eines Planetengetriebes basiert auf der ersten Harmonischen der Anregungen des Zahneingriffs. Mögliche Phasen für Planeten mit identischen Abständen lauten In Phase, Sequentiellphase und Gegenphase. Höhere Harmonische haben je nach Anzahl der Planeten möglicherweise eine andere Phase; mit ihrer Hilfe kann die Phasenlage bestimmt werden, wenn die Planten identische Abstände zueinander haben:

$$k_\Phi = mo\,d(|Z_{inner}|, N)$$

Die Bestimmung der Phasenlage ist besonders dann von Interesse, wenn man wissen möchte, welche Anregungen während des Zahneingriffs im System verstärkt oder aufgehoben werden. Verstärkungen und Aufhebung von Anregungen werden im Hinblick auf die folgenden Komponenten untersucht:

1. die Drehmomente und Axialkräfte, d.h. die Schubkräfte (nur bei Schrägverzahnungen)
2. die Radialkräfte

In Phase

In Phase oder Gleichphasigkeit bedeutet, dass jeder Zahneingriff den gleichen Phasenwinkel aufweist. Gleichphasige Planetenräder zeichnen sich durch verstärkte Drehmomente und Schubkräfte aus, ihre Radialkräfte werden jedoch ausgelöscht. Die Bedingung für eine Gleichphasigkeit lautet:

$$k_\Phi = 0$$

Sequentiellphase

Sequentiellphase bedeutet, dass die Phasenwinkel bei nachfolgenden Zahneingriffen gleiche Abstände aufweisen. Planetenräder mit Sequentiellphase zeichnen sich durch aufgehobene Drehmomente und Schubkräfte aus, ihre Radialkräfte werden jedoch verstärkt. Die Bedingung für eine Sequentiellphase lautet:

$$k_\Phi = 1, N-1$$

Gegenphase

Gegenphase bedeutet, dass einander gegenüberliegende Planeten Winkel mit entgegengesetzter Phase aufweisen. Alle summierten Komponenten der Anregung werden bei Planetengetrieben mit Gegenphase aufgehoben. Die Bedingung für eine Gegenphase lautet:

$$k_\Phi = 2,3\ldots, N-2$$

Gemischtphase

Gemischtphase bedeutet, dass eine Kombination aus verschiedenen Typen vorliegt. Dies kann nur bei Planeten mit ungleichen Abständen zueinander auftreten, beispielsweise bei einander diametrisch gegenüber angeordneten Konstruktionen. In solchen Fällen müssen die Zahnradeingriff-Phasenwinkel der Zahneingriffe berechnet und in der Summe der Harmonischen berücksichtigt werden, um zu ermitteln, zu welchen Verstärkungen und welchen Aufhebungen es kommt.

16 Kegel- und Hypoidräder

Berechnung der Geometrie und Festigkeit von gerad-, schräg- und bogenverzahnten Kegelrädern (Radachsen schneiden sich, Achsversatz gleich 0) und Hypoidrädern (Radachsen kreuzen sich, Achsversatz ist ungleich 0). Geometrie nach ISO 23509 und DIN 3971, Toleranzen nach ISO 17485 und DIN 3975, Festigkeitsberechnung nach ISO 10300 (Methode der Ersatzstirnradverzahnung), AGMA 2003, DIN 3991 oder Klingelnberg Werksnorm KN3030. Die Berechnung beinhaltet die Geometrie von Kegelrädern nur soweit, als diese unabhängig von der Herstellungsart und für die Festigkeitsberechnung (siehe Kapitel 16.4.1, Rechenmethode Festigkeit) notwendig ist.

16.1 Berechnungsgrundlagen

16.1.1 Allgemein

Die Geometrie von Kegelrädern wird gemäss ISO 23509 oder DIN 3971 berechnet. Die Festigkeitsberechnung wird in zwei Schritten ausgeführt. Zuerst erfolgt die Bestimmung einer Ersatz-Stirnradverzahnung, die anschliessend für die Festigkeitsberechnung ähnlich zu Stirnrädern verwendet wird. Das Verfahren ist in [49], [50] und [12] beschrieben.

Zusätzlich haben Hersteller von Kegelrad-Werkzeugmaschinen (wie z. B. Klingelnberg, Deutschland) eigene Methoden, die leichte Abweichungen von den genannten Verfahren aufweisen.

Hypoidräder werden vor allem in Fahrzeug-Achsgetrieben verwendet. Die Festigkeitsberechnung erfolgt über die Bestimmung einer Ersatz-Stirnverzahnung.

16.1.2 Übersicht zu Kegelrad Herstellverfahren und deren Bezeichnungen

Kegelräder werden mit unterschiedlichen Verfahren hergestellt. Im Gegensatz zu Stirnrädern sind die Zahnlängsform und die Zahnhöhenform je nach Herstellverfahren unterschiedlich. Gerade bei den bogenverzahnten Kegelrädern gibt es für die Herstellverfahren eine Vielzahl an Begriffen, wobei nachfolgend die wichtigsten erwähnt werden sollen.

Die wichtigste Unterscheidung ist die Zahnlängsform, welche entweder als Kreisbogen (Face Milling Verfahren), Epizykloide oder Evolvente (Face Hobbing Verfahren) ausgeführt wird. Die Kreisbogenverzahnung wurde von der Firma Gleason entwickelt und entsteht durch das einzelteilende Prinzip: jede Lücke wird einzeln gefräst, anschliessend dreht (teilt) das Rad eine Zahnlücke weiter. Die epizykloidische Verzahnung wurde von Oerlikon und Klingelnberg angewandt und entsteht, wenn das sich Rad während dem Fräsen kontinuierlich dreht (teilt). Die evolventische Zahnlängsform entsteht ausschliesslich mit dem Palloidverfahren. Obwohl mittlerweile die marktführenden Maschinenhersteller Klingelnberg und Gleason sowohl Face Milling als auch Face Hobbing Verzahnungen herstellen können, sind diese Firmennamen in der Literatur immer noch mit den traditionellen Verfahren verbunden. Weitere Einzelheiten dazu (siehe Kapitel 16.1.3, Berechnung nach Klingelnberg, Gleason und Oerlikon) und (siehe Kapitel 16.2.1, Bauform).

Für geradverzahnte Kegelräder gibt es weitere Verfahren, welche hier nicht aufgeführt sind.

16.1.3 Berechnung nach Klingelnberg, Gleason und Oerlikon

Die Festigkeitsberechnung nach ISO 10300 oder nach DIN 3991 berücksichtigt für die Berechnung des Ersatzstirnrades nur die Verhältnisse (Modul, Schrägungswinkel) in der Mitte der Zahnbreite. Die Form des Kegels und das Herstellverfahren werden nicht berücksichtigt. Damit ist die Festigkeitsberechnung unabhängig vom Verfahren anwendbar. Dies entspricht auch der Erfahrung, dass die Tragfähigkeit bogenverzahnter Kegelräder nur in geringem Mass vom Herstellverfahren abhängig ist.

Die Geometrie-Berechnung bestimmt die Abmessungen, wie Durchmesser und Zahndicke, in der Mitte der Zahnbreite. Die Durchmesser am äusseren und inneren Ende der Zahnbreite werden ebenfalls berechnet. Diese hängen von der Kegel-Bauform ab. Die Drehlingsabmessungen können von den Resultaten aus maschinenbezogener Software etwas abweichen, da insbesondere die Gleason-Verfahren in der Literatur teilweise unvollständig beschrieben sind.

- **Klingelnberg-Verfahren:**
  Die Berechnungsmethode **Kegelrad (KN3028 und KN3030) und Hypoidräder (KN3029 und KN3030)** erlaubt die komplette Berechnung der Geometrie und der Festigkeit und die Kontrolle der Herstellung nach Klingelnberg-Werksnorm. Die Maschinen-Einstellungen für die gewählte Klingelnberg-Maschine werden jedoch nicht berechnet. Wenn Sie Daten ab Formularen von Klingelnberg-Programmen eingeben, ist zu beachten, dass Verzahnungsdaten, wie Modul und Schrägungswinkel, immer für die Mitte der Zahnbreite gelten (sofern nicht explizit etwas anderes angegeben wird).
- **Gleason-Verfahren:**
  Je nach von Gleason verwendetem Rechenprogramm werden die Verzahnungsdaten, wie Modul und Schrägungswinkel, entweder für das äussere Ende der Zahnbreite oder für die Mitte der Zahnbreite angegeben.
  Das Dialogfenster **Umrechnung aus GLEASON Datenblättern** erlaubt die Umrechnung von Gleason-Daten vom äusseren Ende der Zahnbreite in die Daten in Mitte Zahnbreite (siehe Kapitel 16.2.1, Bauform). Nach erfolgter Umrechnung kann die Festigkeitsberechnung ausgeführt werden. Die Kegel-Abmessungen (Kopf- und Fussdurchmesser) stimmen nicht immer exakt mit der tatsächlichen Geometrie überein, sind aber ausreichend genau, um die Einbauverhältnisse (in einem Getriebe) überprüfen zu können. Die Herstellbarkeit auf Gleason-Maschinen wird nicht überprüft.
- **Oerlikon-Verfahren:**
  Das Verfahren nach Oerlikon entspricht weitgehend dem Klingelnberg-Verfahren (Kegel-Bauform Klingelnberg wählen).

16.2 Basisdaten

16.2.1 Bauform

Die Dropdownliste für die Bauform befindet sich oben links im Tab **Geometrie** .

Folgende Kegelradformen stehen zur Auswahl (siehe Abbildung 16.1):

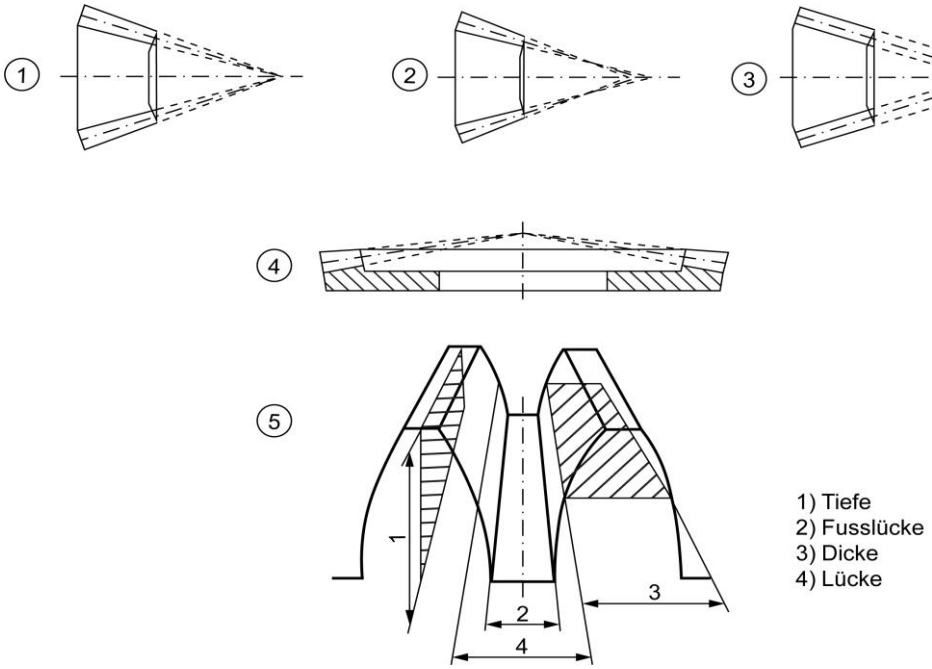


Abbildung 16.1: Grundbauformen von Kegelrädern

- **Standard, Bild 1 (Kopf-, Teil- und Fusskegel-Spitze in einem Punkt)**
  Berechnung der Geometrie nach ISO 23509, kein Achsversatz möglich. Bei Anwendung des Auslegungsknopfes werden die Kegelwinkel so gerechnet, dass sich die Kegel im Kreuzungspunkt der Radachsen treffen (ähnlich zu Standard nach ISO 23509, Annex C.5.2). Das Kopfspiel ist dabei nicht konstant. Diese Bauform ist empfohlen für die vereinfachte Auslegung von formgeschmiedeten, gespritzten oder gesinterten Kegelrädern.
- **Standard, Bild 4 (Teil- und Fusskegelspitze in einem Punkt)**
  Auslegung des Zahnkopfwinkels von Rad 2 nach ISO 23509, Annex C.5.2, oder manuelle Eingabe. Kein Achsversatz möglich. Das Kopfspiel ist konstant. Die Kegelwinkel des Gegenrades werden unter Berücksichtigung eines konstanten Kopfspiels errechnet.
- **Standard, Bild 2 (Kopf-, Teil- und Fusskegelspitze NICHT in einem Punkt)**
  Auslegung des Zahn- und Fusswinkels von Rad 2 nach ISO 23509, Annex C.5.2, oder manuelle Eingabe Kein Achsversatz möglich. Die Kegelwinkel des Gegenrades werden unter Berücksichtigung eines konstanten Kopfspiels errechnet. Diese Bauform ist empfohlen für gerad- und schrägverzahnte Kegelräder mit allgemeinen Kegelwinkeln, wie beispielweise Differentialkegelräder.
- **Konstante Fusslücke, Bild 2 (Face Milling, Gleason-Duplex)**
  Berechnung der Geometrie erfolgt nach ISO 23509. Es kann wahlweise ohne Achsversatz (Methode 0, Spiralkegelräder) oder mit Achsversatz (Methode 1, Hypoidräder) gerechnet werden. Bei Anwendung des Auslegungsknopfes werden die

Kegelwinkel nach „constant slot width" (ISO 23509, Annex C.5.2) gerechnet. Das Kopfspiel ist konstant. Die Lücke 2 in Bild 5 ändert sich nicht. Typische Anwendung dazu ist die geschliffene Kegelrad-Verzahnung im Completingverfahren (Duplex), wo Ritzel und Tellerrad in jeweils einem Arbeitsgang geschliffen werden. Dazu werden Maschinen benötigt, welche über die Zusatzbewegung Helical Motion verfügen.

- **Nicht konstante Fusslücke, Bild 2 (Face Milling, Gleason)**
  Berechnung der Geometrie erfolgt nach ISO 23509. Es kann wahlweise ohne Achsversatz (Methode 0, Spiralkegelräder) oder mit Achsversatz (Methode 1, Hypoidräder) gerechnet werden. Bei Anwendung des Auslegungsknopfes werden die Kegelwinkel nach „modified slot width" gerechnet (ISO 23509, Annex C.5.2.). Die Lücke 2 in Bild 5 verändert sich. Typische Anwendung ist das 5-Schnitt Verfahren, wo das Ritzel mit 2 verschiedenen Maschineneinstellungen hergestellt wird und somit eine modifizierte Lückenweite entsteht. Die Kegelform wird oft auch TRL (Tilted Root Line) genannt.
- **Konstante Zahnhöhe, Bild 3 (Face Hobbing, Klingelnberg)**
  Berechnung der Geometrie erfolgt nach ISO 23509. Es kann wahlweise ohne Achsversatz (Methode 0, Spiralkegelräder) oder mit Achsversatz (Methode 3, Hypoidräder), bzw. KN 3028 und KN 3029 gerechnet werden. Die Kopf- und Fusskegel sind parallel. Anwendungen sind das Zyklo-Palloid®-Verfahren und das Palloidverfahren. Die Palloidverzahnung weist eine evolventische Zahnlängform aus mit konstantem Normalmodul über die Zahnbreite.
- **Konstante Zahnhöhe, Bild 3 (Face Hobbing, Oerlikon)**
  Berechnung der Geometrie erfolgt nach ISO 23509. Es kann wahlweise ohne Achsversatz (Methode 0, Spiralkegelräder) oder mit Achsversatz (Methode 2, Hypoidräder) gerechnet werden. Die Kopf- und Fusskegel sind parallel. Anwendungen sind die Oerlikon Verfahren wie Spiroflex und Spirac.

16.2.1.1 Umrechnung oder Eingabe von Gleason Verzahnungsdaten

Für die Bauformen **Standard, Bild 2, Konstante Fusslücke**, **Nicht konstante Fusslücke** und **Konstante Zahnhöhe** sind der Umrechnen-Button und der Plus-Button aktiv. Diese beiden Symbole geben dem Benutzer die Möglichkeit, Daten nach Gleason-Definition einzugeben.
Der Umrechnen-Button wird gewählt, wenn ein Gleason Datenblatt vorhanden ist. Der Benutzer kann dann die Daten ins Fenster eintragen und dann Berechnen drücken. Ist die Berechnung abgeschlossen, werden die Knöpfe Protokoll und Übernehmen aktiv. Mit Klick auf den Protokoll-Knopf wird ein Kurzprotokoll generiert. Wird ein vollständiges Protokoll gewünscht, muss der  -Knopf im Hauptmenu benutzt werden. Mit dem Knopf **Übernehmen** werden die Daten ins Hauptfenster übernommen.
Wird der Plus-Button gewählt, öffnet sich das Dialogfenster zur Berechnung von Kegelraddaten nach verschiedenen Gleason Methoden. Die Geometrie-Resultate werden nicht exakt mit dem Gleason Datenblatt übereinstimmen, sind aber gut genug für eine Festigkeitsberechnung nach ISO 10300 (bzw. AGMA, DIN).

In der Auswahlliste ‚Zahnradtyp' kann zwischen verschiedenen Gleason-Methoden gewählt werden (als Standard gilt konstante Zahnschräge):

1. **Konstante Zahnschräge (gerade oder schräg)**
   Konstante Zahnschräge steht für ein Kegelrad konstantem Schrägungswinkel. Der Benutzer kann den Schrägungswinkel modifizieren, um die Geometriedaten, wenn nötig, mit den Zerol Geometriedaten zu vergleichen. Wird der Dialog mit dem Knopf Übernehmen geschlossen, dann wird die Berechnung standardmässig mit der Auswahl „Standard, Bild 4 (Teil- und Fusskegelspitze in einem Punkt)" durchgeführt.
2. **Duplex (konstante Fusslücke)**
   Duplex ist die Bezeichnung für Kegel- und Hypoidräder, welche mit konstanter Fusslücke über die gesamte Zahnlänge bei beiden Rädern gefertigt werden. Diese Zahnradtypen haben normalerweise einen Spiralwinkel von 35° in der Mitte der Zahnbreite mit einer kontinuierlichen Veränderung des Spiralwinkels in Längsrichtung. Wird Duplex (Konstante Fusslücke) gewählt und der Dialog mit dem Knopf Übernehmen geschlossen, dann wird die Berechnung standardmässig mit der Auswahl „Konstante Fusslücke" durchgeführt.
3. **Spiralverzahnt, Standard (nicht konstante Fusslücke)**
   Diese Zahnradtypen haben normaler Weise einen Spiralwinkel von 35° in der Mitte der Zahnbreite mit einer kontinuierlichen Veränderung des Spiralwinkels in Längsrichtung. Dieser Typ ist bezeichnet mit „nicht konstante Fusslücke". Wird diese Auswahl getroffen und auf Übernehmen gedrückt, wird die Berechnung standardmässig mit „Nicht konstante Fusslücke" durchgeführt. In diesem Fall ist die Fusslücke des Zahnradpaares konstant auf der ganzen Zahnlänge und eine allfällige Lückenmodifikation ist auf dem Ritzel.
4. **Zerol "Duplex taper"**
   Hier handelt es sich um ein Zerol-Design (siehe bei Zerol), jedoch wird eine Fusskegelwinkel-Variation gemacht, um die Duplex-Abmessungen zu erreichen. Wird Zerol Duplex gewählt und der Dialog mit dem Knopf Übernehmen geschlossen, dann wird die Berechnung standardmässig mit der Auswahl „Konstante Fusslücke" durchgeführt.
5. **Zerol "Standard"**
   Zerol-Standard ist ein Zahnradpaar mit einem Spiralwinkel von weniger als 10° in der Mitte der Zahnbreite mit einer kontinuierlichen Veränderung des Spiralwinkels in Längsrichtung. Der innere Spiralwinkel ist meist negativ. Um dem Programm die Berücksichtigung der Änderung über die Zahnlänge zu ermöglichen, wird im Fall von b=0 ein Wert von b=0.001 angenommen. Wird der Dialog mit dem Knopf Übernehmen geschlossen, wird die Berechnung standardmässig mit „Nicht konstante Fusslücke" durchgeführt.

16.2.2 Normalmodul (Mitte)

Der Normalmodul in der Mitte der Zahnbreite kann eingegeben werden. Sind statt des Moduls Teilung, Stirnmodul oder Diametral Pitch bekannt, kann über den Umrechnen-Button ein Dialogfenster geöffnet werden, das die Umrechnung ermöglicht. Wird die Eingabe des Diametral Pitch statt des Normalmoduls bevorzugt, kann die Option **Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls** unter **Berechnung > Einstellungen > Allgemein** aktiviert werden.

16.2.3 Teilkreisdurchmesser Rad 2

Bei Kegel- und Hypoidrädern wird meistens der äussere Teilkreisdurchmesser von Rad 2 (de2) eingegeben. Das ist für den Konstrukteur handlich, da sehr häufig die Einbauverhältnisse für das Tellerrad über das Gehäuse vorgegeben sind. Der Modul wird dabei zwangsläufig neu gerechnet.

16.2.4 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel $\alpha_n = 20°$. Kleinere Eingriffswinkel können bei grösseren Zähnezahlen verwendet werden, um höhere Überdeckungen zu erreichen. Grössere Eingriffswinkel erhöhen die Festigkeit und erlauben eine kleinere Zähnezahl ohne Unterschnitt, wobei die Überdeckung abnimmt.

Für Hypoidräder können über den Plus-Button die Eingriffswinkel für die Zugflanke und die Schubflanke unabhängig voneinander eingegeben werden. Die Zugflanke ist die konkave Flanke des Ritzels und die konvexe Flanke des Rades, die Schubflanke die konvexe Flanke des Ritzels und die konkave Flanke des Rades.

16.2.5 Eingriffswinkel Zug-/Schubflanke: Hypoidräder

Bei Kegelrädern liegen im Allgemeinen günstigere Beanspruchungsverhältnisse vor, wenn die konkave Ritzelflanke antreibt, d. h. wenn Drehrichtung und Spiralrichtung des treibenden Ritzels gleichsinnig verlaufen.

Generell wird am Ritzel die konkave Flanke als Zugflanke (Index D für "Drive"), die konvexe Flanke als Schubflanke (Index C für "Coast") bezeichnet. Beim Tellerrad wird die konkave Flanke als Schubflanke (Index C), die konvexe Flanke als Zugflanke (Index D) bezeichnet. Da der wirksame Eingriffswinkel an der Zugflanke um den Grenzeingriffswinkel grösser, an der Schubflanke um den Grenzeingriffswinkel kleiner als der Eingriffswinkel in Normalschnitt wird, können die Eingriffswinkel Zugflanke und Schubflanke unabhängig eingegeben werden.

Bei Hypoidrädern wird gemäss ISO 23509 der Nenn-Eingriffswinkel („Nominal design pressure angle") α_{dD}, α_{dC} eingegeben. Daraus wird der erzeugte Eingriffswinkel („Effective pressure angle") α_{nD}, α_{nC} und der effektive Eingriffswinkel („Generated pressure angle") α_{eD}, α_{eC} berechnet, jeweils für Zug- (Index D für „Drive") und Schub-Seite (Index C für „Coast").

Die Gleichungen gemäss ISO 23509 lauten:

$\alpha_{nD} = \alpha_{dD} + f\alpha_{lim} * \alpha_{lim}$

$\alpha_{eD} = \alpha_{nD} - \alpha_{lim}$

Falls folglich α_{nD} gegeben ist, kann α_{dD} wie folgt berechnet werden:

$\alpha_{dD} = \alpha_{nD} - f\alpha_{lim} * \alpha_{lim}$

$\alpha_{dC} = \alpha_{nC} + f\alpha_{lim} * \alpha_{lim}$

oder falls α_{eD} gegeben ist, kann α_{dD} wie folgt berechnet werden:

$\alpha_{dD} = \alpha_{eD} + \alpha_{lim} * (1- f\alpha_{lim})$

$\alpha_{dC} = \alpha_{eC} - \alpha_{lim} * (1- f\alpha_{lim})$

Der Grenzeingriffswinkel α_{lim} wird berechnet und im Protokoll ausgegeben.

Der Einflussfaktor Grenzeingriffswinkel $f\alpha_{lim}$ wird eingeführt, um bei der Berechnung der Flankenwinkel am Werkzeug nicht immer den vollen Betrag des Grenzeingriffswinkels berücksichtigen zu müssen. Bei Formmessern (Klingelnberg-Verfahren) wird $f\alpha_{lim} = 0$ gesetzt, beim Verfahren mit konstanter Fusslücke (Gleason) wird circa $f\alpha_{lim} = 0.5$ gesetzt, sonst wird oft $f\alpha_{lim} = 1.0$ gesetzt.

Falls keine genaueren Angaben vorliegen, kann die Berechnung jeweils mit dem Eingriffswinkel im Normalschnitt durchgeführt werden (mit $\alpha_{dD} = \alpha_{dC} = \alpha_n$ und $f\alpha_{lim} = 1.0$).

► **Hinweis**

Diese Eingabefelder stehen nur bei Auswahl von Hypoidräder-Festigkeitsberechnungen (siehe Kapitel 16.4.1, Rechenmethode Festigkeit) zur Verfügung.

16.2.6 Spiral- und Schrägungswinkel

Der Winkel wird in der Mitte der Zahnbreite angegeben. Bei schrägverzahnten Kegelrädern bleibt der Schrägungswinkel über die Zahnbreite konstant. Bei bogenverzahnten Kegelrädern ändert sich der Spiralwinkel über die Zahnbreite.

Im Falle von Hypoidrädern wird der Spiralwinkel in der Mitte der Zahnbreite für Rad 2 eingegeben und daraus der Wert für Rad 1 (Ritzel) berechnet.

Der Spiralwinkel in der Mitte der Zahnbreite kann frei gewählt werden, wobei für optimales Laufverhalten jedoch ein grösserer Winkel im Bereich von 30 bis 45° zu empfehlen ist. Dieser Richtwert sollte nur unterschritten werden, wenn die Lagerbelastung reduziert werden muss.

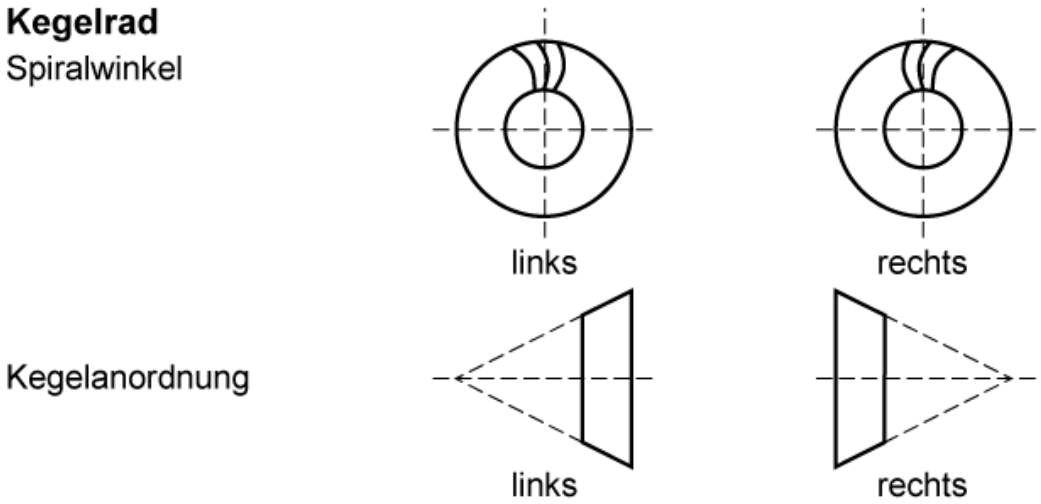


Abbildung 16.2: Spiral- und Schrägungswinkel

Klicken des Plus-Buttons rechts neben dem Eingabefeld des Spiralwinkels öffnet das Fenster **Zusatzdaten Spiralwinkel**, das bei bogenverzahnten Kegelrädern die Überprüfung des inneren und äusseren Spiralwinkels erlaubt.

▶

16.2.7 Kopf- und Fusskegelwinkel

Aus Kopf- und Fusswinkel werden alle notwendigen Masse für die Erstellung der Kegelradzeichnung berechnet. Diese sind Kopf- und Fusskreisdurchmesser am Aussen- und Innenkegel und Zahndickenmasse am äusseren und inneren Kegeldurchmesser (siehe Abbildung 16.3) und (siehe Abbildung 16.4). Bei bogenverzahnten Kegelrädern werden die Kopf- und Fusswinkel anhand der gewählten Methode berechnet [ISO 23509, DIN 3971].

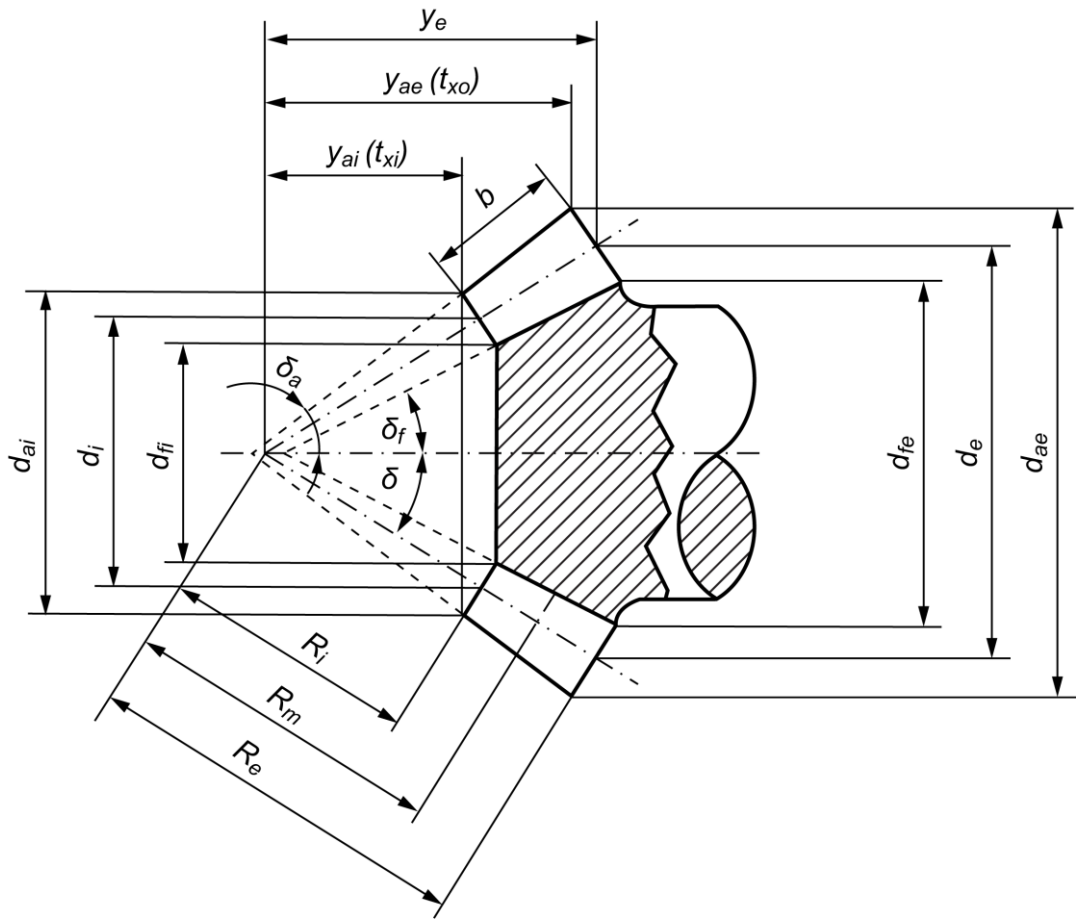


Abbildung 16.3: Bemassung des Kegelrads

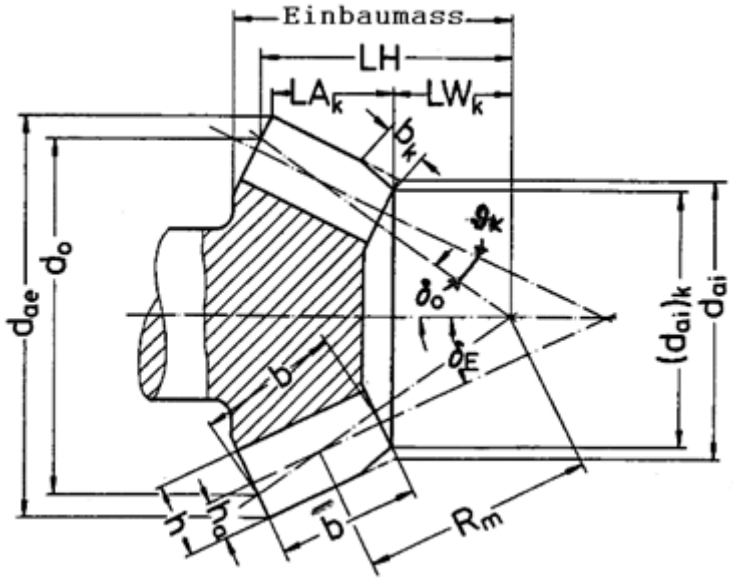


Abbildung 16.4: Bemassung des Kegelrads nach Klingelnberg

16.2.8 Winkelkorrektur

In ungünstigen Fällen kann es vorkommen, dass der Messerkopf in unmittelbar neben der Verzahnung befindliche Wellenzapfen schneidet. Falls sich dies nicht durch Änderung der Konstruktion oder der Verzahnungsdaten umgehen lässt, kann die Messerkopfebene im Berechnungspunkt bei d_m von Rad und Ritzel um einen kleinen Winkel ϑ_k aus der Solllage $\delta_{o1,2}$ heraus in den Erzeugungskegelwinkel $\delta_{E1,2}$ gekippt werden (siehe Abbildung 16.3) und (siehe Abbildung 16.4).

16.2.9 Zähnezahl

Anhaltswerte für Kegelräder mit Achswinkel 90° finden Sie in der nachfolgenden Tabelle.

u	1	1.25	2	2.5	3	4	5	6
z_1	18..40	17..36	15..30	13..26	12..23	10..18	8..14	7..11

Tabelle 16.1: Gemäss Niemann [12] empfohlene Paarung Übersetzungsverhältnis u - Zähnezahl Ritzel z1

16.2.10 Zahnbreite

Die Zahnbreite sollte nicht grösser sein wie in den Empfehlungen (Verhältnis Zahnbreite zu äusserer Teilkegellänge (siehe Kapitel 16.2.7, Kopf- und Fusskegelwinkel), Modulverhältnis (siehe Kapitel 16.9.2, Modulverhältnis)). Wird die Zahnbreite zu gross, verschlechtert sich das Tragbild.

16.2.11 Profilverschiebungsfaktor

Anhaltswerte für den Profilverschiebungsfaktor von Kegelrädern mit Achswinkel 90° finden Sie in der nachfolgenden Tabelle:

u	1	1.12	1.25	1.6	2	2.5	3	4	5	6
x*	0.00	0.10	0.19	0.27	0.33	0.38	0.40	0.43	0.44	0.45

Tabelle 16.2: Gemäss Niemann, 24/4 [12] empfohlene Paarung Übersetzungsverhältnis u - Profilverschiebungsfaktor x*

Durch Klicken des Auslegen-Buttons rechts neben dem Eingabefeld des Profilverschiebungsfaktors liefert den minimalen Profilverschiebungsfaktor des Ritzels zur Vermeidung von Unterschnitt, sowie den empfohlenen Wert gemäss Niemann [12].

► **Hinweis**

Gemäss der Norm ISO 23509 sind zwei verschiedene Datentypen möglich, um die Zahnhöhenfaktoren und Profilverschiebung zu beschreiben. Die Formeln zur Umrechnung zwischen den zwei Datentypen sind unter ISO 23509 aufgeführt. Darüber hinaus sind auf Gleason Berechnungsblätter teilweise die Faktoren K und C1 aufgeführt. Diese sind zwar ähnlich dem Datentyp II, weichen aber leicht davon ab. Durch Klicken des Umrechnen-Buttons können die Daten von Datentyp II umgerechnet werden.

16.2.12 Zahndickenänderungsfaktor

Der Zahndickenänderungsfaktor ermöglicht das Verändern der Zahndicken von Ritzel und Tellerrad. Damit kann ein Ausgleichen von Zahnfuss Festigkeiten erreicht werden. Anhaltswerte für Kegelräder mit Achswinkel 90° finden Sie in der nachfolgenden Tabelle:

u	1	1.12	1.25	1.6	2	2.5	3	4	5	6
x_s	0.00	0.010	0.018	0.024	0.030	0.039	0.048	0.065	0.082	0.100

Tabelle 16.3: Gemäss Niemann [12] empfohlene Paarung Übersetzungsverhältnis u - Zahndickenänderungsfaktor xs

► **Hinweis**

Der Zahndickenänderungsfaktor wird durch unterschiedliche Werkzeuge erreicht. Beim Verwenden von Universalwerkzeugen ist somit mit dem Hersteller Rücksprache zu halten. Bei Verwenden von individuellen Messerauslegungen wird häufig das Flankenspiel über unterschiedliche Zahndickenfaktoren an Ritzel und Tellerrad erhalten.

16.2.13 Qualität

In diesem Eingabefeld können Sie die Verzahnungsqualität auf Basis der in Klammer angegebenen Norm eintragen. Sie können die zugrundeliegende Norm über den Einstellungen-Button unter der Option **Eingabe der Qualität** ändern. Die Verzahnungsqualität nach ISO 17485 entspricht ungefähr der gleichen Qualität nach DIN 3965.

Hinweise zur erreichbaren Qualität finden Sie bei den Herstellverfahren (siehe Kapitel 16.3.1, Herstellverfahren).

Ebenso können mit Hilfe des Einstellungen-Buttons verschiedene Optionen für die Qualität eingestellt werden. Folgende Optionen stehen zur Verfügung:

Eingabe der Qualität

Die Herstellabweichungen, welche im Protokoll ausgegeben und für gewisse Faktoren der Festigkeitsberechnung verwendet werden, sind nach Norm ISO 17585 oder DIN 3965 bestimmt. Welche Norm verwendet wird, kann vorgegeben werden. Bei der Einstellung Rechenmethode für die Festigkeit wird diejenige Norm verwendet, welche der Festigkeitsmethode am besten zugeordnet ist.

16.2.14 Achswinkel

Der Achswinkel bei Kegelrädern beträgt im Normalfall 90°. Die Rechnung ist aber für beliebige Achswinkel möglich.

16.2.15 Achsversatz

Bei Kegelrädern ist der Achsversatz gleich 0. Bei Hypoidrädern ist der Achsversatz grösser oder kleiner als 0. Diese Anwendung ergibt grössere Überdeckungen und höhere Festigkeit im Zahnfuss, und wird vor allem im Fahrzeugbau ausgeführt (siehe Abbildung 16.5).

► **Hinweis**

Bei Hypoidkegelrädern wird fast ausschliesslich ein positiver Achsversatz angewandt, da nur damit die obigen Eigenschaftsverbesserungen erreicht werden.

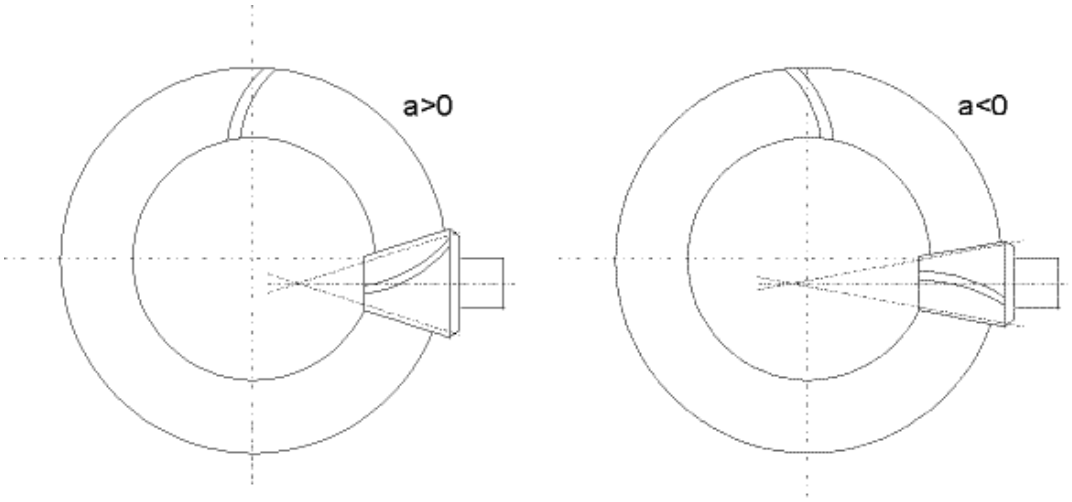
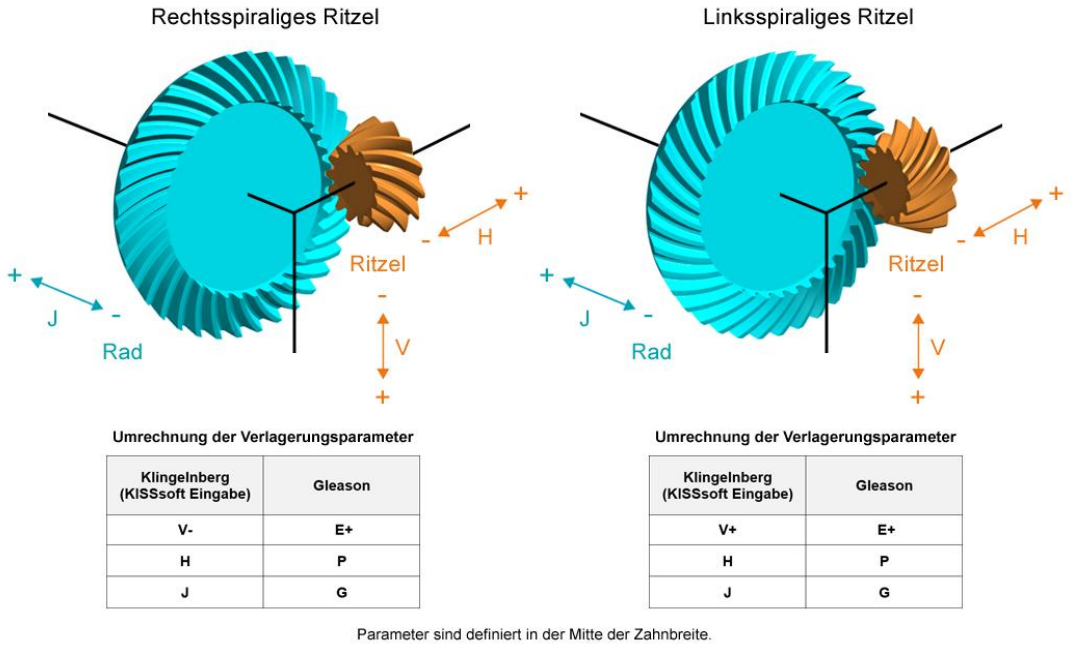


Abbildung 16.5: Hypoid-Kegelrad-Konfigurationen. Positiver Achsversatz (a > 0): Rad 1 linksspiralig, Rad 2 rechtsspiralig. Negativer Achsversatz (a < 0): Rad 1 rechtsspiralig, Rad 2 linksspiralig

16.2.16 Details der Geometrie

Klicken des **Details...**-Buttons, rechts oben im Bereich Geometrie, öffnet das Dialogfenster **Details der Geometrie definieren**. Darin können Sie die folgenden Parameter übergeben.

Die V-, H- und J-Verlagerungen des Kegelritzels sind Systemdaten und werden verwendet für die Tragbildberechnung.



Umrechnung der Verlagerungsparameter

Klingelnberg (KISSsoft Eingabe)	Gleason
V-	E+
H	P
J	G

Umrechnung der Verlagerungsparameter

Klingelnberg (KISSsoft Eingabe)	Gleason
V+	E+
H	P
J	G

Parameter sind definiert in der Mitte der Zahnbreite.

Abbildung 16.6: Verlagerung des Kegelritzels für die Tragbildberechnung

Für jedes Rad kann die Zeichnungsnummer angegeben werden. Für die Abmessungen y_o, y_u und das Einbaumass müssen die Angaben beachtet werden (siehe Kapitel 16.2.16.1, Teilkegelspitzen zu Aussen- und Innenseite Rohling/ Einbaumass).

16.2.16.1 Teilkegelspitzen zu Aussen- und Innenseite Rohling/ Einbaumass

Die Teilkegelspitze zur Innenseite des Rohlings ist die Distanz in axialer Richtung der Teilkegelspitze zur Vorderseite des Rohlings.

Die Teilkegelspitze zur Aussenseite des Rohlings ist die Distanz in axialer Richtung der Teilkegelspitze zur Rückseite des Rohlings.

Das Einbaumass kann frei festgelegt werden. Normalerweise wird damit bei Kegelritzelwellen die Distanz vom Achskreuzungspunkt zur Wellenschulter für das nachfolgende Wälzlager angegeben. Bei Kegelrädern (ohne Welle) stimmt hingegen das Einbaumass meist mit yo überein. Dieses Mass wird üblicherweise auf der Montagezeichnung angegeben und bei der Montage kontrolliert.

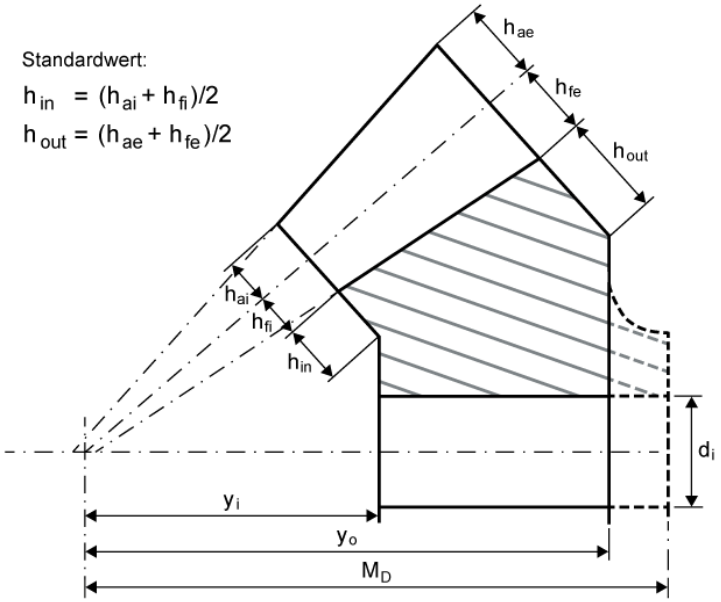


Abbildung 16.7: Abbildung: Bemassung Kegelrad

16.3 Verfahren

16.3.1 Herstellverfahren

Die nachfolgende Tabelle stellt den Zusammenhang zwischen Herstellverfahren und erreichbarer Verzahnungsqualität dar.

Verfahren	**Erreichbare Verzahnungsqualität (ISO 17485, DIN 3965)**
Nur Fräsen	8
Läppen	7
Hartverzahnen	6
Schleifen	6

Tabelle 16.4: Zusammenhang Herstellverfahren - Verzahnungsqualität

16.3.2 Herstellart

Als Herstellart sind die zwei Prozesse gewälzt und formverzahnt möglich. Bei Radsatz Übersetzungen grösser als 2.5 wird das Tellerrad (Rad 2) üblicherweise nur formverzahnt. Das Ritzel (Rad 1) ist immer gewälzt. Bei der Zyklo-Palloid® Verzahnung sind Ritzel und Tellerrad immer gewälzt.

Herstellangaben für die Bogenverzahnung: Face Milling und Face Hobbing

Die Herstellung von bogenverzahnten Kegelrädern ist eng verknüpft mit den Herstellverfahren. Grundsätzlich wird unterschieden zwischen Kreisbogenverfahren (Face Milling), traditionell als Gleason Verfahren bekannt, und dem kontinuierlichen Teilverfahren (Face Hobbing), traditionell als Klingelnberg und Oerlikon Verfahren bekannt. Weitere Einzelheiten dazu siehe unter Berechnungsverfahren (siehe Kapitel 16.1.3, Berechnung nach Klingelnberg, Gleason und Oerlikon).

16.3.3 Flugkreisradius

Bei bogenverzahnten Kegelrädern beeinflusst die Grösse des Flugkreisradius r_{c0} die Krümmung der Flanken und somit auch Eigenschaften des Kegelradpaares. Das gilt einerseits für das Verlagerungsverhalten des Tragbildes und die Festigkeit, was bei Berechnung nach ISO 10300 im Stirnfaktor K_{Fa} berücksichtigt wird.

► **Hinweis**

Diesen Parameter gibt es nicht im Falle der Festigkeitsberechnung nach Klingelnberg, dort wird der Flugkreisradius zusammen mit dem Maschinentyp gewählt.

16.3.4 Gangzahl des Werkzeugs

Die Gangzahl beschreibt die Anzahl der Messergruppen auf dem Messerkopf, welcher für die Herstellung der bogenverzahnten Kegelräder verwendet wird und beeinflusst bei den kontinuierlichen Teilverfahren zusammen mit dem Flugkreisradius die Zahnlängskrümmung. Die Gangzahl gemäss ISO 23509, Annex E oder nach Herstellerangaben eingetragen werden.

16.4 Belastung

16.4.1 Rechenmethode Festigkeit

Folgende Methoden stehen zur Auswahl:

1. Kegelräder, statische Berechnung

Die Festigkeitsberechnung für Stirnräder ist implementiert (siehe Kapitel 15.2.1, Rechenmethoden).

2. Differential, statische Berechnung

Für Differentiale kann die statische Berechnung verwendet werden. Bei der typischen Bauweise von Hinterachsen mit einem Kegel- oder Hypoidrad auf dem Differentialgehäuse, wird für die Berechnung der Differentialkegelräder das Drehmoment am Rad 2 (Seitenwellenrad) angegeben. Das Drehmoment am Rad 2 ist die Hälfte vom Drehmoment am Differentialgehäuse. Weiter ist die Anzahl der Stränge einzugeben (unter ‘Details – Anzahl der Stränge’). Bei ‘2-Pinion-Designs’ sind 2 Stränge anzugeben, bei ‘4-Pinion-Designs’ 4, etc. Die Berechnung wird mit der höchsten Umfangskraft F1 oder F2 ausgeführt (siehe Abbildung 16.8)

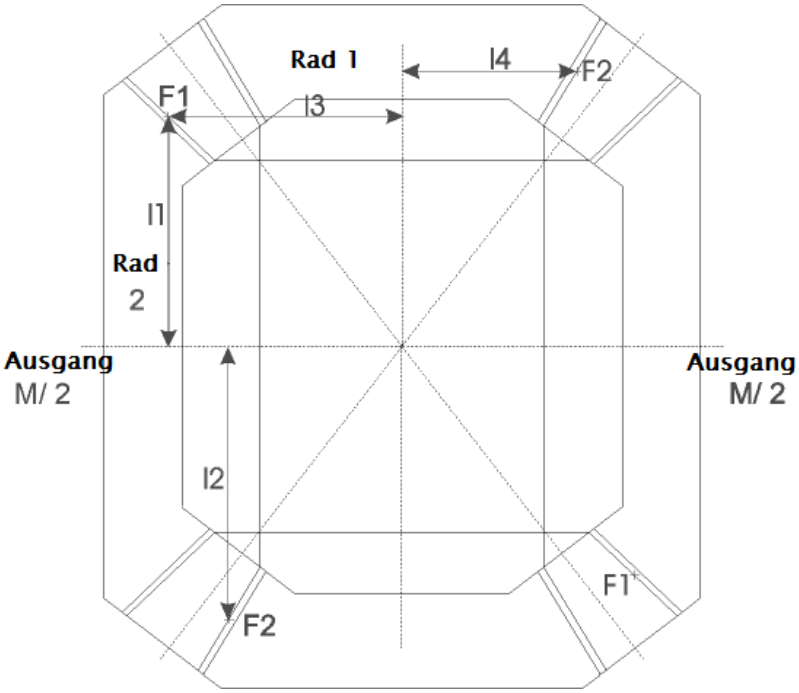


Abbildung 16.8: Kegelräder im Differentialgetriebe

$$M = 2 \cdot F_1 \cdot l_1 + 2 \cdot F_2 \cdot l_2 \qquad (13.1)$$

$$F_1 = F_2 \cdot \frac{l_4}{l_3} \qquad (13.2)$$

$$l_1 = \sqrt{R_{m1}^2 - \left(\frac{d_{m1}}{2}\right)^2} - 0.5 \cdot \tan(\delta_1) \cdot (d_{am1} - d_{m1}) \qquad (13.3)$$

$$l_2 = \frac{d_{am2}}{2} \qquad (13.4)$$

$$l_3 = \frac{d_{am1}}{2} \qquad (13.5)$$

$$l_4 = \sqrt{R_{m2}^2 - \left(\frac{d_{m2}}{2}\right)^2} - 0.5 \cdot \tan(\delta_2) \cdot (d_{am2} - d_{m2}) \qquad (13.6)$$

3. Kegelräder, ISO 10300, Methode B (C)
ISO 10300, Teil 1,2,3: Tragfähigkeitsberechnung von Kegelrädern.

4. Kegelräder nach ISO 10300 (2022)
ISO 10300, Teil 1, 2, 3, 4, 20: Tragfähigkeit von Kegel- und Hypoidrädern.

5. Kegelräder AGMA 2003-B97 oder AGMA 2003-C10
ANSI/AGMA 2003-B97 oder AGMA 2003-C10: Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel and Spiral Bevel Gear Teeth

6. Kegelräder DIN 3991
DIN 3991, Teile 1, 2, 3, 4: Tragfähigkeitsberechnung von Kegelrädern.
Die Berechnung erfolgt grundsätzlich nach Methode B, die Berechnung des Zahnformfaktors nach Methode C.

7. Kegelräder Klingelnberg KN 3028/KN 3030
Berechnung analog Klingelnberg-Werknorm KN 3028 und KN 3030. Diese basieren hauptsächlich auf DIN-Normen. Die Berechnung liefert die gleichen Resultate wie das Referenz-Programm der Firma Klingelnberg.

8. Kegelräder Klingelnberg Palloid KN 3025/KN 3030
Berechnung analog Klingelnberg-Werknorm KN 3025 und KN 3030. Diese basieren hauptsächlich auf DIN-Normen. Die Berechnung liefert die gleichen Resultate wie das Referenz-Programm der Firma Klingelnberg.

9. Kegelräder Kunststoff
Berechnet wird das äquivalente Stirnradpaar (s.a. DIN 3991). Damit wird die Berechnung nach Niemann/VDI/VDI-mod. analog der Stirnradberechnung (siehe Kapitel 15, Stirnräder) ausgeführt.

10. DNV41.2 Rechenvorschrift für Schiffe
Die Rechenvorschrift der Det Noske Veritas [11] für Schiffsgetriebe entspricht im Prinzip der ISO 10300 (Fuss, Flanke) und der ISO 13989 (Fressen), hat aber einige sehr markante Unterschiede, insbesondere bei den Wöhlerlinien. Beachten Sie die speziell dafür erhältliche Anleitung kisssoft-anl-076-DE-Application_of_DNV42_1.pdf.

11. Hypoidräder nach ISO 10300

12. Hypoidräder nach Klingelnberg KN3029/KN3030
Berechnung analog Klingelnberg-Werknorm KN 3029 und KN 3030. Diese basieren hauptsächlich auf DIN-Normen. Die Berechnung liefert die gleichen Resultate wie das Referenz-Programm der Firma Klingelnberg.

14. Hypoidräder nach Klingelnberg KN3026/KN3030
Berechnung analog Klingelnberg-Werknorm KN 3026 und KN 3030. Diese basieren hauptsächlich auf DIN-Normen. Die Berechnung liefert die gleichen Resultate wie das Referenz-Programm der Firma Klingelnberg.

► **Hinweis**

Weiter Hinweise zur Festigkeitsberechnung nach Klingelnberg (siehe Kapitel 16.13, Hinweise zur Berechnung nach Klingelnberg).

16.4.2 Treibendes Rad und Arbeitsflanke Rad 1

Zur Definition der Flankenanlage werden die Angaben zu Treibendes Rad (Ritzel oder Tellerrad) und Arbeitsflanke Rad 1 (linke Flanke oder rechte Flanke) benötigt. Zusammen mit der Spiralrichtung Definition (siehe Abbildung unten) wird damit die Flankenanlage Zug und Schub festgelegt.

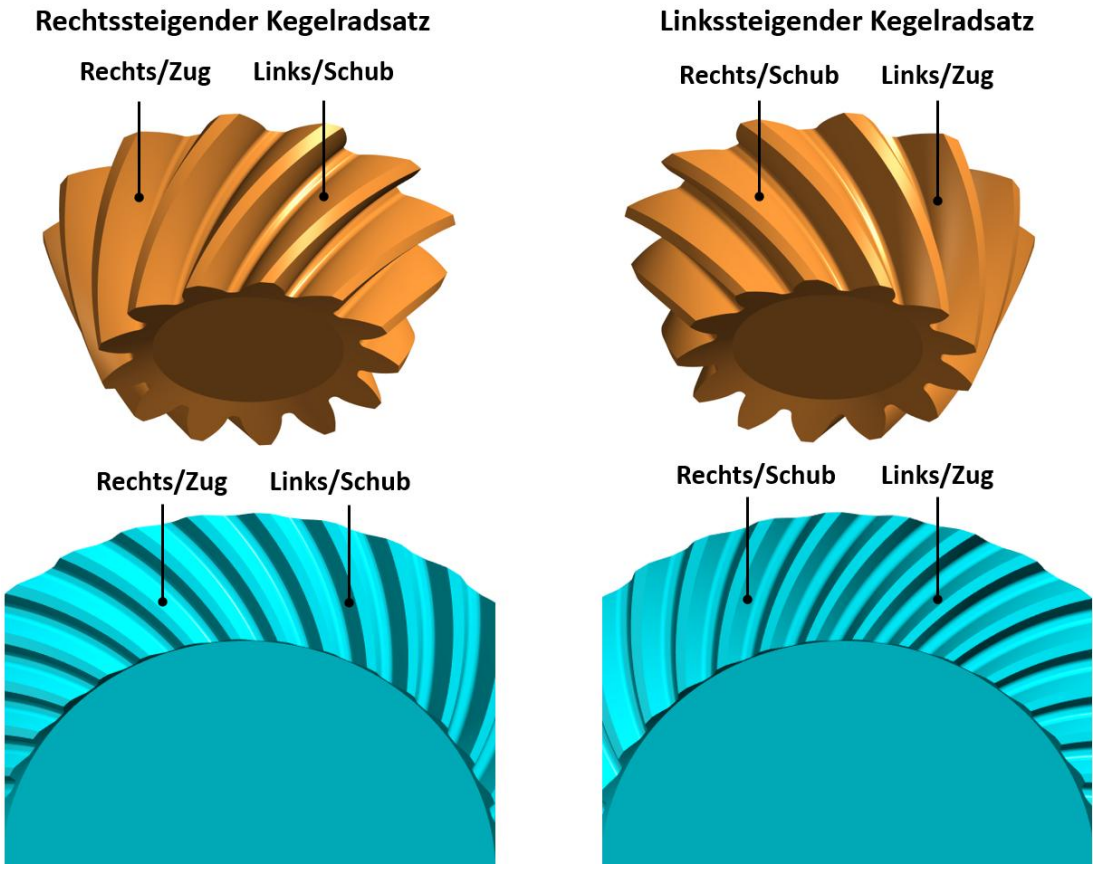


Abbildung 16.9: Definition von Zug- und Schubflanke bei rechts- und linkssteigenden Kegelrädern

16.4.3 Leistung, Drehmoment und Drehzahl

Der Auslegen-Button neben dem Eingabefeld der Leistung (des Drehmoments) berechnet eine Leistung (ein Drehmoment) so, dass die Sollsicherheiten (siehe Kapitel 15.23.5, Sicherheitsfaktoren) eingehalten werden.

16.4.4 Geforderte Lebensdauer

In das Eingabefeld wird die geforderte Lebensdauer direkt eingegeben.

Der Auslegen-Button ermöglicht die Auslegung der Lebensdauer basierend auf den Mindestsicherheiten für Zahnfuss- und Flankenfestigkeit. Ausgegeben wird die Lebensdauer aller Zahnräder der Konfiguration. Die Auslegung der Lebensdauer über den Auslegen-Button ist mit oder ohne Definition eines Lastkollektivs (siehe Kapitel 15.2.8, Lastkollektiv definieren) möglich. Für ausführliche Informationen zur Definition von Lastkollektiven (siehe Kapitel 15.2.8, Lastkollektiv definieren).

16.4.5 Überlastfaktor

Der Überlastfaktor K_{AP} nach DNV 41.2 wird bei der Berechnung des Fressens verwendet, wenn kurzzeitig hohe Überlast auftritt, welche nicht durch den Anwendungfaktor K_A abgedeckt ist. In diesem Fall wird Fuss und Flanke mit K_A berechnet, das Fressen hingegen mit K_{AP}. Die ist ein Vorgehen, welches bei speziellen Anwendungen sinnvoll sein kann. Deshalb kann die Methodik auch bei Berechnungen nach ISO verwendet werden.

16.4.6 Details der Festigkeit

Klicken Sie auf **Details** für die Fuss- und Flankenfestigkeitsberechnung, um einen Dialog mit zusätzlichen Einstellungen für die Festigkeitsberechnung zu öffnen.

An anderer Stelle beschriebene Parameter sind:

- Zeitfestigkeit (siehe Kapitel 15.2.6.6, Lebensdauerfaktoren nach ISO 6336)
- Modifikation Wöhlerlinie im Dauerfestigkeitsbereich
- Zahnflanke bei Lastkollektiven
- Zahnfuss bei Lastkollektiven
- Kleine Grübchen (siehe Kapitel 15.2.6.10, Kleine Anzahl Grübchen zulässig)
- Massentemperatur
- Schmierstofffaktor XL
- Verzahnung gut eingelaufen
- Relativer Gefügefaktor

16.4.6.1 Profilmodifikation

Die Profilmodifikation (im Sinne der Kopfrücknahme) ist bei Kegelrädern nicht üblich. Standardmässig wird der Einlaufbetrages gemäss ISO 10300 eingetragen.

16.4.6.2 Höhenballigkeit

Die ISO 10300 ermöglicht die Angabe von zwei Höhenballigkeitswerten ‘stark’ oder ‘gering’. Die Angabe verändert die Lastverteilung innerhalb der Berührlinie und wirkt sich auf alle relevanten Sicherheiten wie Flanke, Fuss oder Fressen aus.

16.4.6.3 Effektive Zahnbreite berechnet mit

Die Flanken- und Fusssicherheit nach ISO 10300 wird mit der Länge der Kontaktlinie auf Zahnhöhenmitte l_{bm} berechnet. Setzen Sie einen Haken in diese Checkbox, wird, abweichend von der ISO 10300, mit der modifizierten Breite

$$b' = (faktor) \cdot b$$

gerechnet.

Üblich als Tragbildbreite ist 0.85*Zahnbreite (siehe z.B. ISO 10300). Bei vorliegender Erfahrung oder Berechnung mit Kontaktanalyse kann dieser Wert modifiziert werden.

► **Hinweis**

Diese Eingabe ist nur bei Rechenmethode ISO 10300 sichtbar.

16.4.6.4 Ölstand

Der Ölstand wird verwendet für die ISO 10300-20, Fressberechnung. Die Eintauchtiefe beeinflusst die Verlustleistung und somit die Massentemperatur.

16.4.7 Planschverluste

Die Planschverluste für Kegel- und Hypoidräder können nach ISO/TR 14179-2 berechnet werden (siehe Kapitel 15.2.1.7.1, Berechnung nach ISO/TR 14179).

16.5 Bezugsprofil

16.5.1 Standardwerte für Kopfgrundspiel

Das Kopfgrundspiel liegt bei Spiralkegelrädern üblicherweise bei 0.2 bis 0.3 mal dem mittleren Normalmodul. Bei Verzahnungen die mit Werkzeugneigung (Tilt) gefertigt werden, wird ein grösseres Spiel verwendet, um ein Auflaufen des Zahnkopfes im Fuss des Gegenrades zu vermeiden.

Standardwerte sind (gemäss Buch ‚Kegelräder' von Klingelnberg [51]):

Verfahren „Gleason, modified slot width": 0.3

Verfahren „Gleason, constant slot width": 0.35

Verfahren „Klingelnberg, Palloid": 0.3

Verfahren „Klingelnberg, Zyklo-Palloid": 0.25

Verfahren „Oerlikon": 0.25

16.5.2 Standardwerte für Kopfhöhenfaktoren

Der Kopfhöhenfaktor beträgt üblicherweise 1.0.

16.6 Kontaktanalyse

Die Kontaktanalyse berechnet im Modul Kegel- und Hypoidräder die Eingriffslinie unter Last für gerad-, schräg-, und bogenverzahnte Kegelräder. Hypoidräder werden nicht unterstützt.

Für die Analyse wird das Kegelradpaar mit Ersatz-Stirnradverzahnungen approximiert. Jedes dieser zwei Stirnradpaare besitzt eine über die Zahnbreite variable Zähnezahl, Wälzkreisdurchmesser und

Schrägungswinkel (Bogenverzahnung). Für eine genauere Beschreibung zur Theorie der Kontaktanalyse lesen Sie bitte das Kapital Stirnrad Kontaktanalyse (siehe Kapitel 15.12, Kontaktanalyse) und [23].

Achslage

Die Kontaktanalyse berücksichtigt die eingegebene H-, G- und V-Verlagerung sowie die Richtung der Torsion. Wie bei der Kontaktanalyse für Stirnradpaare kann auch bei der Berechnung von Kegelrädern die Deformation der Wellen berücksichtigt werden (siehe Kapitel 15.3.7, Berücksichtigung der Wellenbiegung (Breitenlastfaktor und Kontaktanalyse)). Im Protokoll der Kontaktanalyse wird bei der Berücksichtigung der Wellendeformation zusätzlich die äquivalente H-, G- und V-Verlagerung dokumentiert.

Weitere Einstellungen zur Kontaktanalyse können in den modulspezifischen Einstellungen vorgenommen werden (siehe Kapitel 15.23.6.1, Berechnung).

16.7 Modifikationen

Im Tab **Modifikationen** können Sie Profil- und Flankenlinienmodifikationen, einen Kopfkantenbruch oder eine Kopfrundung definieren.

Angaben zu Kopfkantenbruch sowie den Profil- und Flankenlinienmodifikationen (siehe Kapitel 15.7, Modifikationen)
Bei Kegelrädern werden nicht alle Modifikationen, welche bei Stirnrädern Verwendung finden, aus herstelltechnischen Gründen verwendet.

Kopfhöhenänderungen werden bei Kegelrädern in Spezialfällen verwendet, um ein genügendes Kopfspiel zu erhalten. Die Definition der einzugebenden Daten ist in der Abbildung dargestellt (siehe Abbildung 16.10).

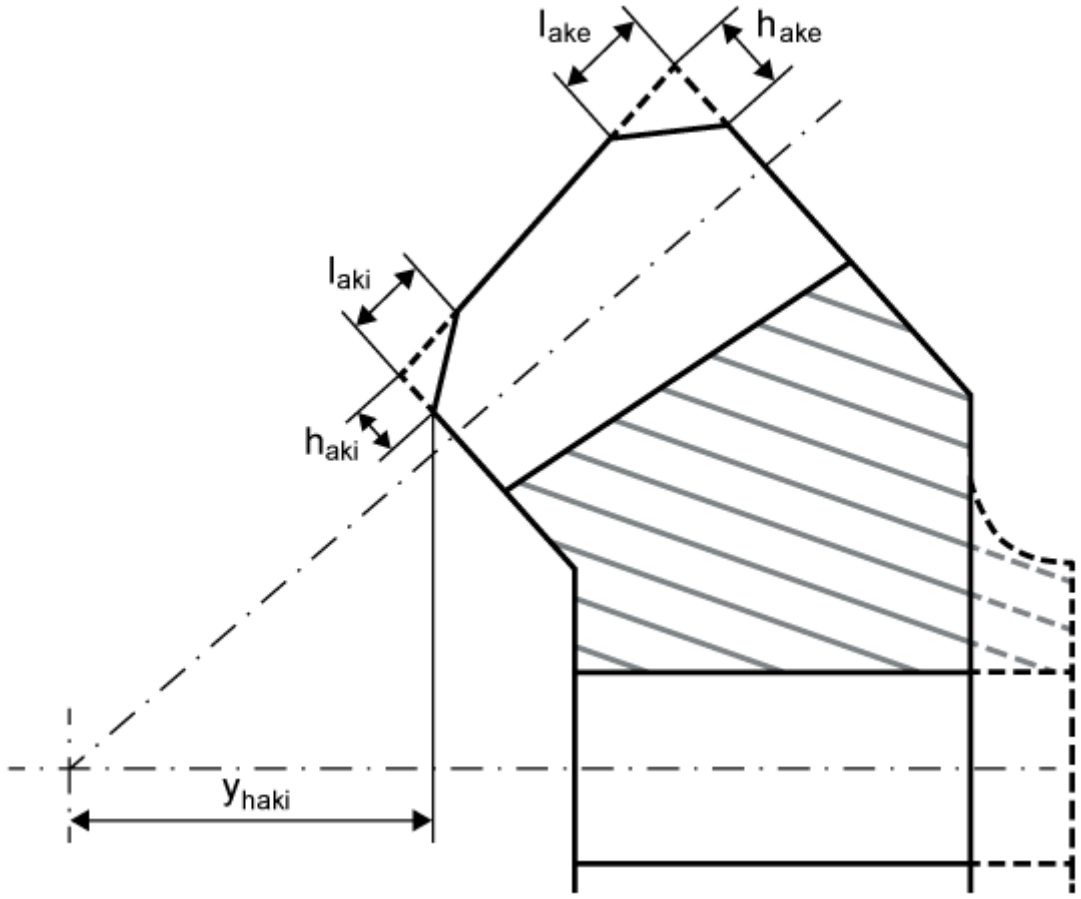


Abbildung 16.10: Kopfhöhenänderungen bei Kegelrädern

Mit dem Auslegungsknopf zur Kopfhöhenänderung auf der Innenseite kann ein Vorschlag entsprechend der Länge bk (Breite der Kopfrücknahme) nach Klingelnberg Werknorm für eine konstante Kopfbreite mit 0.2*Normalmodul erzeugt werden. Dazu wird die Berechnung nach Klingelnberg KN 3028 vorausgesetzt.

Der Radkörper kann an der Innen- und Aussenseite mit den Längen und Breitenangaben modifiziert werden (für die 3D-Darstellung). Mit dem Umrechnungsknopf können Modifikationen mit achsparalleler Lage erhalten werden. Im Fenster, welches sich dann öffnet, wird mit der Auslegungsfunktion für die Aussenseite die maximal mögliche Höhe der Modifikation h_ake bis zum Teilkegeldurchmesser aussen vorgeschlagen. Die maximal mögliche Länge der Modifikation l_ake ist begrenzt bis zur Hälfte der Zahnbreite, damit das 3D Modell des Kegelrads in Zahnmitte die unveränderte Zahnhöhe beibehält.

Mit der Option **Radkörper erweitert** können Sonderformen des Radkörpers erzeugt werden (siehe Abbildung 16.11)

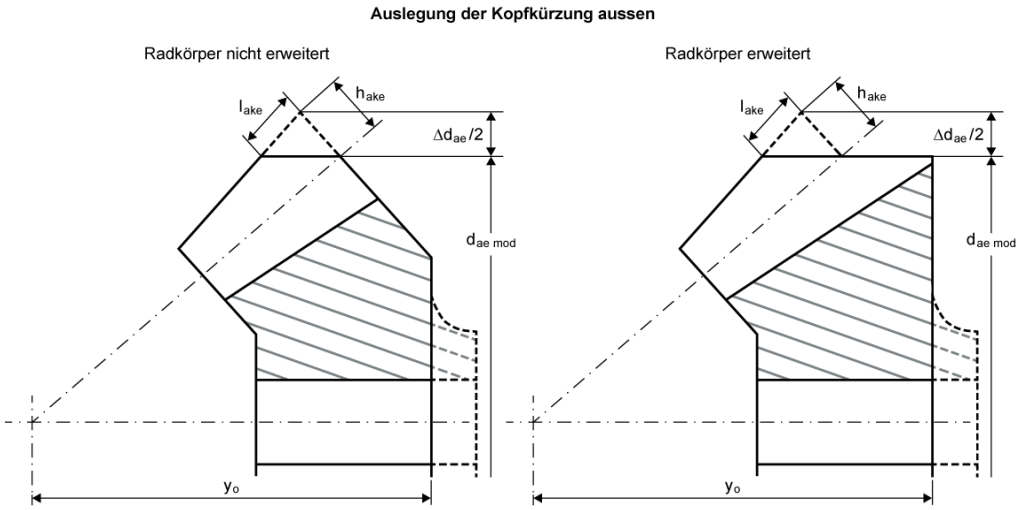


Abbildung 16.11: Radkörpermodifikation an der Kegelrad-Aussenseite

Auch für die Innenseite kann ein Umrechnungsknopf verwendet werden. Im Fenster, welches sich dann öffnet, wird mit der Auslegungsfunktion für die Innenseite die maximal mögliche Höhe der Modifikation h_aki bis zum Teilkegeldurchmesser innen vorgeschlagen.

Mit der Option ‚**Radkörper erweitert**' können Sonderformen des Radkörpers erzeugt werden (siehe Abbildung 16.12). Der Auslegungsknopf in diesem Fenster zu ‚**Distanz in Achsrichtung zur Teilkegelspitze yaimod'** berechnet yai so, dass der Kegelradkörper eine Form entsprechend Δyai=0 erhält, (siehe Abbildung 16.12), links oder rechts.

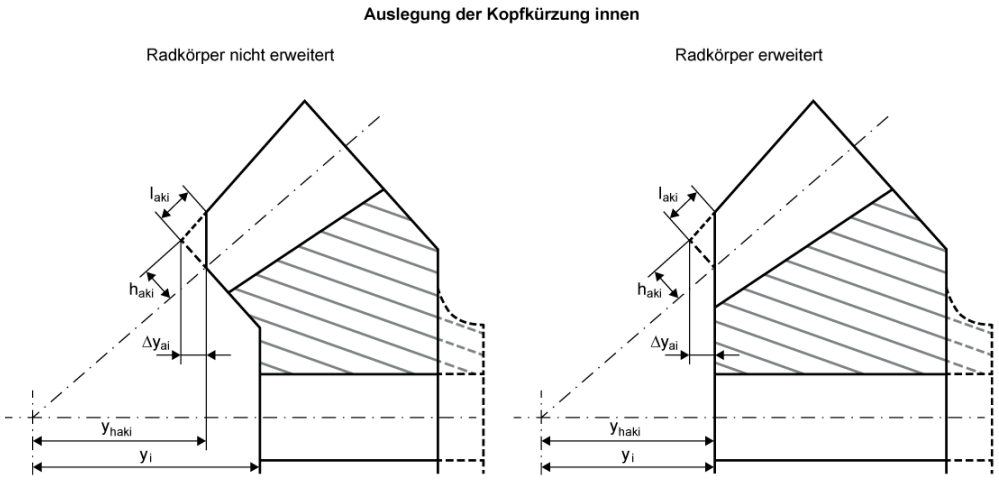


Abbildung 16.12: Radkörpermodifikation an der Kegelrad-Innenseite

16.8 Faktoren

16.8.1 Anwendungsfaktor

Mit dem Anwendungsfaktor werden Unsicherheiten in der Lastannahme sowie Stösse berücksichtigt, wobei $K_A \geq 1.0$. Einen Hinweis auf die Grösse des Faktors gibt die nachfolgende Tabelle. Ausführlichere Angaben finden Sie in der ISO 10300, ISO 6336, DIN 3990 und DIN 3991.

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
	gleich mässig	**mässige Stösse**	**mittlere Stösse**	**starke Stösse**
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 16.5: Zuordnung Arbeitsweise → Anwendungsfaktor

16.8.2 Dynamikfaktor

Die Berechnung des Dynamikfaktors K_v nach Klingelnberg erfolgt mit Hilfe eines Faktors K_1 entweder für Vorausberechnungen aufgrund der geplanten Herstellart (geläppt, HPG) oder aufgrund der ermittelten Verzahnungsqualität (s.a. Klingelnberg Norm KN 3030, Tabelle 5.2-1 oder 5.2-2).

16.8.3 Breitenlastfaktor

Die Breitenlastfaktoren $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ und $K_{B\beta}$ berücksichtigen die Auswirkung einer ungleichmässigen Lastverteilung über die Zahnbreite auf die Flankenpressung, Zahnfussbeanspruchung und Fressbeanspruchung. Den Breitenlastfaktor können Sie entweder als konstanten Wert definieren oder mittels anderer Werte berechnen. Ist der Breitenlastfaktor KHβ bekannt, können Sie durch Wahl der Methode **Eigene Eingabe** einen Wert festlegen.

Die übliche Einstellung hier ist die Verwendung der Methode **Berechnung gemäss Rechenmethode**. Damit erfolgt die Berechnung des Breitenlastfaktors nach den Formeln der Norm für die Festigkeitsberechnung (ISO, AGMA oder DIN). Dazu sind einige Eingaben notwendig (Lagerungsfaktor). Weitere Eingaben können im Fenster **Einstellungen für Breitenlastfaktor** vorgegeben werden.

Die Methode **Berechnung gemäss Rechenmethode und Verlagerung der Wellen** berechnet den Breitenlastfaktor nach den Formeln der Norm für die Festigkeitsberechnung (ISO, AGMA, DIN). Zusätzlich werden die Verlagerungen V(E), H(P), J(G) und Achslageabweichung gerechnet. Im Fenster **Achslage …** werden dazu die in der Wellenberechnung gespeicherten zugehörigen Wellen verwendet. Die Berechnung der Verlagerungen erfolgt ohne Iteration der Lastverteilung im

Zahnkontakt und somit ohne Änderung der Wellenbiegelinie aufgrund der Lastverteilung im Zahnkontakt.

Eine Torsion des Radkörpers kann berücksichtigt werden. Die Berechnung geht dabei von einem Voll- oder Hohlzylinder aus (Aussendurchmesser = Fusskreis + 0.4*Normalmodul oder Wälzkreis, je nach Vorgabe unter **Einstellungen**, Bohrung = Innendurchmesser), das heisst der Innendurchmesser wird berücksichtigt, das Drehmoment ist auf einer Seite Null. Das Drehmoment ist linear über die Zahnbreite verteilt (parabolischer Verlauf der Torsions-Verdrehung). Die Seite der Einleitung des Torsionsmomentes können Sie auswählen, die Bezeichnungen I und II beziehen sich dabei auf die gleichen Seiten, wie bei der Eingabe der Verzahnungsmodifikationen.

Die Methode **Berechnung gemäss ISO 6336 Anhang E und Verlagerung der Wellen** berechnet den Breitenlastfaktor aufgrund des Zahnkontaktes. Wie in X beschrieben, wird das Klaffen im Zahneingriff berechnet und damit dann die Lastverteilung über der Zahnbreite bestimmt. Die Berechnung des Breitenlastfaktors erfolgt mit Iteration der Lastverteilung im Zahnkontakt und somit mit Änderung der Wellenbiegelinie aufgrund der Lastverteilung im Zahnkontakt. Für die Lastverteilung werden die Wellendurchbiegungen und Flankenmodifikationen berücksichtigt. Die Breitenlastverteilung aufgrund der Kegel- und Hypoidradflankengeometrie (ohne Modifikationen) wird nicht berücksichtigt und als homogen vorausgesetzt. Da Kegel- und Hypoidräder üblicherweise eine hohe Längsballigkeit aufweisen, sollen für eine realistische Berechnung des Breitenlastfaktors im Tab **Modifikationen** die üblichen Modifikationen vorgegeben werden.

Zur Berechnung des Breitenlastfaktors nach ISO 6336, Anhang E, wird die Zahnbreite in Scheiben unterteilt: Die Rechengenauigkeit des Breitenlastfaktors nach Anhang E lässt sich über den Dialog **Anzahl Scheiben** definieren, welcher über den Plus-Button neben der Auswahl der Rechenmethode geöffnet werden kann.

In **Einstellungen für Breitenlastfaktor** kann die Verwendung der Lastfaktoren K_A und K_γ definiert werden. Diese können für die Berechnung der Lastverteilung und Achslage nach ISO 6336-1, Anhang E, berücksichtigt werden.

Zusätzlich werden die Verlagerungen V(E), H(P), J(G) und Achslageabweichung gerechnet. Im Fenster **Achslage …** werden dazu die in der Wellenberechnung gespeicherten zugehörigen Wellen verwendet. Die Berechnung der Verlagerungen erfolgt ohne Iteration der Lastverteilung im Zahnkontakt und somit ohne Änderung der Wellenbiegelinie aufgrund der Lastverteilung im Zahnkontakt.

16.8.3.1 Lagerungsfaktor

In den nachfolgenden Tabellen sind **Lagerungsart → Lagerungsfaktor** für verschiedene Normen dargestellt.

Lagerung von Ritzel und Tellerrad	**Lagerungsfaktor**		
	a	**b**	**c**
beide beidseitig	1.00	1.05	1.20
eins beidseitig, eins fliegend	1.00	1.10	1.32
beide fliegend	1.00	1.25	1.50

Tabelle 16.6: Lagerungsfaktor nach ISO 10300

a: Tragbild wird im Getriebe unter Volllast geprüft

b: Tragbild wird im Getriebe unter Teillast geprüft

c: Tragbild wird nur bei einzelnen Proben geprüft

Lagerung von Ritzel und Tellerrad	**Lagerungsfaktor**
beide beidseitig	1.10
eins beidseitig, eins fliegend	1.25
beide fliegend	1.50

Tabelle 16.7: Lagerungsfaktor nach DIN 3991

Lagerung von Ritzel und Tellerrad	**Lagerungsfaktor**
beide beidseitig	1.10
eins beidseitig, eins fliegend	1.10
beide fliegend	1.25

Tabelle 16.8: Lagerungsfaktor nach AGMA 2003

Die Breitenfaktoren $K_{H\beta}$,$K_{F\beta}$ und $K_{B\beta}$ werden gemäss Norm aus dem Lagerungsfaktor $K_{H\beta be}$ wie folgt berechnet:

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_{B\beta} = 1.5 \cdot K_{H\beta be} \quad (16.7)$$

16.9 Grobauslegung

Die Auslegung von Kegel- und Hypoidrädern nach den Vorschlägen der Fachliteratur [Kegelräder, Hrsg. Klingelnberg] ergibt geometrisch vernünftig ausgelegte Zahnrad-Paarungen. In Bezug auf die Sollsicherheiten gegen Zahnbruch und Grübchen ist die Auslegung nicht exakt, sondern beruht auf recht allgemeinen Erfahrungswerten. Die Nachrechnung der so ausgelegten Verzahnung kann deshalb gewisse Abweichungen von den angestrebten Sicherheiten ergeben.

16.9.1 Zahnbreitenverhältnis

Die Zahnbreite sollte im Verhältnis zu der äusseren Teilkegellänge je nach dem Verwendungszweck der Getriebe den nachfolgenden Werten entsprechen:

Leicht und mittelschwer beanspruchte Getriebe für Maschinen und Fahrzeuge	3.5 ≤ (Re/b) ≤ 5.0

Hochbeanspruchte Getriebe für Maschinen und Fahrzeuge	3.0≤ (Re/b) ≤ 3.5

16.9.2 Modulverhältnis

Der Normalmodul sollte im Verhältnis zur Zahnbreite innerhalb gewisser Grenzen liegen, die nur aus besonderen Gründen zu verlassen sind:

Oberflächengehärtete, zahnbruchgefährdete Kegelräder:	7 ≤ (b/mn) ≤ 12
Grübchengefährdete oder vergütete und ungehärtete Kegelräder:	10≤ (b/mn) ≤ 14

16.10 Feinauslegung

Wählen Sie zum Starten der **Feinauslegung** im Menü **Berechnung** die Option **Feinauslegung** oder das Symbol aus der Symbolleiste.

Auf Eingabe einer Soll-Übersetzung, eines Achsabstandes und von Intervallen für Modul, Schrägungswinkel, Eingriffswinkel usw. erfolgt Berechnung und Ausdruck von Vorschlägen für Zähnezahl, Modul, Schrägungswinkel und Profilverschiebung mit Angabe der Abweichung von der Sollübersetzung, des spezifischen Gleitens, der Überdeckungen. Dieses Modul erlaubt auch die Auslegung von Planetenstufen und Stirnradstufen mit Wechselrädern.

Alle gefundenen Varianten werden nach verschiedensten Kriterien (Genauigkeit der Übersetzung, Gewicht, Festigkeit, etc.) bewertet.

Wichtige Parameter können je nach Bedarfsfall eingeschränkt werden (Mindest-Zähnezahl, tolerierter Unterschnitt etc.). Neben den Textprotokollen mit den Lösungen und der Bewertung ist auch eine grafische Darstellung der Bewertung möglich.

16.10.1 Notwendige Eingaben in den Standardtabs

In den Standardtabs **Basisdaten** bzw. **Geometrie** und **Festigkeit** müssen folgende Daten korrekt eingegeben sein, bevor die Feinauslegung gestartet wird, damit die Berechnung die gewünschten Resultate erzielt.

Geometrie:

- Bezugsprofil
- Bauform: Standard, Gleason, Klingelnberg

Festigkeit:

- Werkstoffe
- Leistung/Drehzahl
- Anwendungsfaktor
- Geforderte Lebensdauer

- Schmierung

16.10.2 Vorgaben I

16.10.2.1 Maximale Anzahl Lösungen

Wenn das Programm mehr als die angegebene Anzahl Lösungen findet, wird eine Warnung angezeigt und im Protokoll ein entsprechender Vermerk eingetragen.

► **Hinweis**

Eine abschliessende Auswertung sollte nur vorgenommen werden, wenn alle möglichen Lösungen angezeigt werden. Andernfalls riskieren Sie, dass die optimale Lösung möglicherweise nicht angezeigt wird.

16.10.2.2 Normalmodul (Mitte), Teilkreisdurchmesser, Teilkegellänge

Die Radgrösse kann wahlweise über die drei Optionen variiert und eingeschränkt werden.

16.10.3 Vorgaben II

Im Tab **Vorgaben II** können weitere Parameter variiert werden.

16.10.3.1 Kopfhöhenfaktor Rad 1 (Mitte), Kopfhöhenfaktor Rad 2 (Mitte)

Die Variierung der Kopfhöhenfaktoren Rad 1 und Rad 2 ermöglicht eine Bezugsprofilvariierung der Kegelräder. Die Fusshöhenfaktoren des Gegenrades (Rad 2 und Rad 1) werden dann aus dem Kopfhöhenfaktor und der Vorgabe ‚gewünschtes Kopfspiel' berechnet.

16.10.3.2 Kopfwinkel Rad 2, Fusswinkel Rad 2

Die Variierung der Kopf- und Fusswinkel am Rad 2 ermöglicht eine Zahnhöhenvariierung entlang der Zahnbreite. Die Kopf- und Fusswinkel am Gegenrad (Rad 1) werden mit der Vorgabe eines konstanten Kopfspieles (parallele Kopfkegel und Fusskegel zum Gegenrad) berechnet.

Einschränkungen aufgrund der Bauformen: Die Variierung der Kegelwinkel ist bei den Bauformen ausgeschlossen, welche keine Änderung der Winkel zulassen. Bei der Bauform ‚Standard, Bild 1' sind keine Variierungen von Kopf- und Fusskegelwinkel möglich. Bei der Bauform ‚Standard, Bild 4' ist die Variierung des Kopfkegelwinkels möglich, aber nicht des Fusskegelwinkels. Bei den Bauformen ‚Konstante Zahnhöhe, Bild 3' sind keine Variierungen von Kopf- und Fusskegelwinkel möglich.

► **Hinweis**

Diese Variierungen in **Vorgaben II** sind sinnvoll bei Differential Kegelrädern, welche bezüglich der Herstellung grosse geometrische Freiheiten aufweisen. Es gilt zu beachten, dass bei den konventionellen Herstellarten von Bogenverzahnungen, die dort üblichen Vorgaben eingehalten werden müssen.

16.10.4 Vorgaben III

Im Tab **Vorgaben III** können weitere Parameter definiert werden:

1. Zusätzlich als Variante 0 die Angaben aus der Hauptberechnung anzeigen

Die Verzahnungsdaten, welche im KISSsoft-Basis-Tab stehen, können zusätzlich als Variante mit Nummer 0 angezeigt werden (Tabelle und Grafik). Voraussetzung ist, **dass die Daten beim Start der Feinauslegung konsistent sind.**

2. Nur Geometrie rechnen

Mit dieser Einstellung wird keine Festigkeitsberechnung durchgeführt.

3. Festigkeitsberechnung mit Lastkollektiv

Um Berechnungen mit Lastkollektiv durchführen zu können, muss im KISSsoft-Hauptfenster VOR dem Start der Feinauslegung ein Lastkollektiv gesetzt sein und einmal durchgerechnet werden (damit die Daten konsistent sind). In diesem Fall erfolgt beim Start der Feinauslegung die Abfrage, ob die Berechnung mit Lastkollektiv durchgeführt werden soll. Wird die Option **Festigkeitsberechnung mit Lastkollektiv** aktiviert, erfolgt die Berechnung mit Lastkollektiv, ansonsten erfolgt die Berechnung ohne Lastkollektiv.

4. Resultate, welche die Sollsicherheiten nicht erfüllen, unterdrücken

Varianten, welche die vorgegebenen Mindestsicherheiten (siehe **Berechnung > Einstellungen > Sollsicherheiten**) unterschreiten, werden verworfen.

5. Drehwegabweichung (Transmission Error)

Ist die Option **Berechnen mit Drehwegabweichung** gewählt, wird die Kontaktanalyse für jede Variante durchgeführt. Während der Kontaktanalyse für die Drehwegabweichung werden, um aussergewöhnliche Vorkommnisse zu vermeiden, die Standardeinstellungen verwendet, ausgenommen sind Reibwert und Berechnungsgenauigkeit. Die Vorgabe erfolgt im Grundprogramm, im Tab **Kontaktanalyse**. Bei der Definition der Berechnungsgenauigkeit empfehlen wir, „mittel" oder „niedrig" zu wählen, um die Berechnungszeit zu reduzieren. Infolgedessen kann es sein, dass die Drehabweichung in der Feinauslegung eventuell nicht genau identisch ist mit jener aus der Kontaktanalyse, je nach den gewählten Einstellungen.

- Die Standardeinstellungen sind:
  - Berechnung für: rechte Flanke
  - Drehmoment Rad A: nicht berücksichtigt
  - Drehmoment Rad B: nicht berücksichtigt
  - Teillast für die Berechnung: 100 %
  - Achsabstand: Mittleres Achsabstandsabmass
  - Teilungseinzelabweichung: 0 mm
- Die Liste der Resultate zeigt:

- Drehwegabweichung (PPTE)
- Durchschnittlicher Verschleiss auf der Zahnflanke (delwn1, delwn2)
- Maximale Blitztemperatur (theflamax)
- Variation der Lagerkräfte (VarL)

Die Berechnung mit Drehwegabweichung dauert spürbar länger. Wir empfehlen deshalb, vor dem Starten der Berechnung die Anzahl der zu berechnenden Varianten zu limitieren.

16.10.4.1 Verhältnis der Teilkegellänge zur Zahnbreite

Ein üblicher Auslegungskennwert bei Kegel- und Hypoidrädern ist der Kennwert ‚Verhältnis der Teilkegellänge zur Zahnbreite'. Wenn der Haken gesetzt ist, werden Lösungen, welche ausserhalb dieses Bereiches sind, verworfen.

► **Hinweis**

Setzen Sie den Bereich relativ eng, wenn Sie bogenverzahnte Kegelräder rechnen. Bei Differential Kegelrädern sollten Sie den Bereich relativ gross wählen.

16.10.4.2 Verhältnis der Zahnbreite zum Normalmodul

Ein üblicher Auslegungskennwert bei Kegel- und Hypoidrädern ist der Kennwert, Verhältnis der Zahnbreite zum Normalmodul'. Kleine Werte führen zu tendenziell grossen Modulen und fussfestigkeitsoptimierte Auslegungen. Wenn der Haken gesetzt ist, werden Lösungen, welche ausserhalb dieses Bereiches sind, verworfen.

► **Hinweis**

Setzen Sie den Bereich relativ eng, wenn Sie bogenverzahnte Kegelräder rechnen. Bei Differential Kegelrädern sollten Sie den Bereich relativ gross wählen

16.10.4.3 Lösungen nur berücksichtigen, falls folgende Bedingungen erfüllt

Der Anwender kann weitere Kriterien festlegen, um ungewünschte Lösungen verwerfen zu lassen. Diese Werte werden an der Stirnersatzverzahnung berechnet und geprüft:

1. Minimaler Abstand Nutzkreis zu Formkreis $d_{Nf} - d_{Ff}$

Falls der Fussnutzkreis den Fussformkreis unterschreitet, kommt es zu Eingriffsstörungen. Ein Mindestwert für den Abstand zwischen Fussnutzkreis und Fussformkreis, also zwischen genutzter und hergestellter Evolvente, kann hier vorgegeben werden. Der Eingabewert ist die Mindestdifferenz der beiden Durchmesser. In der Resultateansicht werden nur Lösungen grösser oder gleich dem Eingabewert berücksichtigt.

2. Minimaler Stirnprofilwinkel am Fussformkreis alphafF

Damit bei Differential Kegelrädern eine axiale Entformbarkeit des Werkstückes aus dem Schmiedewerkzeug gewährleistet ist, ist ein minimaler Profilwinkel in Stirnschnitt erforderlich. In der Resultateansicht werden nur Lösungen grösser oder gleich dem Eingabewert berücksichtigt.

3. Minimaler Fussausrundungsradius im Bezugsprofil rhofp

Aus Herstellbarkeitsgründen kann ein minimaler Fussausrundungsradius erforderlich sein (Absolutwert in mm). In der Resultateansicht werden nur Lösungen grösser oder gleich dem Eingabewert berücksichtigt.

4. Minimales Kopfspiel c

Aus Herstellbarkeitsgründen kann ein minimales Kopfspiel erforderlich sein (Absolutwert in mm). Dieser wird mit dem Kopfspiel c verglichen. In der Resultateansicht werden nur Lösungen mit einem Kopfspiel grösser oder gleich dem Eingabewert dargestellt.

5. Minimale Zahndicke am Kopfformkreis sFvan

Damit ein gewünschter Kopfrundungsradius angebracht werden kann, ist die minimale Zahndicke am Kopfformkreis sFvan massgebend. Die Kopfhöhenänderungen aus dem Tab **Modifikationen** werden dabei berücksichtigt. In der Resultateansicht werden nur Lösungen mit einer Zahndicke am Kopfformkreis grösser oder gleich dem Eingabewert dargestellt. Die Zahndicke sFvan wird in Mitte der Zahnbreite kontrolliert. Falls erwünscht ist, dass auch die Zahndicke aussen und innen bei den Schnitten I und II kontrolliert wird, muss bei den modulspezifischen Einstellungen die Option **Ergänzungen für Differentiale** aktiviert werden.

6. Kopfrundung rK muss ausführbar sein

In der Resultateansicht werden nur Lösungen dargestellt, welche die Kopfrundung rK gemäss den Eingaben im Tab **Modifikationen** ausführen können.

► **Hinweis**

Wenn in **Modulspezifischen Einstellungen > Differentiale** der Haken gesetzt ist, werden diese Kriterien zusätzlich in einem Schnitt ‚innen' und einem Schnitt ‚aussen' geprüft und nur Lösungen berücksichtigt, welche die vorgegebenen Kriterien erfüllen.

16.10.5 Resultate

Klicken des **Protokoll**-Knopfes öffnet den Editor mit einer Auflistung der besten Resultate. Die Kriterien für die Beurteilung der besten Varianten werden hier kurz beschrieben. Hier gilt zu beachten, dass diese Kriterien nicht in jedem Fall zutreffen, sondern in bestimmten Anwendungen hinterfragt werden müssen!

16.10.6 Grafik

Die Grafik in der Feinlauslegung erlaubt einen schnellen Überblick über die Menge an Lösungen. Es können gleichzeitig drei Parameter angezeigt werden, die in den Auswahllisten geändert werden können. Neben den beiden Achsen wird der dritte Parameter als Farbe dargestellt.

16.11 Messgitter

Für das topologische Messen der Flankenoberfläche wird ein Messgitter benötigt. KISSsoft berechnet das Messgitter in den Formaten Gleason und Klingelnberg. Für Instruktionen zu diesen

Eingaben verlangen Sie das Dokument KISSsoft-anl-068-E-3D Geometry of Spiral Bevel Gear.pdf beim KISSsoft Support.

16.12 Topologische Modifikationen

Für das Re-Engineering von bestehenden Kegelrädern kann in KISSsoft ein Messgitter von einem bestehenden Kegelrad eingelesen und eine topologsiche Modifikation berechnet werden. Für Instruktionen zu diesen Eingaben verlangen Sie das Dokument KISSsoft-anl-068-E-3D Geometry of Spiral Bevel Gear.pdf beim KISSsoft Support.

16.13 Hinweise zur Berechnung nach Klingelnberg

16.13.1 Kegelräder mit Zyklo-Palloid®-Verzahnung

Geometrie, Herstellbarkeit und Festigkeitsberechnung von Kegelrädern nach dem Klingelnberg-Verfahren Zyklo-Palloid® Verfahren.

Gemäss der Klingelnberg-Werknorm KN3028 (Geometrie und Herstellung) und KN3030 (Festigkeitsberechnung) wird eine komplette Berechnung für Zyklo-Palloid®-Verzahnungen durchgeführt:

- Berechnung der Maschinendistanz für die Maschinentypen FK41B, AMK400, AMK635, AMK855, AMK1602 mit allen entsprechenden Messerköpfen, Flugkreisradien und Gangzahlen. Ausgabe einer Warnung, falls Maschinentyp oder Messerkopf falsch gewählt werden.
- Achswinkel, Winkelkorrekturen beliebig wählbar.
- Gesamte Geometrie, Modulen (Innen, Mitte, Aussen), Spiralwinkel (Innen, Aussen), Kontrolle auf Verschnitt, Unterschnittfreiheit, Berechnung der Profilverschiebung für ausgeglichenes Gleiten, Kontrolle auf rückwärtiges Ausschneiden, Kontrolle und Berechnung der erforderlichen Kopfkürzung am Innendurchmesser, Profil- und Sprungüberdeckung, Zahnformfaktor und Spannungskorrekturfaktor.
- Berechnung aller Verzahnungsmasse.
- Berechnung der Grübchen-, der Zahnfuss-, sowie der Fresstragfähigkeit (nach dem Integraltemperatur-Kriterium) mit allen Anpassungen der Werksnorm KN3030.

16.13.2 Hypoidräder mit Zyklo-Palloid-Verzahnung

Geometrie, Herstellbarkeit und Festigkeitsberechnung von Hypoidrädern (Kegelräder mit Achsversatz) nach dem Klingelnberg-Verfahren.

Gemäss der Klingelnberg-Werknorm KN3029 (Geometrie und Herstellung) und KN3030 (Festigkeitsberechnung) wird eine komplette Berechnung für Zyklo-Palloid-Verzahnungen durchgeführt:

- Berechnung der Maschinendistanz für die Maschinentypen FK41B, KNC40, KNC60, AMK855, AMK1602 mit allen entsprechenden Messerköpfen, Flugkreisradien und Gangzahlen. Ausgabe einer Warnung, falls Maschinentyp oder Messerkopf falsch gewählt werden.
- Achswinkel, Winkelkorrekturen, Eingriffswinkel für Zug- und für Schubflanke beliebig wählbar.
- Gesamte Geometrie mit Berechnung der Zahnbreiten, Modulen (Innen, Mitte, Aussen), Spiralwinkel (Innen, Aussen), Kontrolle auf Verschnitt, Unterschnittfreiheit, Berechnung der Lückenweiten, Kontrolle auf rückwärtiges Ausschneiden, Kontrolle und Berechnung der erforderlichen Kopfkürzung am Innendurchmesser, Profil- und Sprungüberdeckungen, Zahnformfaktor, Spannungskorrekturfaktor, entsprechend der Anwendung für die Zug- oder die Schubflanke.
- Berechnung aller Verzahnungsmasse.
- Berechnung der Grübchen-, der Zahnfuss-, sowie der Fresstragfähigkeit (nach dem Integraltemperatur-Kriterum für das Ersatzschraubrad) mit allen Anpassungen der Werksnorm KN3030.

16.13.3 Kegelräder mit Palloid Verzahnung

Geometrie und Festigkeitsberechnung von Kegelrädern nach dem Klingelnberg Palloid Verfahren. Gemäss der Klingelnberg-Werksnorm KN3025 (Geometrie, Ausgabe Nr. 10) und KN3030 (Festigkeitsberechnung) wird eine komplette Berechnung für Palloid Verzahnungen durchgeführt.

- Berücksichtigung der Palloid Fräser Abmessungen mittels kleiner Durchmesser dK und Fräser Schnittlänge SF, Eingabe von Sonderfräsern möglich
- Ausgabe einer Warnung, falls Fräser am inneren oder äusseren Zahnende das Planrad nicht überdecken
- Achswinkel, Winkelkorrekturen sind beliebig wählbar
- Gesamte Geometrie, Modulen (Innen, Mitte, Aussen), Spiralwinkel (Innen, Mitte, Aussen), Berechnung der Profilverschiebung für ausgeglichenes Gleiten und Unterschnittfreiheit, Kontrolle und Berechnung der erforderlichen Kopfkürzung am Innendurchmesser, Profil- und Sprungüberdeckung, Zahnformfaktor und Spannungskorrekturfaktor
- Berechnung aller Verzahnungsmasse
- Berechnung der Kräfte bei Tragbildkernlage bei der Teilkegellänge Rpr und Rm
- Berechnung der Grübchen-, der Zahnfuss-, sowie der Fresstragfähigkeit (nach dem Integralkriterium) mit allen Anpassungen der Werksnorm KN3030 (mit Berücksichtigung der Kräfte bei der Teilkegellänge Rpr)

► **Hinweis**

Für die Übertragung nach KISSsys werden die Kräfte bei der Teilkegellänge Rm verwendet, damit die Berechnung der Kräfte unabhängig vom Verzahnverfahren ist. Die Annahme der theoretischen Tragbildkernlage in der Klingelnberg-Werksnorm lässt sich bei der Herstellung kaum prozesssicher umsetzen.

16.13.4 Mindestsicherheiten

Folgende Mindestsicherheiten werden empfohlen:

Einsatzszenario	Mindestsicherheiten
Flanke	1.1 ... 1.2
Fuss	1.5 ... 1.6
Fressen	1.8 ... 2.0

Tabelle 16.9: Empfohlene Mindestsicherheiten

16.13.5 Oberflächenrauigkeit Zahnfuss

Behandlung	Rauigkeit [mm]
vergütet	0.016
geläppt	0.016
hartverzahnt	0.008

Tabelle 16.10: Oberflächenrauigkeitswerte

16.13.6 Verzahnungsqualität Kegelräder

Behandlung	Qualitätszahl
vergütet	7
geläppt	7
hartverzahnt	6

Tabelle 16.11: Verzahnungsqualität bei Kegelrädern

16.13.7 Kennzahl

Das Produkt des Schmier-, Geschwindigkeits- und Rauheitfaktors $Z_L Z_V Z_R$ ist für verschiedene Oberflächenbehandlungen in der nachfolgenden Tabelle dargestellt:

Behandlung	Kennzahl $Z_L Z_V Z_R$
vergütet	0.85
geläppt	0.92
hartverzahnt	1.0

Tabelle 16.12: Kennzahl ZLZV ZR in Abhängigkeit von der Oberflächenbehandlung

► **Hinweis**

Eine ähnliche Definition befindet sich in ISO 10300-2:2001, Abschnitt 14.4. Dort ist die Kennzahl ausserdem abhängig von der gemittelten Rauhtiefe R_z.

16.13.7.1 Teilungs-Einzelabweichung

Berechnung erfolgt gemäss DIN 3965.

16.13.7.2 Eingriffsfedersteifigkeit

Die Eingriffssteifigkeit wird konstant angenommen zu

$$c_g = 20 \frac{N}{mm \cdot \mu m}$$

16.14 Einstellungen

Im Menü **Berechnung** finden Sie die Option **Einstellungen**. Klicken dieses Untermenüs öffnet das Fenster **Berechnungseinstellungen**. Dort haben Sie Zugriff auf die unten aufgeführten Tabs, die die Übergabe weiterer Berechnungsparameter ermöglichen. (siehe Kapitel 15.23, Einstellungen)

16.14.1 Allgemein

Bei Montage kann ein zusätzliches Flankenspiel durch Änderung des Einbaumasses erreicht werden. Einerseits kann das zusätzlich gewünschte Flankenspiel Δj (Eingabe als Faktor in Modul) vorgegeben werden. Damit wird die erforderliche axiale Verschiebung der Ritzelwelle Δα1 und der Radwelle Δα2 nach ISO/TR 22849 berechnet. Weiter wird für eine vorgegebene Änderung des Einbaumasses das erreichte zusätzliche Flankenspiel berechnet.

16.14.2 Berechnungen

16.14.2.1 Reibungskoeffizient für Hypoidräder

Aufgrund des Längsgleitens ist die Verlustleistung bei Hypoidrädern grösser als bei Spiralkegelrädern. Deshalb kann bei der Berechnung der Verzahnungskräfte nach KN 3030 ein Reibungskoeffizient berücksichtigt werden. Der Reibungskoeffizient kann im Tab **Belastung** eingegeben werden, falls gewünscht.

16.14.3 Differentiale

16.14.3.1 Zusätzliche Geometrieberechnungen Aussen und Innen

Wenn die Ergänzungen für Differentiale aktiviert werden, werden an den Positionen Li und Le die Geometrieparameter berechnet. Im Report werden die Daten der Ersatzstirnradverzahnung der beiden Positionen zusätzlich dokumentiert. Zusätzlich ist es dann möglich, die Kopfhöhenänderung bis unterhalb vom Teilkegel anzuwenden.

16.14.3.2 Eingaben für die Berandung

Alternativ zur manuellen Eingabe im Tab **Modifikationen**, können die Berandungen über einen Algorithmus ausgelegt werden. Die zulässige Pressung der Anlaufscheibe dient zur Ermittlung des Aussendurchmessers der Anlaufscheibe. Der Abstand der Bohrung zur Anlaufscheibe (Delta05Bf) beinhaltet den radialen Abstand der Bohrung zum Innendurchmesser der Anlaufscheibe und dient zur Ermittlung des Innendurchmessers, zusammen mit der Bohrung des Kegelrades. Die erforderliche Wandstärke der Anlaufscheibe (SBfAS) beinhaltet die axiale Distanz des Aussendurchmessers der Anlaufscheibe zur Berandung am Fuss aussen. Mit diesem Mass wird die Berandung am Fuss aussen (Länge und Höhe der Berandung, siehe Tab **Modifikationen**) ausgelegt.

Die erforderliche Wandstärke innen (bei dFi) beinhaltet den radialen Abstand der Bohrung zur Berandung am Fuss innen.

Mit der Option entsprechende **Kopf- und Fusskürzungen automatisch durchführen** werden die Berandungen in Tab **Modifikationen** von der Software festgelegt. Die Fusskürzungen werden aufgrund der obigen Eingaben festgelegt. Die Kopfkürzungen werden aufgrund der Vorgabe des erforderlichen Kopfspiels zur Fussberandung (des Gegenrades) festgelegt.

16.14.4 Hilfe zum Tab 3D-Erzeugung

► **Hinweis:**

Für Instruktionen zu diesen Eingaben verlangen Sie das Dokument KISSsoft-anl-068-E-3D Geometry of Spiral Bevel Gear.pdf beim KISSsoft Support.

16.14.5 Berechnung

Berechnungsmethode Eingriffssteifigkeit: Es kann zwischen der Berechnungsmethode nach Weber/Banaschek [23] (Dynamische Steifigkeitsberechnung, Standardeinstellung), nach ISO 6336-1 Methode B und Eigener Eingabe gewählt werden.

Einspannstelle Zahn: Die Kontaktanalyse nach Weber/Banaschek [23] basiert auf einem Biegebalkenmodell mit beliebiger Form. Diese Einstellung definiert die Methode zur Ermittlung der Einspannstelle des Biegebalkens/Zahns. Zur Auswahl stehen die Methoden nach Weber/Banaschek [23] und nach Langheinrich [24].

Einzeleingriffssteifigkeit: Eigene Eingabe der Einzeleingriffssteifigkeit wenn unter Berechnungsmethode Eingriffssteifigkeit 'Eigene Eingabe' eingestellt wurde.

Kopplungssteifigkeits-Modifikationsfaktor: Der Faktor kann nach Raabe oder Börner definiert werden [38], siehe die folgende Abbildung.

Nach Raabe: $$C_{Ci} = k_C \cdot 0.04 \cdot N^2 \cdot \frac{C_i + C_{i+1}}{2}$$

Nach Börner: $$C_{Ci} = k_C \cdot 2.75 \cdot \left(\frac{m_n}{b_c}\right)^2 \cdot \frac{C_i + C_{i+1}}{2}$$

C_{Ci} – Kopplungssteifigkeit der Scheiben i und $i + 1$, k_C – Kopplungssteifigkeitsfaktor
N – Anzahl Scheiben, m_n – Normalmodul, b_C – Scheibenbreite, C_i – Steifigkeit der Scheibe i

Abbildung 16.13: Kopplungssteifigkeits-Modifikationsfaktor nach Raabe oder Börner

Randabschwächungsfaktor: Randabschwächungsfaktor für die Steifigkeitsabschwächung am Rand bei Schrägverzahnungen.

Korrekturfaktor für Hertzsche Steifigkeit (nach Winter): Korrekturfaktor für die Hertz'sche Abplattung nach Versuchen von Winter/Podlesnik [39].

Anzahl der Ordnungen im Amplitudenspektrum (Drehwegabweichung/Eingriffssteifigkeit): Hier kann die gewünschte Anzahl der zu berechnenden Ordnungen angegeben werden. Es muss mindestens mit einer Ordnung und darf maximal mit halber Anzahl Eingriffsstellungen (welche im Tab **Kontaktanalyse -> Rechengenauigkeit** eingestellt wird) berechnet werden.

Spannungsüberhöhung durch Kopfrundung interpolieren: Die Berechnung der Zahnform führt im Falle einer Kopfrundung zu einer schlagartigen Änderung der Krümmungsradien. Dies wiederum führt zu Spannungsüberhöhungen an diesem Übergang bei der Berechnung der Kontaktanalyse. Es kann deshalb ausgewählt werden, ob mit der mathematischen Lösung gerechnet werden soll, oder ob diese Überhöhung interpoliert werden soll.

Kraftanregung berechnen: Die Kraftanregung (nach FVA Bericht 487) ergibt sich aus der Verzahnungssteifigkeit und der mittleren Drehwegabweichung. Im Gegensatz zur Drehwegabweichung erlaubt die Kraftanregung eine bessere Beurteilung unterschiedlicher Verzahnungsvarianten bezüglich der Geräuschanregung, da für die Geräuschentstehung nicht die Ausgleichsbewegungen (Drehwegabweichung) der Zahnräder, sondern die Verzahnungskräfte ausschlaggebend sind.

Plastische Verformung berücksichtigen: Mit dieser Einstellung können Sie festlegen, ob bei der Kontaktanalyse eine plastische Verformung berücksichtigt werden soll. Wird eine Plastizität

berücksichtigt, wird die aus der elastischen Kontakttheorie berechnete maximale Flankenpressung auf der Grundlage der eingestellten „Maximal zulässigen Flankenpressung" verkürzt. Wird die maximale elastische Flankenpressung überschritten, werden die Radien der Kontaktkörper lokal verändert, sodass die resultierende elastische Flankenpressung diesem Maximum entspricht. Es wird nur ein Prozentsatz der neuen Radien auf Grundlage der eingestellten „Gewichtung der plastischen Verformung" verwendet.

16.15 GEMS Schnittstelle

16.15.1 Import

Unter **Import** kann eine XML Datei aus GEMS eingelesen werden. Die Daten für Makrogeometrie des Kegel- oder Hypoidrades (nur Bogenverzahnung) und die Lastdaten werden in KISSsoft eingelesen.

16.15.2 Export

Unter **Export** kann eine XML Datei für GEMS erzeugt werden. Diese beinhaltet die Makrogeometrie des Kegel- oder Hypoidrades (nur Bogenverzahnung), die Lastdaten sowie die EPG Daten aus KISSsoft.

17 Kronenräder

Kronenräder sind an sich eine Sonderausführung von Kegelrädern. Das Ritzel ist ein normales Stirnrad, das Kronenrad weisst hingegen eine komplexe 3D-Zahnform auf. Gegenüber dem Kegelrad ist das Kronenrad absolut unempfindlich gegen eine axiale Verschiebung. Der Aufwand bei der Montage ist deshalb sehr viel geringer.

Das KISSsoft Berechnungsmodul **Kronenräder** berechnet die Geometrie der Paarung von gerad- oder schrägverzahnten Stirnrad-Ritzeln mit Kronenrädern mit Achsversatz und mit beliebigem Achswinkel Σ. Die Festigkeitsberechnung und die 2D-Geometrie wird hingegen für Achsversatz 0 mm und Achswinkel Σ=90° berechnet. Für alle anderen Fälle wird die Vorauslegung mit diesen Einschränkungen durchgeführt, anschliessend kann das 3D-Volumenmodell mit dem gewünschten Achsversatz und Achswinkel ergänzt werden. Das **Geometrie**-Dockfenster ermöglicht die simultane Darstellung der Zahnform des Kronrads für den inneren, mittleren und äusseren Durchmesser oder für eine beliebige Anzahl von Schnitten. Nutzen Sie dieses Tool zur Kontrolle auf Unterschnitt und spitzen Zahn am Innen- bzw. Aussendurchmesser des Kronrads. Im Tab **Modifikationen** finden Sie die Eingabefelder Wert/Länge der Kopfhöhenänderung aussen (innen) $h_{ake(i)}$, $l_{ake(i)}$. Weitere Parameter zur Vermeidung einer spitzen Zahnform werden dort eingegeben. Die Zahnform am Kronenrad wird über Simulation der Herstellung mit einem Stossrad berechnet. Die Festigkeitsberechnung basiert auf dem Einsatz etablierter Stirn- bzw. Kegelradnormen.

17.1 Berechnungsgrundlagen

Ein Kronenrad hat Ähnlichkeiten mit einer gebogenen Zahnstange. Im Gegensatz zu diesem einfachen Getriebe kämpft der Ingenieur bei der Auslegung eines Kronenrads aber ständig mit den Einschränkungen, die durch eben diese Biegung entstehen. Da die Zahnflanke bei einem geradverzahnten Kronenrad parallel zu einem Radius des Kronenrades verlaufen muss - das eingreifende Ritzel hat parallele Flanken zur eigenen Achse - ergibt sich aus dem Strahlensatz sofort, dass der Eingriffswinkel von aussen nach innen abnehmen muss. Als zentrale Formel für die Auslegung der Geometrie von Kronenrädern gilt die Gleichung [52]. Hier für eine Geradverzahnung betrachtet, vgl. Glg. (16.1).

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2 \cdot \cos\alpha_n}{\cos\alpha_2}$$	(16.1)

mit

d_2	Durchmesser Kronrad
m_n	Normalmodul Ritzel
z_2	Zähnezahl Kronrad
α_n	Eingriffswinkel Ritzel am Teilkreis
α_2	Eingriffswinkel Kronrad für Durchmesser d_2

Daraus lässt sich bspw. der Eingriffswinkel vom Aussendurchmesser zum Innendurchmesser ermitteln. Sind die Zahnflanken innen steil, wird die Evolvente kurz und es trägt nur noch ein kleiner Teil der Zahnhöhe. Richtung Kronenradmittelpunkt wächst die Gefahr eines Unterschnitts, der den nutzbaren Bereich weiter einschränkt. Insgesamt ergeben sich daraus ein minimaler Innendurchmesser und ein maximaler Aussendurchmesser, welche die Gesamtzahnbreite des Kronenrades limitieren. Hier liegt ein wesentlicher Unterschied zum Kegelradsatz vor. Kegelradpaare übertragen durch die Vergrösserung der Zahnbreite höhere Drehmomente. Kronenradpaare sind hier limitiert. Durch geschickte Wahl des Breitenversatzes b_v, d.h. durch Verschieben der Zahnbreiten-Mitte b/2 gegenüber dem Teilkreis d_{Pm}, kann die maximal zulässige Zahnbreite b optimiert werden.

Bei der Auslegung eines Kronenrades ist es sinnvoll, durch die Festlegung eines minimalen und eines maximalen Eingriffswinkels zunächst die erreichbaren Innen- und Aussendurchmesser zu bestimmen. Sind durch äussere Rahmenbedingungen Grenzen bezüglich dieser Durchmesser gesetzt (üblicherweise beim Aussendurchmesser), ergibt die Umstellung von Glg. (16.1) den verfügbaren Bereich für den Modul zu.

$$m_{\min/\max} = \frac{d_{2,\min/\max} \cdot \cos\left(\alpha_{2,\min/\max}\right)}{z_2 \cdot \cos\left(\alpha_n\right)} \qquad (16.2)$$

Hilfreich bei diesen Betrachtungen ist es, neben den nackten Zahlen auch eine grafische Darstellung der Zähne zu betrachten.

Die überwiegende Anzahl Anwendungen verwendet geradverzahnte Kronenräder. Schrägverzahnte Kronenräder können bei richtiger Auslegung sowohl bezüglich Geräuschentwicklung als auch bei der Festigkeit Vorteile bieten. Dem gegenüber steht das Problem, dass die Zahnflanken unsymmetrisch werden, d.h. die linke Flanke nicht mehr der rechten entspricht. In der Praxis bedeutet dies, dass ein eventueller Unterschnitt auf einer Flanke früher auftritt als auf der anderen. Diese Unterschiede der Flanken haben einen starken Einfluss auf die Festigkeit, so dass sich bei der übertragbaren Leistung ein Unterschied zwischen den Drehrichtungen ergibt. Wird nur eine Drehrichtung genutzt, wie z.B. bei Elektrowerkzeugen, kann die verwendete Flanke natürlich ohne Rücksicht auf die Rückenflanke optimiert werden.

Die Erfahrung hat gelehrt, dass theoretische Geometriebetrachtungen, welche die Zahnform mit Evolventenfunktionen, Linien und Kreisbögen beschreiben, früher oder später an eine Grenze kommen. Besser bewährt und viel sicherer in der Praxis sind Zahnformberechnungen, die auf einer Simulation des Abwälzvorgangs beruhen, noch besser auf der Simulation des Fertigungsvorgangs. Hierbei wird die Trajektorie eines Punktes an der aktiven Oberfläche des Werkzeugs verfolgt bis die Geschwindigkeit normal zur Oberfläche des Werkzeugs einen Nulldurchgang hat (siehe Abbildung 17.1).

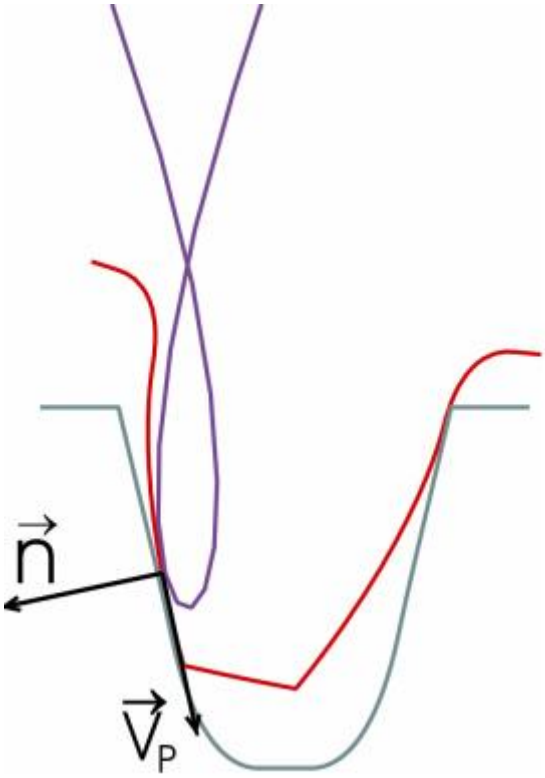


Abbildung 17.1: Spurkurve (blau) des Stossrad-Werkzeugs (rot) am Kronenrad (grün)

Diese Stellen sind potenzielle Punkte der Zahnformoberfläche. Die tatsächlichen Punkte der Oberfläche müssen dann noch von den sogenannten imaginären Punkten unterschieden werden, an denen zwar die Normalgeschwindigkeit ebenfalls verschwindet, die aber durch dahinterliegende Punkte als ausserhalb des Materials gekennzeichnet werden. Diese Unterscheidung zwischen realen und imaginären Punkten stellt die grösste Schwierigkeit bei der beschriebenen Vorgehensweise dar. Neben den üblichen Standardalgorithmen zur Klassifikation von Punkten in einer Ebene müssen empirische Ansätze hinzugezogen werden, welche die bekannten Eigenschaften der Zahnform nutzen, um mit hinreichender Sicherheit eine wohldefinierte Zahnform zu erhalten. Die Berechnung der 3D-Zahnform des Kronenrades kann somit auf Grund der klassischen Herstellmethode, dem Abwälzen mit einem Stossrad, bestimmt werden. Durch die Ausgabe des 3D-Körpers im IGES-, STEP- oder SAT-Format kann damit in beliebigen CAD-Systemen die Form konstruiert werden, um Kronenräder im Spritzguss-, Sinter- oder Formschmiedeverfahren herzustellen. Für die Kontrolle des Kronenrades auf Unterschnitt oder spitzen Zahnkopf ist die 2D-Schnittdarstellung sehr viel besser geeignet. Dargestellt wird gleichzeitig die Zahnform des Kronenrades innen, mittig und aussen. Werden die Zahnräder schrittweise gedreht, kann das Abwälzen genauestens in allen Schnitten überprüft werden. Bei zu spitzem Zahnkopf oder ungünstigen Eingriffsverhältnissen muss die Zahnhöhe verkürzt werden, analog der Vorgehensweise bei Hypoidrädern. Um die Empfindlichkeit gegenüber Fehlern der Achslage oder des Achsabstands zu verringern, kann eine Breitenballigkeit der Zahnflanke (Flankenlinie) vorgesehen werden. Diese kann bei Kronenrädern relativ leicht erzeugt werden, indem für die Fertigung ein Stossrad verwendet wird, welches eine um ein oder zwei Zähne grössere Zähnezahl als das Ritzel hat [3]. Ein Vergleich der Zahnformen zeigt den Einfluss der erhöhten Zähnezahl des Stossrades auf die erzeugte Zahnform. Bei einem grossen Breitenversatz b_v des Kronenrads kann sich die Balligkeit aber einseitig verschieben! In jedem Achsschnitt durch das

Stirnrad entspricht das Kronenradgetriebe grundsätzlich einem Ritzel-Zahnstangentrieb. Aufbauend auf der Theorie der Zahnstange lassen sich somit der Eingriffswinkel, die Berührlinien und die Überdeckung in jedem Schnitt bestimmen.

Die Ausführungen dieses Abschnitts basieren auf einer Veröffentlichung in [53].

17.2 Basisdaten

17.2.1 Normalmodul

Eingegeben wird der Normalmodul. Sind stattdessen Teilung, Stirnmodul oder Diametral Pitch bekannt, wird über den Umrechnen-Button ein Dialogfenster geöffnet, das die Umrechnung ermöglicht. Bevorzugen Sie die Eingaben in Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls, können Sie **Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls** unter **Berechnung > Einstellungen > Allgemein** aktivieren.

Falls die Geometrie eines Kronenrades komplett definiert haben, erhalten Sie nach Klicken des Umrechnen-Buttons folgende Meldung:

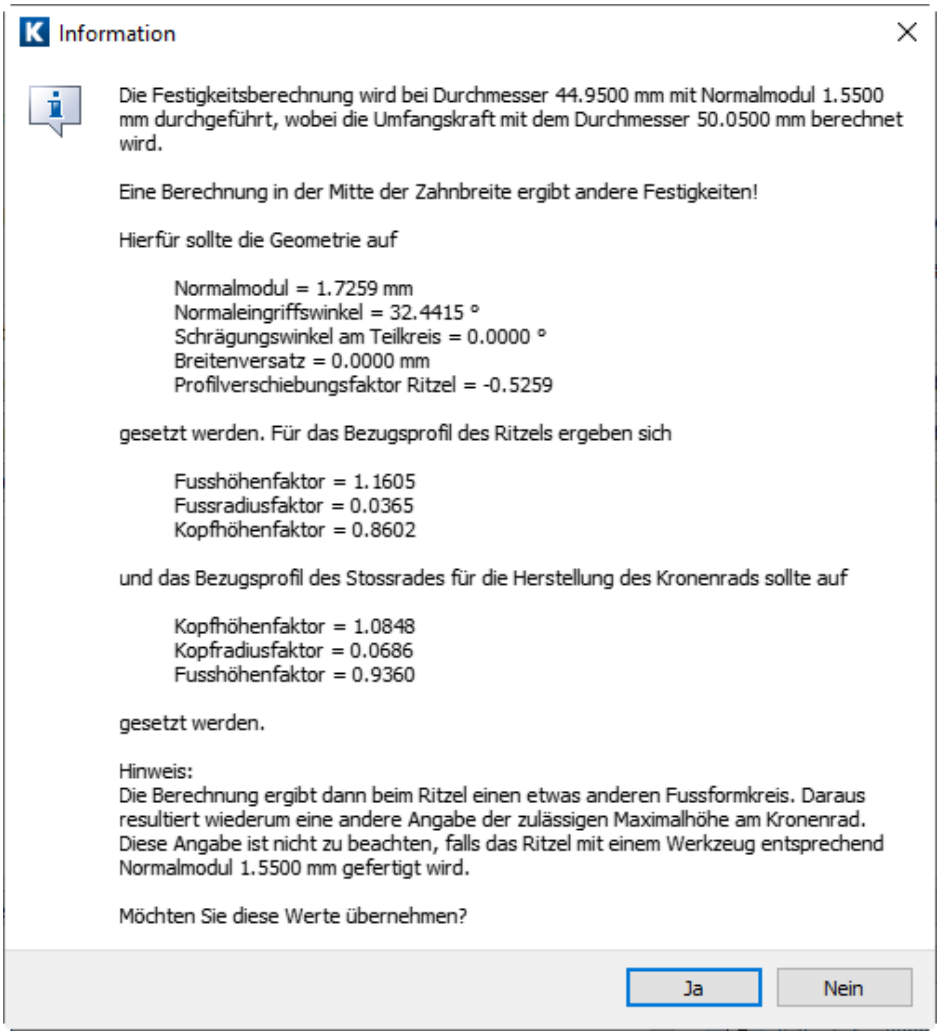


Abbildung 17.2: Informationsfenster für die Auslegung des Normalmoduls

Im Sinne der Kegelradberechnung nach ISO 10300 oder DIN 3991 wird vorgeschlagen, die Festigkeitsberechnung auf dem mittleren Durchmesser des Kronenrads durchzuführen. Sollte der Breitenversatz b_v <> 0 sein, sind die Rahmenbedingungen für diese Art der Berechnung nicht gegeben. Aus diesem Grund unterstützt der Auslegen-Button die Umrechnung von Normalmodul m_n und Eingriffswinkel α_n, sodass $b_v = 0$ gewährleistet ist. Dabei ändert sich der Fussrundungsradius des Ritzels, die Flankenform bleibt jedoch erhalten.

► Hinweis

Wir empfehlen diese Umwandlung nur für die Festigkeitsberechnung vorzunehmen. Bei der Umwandlung wird der Modul verändert, das geplante Werkzeug kann nicht mehr verwendet werden. Die Geometriedaten sollten deshalb vor der Umwandlung gespeichert werden.

17.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel $\alpha_n = 20°$. Kleinere Eingriffswinkel können bei grösseren Zähnezahlen verwendet werden, um höhere Überdeckungen zu erreichen. Grössere Eingriffswinkel erhöhen die Festigkeit und erlauben eine kleinere Zähnezahl ohne Unterschnitt, wobei die Überdeckung abnimmt und die Radialkräfte zunehmen.

► **Hinweis**

Der Betriebseingriffswinkel α_{wt} ändert sich über die Breite der Verzahnung.

17.2.3 Schrägungswinkel am Teilkreis

Der Schrägungswinkel wird in [°] eingegeben. Er kann über den ↔-Button im Fenster **Schrägungswinkel umrechnen** aus dem Schrägungswinkel am Grundkreis β_b oder dem Schrägungswinkel am Kopfkreis β_a berechnet werden. Eine Schrägverzahnung ist generell leiser als eine Geradverzahnung. Der Nachteil liegt in einer zusätzlichen Axialkraftkomponente.

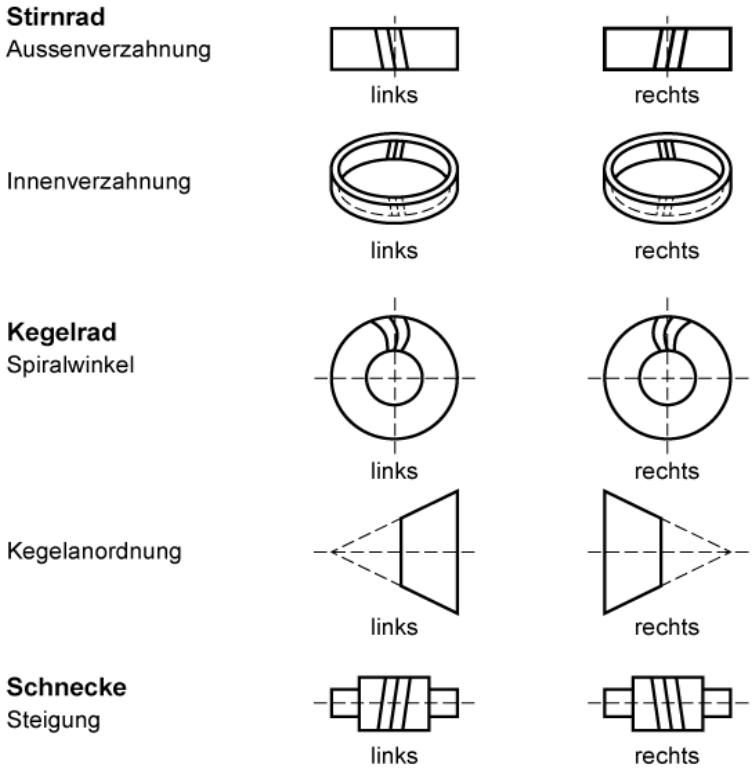


Abbildung 17.3: Schrägungswinkel

17.2.4 Breitenversatz

Der Breitenversatz ist der Abstand der Ritzelmitte vom mittleren Durchmesser des Kronenrads.

Der Auslegen-Button rechts neben dem Eingabefeld **Breitenversatz** berechnet die grösstmögliche Breite des Kronenrads b_2 und den dazu passenden Breitenversatz b_v, so dass der Eingriffswinkel innerhalb der vorgegebenen Grenzen liegt.

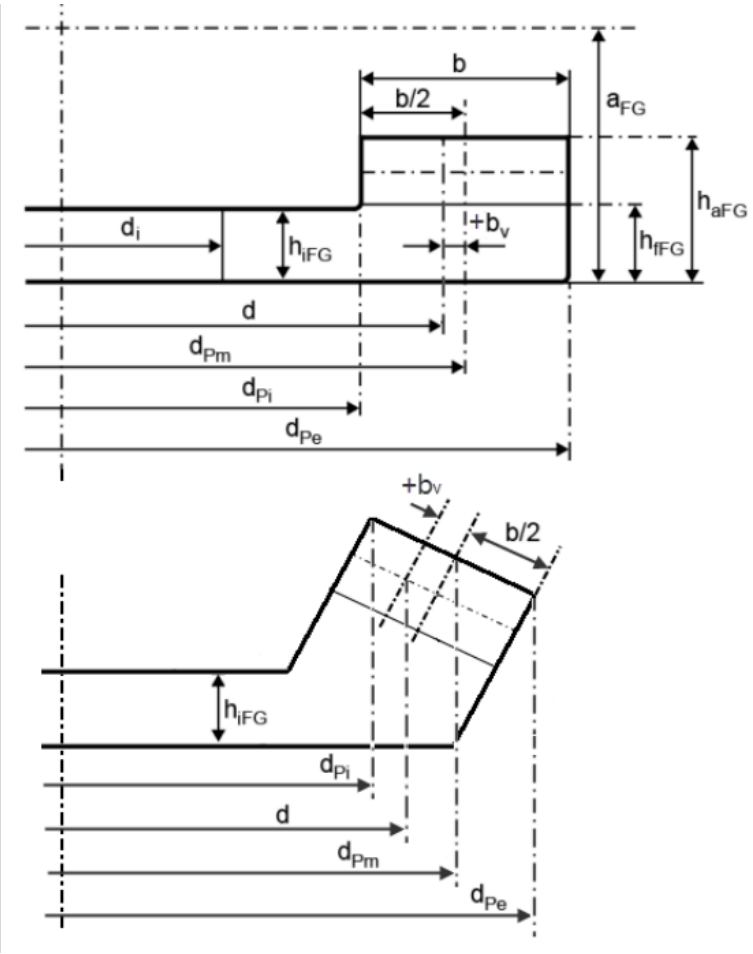


Abbildung 17.4: Breitenversatz des Kronenrades

17.2.5 Profilverschiebungsfaktor

Das Werkzeug kann während der Herstellung verschoben werden. Der Abstand zwischen dem Herstellwälzkreis und der Bezugsline des Werkzeugs nennt sich Profilverschiebung. Bei einer positiven Profilverschiebung wird das Werkzeug weiter aus dem Material herausgezogen, wodurch sich die Zahndicke am Fuss erhöht und am Kopf verringert. Bei einer negativen Profilverschiebung fährt das Werkzeug dagegen weiter in das Material hinein, wodurch sich die Zahndicke verkleinert und die Gefahr für Unterschnitt grösser ist. Neben der Zahndicke werden auch die Gleitgeschwindigkeiten durch den Profilverschiebungsfaktor beeinflusst.

Die Profilverschiebung kann nach verschiedenen Kriterien durchgeführt werden. Hierzu dienen die verschiedenen Auslegungsmöglichkeiten im Fenster **Profilverschiebung auslegen** nach Klicken des Auslegen-Buttons:

- **Für Unterschnittgrenze**

- **Für Spitzengrenze je Rad.**
  Die Zahnkopf- Mindestdicke kann unter **Berechnung > Einstellungen > Allgemein > Faktor für minimale Zahndicke am Kopf** eingegeben werden.

► **Hinweis**

Das Ritzel sollte eine recht grosse Zahndicke am Kopf haben, da das Stossrad zur Herstellung des Kronenrades einen etwas höheren Kopf benötigt und trotzdem nicht spitzig werden darf.
Über den Umrechnen-Button kann der Profilverschiebungsfaktor (siehe Kapitel 15.1.8, Profilverschiebungsfaktor) von KISSsoftaus gemessenen Daten oder aus Angaben in Zeichnungen bestimmt werden.

17.2.6 Qualität

In diesem Eingabefeld können Sie die Verzahnungsqualität auf Basis der in Klammer angegebenen Norm eintragen. Sie können die zugrundeliegende Norm über den Einstellungen-Button unter der Option **Eingabe der Qualität** ändern. Die Verzahnungsqualität nach ISO 1328 (DIN ISO 1328) entspricht ungefähr der gleichen Qualität nach AGMA 2015.
Erreichbare Qualitäten sind in der folgenden Tabelle dargestellt.

Herstellverfahren	**Qualität nach ISO**		
Schleifen	2	. . .	7
Schaben	5	. . .	7
Hobeln	(5)6	. . .	9
Fräsen	(5)6	. . .	9
Stossen	(5)6	. . .	9
Stanzen, Sintern	8	. . .	12

Tabelle 17.1: Qualitätszahlen für verschiedene Herstellverfahren

► **Hinweis**

Die Werte in Klammern können nur in Sonderfällen erreicht werden.
Ebenso können mit Hilfe des Einstellungen-Buttons verschiedene Optionen für die Qualität eingestellt werden:

Eingabe der Qualität

Die Herstellabweichungen, welche im Protokoll ausgegeben und für gewisse Faktoren der Festigkeitsberechnung verwendet werden, sind nach Norm ISO 1328 (DIN ISO 1328), DIN 3961:1978 oder AGMA 2015 bestimmt. Welche Norm verwendet wird, kann vorgegeben werden. Bei der Einstellung **Rechenmethode für die Festigkeit** wird diejenige Norm verwendet, welche der Festigkeitsmethode am besten zugeordnet ist (beispielsweise wird die ISO 1328 verwendet, wenn die Rechenmethode ISO 6336 eingesetzt wird).

Fp-Toleranz nach Tabellen in DIN 3962
Die Teilungs-Gesamtabweichung Fp nach den Tabellen in DIN 3962 unterscheidet sich teilweise stark von Fp, berechnet nach den Formeln in DIN 3961.

Toleranzwerte extrapolieren
Toleranzen nach ISO 1328:2013, DIN ISO 1328:2018, AGMA 2000 und AGMA 2015 werden nach den Formeln der jeweiligen Norm mit den effektiven geometrischen Daten (mn, d, b…) berechnet. Der Gültigkeitsbereich ist jeweils angegeben. Beispielsweise gelten die Toleranzen nach ISO 1328 für einen Modulbereich 0.5mm <= mn <= 70 mm. Bei Verzahnungen, welche ausserhalb des Gültigkeitsbereichs liegen, gelten die Formeln nicht. In der Praxis, mangels anderer Informationen, werden die Formeln dennoch verwendet. In KISSsoft wird zur Bestimmung üblicherweise der entsprechende Grenzwert verwendet (also für einen Modul = 80mm bei ISO, die Toleranz mit 70 mm bestimmt). Alternativ kann die Option **Toleranzwerte extrapolieren** aktiviert werden, dann werden die Toleranzen mit dem effektiven Wert berechnet (also mit 80 mm). Für ISO 1328 (Ausgabe 2013) werden in diesem Fall auch Toleranzen ausgegeben, wenn der Schrägungswinkel grösser als 45° ist.

DIN 3961:1978 und ISO 1328 (Ausgabe 1996) berechnen die Toleranzen mit geometrischen Mittelwerten, hier kann keine Extrapolation gemacht werden.

17.2.7 Details der Geometrie

Klicken des **Details...**-Buttons rechts oben im Bereich Geometrie öffnet das Dialogfenster **Details der Geometrie definieren**. Darin können Sie folgende Parameter übergeben.

17.2.7.1 Achswinkel

Der Achswinkel ist beliebig wählbar. Zur Durchführung der Festigkeitsberechnung ist er auf Σ = 90 ° zu stellen.

17.2.7.2 Innendurchmesser

Der Innendurchmesser wird im Tab **Radkörper** definiert (siehe Kapitel 15.18, Radkörper).

17.2.7.3 Höhe des Kronenrades

Zur Definition der Höhe des Kronenrades h_{aFG} (siehe Abbildung 17.7).

17.2.8 Werkstoffe und Schmierung

Die in den Dropdownlisten angezeigten Werkstoffe stammen aus der Werkstoffdatenbank. Wenn Sie den gewünschten Werkstoff hier nicht finden, können Sie **Eigene Eingabe** aus der Liste wählen, oder den Werkstoff zuerst in der Datenbank (siehe Kapitel 9.4, Externe Tabellen) eintragen. Mit Klick auf den Plus-Button öffnet das **Werkstoff Ritzel (Kronrad)**-Fenster, in dem Sie aus einer Liste der in der Datenbank verfügbaren Werkstoffe wählen können. Die Auswahl von **Eigene Eingabe**

ermöglicht es Ihnen, die Werkstoffparameter einzeln zu übergeben, was dem **Neuen Eintrag erstellen**-Fenster des Datenbanktools entspricht.

17.3 Belastung

17.3.1 Rechenmethode Festigkeit

Um dem Entwickler die Rechenmethode seiner Wahl zur Verfügung zu stellen, kann mit KISSsoft die Festigkeitsberechnung wahlweise nach ISO 6336, DIN 3990, DIN 3991, ISO 10300 oder DIN 3991 durchgeführt werden.

17.3.1.1 Nur Geometrie

Wird diese Methode gewählt, erfolgt keine Festigkeitsberechnung. Dementsprechend entfallen alle Eingaben, welche nur für die Festigkeit benötigt werden wie Leistung, Anwendungsfaktor, etc.

17.3.1.2 Statische Festigkeit

Die Festigkeitsberechnung für Stirnräder ist implementiert (siehe Kapitel 15.2.1, Rechenmethoden).

17.3.1.3 Methode ISO 6336-B/Literatur

Die hier beschriebene Methode wird zur bevorzugten Anwendung empfohlen.

Die Methode zur Festigkeitsberechnung von Kronenrädern wie sie von Crown Gear [52] ursprünglich vorgeschlagen wurde, beruht auf der Stirnradberechnung nach DIN 3990. Durch die schräg verlaufenden Berührlinien ergibt sich beim Kronenrad eine Erhöhung der Gesamtüberdeckung durch die sogenannte Steigungsüberdeckung, in etwa vergleichbar der Sprungüberdeckung bei schrägverzahnten Stirnrädern (bei schrägverzahnten Kronenrädern gibt es auch eine Sprungüberdeckung, die sich aus dem Schrägungswinkel β_n ergibt). Aus der Schräge der Berührlinien kann ein virtueller Schrägungswinkel β_v abgeleitet werden, mit welchem in der Festigkeitsberechnung über den Schrägungsfaktor Y_β und Z_β dieser Effekt berücksichtigt wird. Als Profilüberdeckung ε_a wird der Wert bei Mitte Zahnbreite verwendet. Die Herleitung des Breitenlastfaktors $K_{H\beta}$ und Stirnfaktors K_{Ha} nach DIN 3990 ist eindeutig nicht für Kronenräder einsetzbar. In Crown Gear Berechnungen wird hier üblicherweise fix $K_{H\beta}$ = 1.5 und K_{Ha} = 1.1 gesetzt, somit ein gleiches Vorgehen wie bei der Berechnung von Kegelrädern (DIN 3991, ISO 10300) gewählt. Die Festigkeitsberechnung nach ISO 6336 ist zur Verwendung im internationalen Rahmen als Alternative zur DIN 3990 sicher sinnvoll. Da die ISO 6336 weitestgehend mit der DIN 3990 übereinstimmt, gelten hier die gleichen Restriktionen.

Im Unterschied zum Crown Gear Programm sind die anschliessenden Details der Berechnung wie folgt eingesetzt:

- Die rechnerische Zahnbreite (Pitting) entspricht der minimalen Berührlinien-Länge (Lcont)
- Die Umfangskraft F_t wird aus d_{Pm} (Mitte Zahnbreite) bestimmt

17.3.1.4 Methode Crown Gear (DIN 3990)

Diese Rechenmethode ergibt Resultate, welche mit dem Programm von Crown Gear übereinstimmen. Der grundlegende Rechenansatz ist vorne beschrieben bei Methode "ISO6336/ Literatur" (siehe Kapitel 17.3.1.3, Methode ISO 6336-B/Literatur).
Im wesentlichen Unterschied zur Methode "ISO6336/Literatur" sind:

- Der Rechengang beruht auf der Methode nach DIN3990.
- Die rechnerische Zahnbreite (Pitting) entspricht der Zahnbreite (auch in Fällen, wenn die minimale Berührlinien-Länge kürzer ist als die Zahnbreite).
- Die Umfangskraft F_t wird aus d_{Pd} (Teilkreis = Modul * Zähnezahl) bestimmt, auch wenn d_{Pd} nicht Mitte Zahnbreite ist.

17.3.1.5 Analog ISO 10300, Methode B

Wie bereits erwähnt, kann als Alternative die Verwendung der Festigkeitsberechnung nach ISO 10300 für Kegelräder sinnvoll sein. Kronenräder gehören zur Klasse der Kegelräder und können als Grenz-Kegelräder mit Kegelwinkel 0° (Ritzel) und 90° (Kronenrad) angesehen werden. Die Festigkeitsberechnung von Kegelrädern wird auf der Basis des Ersatzstirnrades (Stirnrad mit gleicher Zahnform wie das Kegelrad) durchgeführt. Im Falle des Kronenrades ergibt sich für das Ritzel die Ersatzzähnezahl $z_{1v} = z_1$ und für das Rad z_{2v} unendlich. Bei Nachrechnungen von Beispielen, mit dem Programm von Crown Gear (Methode analog DIN 3990) einerseits und mit der Methode ISO 10300 in KISSsoft andererseits, ergibt sich eine gute Übereinstimmung. Die Abweichung bei Fuss- und Flankensicherheiten ist in allen Fällen unter 10%, meist unter 5%. Dies zeigt, dass sowohl die Rechenmethodik analog DIN 3990 wie auch analog ISO 10300 (DIN 3991) gut anwendbar sind.

17.3.1.6 Analog DIN 3991, Methode B

Hierzu gelten die gleichen Bemerkungen wie zur Methode "Analog ISO10300" (siehe Kapitel 17.3.1.5, Analog ISO 10300, Methode B).

17.3.2 Lebensdauer

Der Wert im Eingabefeld **Lebensdauer** wird verwendet, um, zusammen mit der Drehzahl, die Lastwechselzahl zu berechnen.

17.3.2.1 Lastwechselzahl

Die Anzahl der Lastwechsel wird in KISSsoft aus der Drehzahl und der geforderten Lebensdauer berechnet. Wenn Sie den Wert beeinflussen wollen, können Sie dies im Fenster **Lastwechselzahl für Rad definieren**. Zugriff darauf haben Sie durch Klicken auf den Plus-Button. Darin können Sie zwischen fünf verschiedenen Lastwechselzahlberechnungen wählen.

1. **Automatisch** Die Lastwechselzahl wird automatisch aus Lebensdauer, Drehzahl und der Anzahl Zwischenräder berechnet.

2. **Lastwechselzahl** Die Anzahl Lastwechsel in Millionen wird direkt eingegeben. Diese Option muss für alle beteiligten Räder gewählt werden, um berücksichtigt zu werden.
3. **Lastwechsel pro Umdrehung** Die Anzahl Lastwechsel pro Umdrehung wird eingegeben. Bei einem Planetengetriebe mit drei Planeten wäre für die Sonne im Eingabefeld der Wert **3**, für die Planeten der Wert **1** einzutragen.

   Hinweis:
   Ist der Auswahlbutton **Automatisch** gesetzt, werden im Berechnungsmodul **Planetenstufe** die Anzahl Lastwechsel bereits unter Berücksichtigung der Anzahl Planeten von KISSsoft bestimmt.
4. **Lastwechsel pro Minute** Die Lastwechselzahl pro Minute wird eingegeben. Dies kann z.B. bei Zahnstangen oder Zahnradstufen mit häufigem Drehrichtungswechsel, wo keine Dauerdrehzahl definiert ist, geeignet sein.
5. **Effektive Zahnstangenlänge** Die eingegebene Zahnstangenlänge wird zur Berechnung der Lastwechselzahl der Zahnstange verwendet. Die Länge der Zahnstange sollte grösser sein als der Umfang des Zahnrades, ansonsten muss beim Rad berücksichtigt werden, dass nicht jeder Zahn in Eingriff kommt. Bei einer Paarung Ritzel mit Zahnstange sollte hier eine Eingabe vorgenommen werden. Andernfalls wird N_L(Zahnstange) = N_L(Ritzel)/10 gesetzt.

► **Hinweis**

Für Antriebe, die nur einen Schwenkwinkel überstreichen, wird im Folgenden ein Vorgehen zur Berechnung dargestellt.
Gegeben sei ein Szenario mit Untersetzung

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

und einem Schwenkwinkel w in [°] von Rad 2, wobei Rad 2 dauernde Vor- und Rückwärtsbewegungen um den Winkelbetrag w_2 ausführt. Als Lebensdauer wird die effektive Einsatzdauer eingegeben. Berechnet werden nun zwei Faktoren f_{NL1}, f_{NL2}, die die absolute Lastwechselzahl N_L modifizieren. Führen Sie dazu folgende Schritte aus:

- a) Für Ritzel und Rad den Wechselbiegungsfaktor zu 0.7 setzen oder nach ISO 6336-3:2006 bestimmen. Damit zählt ein Lastwechsel als eine komplette Vor- und Rückwärtsbewegung
- b) Die Faktoren f_{NL1}, F_{NL2} für Ritzel und Rad werden wie folgt bestimmt:

$$f_{NL1,2} = \frac{ROUNDUP\left(\frac{W_{1,2}}{360}\right)}{2 * \frac{W_{1,2}}{360}}$$

- w_2 = Schwenkwinkel Rad 2
- w_1 = W2*i
- ROUNDUP = aufrunden auf ganze Zahl

Der Wert im Zähler der Formel stellt die tatsächliche Anzahl Belastungen dar, die während einem kompletten Zyklus (Vor- und Rückwärtsschwenken) auf den am häufigsten belasteten Flanken (nicht Zähnen) vorliegt. Durch das Aufrunden auf die nächste ganze Zahl wird jede angefangene Umdrehung als eine Belastung gezählt.

Um den gesuchten Faktor $f_{NL1,2}$ zu ermitteln wird die tatsächliche pro Flanke auftretende Anzahl Belastungen durch die Anzahl Belastungen geteilt, welche bei kontinuierlicher Rotation ohne Rückwärtsdrehung beim Drehwinkel pro Zyklus auftreten würde (1 Belastung pro 360°).

Beispielsrechnung für $f_{NL1,2}$:

> Rad 1 dreht sich in einem halben Zyklus um **540°** wobei Rad 2 sich um **90°** schwenkt (i = 6).
>
> In einem kompletten Zyklus wird der Schwenkwinkel jeweils einmal vor- und einmal rückwärts zurückgelegt.
>
> Die tatsächliche, pro kompletten Zyklus, auf den am häufigsten belasteten Flanken (nur die eine Seite des Zahns wird betrachtet) auftretende Anzahl Lastwechsel ist:

Für Rad 1:

$$ROUNDUP\left(\frac{540}{360}\right) = 2$$

Für Rad 2:

$$ROUNDUP\left(\frac{90}{360}\right) = 1$$

Die ohne Anpassung der Faktoren gezählten Lastwechsel pro kompletten Zyklus wäre:

Für Rad 1:

$$2 * \left(\frac{540}{360}\right) = 3$$

Für Rad 2:

$$2 * \left(\frac{90}{360}\right) = 0.5$$

Damit sind die Faktoren f_{NL1}, f_{NL2}:

$$f_{NL1} = \frac{2}{3} = 0.667$$

$$f_{NL2} = \frac{1}{0.5} = 2$$

- c) Die Faktoren fNL1 und fNL2 werden in das Eingabefeld **Lastwechsel pro Umdrehung** eingetragen.

Berücksichtigen der Punkte a - d ermöglicht die Festigkeitsberechnung für die korrekte Anzahl Lastwechsel.

17.3.3 Leistung, Drehmoment und Drehzahl

Der Auslegen-Button neben dem Eingabefeld der Leistung (des Drehmoments) berechnet eine Leistung (ein Drehmoment) so, dass ein vorgegebenes Sicherheitsminimum (siehe Kapitel 15.23.5, Sicherheitsfaktoren) eingehalten wird. Klicken des Plus-Buttons neben dem Eingabefeld der Drehzahl ermöglicht im Fenster **Drehrichtung definieren** den Drehsinn des Kronrads zu definieren (siehe Abbildung 17.5).

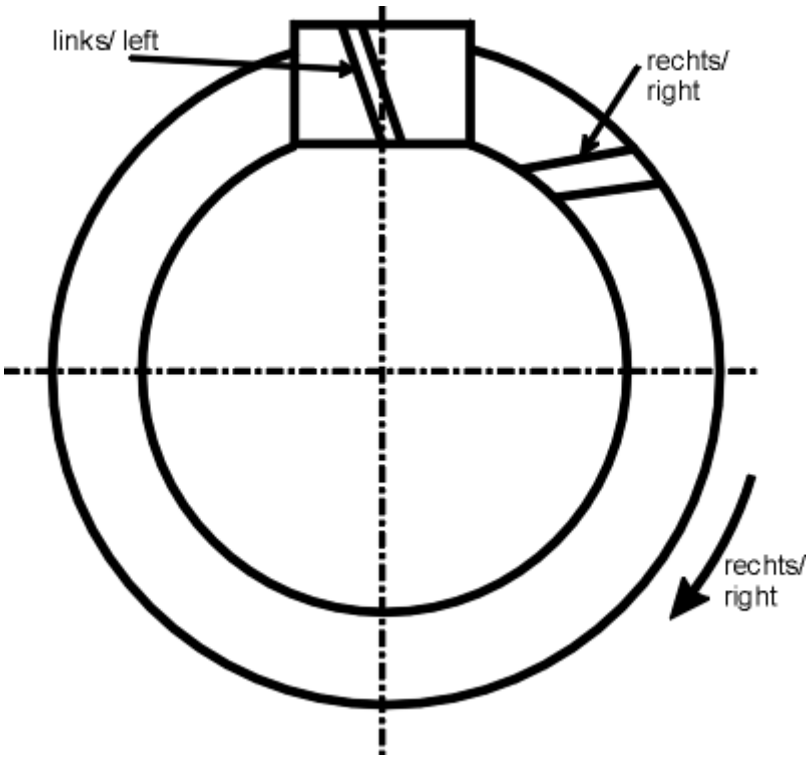


Abbildung 17.5: Zahnschräge Kronenrad: rechts; Zahnschräge Ritzel: links; Drehsinn: rechts

17.3.4 Anwendungsfaktor

Mit dem Anwendungsfaktor werden Unsicherheiten in der Lastannahme sowie Stösse berücksichtigt, wobei $K_A \geq 1.0$ gilt. Einen Hinweis auf die Grösse des Faktors gibt die folgende Tabelle. Ausführlichere Angaben finden Sie in der ISO 6336.

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	Arbeitsweise der getriebenen Maschine			
	gleich mässig	mässige Stösse	mittlere Stösse	starke Stösse
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 17.2: Zuordnung Arbeitsweise → Anwendungsfaktor

17.3.5 Details der Festigkeit

Klicken Sie auf **Details** für die Fuss- und Flankenfestigkeitsberechnung, um einen Dialog mit zusätzlichen Einstellungen für die Festigkeitsberechnung zu öffnen.

17.3.5.1 Profilmodifikation

Für Hochleistungs-Zahnräder können beim Schleifen der Verzahnung Modifikationen an der theoretischen Evolvente vorgenommen werden. Vorschläge für vernünftige Modifikation (bei Stirnrädern) erhalten Sie über das KISSsoft-Modul Z15 (siehe Kapitel 15.7, Modifikationen). Die Art der Ausführung der Profilmodifikation hat einen Einfluss auf die Berechnung der Fresssicherheit. Der Kraftaufteilungsfaktor Xγ wird je nach Ausführung der Profilmodifikation etwas anders berechnet. Der wesentliche Unterschied besteht zwischen Ausführung mit oder ohne Profilmodifikation. Der Unterschied zwischen Ausführung **für Hochleistungsgetriebe** oder **für gleichmässigen Eingriff** ist hingegen klein. Die Festigkeitsberechnungsnorm setzt voraus, dass der Wert der Kopfrücknahme C_a korrekt ausgelegt ist. Sie gibt aber keine konkrete Vorgabe an. Der Kraftaufteilungsfaktor Xγ ergibt sich je nach der Art der Profilmodifikation gemäss DIN 3990 wie folgt:

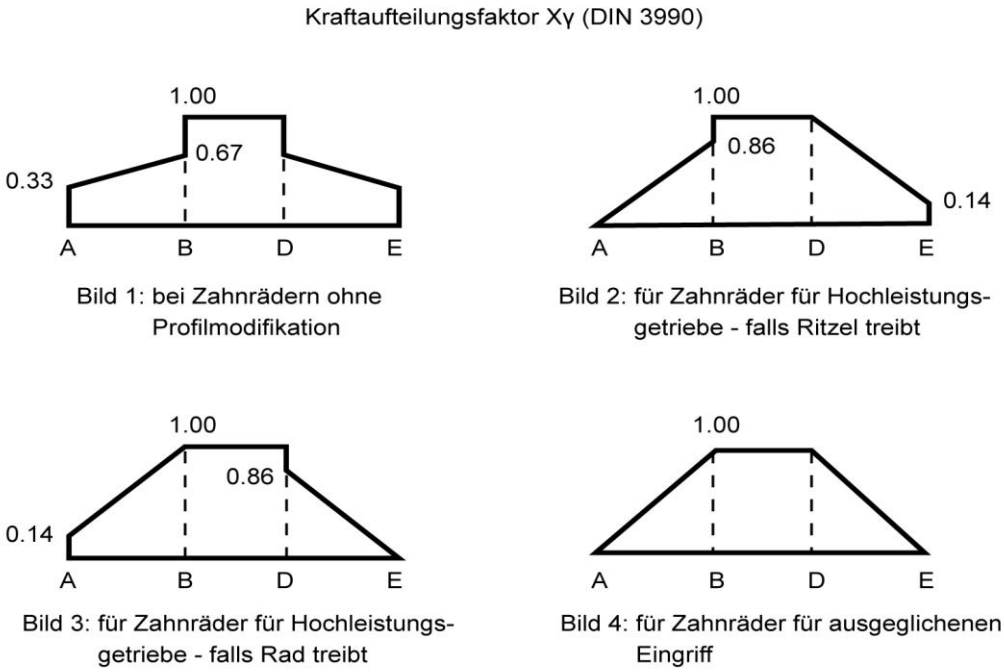


Abbildung 17.6: Kraftaufteilungsfaktor Xγ für verschiedene Profilmodifikationen

17.3.5.2 Zeitfestigkeitsfaktoren nach ISO 6336

Der Zeitfestigkeitsfaktor Z_{NT} reduziert die zulässige Werkstoffbelastung gemäss ISO 6336- 2:2006:

$\sigma_{H\lim red} = Z_{NT} \cdot \sigma_{H\lim}$	(12.14)
$\sigma_{F\lim red} = Y_{NT} \cdot \sigma_{F\lim}$	(12.15)

Bei der Berechnung von Stirnrädern nach ISO 6336 hat diese Eingabe eine wichtige Bedeutung und ist Grund für die kleineren Sicherheiten im Dauerfestigkeitsbereich gegenüber der DIN 3990.

1. **normal (Reduktion auf 0.85 bei 10^{10} Zyklen):** Die zulässige Werkstoffbelastung im Dauerfestigkeitsbereich (Fuss und Flanke) nimmt nochmals ab. Die Zeitfestigkeitsfaktoren Y_{NT} und Z_{NT} werden bei ≥10^{10} Lastwechseln zu 0.85 gesetzt.
2. **erhöht bei besserer Qualität (Reduktion auf 0.92):** Y_{NT} und Z_{NT} werden bei ≥ 10^{10} Lastwechseln zu 0.92 gesetzt (gemäss Angaben in ISO 9085).
3. **bei optimaler Qualität und Erfahrung (immer 1.0):** Die Reduktion entfällt und entspricht somit der DIN 3990. Eine optimale Behandlung und Kontrolle der Werkstoffe wird vorausgesetzt.

17.3.5.3 Optimale Kopfrücknahme

Für die Berechnung der Sicherheit gegen Mikropitting nach Methode B der ISO/TS 6336-22 muss eingegeben werden, ob die Profilmodifikation als optimal angenommen werden soll oder nicht. Dasselbe gilt für die Berechnung der Fresssicherheit. Eine Kontrolle erfolgt durch die Software, ob die effektive Kopfrücknahme (Ca) in etwa der optimalen (Ceff) entspricht. Wenn diese Kontrolle grosse Abweichungen ergibt, d.h. Ca < 0.333*Ceff oder Ca > 2.5*Ceff ist, erscheint eine Warnung. In diesem Fall wird die Eingabe nicht beachtet und im Report entsprechend dokumentiert.

17.3.5.4 Einhärtetiefe EHT

Die vorgesehene Einhärtetiefe (für Härte HV400 bei nitrierten Stählen, beziehungsweise HV550 für alle andern Stähle) kann eingegeben werden. Die Angabe gilt für die Tiefe gemessen bei Fertigbearbeitung (nach dem Schleifen).

Wenn diese Eingabe gemacht wird, erfolgt automatisch die Berechnung der Sicherheit der gehärteten Randschicht nach DNV41.2 [11]. Die Berechnung erfolgt nach dem Kapitel in [11] 'Subsurface fatigue'. Die Berechnung erfolgt nach anderen Ansätzen als die Berechnung des Vorschlags für die empfohlene Einhärtetiefe, ergibt aber ähnliche Resultate (siehe Kapitel 22.6, Vorschlag Einhärtetiefe).

17.3.5.5 Lastkollektive mit negativen Elementen

Einzelheiten zur Bewertung von Lastkollektiv-Elementen finden Sie im gleichnamigen Kapitel unter Stirnrädern (siehe Kapitel 15.2.8.2).

17.4 Faktoren

17.4.1 Breitenlastfaktor

Die Breitenlastfaktoren $K_{H\beta}$ berücksichtigen die Auswirkung ungleichmässiger Lastverteilung über die Zahnbreite auf die Flankenpressung, Zahnfussbeanspruchung und Fressbeanspruchung. Für Kronenräder empfehlen wir etwa die gleichen Faktoren (siehe Kapitel 16.8.3.1, Lagerungsfaktor) wie bei Kegelrädern zu verwenden.

17.5 Modifikationen

Der Tab **Modifikationen** (siehe Kapitel 15.7, Modifikationen) im Berechnungsmodul **Kronenräder** umfasst im Wesentlichen die gleichen Funktionalitäten wie die für Stirnräder. Die Besonderheiten sind im Folgenden aufgeführt.

17.5.1 Kopfhöhenänderung

Die Eingabe für die Kopfhöhenänderung $h_{ake(i)}$ und der Länge der Kopfhöhenänderung $l_{hake(i)}$ (siehe Abbildung 17.7) erfolgt im Tab **Modifikationen**. Eine Kopfhöhenänderung wird dann gemacht, wenn der Zahn sonst zu spitzig wird. Bei Eingabe einer Kopfhöhenänderung ist es zur vollständigen Darstellung der Modifikation für den 3D-Export zu empfehlen, die Anzahl der berechneten Schritte unter **Berechnung > Einstellungen > Allgemein** zu erhöhen (siehe Kapitel 17.6.1, Allgemein).

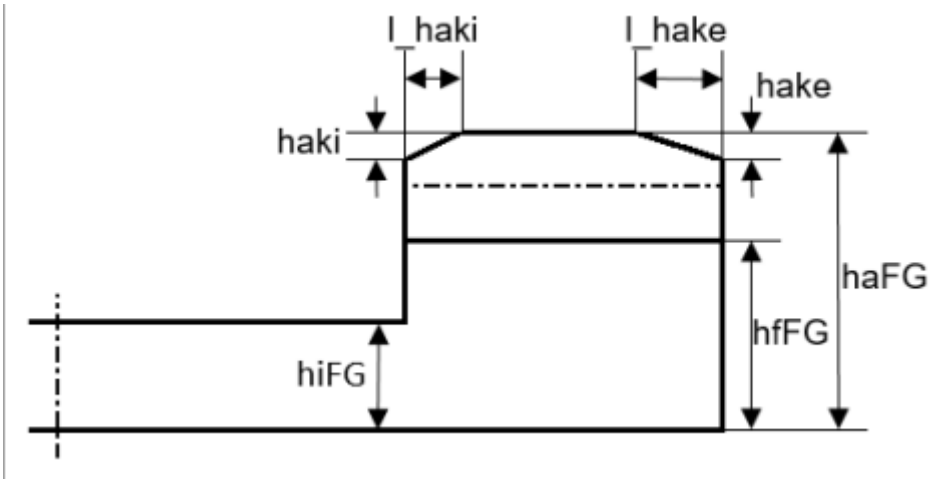


Abbildung 17.7: Charakteristische Grössen des Kronrads

17.5.2 Art der Modifikation

In der Liste der Modifikationen (siehe Kapitel 15.7.1, Art der Modifikation) sind nur Modifikationen am Ritzel möglich.

17.6 Einstellungen

Mit **Berechnung > Einstellungen** oder über die Auswahl des Symbols  öffnet sich das Fenster für das Untermenü **Berechnungseinstellungen**. Dort haben Sie Zugriff auf die unten aufgeführten Tabs, die die Übergabe weiterer Berechnungsparameter ermöglichen.

17.6.1 Allgemein

Das Eingabefeld **Anzahl Schritte für die Zahnformberechnung** legt fest, wie viele äquidistante Schnittebenen $N \geq 3$ zwischen äusserem und innerem Durchmesser des Kronrads verteilt sind. Standard für diese Grösse ist $N = 3$ und definiert die Schnittebenen $r_2 = d_{2i}/2$, $r_2 = d_{2e}/2$ und $r_2 = (d_{2i} + d_{2e})/4$.

► **Hinweis**

Um für den 3D-Export eine ausreichende räumliche Auflösung zu gewährleisten, sollte $N > 10$ gewählt werden.

17.6.2 Auslegungen

Die Eingabefelder **Minimaler/Maximaler Eingriffswinkel im Stirnschnitt** $\alpha_{t,min/max}$ geben an, in welchem Bereich sich der Eingriffswinkel der Zahnflanke Kronrad über die Breite bewegen darf. Genutzt werden diese Grössen bspw. für die Auslegung der Zahnbreite des Kronrads b_2 und des Breitenversatzes b_v.

17.7 Hinweise zur Kronenradberechnung

17.7.1 Dimensionierung

Das Vorgehen bei der Dimensionierung von Kronenrädern mit KISSsoft ist wegen der komplexen Zahnform des Kronenrades sehr verschieden von dem sonst üblichen Vorgehen, wie z.B. bei Stirnrädern. Beim Kronenrad muss die Geometrie so gewählt werden, dass auf der Aussenseite des Kronenrades ein spitzer Zahn vermieden wird und auf der Innenseite kein (oder kein grosser) Unterschnitt auftritt. Diese Kontrollen müssen obligatorisch über die Berechnung der Zahnform durchgeführt werden. In der eigentlichen Geometrieberechnung findet die Umrechnung in das Ersatzkegelrad und das Ersatzstirnrad statt. In der Zahnformberechnung wird das Kronenrad in mehreren Schnitten längs der Zahnbreite berechnet. Die Anzahl der benötigten Schnitte können Sie über das Menü **Berechnung > Einstellungen,** unter **Berechnungseinstellungen > Zahnform > Anzahl Schnitte für die Zahnformberechnung** definieren. Das Grafikfenster **Geometrie 2D > Zahneingriff** ermöglicht die simultane Darstellung der Zahnform am inneren Durchmesser, äusseren Durchmesser und in der Zahnmitte. Sie sehen dort, ob Zahnkopfdicke und Unterschnitt tolerierbar sind.

Zur Vermeidung eines spitzen Zahnes und/oder Unterschnitts sind folgende Massnahmen möglich:

- Versatz der Zahnbreite b_v ändern
- Verkleinern der Zahnbreite
- Verändern des Eingriffswinkels
- Kopfhöhenänderung im äusseren Teil der Zahnbreite

► **Hinweise**

- Erzeugen einer längsballigen Zahnform: Eine Breitenballigkeit der Flankenlinie kann bei Kronenrädern erzeugt werden, indem für die Fertigung ein Stossrad verwendet wird, welches eine um ein oder zwei Zähne grössere Zähnezahl als das Ritzel hat. Mit Hilfe der Speicherfunktion in der 2D-Darstellung **Grafik > Geometrie 2D > Zahneingriff** kann der Unterschied zwischen den erzeugten Zahnformen kontrolliert werden. Definieren Sie dazu ein Stossrad mit gleicher Zähnezahl wie das Ritzel zur Berechnung der Zahnform. Speichern Sie die Zahnform des Kronenrades durch Klicken des **Kurve speichern**-Icons  und erhöhen Sie anschliessend die Zähnezahl des Stossrades. Bei einem grossen Breitenversatz b_v des Kronenrades ist eine einseitige Verschiebung der Balligkeit möglich.

17.7.2 Ritzel - Kronenrad mit Z1 > Z2

Die Berechnung einer Paarung Ritzel – Kronenrad, wenn die Kronenrad-Zähnezahl (Z2) kleiner als die Ritzel-Zähnezahl (Z1) ist, ist nicht vorgesehen, da sehr selten. Unter gewissen Bedingungen kann jedoch die Geometrie einer solchen Paarung trotzdem bestimmt werden.

Dazu muss unter **Berechnungseinstellungen** der Haken **Bei Geometriefehlern weiterrechnen** aktiviert werden. Anschliessend wird folgendes Vorgehen empfohlen:

- Reduktion der Zahnbreite des Kronenrades (z.B. auf die Hälfte)
- Beginnen mit Z2 = Z1, dann schrittweise Z2 verkleinern, jeweils eine Berechnung durchführen und in der 2D-Darstellung die Schnitte innen, mittig und aussen ansehen und, falls notwendig, die Zahnhöhe korrigieren.
- Nach Erreichen der gewünschten Zähnezahl Z2 versuchen, die Zahnbreite des Kronenrades wieder zu vergrössern, dabei ev. b_v anpassen.

18 Schnecken mit Globoid-Schneckenrad

Die Berechnung der Schneckengeometrie erfolgt nach ISO 14521 oder DIN 3975. Kontrollmasse für Schnecke und Schneckenrad werden ermittelt, und die Fertigungstoleranzen sind gemäss DIN 3974 oder AGMA 2111.

Die Auslegung von Zahnbreite, Achsabstand, Steigungswinkel u.s.w. sowie die Festigkeitsberechnung erfolgt nach ISO 14521 oder DIN 3996. Dabei werden bestimmt: Wirkungsgrad, Temperatursicherheit, Grübchensicherheit, Verschleisssicherheit, Zahnbruchsicherheit sowie die Durchbiegesicherheit der Schnecke. Daten für diverse Schneckenrad-Werkstoffe werden mitgeliefert.

Ausserdem wird das Anfahrdrehmoment unter Last berechnet, welches bei der Auslegung von Antrieben sehr wichtig sein kann.

Berechnet werden die Flankenformen: ZA, ZC, ZI, ZK, ZN (entsprechend A, C, I, K, N gemäss ISO TR 10828:2015), ZH (gleich ZC). Die dargestellte Zahnform (2D, 3D) wird durch Spiegelung einer halben Zahnflanke erzeugt.

Die nachfolgenden Skizzen zeigen die Bemassung eines Schneckenrades.

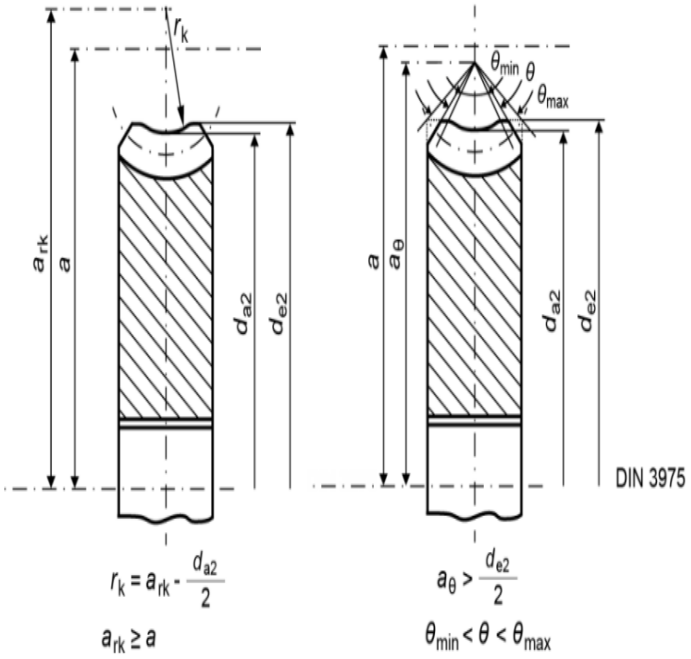


Abbildung 18.1: Bemassung des Schneckenrades

18.1 Berechnungsgrundlagen

Die grundlegenden geometrischen Zusammenhänge sind in ISO 14521 oder DIN 3975 definiert. Ergänzungen und weitere wichtige Definitionen, wie z.B. die verschiedenen Schnecken-Flankenformen (ZA, ZC oder ZI, ZH, ZK, ZN), finden sich in [12]. Die Festigkeitsberechnung (Zahnbruch-, Grübchen-, Verschleiss- und Temperatursicherheit) wird nach ISO 14521 oder DIN

3996 durchgeführt. Der Rechenaufwand der Schneckenradberechnung ist, im Vergleich zur Stirnradberechnung, gering. Schnecken können bei der Herstellung über die sogenannte „Dreidraht-Messung" kontrolliert werden. Diese entspricht vom Prinzip her dem Zweikugelmass bei Schneckenrädern (wie auch bei Stirnrädern). Die Berechnung des Dreidrahtmasses ist sehr komplex. Eine gut geeignete Methode für die üblichen Flankenformen ist von G. Bock [54] an der physikalisch-technischen Bundesanstalt in Berlin entwickelt worden. Diese Methode berücksichtigt die Flankenform der Schnecke und wird so in KISSsoft verwendet.

► **Hinweis**

Achten Sie bei Nutzung des Begriffs Modul auf die richtige Unterscheidung zwischen Axial- und Normalmodul.

Hinweis zur Verwendung des Anwendungsfaktors

Bei Stirnrad- und Kegelrad-Berechnungen wird generell der Anwendungsfaktor K_A mit der Leistung multipliziert, so dass beispielsweise K_A=1 mit P= 5 kW sich genau die gleichen Sicherheiten ergeben wie mit K_A=2 und P=2.5 kW. Bei der Schneckenberechnung nach ISO oder DIN ist dies etwas anders und kann deshalb zu Fragen führen.

Die Kräfte und Drehmomente werden mit dem Anwendungsfaktor multipliziert, hingegen wird die Leistung bei der Bestimmung der Lagerverlustleistung P_{VLP} und bei der Bestimmung des Gesamtwirkungsgrades η_{Ges} nicht mit dem Anwendungsfaktor multipliziert. Damit wird – bei K_A=2 und P=2.5 kW statt K_A=1 mit P= 5 kW - die Verlustleistung [PV] kleiner, der Gesamtwirkungsgrad η_{Ges} jedoch massiv zu klein.

Resultate bei Beispiel „WormGear 1 (DIN3996, Example 1).Z80":

	K_A=1; P= 5 kW	K_A=2; P=2.5 kW	
P_{VLP}	0.140	0.070	<< (* 1/K_A)
$P_{VD}+P_{V0}$	0.199	0.199	=
P_{VZ}	0.530	0.530	=
P_V	0.869	0.799	<
η_z	90.00	90.00	=
η_{Ges}	85.19	75.77	<<
Θ_S	76.6	76.6	=
Θ_M	80.9	80.9	=
S_W	1.386	1.386	=
S_H	1.143	1.143	=
S_δ	2.369	2.369	=
S_F	2.251	2.251	=

S_T	1.306	1.306	=

Dieser Unterschied in den Resultaten ist nicht logisch, die Leistung wird deshalb bei der Bestimmung von P_{VLP} und η_{Ges} ebenfalls mit K_A multipliziert, damit ergeben sich dann gleiche Resultate.

18.2 Basisdaten

18.2.1 Axial-/Stirnmodul

Dazu haben Sie die Möglichkeit unter **Berechnungseinstellungen** im Register **Berechnungen > Berechnung mit Normalmodul anstatt mit Axialmodul**, zukünftig mit dem Normalmodul m_n statt dem Axialmodul zu arbeiten.

► **Hinweis**

Die Berechnung der Kopf- und Fusskreise (siehe Kapitel 18.5.4.2, Berechnung mit Normalmodul anstatt mit Axialmodul) ändert sich.

18.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel $\alpha_n = 20°$. Kleinere Eingriffswinkel können bei grösseren Zähnezahlen verwendet werden, um höhere Überdeckungen zu erreichen. Grössere Eingriffswinkel erhöhen die Festigkeit und erlauben eine kleinere Zähnezahl ohne Unterschnitt, wobei die Überdeckung abnimmt und die Radialkräfte zunehmen

18.2.3 Steigungswinkel am Teilkreis

Der Steigungswinkel am Teilkreis der Schnecke (Rad 1) ist das Komplement des Schrägungswinkels und wird gemäss Glg. 17.1 ermittelt. Steigungsrichtung (siehe Abbildung 17.3).

$\gamma = 90° - \beta$	(17.1)

Klicken des Umrechnen-Buttons öffnet das Dialogfenster **Steigungswinkel umrechnen**, das Ihnen ermöglicht, den Steigungswinkel aus anderen Grössen der Verzahnung zu bestimmen. Es stehen Ihnen dazu die Optionen **aus dem Achsabstand**, **aus dem Mittenkreis** und **aus dem Mittenkreis und dem Achsabstand (x_2*** wird angepasst) zur Verfügung. Ein grosser Steigungswinkel bedeutet einen hohen Wirkungsgrad, während mit kleinem Steigungswinkel eine selbsthemmende Verzahnung realisiert werden kann.

18.2.4 Achsabstand

Klicken des Auslegen-Buttons berechnet den Achsabstand aus den Grössen Profilverschiebungsfaktor x*, Zähnezahl z und Steigungswinkel *γ*. Sie erhalten in diesem Fall keine Bestätigung über die durchgeführte Berechnung.

18.2.5 Zähnezahl

Die Zähnezahl der Schnecke bewegt sich üblicherweise im Bereich $1 \leq z1 \leq 4$.

18.2.6 Zahnbreite

Für die Bemassung von Radzahn- und Radkranzbreiten: (siehe Abbildung 18.2). Die Breite des Schneckenrads wird im Eingabefeld Zahnbreite b_{2R} übergeben. Die Zahnbreiten b_{2H} und b_2 des Schneckenrads werden aus diesem Wert berechnet.

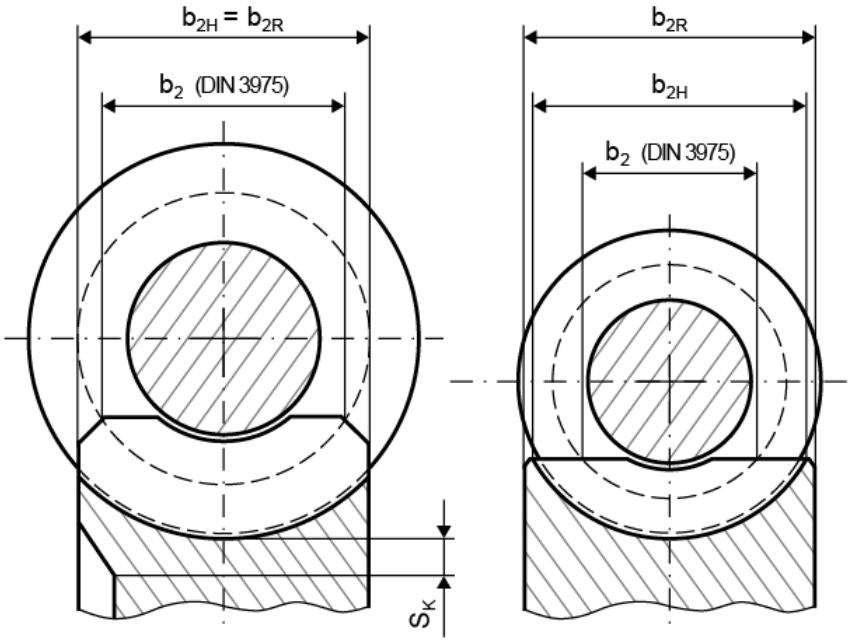


Abbildung 18.2: Bemassung Radzahn- und Radkranzbreite

18.2.7 Profilverschiebungsfaktor

Im Berechnungsmodul **Schnecken mit Globoid-Schneckenrad** ist die Profilverschiebung von Schnecke/Rad 1 grundsätzlich null (entsprechend der Norm ISO 14521). Eine Zahndickenänderung der Schnecke ist nur über das Eingabefeld für den **Zahndickenänderungsfaktor** x_s möglich.

► **Hinweis**

Nutzen Sie das Berechnungsmodul **Schraubräder** wenn Sie für die Schnecke einen Profilverschiebungsfaktor $x_1^* \neq 0$ benötigen.

18.2.8 Zahndickenänderungsfaktor

Der Faktor sollte nur in Spezialfällen verwendet werden. Der Faktor x_s verändert die Zahndicke mit $\Delta As = 2 * x_s * m_n$, so wie bei Kegelrädern. Es gilt immer $x_{s2} = -x_{s1}$, so dass das Spiel bei einer Eingabe von x_{s1} nicht verändert wird. Für normale Anwendungen sind die Werte für x_{s1} im Intervall von $-0.1 \leq x_{s1} \leq +0.1$.

Eine Anwendung dieses Faktors ist möglich, wenn z.B. die Schnecke wesentlich härter ist als das Rad, wodurch im Betrieb das Rad verschleisst. Der Ausfall des Getriebes entsteht, wenn der Zahn des Rades bricht, da er durch den Verschleiss immer dünner geworden ist. Durch eine Zahndickenänderung der Schnecke mit z.B. $x_{s1} = -0.1$ wird der Schneckenradzahn dicker. Damit ergibt sich eine deutlich höhere Lebensdauer.

18.2.9 Qualität für Schneckengetriebe

In diesem Eingabefeld können Sie die Verzahnungsqualität auf Basis der in Klammer angegebenen Norm eintragen. Sie können die zugrundeliegende Norm über den Einstellungen-Button unter der Option **Eingabe der Qualität** ändern.

Erreichbare Qualitäten sind in der folgenden Tabelle dargestellt.

Herstellverfahren	**Qualität nach DIN/ISO und AGMA**		
Schleifen	2	. . .	7
Schaben	5	. . .	7
Hobeln	(5)6	. . .	9
Fräsen	(5)6	. . .	9
Stossen	(5)6	. . .	9
Stanzen, Sintern	8	. . .	12

Tabelle 18.1: Qualitätszahlen für verschiedene Herstellverfahren

18.2.10 Details der Geometrie

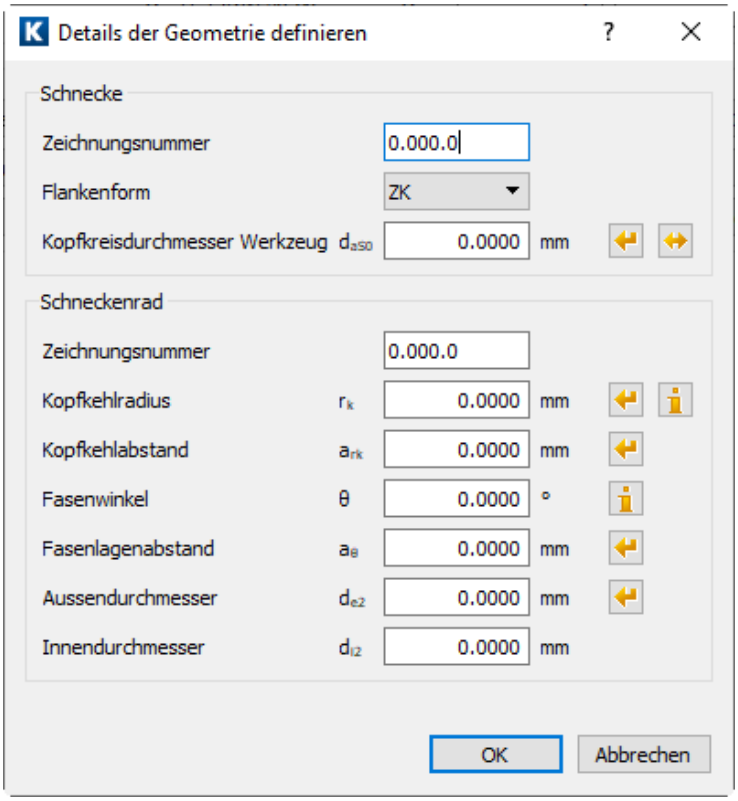


Abbildung 18.3: Details der Geometrie definieren-Fenster

Durch Klicken des **Details...**-Buttons im Bereich **Geometrie** können im Fenster **Details der Geometrie definieren** unten aufgeführte Parameter geändert werden.

18.2.10.1 Flankenform

Die Flankenform ergibt sich aus der Herstellung. ZA-, ZN-, ZK- und ZI-Schnecken unterscheiden sich nur wenig in Wirkungsgrad und Flankentragfähigkeit. ZC- und ZH- Schnecken (Hohlflanken) sind unter Umständen etwas besser in der Tragfähigkeit, haben aber andere wesentliche Nachteile.

ZA-Form:	Herstellung mit Drehstahl (gerade Flanken), Anstellung im Axialschnitt
ZN-Form:	Herstellung mit Drehstahl (gerade Flanken), Anstellung im Normalschnitt
ZI-Form:	Herstellung mit Wälzfräser (Schneckenflanke ist Evolvente)
ZK-Form:	Herstellung mit Schleifscheibe (gerade Flanken), Anstellung im Normalschnitt
ZC-, ZH-Form:	Herstellung mit speziellen Werkzeugen zur Erzeugung einer Hohlflanke

Weitere Erklärungen: Dubbel [28], mit Bildern auf den Seiten G136 und S79.

18.2.10.2 Aussendurchmesser und Kopfkehlradius

Aussendurchmesser d_{e2} und Kopfkehlradius r_k können im Sinne der DIN 3975-1:2017-09 übergegeben werden. Entsprechend Gln. (59) und (67) werden für die beiden Grössen folgende Werte vorgeschlagen:

$$d_{e2} \approx d_{a2} + m_x$$

$$r_k \geq a - \frac{d_{a2}}{2}$$

mit:

d_{a2}: Kopfkreisdurchmesser

m_x: Axialmodul

a: Achsabstand

18.2.11 Werkstoffe und Schmierung

Werkstoffe

Die Festigkeitsberechnung für Schnecken nach ISO 14521 beruht auf Erfahrungswerten, die mit folgenden Werkstoffen ermittelt wurden:

Schnecke:

- Einsatzstähle (vor allem 16MnCr5), HRC = 58...62
- Vergütungsstähle (vor allem 42CrMo4), flamm- oder induktionsgehärtet, HRC = 50...56
- Nitrierstähle (vor allem 31CrMoV9), gasnitriert

Schneckenrad:

- Bronze (GZ-CuSn12, GZ-CuSn12Ni, GZ-CuAl10Ni)
- Guss (GGG40, GG25)
- Polyamid (PA-12, gegossen)

Zur Festigkeitsberechnung sind sehr spezielle Werkstoffdaten notwendig, insbesondere Verschleisskennwerte. Die Norm gibt nur für die gebräuchlichsten Schneckenrad-Werkstoffe (meist Bronzen) solche Kennwerte an. Die Auswahl an Werkstoffen in KISSsoft ist deshalb beschränkt.Da das Ermitteln von Daten für nicht dokumentierte Werkstoffe äusserst aufwendig ist, empfehlen wir bei der Berechnung den am nächsten zum tatsächlich eingesetzten Werkstoff aus der Liste zu wählen.

Schmierstoffe

Bei Schnecken ist die Wahl des Schmiermittels äusserst wichtig, synthetische Schmierstoffe (Polyglykole oder Polyalphaolefine) können den Verlust und den Verschleiss massiv reduzieren.

18.3 Belastung

18.3.1 Rechenmethode Festigkeit

Die Berechnung nach ISO 14521 und die Berechnung nach DIN 3996:2012 sind nahezu identisch.

Die Berechnung nach ISO 14521 beinhaltet verschiedene Methoden (A,B,C,D). In KISSsoft wird die genauest mögliche, dokumentierte Methode verwendet, was im Normalfall Methode B entspricht. Die Rechenmethode ist nicht für alle Werkstoffe (siehe Kapitel 18.2.11, Werkstoffe und Schmierung) geeignet, da teilweise Erfahrungswerte fehlen.

Die ISO 14521 ist ein Rechenverfahren für die Bestimmung von:

- Wirkungsgrad
- Verschleiss und Verschleiss-Sicherheit
- Grübchensicherheit
- Zahnfusssicherheit
- Durchbiegesicherheit
- Temperatursicherheit

Der Achswinkel ist fest mit 90° vorgegeben, da dies die Festigkeitsberechnung nach DIN 3996 voraussetzt. Eine Geometrieberechnung mit Achswinkel ungleich 90° kann ersatzweise über das Berechnungsmodul **Schraubräder** (siehe Kapitel 19, Schraubräder und Schraubrad mit Zahnstange) erfolgen.

► **Hinweise:**

- Zur Festigkeitsberechnung sind sehr spezielle Werkstoffdaten notwendig, insbesondere Verschleisskennwerte. Die Norm gibt nur für die gebräuchlichsten Schneckenrad-Werkstoffe (meist Bronzen) solche Kennwerte an. Die Auswahl an Werkstoffen in KISSsoft ist deshalb beschränkt.
- Fettschmierung: Die Fettschmierung wird in DIN 3996 nicht erwähnt. In KISSsoft wird in diesem Fall die Berechnung wie für Öltauchschmierung durchgeführt. Diese Annahme ist zulässig, da der Einfluss der Schmierungsart auf die Berechnung sehr gering ist.
- Dauerfestigkeitswerte für Zahnfusstragfähigkeit: Die Norm gibt zwei verschiedene Werte an. In der Datenbank ist der niedrigere Wert eingetragen, der verwendet werden sollte, wenn keine Qualitätsverschlechterung durch plastische Verformung der Zähne akzeptiert wird.

18.3.2 Lebensdauer

Der Wert im Eingabefeld **Geforderte Lebensdauer** wird verwendet, um, zusammen mit der Drehzahl, die Lastwechselzahl zu berechnen.

Die **Einschaltdauer** kann mittels dem Plus-Button eingestellt werden. Bei Berechnung der Lebensdauer wird die Einschaltdauer mit der Lastwechselzahl multipliziert. Die Temperaturberechnung berücksichtigt zusätzlich die Einschaltdauer bei der Berechnung der

erzeugten Wärme.

Hinweis zur Temperaturberechnung:
Es wird angenommen, dass Wärme ständig abgeführt wird und nur während der vorgegebenen Einschaltdauer Wärme zugeführt wird. Dabei wird vorausgesetzt, dass das Getriebe während kurzer Zeit läuft (maximal 15 Minuten) und dann wieder abgestellt wird. Falls dies nicht zutrifft, muss die Einschaltdauer auf 100% gestellt werden.

18.3.3 Anwendungsfaktor

Mit dem Anwendungsfaktor werden Unsicherheiten in der Lastannahme sowie Stösse berücksichtigt, wobei $K_A \geq 1.0$. Einen Hinweis auf die Grösse des Faktors gibt die folgende Tabelle (siehe Tabelle 18.2). Ausführlichere Angaben finden Sie in ISO 6336.

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
	gleich mässig	**mässige Stösse**	**mittlere Stösse**	**starke Stösse**
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 18.2: Zuordnung Arbeitsweise → Anwendungsfaktor

18.3.4 Zulässige Qualitätsverschlechterung

Bauartbedingt stellt sich bei dem Schneckenrad über die Zeit durch Verschleiss eine Qualitätsabnahme ein, die nicht unter den in diesem Eingabefeld eingegebenen Wert sinken darf. Eine Qualitätsabnahme geht einher mit einer plastischen Verformung des Werkstoffs und damit einem höheren Werkstoffkennwert. Dies wiederum resultiert in einer höheren Sicherheit gegen plastische Verformung im Fuss.

18.3.5 Leistung, Drehmoment und Drehzahl

Der Auslegen-Button neben dem Eingabefeld der Leistung (des Drehmoments) berechnet eine Leistung (ein Drehmoment) so, dass ein vorgegebenes Sicherheitsminimum (siehe Kapitel 15.23.5, Sicherheitsfaktoren) eingehalten wird.

18.3.6 Details der Festigkeit

Klicken Sie auf **Details** für die Fuss- und Flankenfestigkeitsberechnung, um einen Dialog mit zusätzlichen Einstellungen für die Festigkeitsberechnung zu öffnen.

18.3.6.1 Lagerung des Getriebes

Für die Berechnung der Lagerverlustleistung der Schneckenwelle wird unterschieden zwischen unterschiedlichen Lagerungsarten.

18.3.6.2 Lagerverlustleistung

Beim Einsatz von Wälzlagern wird die Verlustleistung mit Überschlagsformeln gemäss ISO 14521 berechnet. Bei Gleitlagern muss die Verlustleistung eingegeben werden.

Die Überschlagsformeln nach ISO 14521 können nur in einem bestimmten Gültigkeitsbereich verwendet werden.

Es wird in KISSsoft geprüft, ob die Summe der Verlustleistungen zu gross ist.

$(P_{V0} + P_{VLP} + P_{VD}) > 0.2*P$

Wenn die Verlustleistungen grösser als 0.2*P sind, werden die einzelnen Verlustleistungen P_{V0}, P_{VLP} und P_{VD} jeweils auf 0 gesetzt.

18.3.6.3 Anzahl Radialdichtringe Schneckenwelle

Für die Berechnung der Dichtungsverlustleistung wird die Eingabe der Anzahl Radialdichtringe auf der Schneckenwelle benötigt. Die Dichtringe auf der Schneckenradwelle werden nicht mitgezählt, da diese wegen der kleinen Drehzahl eine vernachlässigbare Verlustleistung haben (Berechnungsformeln sind in der ISO 14521 enthalten).

18.3.6.4 Zulässige Zahndickenabnahme

Die zulässige Zahndickenabnahme (am Rad) wird für die Berechnung der Verschleisssicherheit benötigt und bei der Berechnung der Zahnfusssicherheit berücksichtigt. Steht in diesem Eingabefeld der Wert 0, wird die zulässige Zahndickenabnahme nicht kontrolliert.

18.3.6.5 Zulässiger Massenabtrag

Der zulässige Massenabtrag in kg am Schneckenrad kann begrenzt werden (z. B. wegen Ölwechselintervallen). Die Verschleisssicherheit wird damit über diesen Grenzwert bestimmt. Steht in diesem Eingabefeld der Wert 0, wird der Massenabtrag nicht kontrolliert.

► Hinweis

Der Massenabtrag der Schnecke wird nicht berechnet, da die Norm davon ausgeht, dass die Schnecke wesentlich härter ist als das Schneckenrad und somit kein Verschleiss auftritt.

18.3.6.6 Distanzen auf der Schneckenwelle

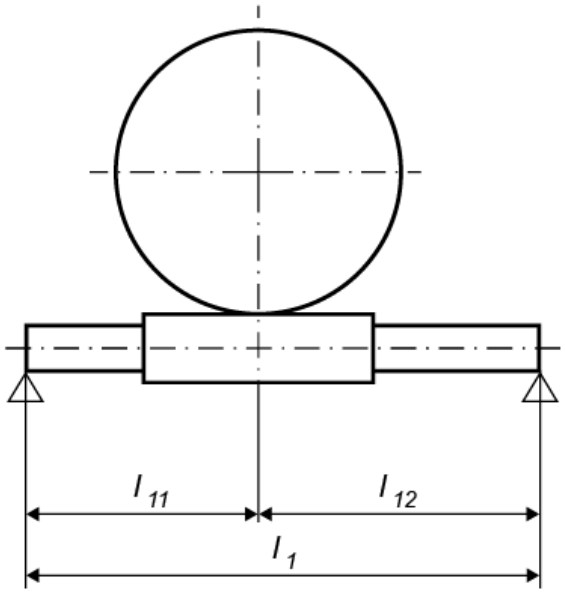


Abbildung 18.4: Bemassung Schnecke-Schneckenrad

l_1	Abstand zwischen den Lagern auf der Schneckenwelle
l_{11}	Abstand Lager 1 bis Mitte Schnecke

Diese Angaben werden für die Berechnung der Durchbiegesicherheit benötigt. Die Position des Antriebs hat keinen Einfluss auf die Berechnung.

18.3.6.7 Lastkollektive mit negativen Elementen

Einzelheiten zur Bewertung von Lastkollektiv-Elementen finden Sie im gleichnamigen Kapitel unter Stirnrädern (siehe Kapitel 15.2.8.2).

18.3.7 Planschverluste

Die Planschverluste für Schnecken mit Globoid-Schneckenräder können nach ISO/TR 14179-2 berechnet werden (siehe Kapitel 15.2.1.7.1, Berechnung nach ISO/TR 14179).

Eine weitere Methode ist die ISO/TR 14521:2020, die keine zusätzlichen Eingaben erfordert.

Die Planschverluste einer Schnecke mit Globoidschneckenrad wirken sich direkt auf den Wirkungsgrad des Zahnradpaares aus. Da der Wirkungsgrad das resultierende Antriebsdrehmoment und Abtriebsdrehmoment beeinflusst, wirken sich diese Verluste auch auf die gesamte Festigkeitsberechnung aus.

18.4 Toleranzen

Aufbau und Funktionsweise des Eingabefensters Toleranzen (siehe Kapitel 15.6, Toleranzen) im Berechnungsmodul **Schnecken mit Globoid-Schneckenrad** ist beim Eingabefenster von Toleranzen für Stirnräder. Bei den Abmassen wird empfohlen, für Schneckenberechnungen in der Dropdownliste **Zahndickentoleranz** die Optionen **Schnecke nach Niemann** bzw. **Schneckenrad nach Niemann** zu wählen. Die entsprechenden Daten beruhen auf Empfehlungen von Niemann [12].

18.5 Einstellungen

Mit **Berechnung > Einstellungen** oder über Auswahl des Symbols  öffnet sich das Fenster für das Untermenü **Berechnungseinstellungen**. Dort haben Sie Zugriff auf die unten aufgeführten Tabs, die die Übergabe weiterer Berechnungsparameter ermöglichen.

18.5.1 Allgemein

Im Tab **Allgemein** werden generelle Parameter für die Berechnung vorgegeben. Die detaillierte Beschreibung zu den einzelnen Parametern finden Sie im Abschnitt (siehe Kapitel 15.23.1, Allgemein).

18.5.2 Referenzgetriebe

Die Berechnung beruht auf Daten eines Standard-Referenzgetriebes, für welches Untersuchungen durchgeführt worden sind. Die vorgegebenen Daten entsprechen dem Referenzgetriebe in der ISO 14521. Wenn eigene Untersuchungs- oder Erfahrungswerte vorliegen, kann die Berechnung so an das Firmen-Knowhow angepasst werden. Weitere Erklärungen finden sich in der ISO 14521.

18.5.3 Auslegungen

Für die Dimensionierung der Getriebestufe können im Tab **Auslegungen** unterschiedliche Auslegungskriterien angewählt bzw. festgelegt werden.

18.5.4 Berechnungen

18.5.4.1 Übertragbares Drehmoment (Auslastung) immer berechnen

Nach Setzen des Hakens in der Checkbox wird der gesuchte Wert so bestimmt, dass gerade die gewünschte Sollsicherheit (Eingabe im Tab **Auslegung**) erreicht wird.
Zusätzlich erfolgt die Dokumentation im Hauptprotokoll.

18.5.4.2 Berechnung mit Normalmodul anstatt mit Axialmodul

Die Geometrie von Schneckenpaarungen wird mit dem Axialmodul (beziehungsweise Stirnmodul des Schneckenrades) berechnet. Nach Setzen eines Hakens in die Checkbox werden alle Grössen des Bezugsprofils mit dem Normalmodul (Werkzeugmodul) berechnet. Damit wird insbesondere der Kopf- und Fusskreis beeinflusst. Die Profilverschiebung x* m_x (m_x für Axialmodul) hingegen wird nicht verändert.

Die Formel für den Kopfkreis (m_n für Normalmodul) lautet dann:

$d_{a1} = d_{m1} + 2\ m_n\ h_{aP}$

$d_{a2} = d_2 + 2\ m_x\ x_2 + 2\ m_n\ h_{aP}$

Für den Fusskreis gilt:

$d_{f1} = d_{m1} - 2\ m_n\ h_{fP}$

$d_{f2} = d_2 + 2\ m_x\ x_2 - 2\ m_n\ h_{fP}$

18.5.4.3 Berechnung mit alternativen Formeln (abweichend von der Norm)

Ist der Haken in dieser Checkbox gesetzt, werden an folgenden Stellen alternative Berechnungsmethoden verwendet:

- Effektive Zahndicke am Kopf (statt Formel (81) gemäss DIN 3996:2019 oder Formel (128) gemäss ISO 14521:2010)
- Verzahnungsverlustleistung PVZ mit Faktor 1/9.550 statt 0.1
- Radialkraft und Verzahnungswirkungsgrad gemäss Schlecht [10], wobei μ_{zm} die mittlere Zahnreibungszahl und ϱ_z der Reibungswinkel der mittleren Reibungszahl ist

$$F_r = F_t \frac{tan\alpha_{0n} \cdot \cos\rho'}{\sin(\gamma_m + \rho')}$$

$$\eta_z = \frac{tan\gamma_m}{tan(\gamma_m + \rho')}$$

$$tan\rho' = \frac{tan\rho_z}{\cos\alpha_{0n}}$$

$$\mu_{zm} = tan\rho_z$$

18.5.5 Sicherheitsfaktoren

Werden die angegebenen Sollsicherheiten nach Ausführen der Berechnung unterschritten, informiert Sie KISSsoft darüber. Die Auslegung erfolgt immer auf Grund der Sollsicherheiten für Zahnbruch, Pitting und Verschleiss. Werden eines oder mehrere dieser Kriterien nicht gewünscht, so muss die entsprechende Sollsicherheit zu Null gesetzt werden. Gemäss ISO 14521 sind folgende Sicherheiten zu gewährleisten:

Zahnfusssicherheit	1.1
Grübchensicherheit	1.0
Verschleisssicherheit	1.1
Durchbiegesicherheit	1.0
Temperatursicherheit	1.1

Diese Grössen können auf Grund Ihrer Erfahrung selbstständig abgeändert werden.

19 Schraubräder und Schraubrad mit Zahnstange

Schraubräder sind schrägverzahnte, evolventische Stirnräder, deren Wellen gekreuzte Achsen haben. Normalerweise beträgt der Achskreuzungswinkel Σ = 90°. Im Gegensatz zu der Linienberührung bei Globoidschnecken berühren sich Schraubräder beim Abwälzen jeweils nur in einem Punkt. Sie können deshalb nur kleine Kräfte übertragen und werden vor allem für Steuerungszwecke verwendet.

In der Feinwerktechnik ist das Schneckenrad häufig ein schrägverzahntes Stirnrad mit zylindrischem Radkörper. Dies erleichtert die Fertigung und die Montage im Vergleich zum klassischen Schneckenrad-Globoidrad. Die Geometrieberechnung des feinwerktechnischen Schneckenrades wird in diesem Fall als schrägverzahntes Stirnrad mit dem Berechnungsmodul Schraubrad erfolgen.

Bei Schraubrädern ist bei Profilverschiebungssumme ungleich Null der Schrägungswinkel am Rad 1 (bei kleinen Zähnezahlen als ‘Schnecke’ bezeichnet) und der Schrägungswinkel am Rad 2 abweichend voneinander. Die Schrägungsrichtung beider Räder ist normalerweise gleich. Hingegen entspricht die Summe beider Schrägungswinkel am Wälzkreis/Schraubkreis genau dem Achswinkel.

Der Achskreuzungswinkel ist normalerweise positiv, kann für Spezialfälle auch negativ oder positiv, aber kleiner als der Schrägungswinkel von Rad1, sein. In diesem Fall hat Rad 2 die umgekehrte Schrägungsrichtung von Rad 1. In KISSsoft wird immer der Schrägungswinkel von Rad 1 und der Achskreuzungswinkel eingegeben, der Schrägungswinkel von Rad 2 wird berechnet. Der Schrägungswinkel von Rad 1 wird von KISSsoft intern immer positiv verwendet, der Winkel von Rad 2 kann positiv (Normalfall) oder negativ sein.

Spezialfälle:

In einigen Fällen kann der Benutzer Rad 1 als Schnecke betrachten. Hierfür muss die Variable ZR[0].isWorm direkt in der Berechnungsdatei auf true gesetzt werden.

Rad 2 kann innenverzahnt sein. Dazu die Zähnezahl von Rad 2 negativ eingeben.

Paarung mit Geradverzahnung: Rad 1 kann nicht geradverzahnt sein, Eingabe von Schrägungswinkel 0 wird nicht akzeptiert. Hingegen Rad 2 kann eine Geradverzahnung sein, dazu den Achswinkel negativ wählen.

Für den Achswinkel gilt:

- bei einer Aussenverzahnung: β1+β2 = Σ (*)
- bei einer Innenverzahnung: β1-β2 = Σ (*)

*): Sofern Rad 1 und Rad 2 die gleiche Schrägungsrichtung haben (entweder beide rechts oder beide links), andernfalls ist β2 negativ einzusetzen.

19.1 Berechnungsgrundlagen

Die Berechnung von Schraubrädern (Stirnräder mit gekreuzten Achsen) erfolgt nach Niemann [12]. Die vorliegende Version beinhaltet die Berechnung und Kontrolle der Geometrie von Schraubenrädern für beliebige Achskreuzungswinkel. Kontroll- und Fabrikationsmasse werden rechnerisch ermittelt.

Die Berechnung der Fuss- und Flankenfestigkeit und der Fresssicherheit wird vom Ansatz her nach Niemann [12] gemacht, jedoch unter der Verwendung der Gleichungen nach ISO 6336. (Niemann verwendet die Gleichungen aus einer alten DIN 3990-Ausgabe.)

19.2 Basisdaten

19.2.1 Normalmodul

Eingegeben wird der Normalmodul. Sind stattdessen Teilung, Stirnmodul oder Diametral Pitch bekannt, können Sie über den Umrechnen-Button ein Dialogfenster öffnen, das die Umrechnung ermöglicht. Bevorzugen Sie die Übergabe des Diametral Pitch statt des Normalmoduls, können Sie **Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls** unter **Berechnung > Einstellungen > Berechnungseinstellungen** im Tab **Allgemein** aktivieren.

19.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Standardverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel $\alpha_n = 20°$. Kleinere Eingriffswinkel können bei grösseren Zähnezahlen verwendet werden, um höhere Überdeckungen zu erreichen. Grössere Eingriffswinkel erhöhen die Festigkeit und erlauben eine kleinere Zähnezahl ohne Unterschnitt, wobei die Überdeckung abnimmt und die Radialkräfte zunehmen.

19.2.3 Schrägungswinkel Teilkreis Rad 1

Auf Grund von Achsabstand, Zähnezahlen, Profilverschiebung (x^*_1, x^*_2) und Achswinkel kann der Schrägungswinkel von Rad 1 bestimmt werden. Häufig erfüllen mehrere Schrägungswinkel die Anforderungen an die Verzahnungsgeometrie. Für diesen Fall öffnet sich nach Klicken des Auslegen-Buttons ein **Information**-Fenster, das die möglichen Werte auflistet. In diesem Fall wird **die dem aktuellen Wert am nächsten liegende Lösung** automatisch übernommen. Sollte für die Auslegung nur ein einzelner Wert in Frage kommen, wird dieser ohne weitere Meldungen in das Eingabefeld übernommen. Kann die Auslegungsfunktion keine Lösungen finden, werden Sie darüber informiert und sollten dann Achsabstand oder Modul ändern.

Der Schrägungswinkel von Rad 1 muss positiv eingegeben werden, die Schrägungsrichtung wird über rechts- oder linkssteigend bestimmt. Der Achskreuzungswinkel und der Schrägungswinkel von Rad 2 können negativ sein.

19.2.4 Achsabstand

Der Achsabstand wird auf Grund des Schrägungswinkels von Rad 1, Achskreuzungswinkel, Profilverschiebung (x^*_1, x^*_2) und Zähnezahlenberechnet.

19.2.5 Zahnbreite

Weil die Zahnbreite nicht beliebig kurz gewählt werden sollte, verfügt dieses Eingabefeld über einen Auslegen-Button, der Ihnen auf Basis der vorgegebenen Parameter die Mindestbreite bestimmt.

19.2.6 Profilverschiebungsfaktor

Das Werkzeug kann während der Herstellung verschoben werden. Der Abstand zwischen dem Herstellwälzkreis und der Bezugsline des Werkzeugs nennt sich Profilverschiebung. Bei einer positiven Profilverschiebung wird das Werkzeug weiter aus dem Material herausgezogen, wodurch sich die Zahndicke am Fuss erhöht und am Kopf verringert. Bei einer negativen Profilverschiebung fährt das Werkzeug dagegen weiter in das Material hinein, wodurch sich die Zahndicke verkleinert und auch Unterschnitt eher auftreten kann. Neben der Zahndicke werden auch die Gleitgeschwindigkeiten durch den Profilverschiebungsfaktor beeinflusst.

Über den Umrechnen-Button kann der Profilverschiebungsfaktor (siehe Kapitel 15.1.8, Profilverschiebungsfaktor) von KISSsoftaus gemessenen Daten oder aus Angaben in Zeichnungen bestimmt werden.

► **Hinweis**

Erscheint einer der beiden Werte für die Profilverschiebung grau, wird dieser von KISSsoft berechnet. Das ist genau dann der Fall, wenn die Checkbox zum Festhalten des Achsabstandswerts ausgewählt ist. Überschreiben Sie einen ausgegrauten Wert, wird dieser aktiv und der des anderen Rads von KISSsoft berechnet.

19.2.7 Qualität

In diesem Eingabefeld können Sie die Verzahnungsqualität auf Basis der in Klammer angegebenen Norm eintragen. Sie können die zugrundeliegende Norm über den Einstellungen-Button unter der Option **Eingabe der Qualität** ändern. Die Verzahnungsqualität nach ISO 1328 (DIN ISO 1328) entspricht ungefähr der gleichen Qualität nach AGMA 2015.

Erreichbare Qualitäten sind in der folgenden Tabelle dargestellt.

Herstellverfahren	**Qualität nach ISO**		
Schleifen	2	. . .	7
Schaben	5	. . .	7
Hobeln	(5)6	. . .	9
Fräsen	(5)6	. . .	9
Stossen	(5)6	. . .	9
Stanzen, Sintern	8	. . .	12

Tabelle 19.1: Qualitätszahlen für verschiedene Herstellverfahren

► **Hinweis**

Die Werte in Klammern können nur in Sonderfällen erreicht werden.

Ebenso können mit Hilfe des Einstellungen-Buttons verschiedene Optionen für die Qualität eingestellt werden. Folgende Optionen stehen zur Verfügung:

Eingabe der Qualität

Die Herstellabweichungen, welche im Protokoll ausgegeben und für gewisse Faktoren der Festigkeitsberechnung verwendet werden, sind nach Norm ISO 1328 (DIN ISO 1328), DIN 3961:1978 oder AGMA 2015 bestimmt. Welche Norm verwendet wird, kann vorgegeben werden. Bei der Einstellung **Rechenmethode für die Festigkeit** wird diejenige Norm verwendet, welche der Festigkeitsmethode am besten zugeordnet ist (beispielsweise wird die ISO 1328 verwendet, wenn die Rechenmethode ISO 6336 eingesetzt wird).

Fp-Toleranz nach Tabellen in DIN 3962

Die Teilungs-Gesamtabweichung Fp nach den Tabellen in DIN 3962 unterscheidet sich teilweise stark von Fp, berechnet nach den Formeln in DIN 3961.

Toleranzwerte extrapolieren

Toleranzen nach ISO 1328:2013, DIN ISO 1328:2018, AGMA 2000 und AGMA 2015 werden nach den Formeln der jeweiligen Norm mit den effektiven geometrischen Daten (mn, d, b…) berechnet. Der Gültigkeitsbereich ist jeweils angegeben. Beispielsweise gelten die Toleranzen nach ISO 1328 für einen Modulbereich 0.5mm <= mn <= 70 mm. Bei Verzahnungen, welche ausserhalb des Gültigkeitsbereichs liegen, gelten die Formeln nicht. In der Praxis, mangels anderer Informationen, werden die Formeln dennoch verwendet. In KISSsoft wird zur Bestimmung üblicherweise der entsprechende Grenzwert verwendet (also für einen Modul = 80mm bei ISO, die Toleranz mit 70 mm bestimmt). Alternativ kann die Option **Toleranzwerte extrapolieren** aktiviert werden, dann werden die Toleranzen mit dem effektiven Wert berechnet (also mit 80 mm). Für ISO 1328 (Ausgabe 2013) werden in diesem Fall auch Toleranzen ausgegeben, wenn der Schrägungswinkel grösser als 45° ist.

DIN 3961:1978 und ISO 1328 (Ausgabe 1996) berechnen die Toleranzen mit geometrischen Mittelwerten, hier kann keine Extrapolation gemacht werden.

19.2.8 Details der Geometrie

Durch Klicken des **Details...**-Buttons im Bereich **Geometrie** können im Fenster **Details der Geometrie definieren** unten aufgeführte Parameter geändert werden.

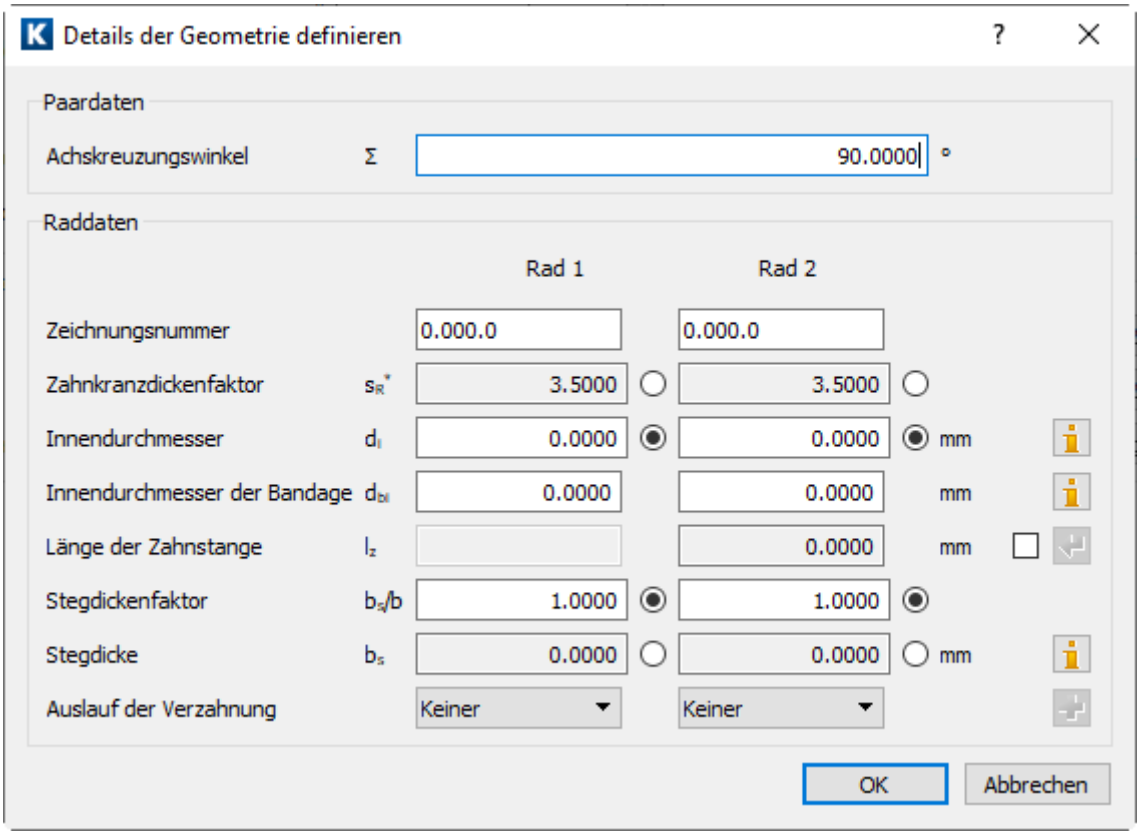


Abbildung 19.1: Eingabefenster Details der Geometrie

19.2.8.1 Achskreuzungswinkel

Der Achskreuzungswinkel beträgt im Normalfall Σ = 90°, kann aber beliebig gewählt werden.

19.2.8.2 Innendurchmesser

Der Innendurchmesser wird für die Berechnung des Massenträgheitsmomentes benötigt. Die Zahnkranzdicke hat gemäss ISO oder AGMA Einfluss auf die Festigkeit. Für Vollräder wird 0 eingegeben, für Aussenräder mit Steg der entsprechende Durchmesser d_i. Für Innenräder wird der Aussendurchmesser des Zahnkranzes eingegeben.

Der Bandagen-Innendurchmesser des Rades wird für Berechnungen nach ISO oder AGMA benötigt. Der Einfluss auf das Resultat der Rechnung kann bei dünnen Zahnkränzen bedeutend sein 646080f7910a993.

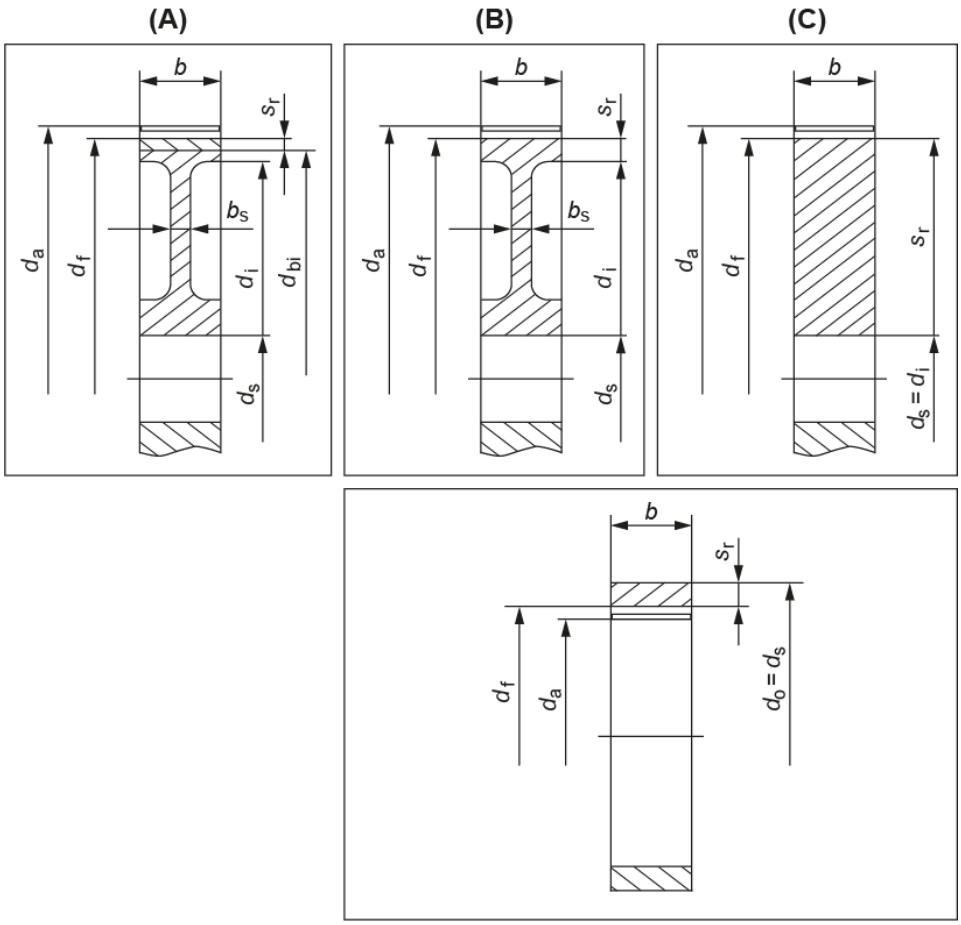


Abbildung 19.2: Bemessung der Durchmesser

19.2.9 Werkstoffe und Schmierung

Die in den Dropdownlisten angezeigten Werkstoffe stammen aus der Werkstoffdatenbank. Wenn Sie den gewünschten Werkstoff hier nicht finden, können Sie **Eigene Eingabe** aus der Liste wählen, oder den Werkstoff zuerst in der Datenbank eintragen (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen). Klicken des Plus-Buttons öffnet das **Werkstoff Rad 1(2)**-Fenster, in dem Sie aus einer Liste die in der Datenbank verfügbaren Werkstoffe wählen können. Die Auswahl von **Eigene Eingabe** ermöglicht es Ihnen, die Werkstoffparameter einzeln zu übergeben, was dem **Neuen Eintrag erstellen**-Fenster des Datenbanktools entspricht.

19.2.10 Belastung

19.2.10.1 Rechenmethode Festigkeit

Bis dato gibt es keinen verbindlichen Standard für die Berechnung von Schraubrädern. KISSsoft empfiehlt daher die Verwendung der ISO 6336 (siehe Kapitel 19.2.10.1.3, Festigkeitsberechnung nach ISO 6336/Niemann).

Für die Festigkeitsberechnung von Schnecken stehen Ihnen drei verschiedene Arten der Festigkeitsberechnung zur Verfügung:

19.2.10.1.1 Festigkeitsberechnung nach Hirn

Die Schneckenberechnung nach H. Hirn basiert auf einer veralteten Ausgabe von Niemanns Maschinenelemente. Es wird die Temperatursicherheit, die Flankensicherheit, die Fusssicherheit sowie die Durchbiegesicherheit berechnet. Die Werkstoffwerte sind nicht mit den Werten der Schneckenberechnung nach DIN 3996 zu vergleichen, die Sicherheiten sind aber ähnlich.
Von der Verwendung dieser veralteten Methode wird abgeraten.

► **Hinweis**

Mit der Berechnungsmethode nach Hirn wird auch die Werkstoffpaarung gewählt. Diese muss mit der im Bereich **Werkstoffe und Schmierung** gewählte Werkstoffpaarung übereinstimmen.
Achskreuzungswinkel Σ = 90° und $z_1 < 5$.

19.2.10.1.2 Festigkeitsberechnung nach Hoechst

Für Schneckenräder aus Hostaform® (POM), gepaart mit einer Stahlschnecke, steht eine Festigkeitsberechnung nach Hoechst zur Verfügung [55]. Der zulässige Belastungskennwert c [N/mm^2], siehe Gln. (18.1) ÷ (18.3), ist ein Mass für die Temperaturbeanspruchung. Weiterhin werden die zulässige Flankenpressung und die Blockierfestigkeit der Schnecke überprüft. Für die Blockierfestigkeit ist nicht die Dauerbeanspruchung, sondern die Maximalbeanspruchung massgeblich.

$$c = \frac{F_2}{f_z \cdot b \cdot m \cdot \pi}$$	(18.1)
$$b = \sqrt{d_{a1}^2 - d_{m1}^2}$$	(18.2)
$$m = \frac{m_n}{\cos(\gamma_m)}$$	(18.3)

wobei

F_2	Umfangskraft am Schneckenrad
f_z	Zähnezahlbeiwert
b	Nutzbare Breite
m_n	Normalmodul

γ_m	Mittensteigungswinkel
d_{a1}	Kopfkreisdurchmesser der Schnecke
d_{m1}	Mittenkreisdurchmesser der Schnecke

► **Hinweis:**

Achskreuzungswinkel Σ = 90° und $z_1 < 5$. Die Berechnungsmethode sieht eine Schnecke aus Stahl und ein Schraubrad aus Kunststoff vor.

19.2.10.1.3 Festigkeitsberechnung nach ISO 6336/Niemann

Die Festigkeitsberechnung für Schraubräder mit $z_1 \geq 5$ kann nach Niemann [12]/ISO 6336 ausgeführt werden. Gemäss Niemann wird die Kontaktellipse berechnet mit den Halbachsen a für die Breite und b für die Höhe. Für die Flankentragfähigkeit (Pitting) wird eine effektive Zahnbreite von 2a angenommen. Für die Festigkeitsberechnung des Zahnfusses wird der gleiche Wert zuzüglich des doppelten Moduls verwendet. Dies entspricht den Vorgaben der ISO 6336, wenn die Zahnbreite grösser ist als die Kontaktbreite. Die Sicherheit gegen Fressen wird gemäss Niemann [12] berechnet. Diese Methode unterscheidet sich wegen der hohen Gleitgeschwindigkeiten der Schraubräder von der Richtlinie DIN 3990-4 und entspricht eher der Methode, welche für Hypoid-Kegelräder angewandt wird. Es wird ein Nachweis für die Fussfestigkeit, die Flankentragfähigkeit und die Fresstragfähigkeit erbracht.

► **Hinweis:**

Die Berechnung liefert bei Zähnezahlen $z_1 < 5$ für die Zahnfuss- und Kontaktspannungen etwas zu geringe Sicherheiten.

19.2.10.1.4 Festigkeitsberechnung nach VDI 2736

Im Teil 3 dieser VDI-Richtlinie wird die Berechnung der Zylinderschnecke gepaart mit einem thermoplastischen Schrägstirnrad, d.h. von einem feinwerktechnischen Schneckengetriebe beschrieben.

19.2.10.1.5 Festigkeitsberechnung nach GB/T 44846-2024

Diese Methode beschreibt die Festigkeitsberechnung einer Metallschnecke in Kombination mit einem Stirnrad aus Kunststoff. Das Berechnungsverfahren umfasst die Bewertung der Zahnfusstragfähigkeit mit Prüfung der Scherfestigkeit des Kunststoffzahnrades. Die Scherfestigkeit eines thermoplastischen Werkstoffs beträgt in der Regel etwa 75% seiner Bruchfestigkeit.

Anschliessend wird die Zahnflankentragfähigkeit berechnet und danach der Wirkungsgrad des Schneckenradpaares bestimmt.

19.2.10.1.6 Statische Berechnung

Die statische Berechnung führt eine statische Abschätzung gegen Bruch- und Streckgrenze durch. Die Berechnung erfolgt gemäss den dokumentierten Formeln (siehe Kapitel 15.2.1.1, Statische Berechnung).

Die Berechnung nach dieser Methode für Schraubräder gibt eher zu tiefe Sicherheiten, da bei einer zu gepaarten Schnecke eher das Rad 2 auf Scherung beansprucht wird.

19.2.10.1.7 Statische Berechnung auf Scherung

Die Ermittlung der Beanspruchung des Schneckenrades als schrägverzahntes Zahnrad auf Scherung:

$\tau_F = F_t2*K_A*Y_E/A_\tau$

$A_\tau = b_{max}/5*(4*s_{tda2}-s_{tdx2})$

$d_{x2} = 2* a-d_{a1}$

Diese Berechnung erfolgt automatisch und wird im Report unter dem Abschnitt **Zahnfusstragfähigkeit** bzw. **Statische Scherung Radzahnfuss** dokumentiert.

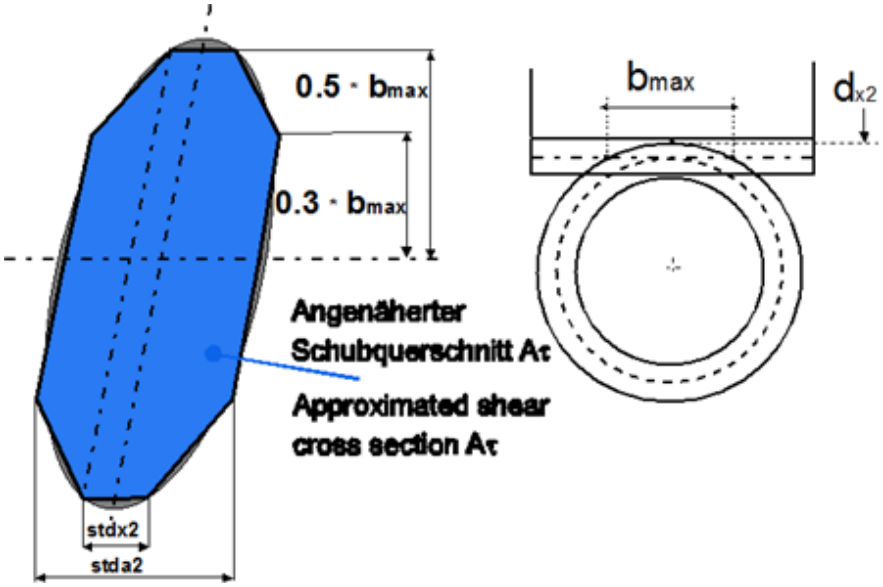


Abbildung 19.3: Dimensionen des Schubquerschnitts.

19.2.10.1.8 Verschleissberechnung für Schneckenräder nach Pech

Für kreuzende Schrägstirnräder steht jetzt die Verschleissberechnung des Schrägstirnrads nach Pech [56] zur Verfügung. Bei diesem Verfahren werden die plastische Verformung, der Verschleissgrad und der Gesamtverschleiss (im Normalschnitt am Wälzkreisdurchmesser) des Kunststoff-Schneckenrads berechnet. Für diese Berechnung gelten die folgenden Einschränkungen:

- Zylinderschneckenradpaar mit Achskreuzungswinkel von 90°
- Fettschmierung
- Berechnung ohne Lastkollektiv

- Werkstoff der Schnecke: Stahl
- Werkstoff des Schneckenrades: POM, PEEK, PEEK+30% CF oder PA46
- Treibendes Rad: Schnecke

KISSsoft ermöglicht auch die Berechnung für Kunststoff-/Kunststoff-Kombinationen, jedoch mit speziellen Annahmen und Beschränkungen (siehe unten).

Der Reibungskoeffizient (COF) aus einer Werkstoff-DAT-Datei hat keinen Einfluss auf die Berechnung (der COF wird nach Pech berechnet). Für die Berechnung von Kunststoff-/Kunststoff-Kombinationen wird ein benutzerdefinierter COF verwendet (**Belastung > Details**).

Die Eingabe von Fuss- und Flankentemperatur hat keinen Einfluss auf die Berechnung von Stahl-/Kunststoff-Kombinationen (Temperaturen werden nach Pech berechnet). Für Kunststoff-/Kunststoff-Kombinationen werden benutzerdefinierte Temperaturen verwendet. Die Fetttemperatur für Kunststoff-/Kunststoff-Kombinationen wird als Mittelwert der Fusstemperaturen beider Räder berechnet.

Die Flankenrauheit des Schneckenrads beeinflusst den berechneten Reibungskoeffizienten. Grössere Rauheit führt zu höherem Verschleiss.

Unter **Berechnungseinstellungen** kann ein Faktor für die zulässige plastische Verformung eingestellt werden (**Berechnung > Berechnungseinstellungen > Allgemein**).

Wird in der KISSsoft-Werkstoffdatenbank ein eigener Werkstoff eingegeben, so müssen in der Werkstoff-DAT zusätzliche Daten erfasst werden (zum Beispiel für PEEK).

```
-- Type of plastic material
-- Values: 0-not on the list, 1-POM, 2-PEEK, 3-PEEK+30%CF, 4-PA46, 5-PA66,
-- 6-PA6, 7-PA66+GF, 8-PPS, 9-PPS+GF, 10-PA12, 11-PBT, 12-PET
:TABLE FUNCTION MaterialType
INPUT X None TREAT LINEAR
DATA
0
2
END
```

Die folgende Tabelle zeigt die Parametergrenzen für die Verschleissberechnung nach Pech.

Zähnezahl: Schneckenrad	$16 \leq Z_2 \leq 80$
Achsabstand	$10 \text{ mm} \leq a \leq 80 \text{ mm}$
Axialmodul: Schneckenrad	$0.5 \text{ mm} \leq m_x \leq 3 \text{ mm}$
Zähnezahlverhältnis	$10 \leq u \leq 80$
Eingriffswinkel	$10° \leq a_n \leq 22°$
Profilverschiebungsfaktor: Schneckenrad	$-0.2 \leq x_2 \leq 1.5$

Tabelle 19.2: Geometriegrenzwerte für die Verschleissberechnung nach Pech

Der zeitliche Verlauf der Flankenlinienabweichung an der belasteten und unbelasteten Flanke nach Pech kann der folgenden Abbildung entnommen werden.

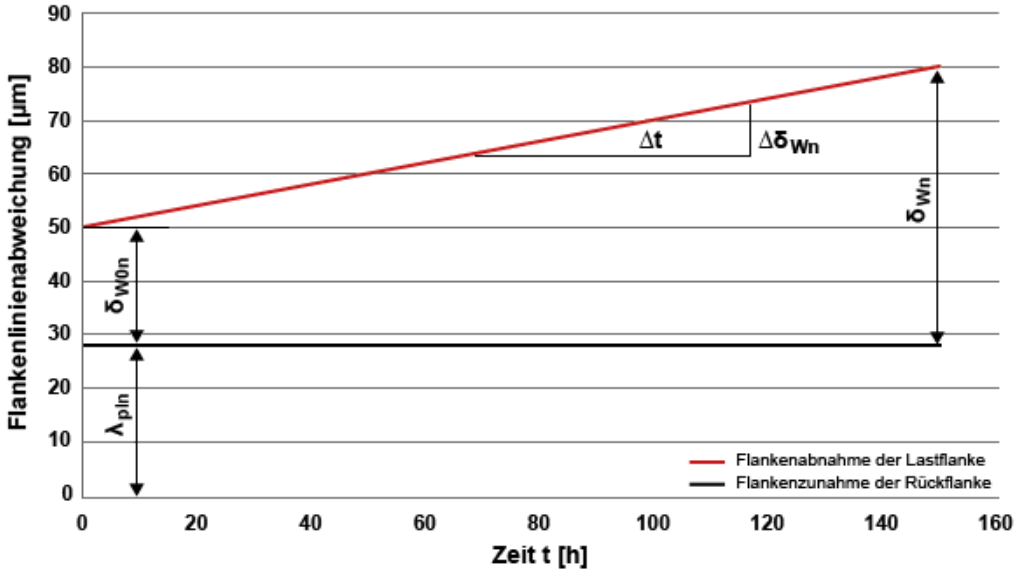


Abbildung 19.4: Abbildung: Entwicklung der Flankenlinienabweichung an der belasteten (Abnahme) und unbelasteten Flanke (Zunahme) nach Pech.

19.2.10.2 Lebensdauer

In das Eingabefeld wird die geforderte Lebensdauer direkt übergeben.
Der Auslegen-Knopf ermöglicht die Auslegung derselben. Basierend auf den Mindestsicherheiten für Zahnfuss- und Flankenfestigkeit wird für alle Zahnräder und die eingegebene Belastung die Lebensdauer (in Stunden) berechnet. Die Lebensdauer wird nach ISO 6336-6:2006 mit der Palmgren-Miner-Regel berechnet. Im Dauerfestigkeitsbereich kann in Abweichung von ISO 6336 oder DIN 3990 die Wöhlerlinie in modifizierter Form angewählt werden. Ausgegeben wird die Lebensdauer des Systems, also die Mindestlebensdauer aller Zahnräder der Konfiguration. Die Auslegung der Lebensdauer über den ↵-Knopf ist mit oder ohne Definition eines Lastkollektivs (siehe Kapitel 15.2.8, Lastkollektiv definieren) möglich. Ausführliche Informationen zur Definition von Lastkollektiven finden Sie (siehe Kapitel 15.2.8, Lastkollektiv definieren).

► **Hinweis**

Die Berechnung der Lebensdauer wird vorrangig bei Methode ISO 6336/ Niemann unterstützt.

19.2.10.3 Anwendungsfaktor

Mit dem Anwendungsfaktor werden Unsicherheiten in der Lastannahme sowie Stösse berücksichtigt, wobei $K_A \geq 1.0$. Einen Hinweis auf die Grösse des Faktors gibt die Tabelle (siehe Tabelle 19.3). Ausführlichere Angaben finden Sie in ISO 6336.

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	Arbeitsweise der getriebenen Maschine			
	gleich mässig	mässige Stösse	mittlere Stösse	starke Stösse
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 19.3: Zuordnung Arbeitsweise - Anwendungsfaktor

19.2.10.4 Leistung, Drehmoment und Drehzahl

Der Auslegen-Button neben dem Eingabefeld der Leistung (des Drehmoments) berechnet eine Leistung (ein Drehmoment) so, dass ein vorgegebenes Sicherheitsminimum (siehe Kapitel 15.23.5, Sicherheitsfaktoren) eingehalten wird. Klicken des Plus-Buttons neben dem Eingabefeld der Leistung ermöglicht im Fenster Lastkollektiv definieren (siehe Kapitel 15.2.8, Lastkollektiv definieren) die Übergabe einer Häufigkeitsverteilung von Leistung, Drehmoment und Drehzahl.

19.2.10.5 Details der Festigkeit

Klicken Sie auf **Details** für die Fuss- und Flankenfestigkeitsberechnung, um einen Dialog mit zusätzlichen Einstellungen für die Festigkeitsberechnung zu öffnen.

19.2.10.5.1 Profilmodifikation

Für Hochleistungszahnräder können beim Schleifen der Verzahnung Modifikationen an der theoretischen Evolvente vorgenommen werden. Vorschläge für vernünftige Modifikationen (bei Stirnrädern) erhalten Sie über das KISSsoft Modul Z15 (siehe Kapitel 15.7, Modifikationen). Die Art der Ausführung der Profilmodifikation hat einen Einfluss auf die Berechnung der Fresssicherheit. Der Kraftaufteilungsfaktor Xγ wird je nach Ausführung der Profilmodifikation etwas anders berechnet. Der wesentliche Unterschied besteht zwischen Ausführung mit oder ohne Profilmodifikation. Der Unterschied zwischen Ausführung **für Hochleistungsgetriebe** oder **für gleichmässigen Eingriff** ist hingegen klein. Die Festigkeitsberechnungsnorm setzt voraus, dass der Wert der Kopfrücknahme C_a korrekt ausgelegt ist, sie gibt aber keine konkrete Vorgabe an. Der Kraftaufteilungsfaktor Xγ ergibt sich je nach der Art der Profilmodifikation gemäss DIN 3990 wie folgt:

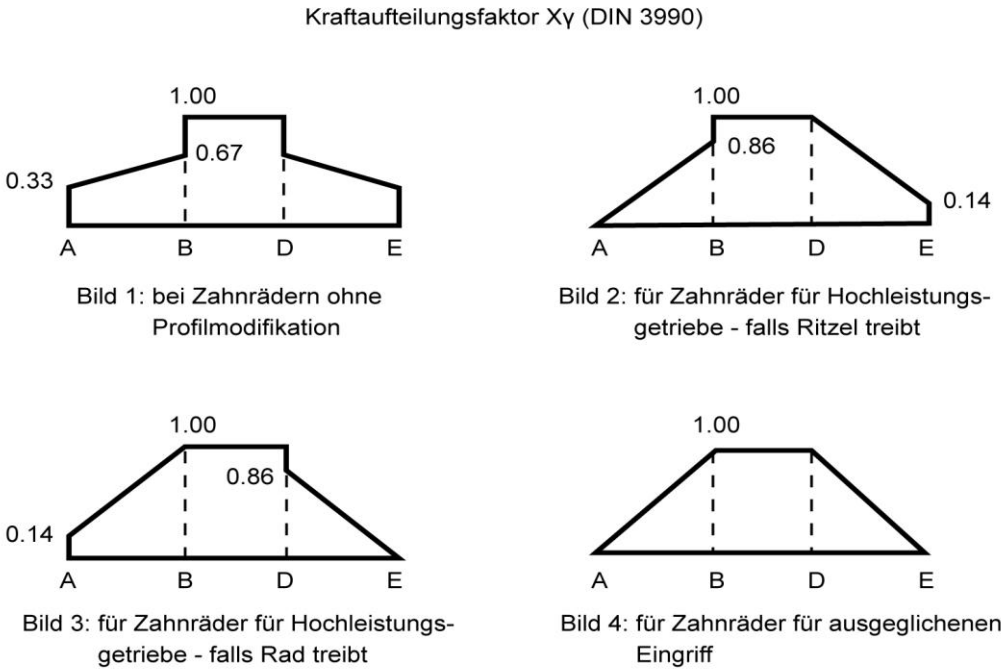


Abbildung 19.5: Kraftaufteilungsfaktor Xγ für verschiedene Profimodifikationen

19.2.10.5.2 Zeitfestigkeitsfaktoren nach ISO 6336

Der Zeitfestigkeitsfaktor Z_{NT} reduziert die zulässige Werkstoffbelastung gemäss ISO 6336- 2:2006:

$\sigma_{H\lim red} = Z_{NT} \cdot \sigma_{H\lim}$	(12.14)
$\sigma_{F\lim red} = Y_{NT} \cdot \sigma_{F\lim}$	(12.15)

Bei der Berechnung von Stirnrädern nach ISO 6336 hat diese Eingabe eine wichtige Bedeutung und ist Grund für die kleineren Sicherheiten im Dauerfestigkeitsbereich gegenüber der DIN 3990.

1. **normal (Reduktion auf 0.85 bei 10^{10} Zyklen):** Die zulässige Werkstoffbelastung im Dauerfestigkeitsbereich (Fuss und Flanke) nimmt nochmals ab. Die Zeitfestigkeitsfaktoren Y_{NT} und Z_{NT} werden bei ≥10^{10} Lastwechseln zu 0.85 gesetzt.
2. **erhöht bei besserer Qualität (Reduktion auf 0.92):** Y_{NT} und Z_{NT} werden bei ≥ 10^{10} Lastwechseln zu 0.92 gesetzt (gemäss Angaben in ISO 9085).
3. **bei optimaler Qualität und Erfahrung (immer 1.0):** Die Reduktion entfällt und entspricht somit der DIN 3990. Eine optimale Behandlung und Kontrolle der Werkstoffe wird vorausgesetzt.

19.2.10.5.3 Gefügefaktor XwrelT oder Gefügefaktor Xw (Fressen)

Der Gefügefaktor berücksichtigt die Unterschiede in Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Fresstemperatur. Der Faktor kann über den entsprechenden Einstellungen-Button definiert werden. Je nach Norm wird der relative Gefügefaktor X_{wrelT} (in DIN 3990 und in ISO/TS 6336-21:2022) oder der Gefügefaktor X_w (in ISO/TS 6336-20:2022) verwendet. Da aber gilt $X_{wrelT} = X_w/X_{wT}$ sowie $X_{wT} = 1$. Daraus ergibt sich $X_{wrelT} = X_w$; die beiden Faktoren sind identisch.

Die Normen machen keine Angaben, wie bei einer Paarung unterschiedlicher Werkstofftypen zu verfahren ist. Diesen Faktor müssen Sie eingeben, er wird von KISSsoft nicht automatisch gesetzt.

Vergütete Stähle	1.00
Phosphatierte Stähle	1.25
Verkupferte Stähle	1.50
Nitrierte Stähle	1.50
Einsatzgehärtete Stähle	1.15 (mit unterdurchschnittlichem Austenitgehalt)
Einsatzgehärtete Stähle	1.00 (mit normalem Austenitgehalt)
Einsatzgehärtete Stähle	0.85 (mit überdurchschnittlichem Austenitgehalt)
Rostfreie Stähle	0.45

Tabelle 19.4: Gefügefaktor nach DIN 3990-4

Wie der Faktor einzusetzen ist, wenn Ritzel und Rad aus unterschiedlichen Werkstofftypen bestehen, wird von der Norm nicht festgelegt. Sicherer ist es, in einem solchen Fall den kleineren Wert für das Paar einzusetzen.

19.2.10.5.4 Lastwechselzahl

Die Anzahl der Lastwechsel wird in KISSsoft aus der Drehzahl und der geforderten Lebensdauer berechnet. Wenn Sie den Wert beeinflussen wollen, können Sie dies im Fenster **Lastwechselzahl für Rad definieren**. Zugriff darauf haben Sie durch Klicken auf den Plus-Button. Darin können Sie zwischen fünf verschiedenen Lastwechselzahlberechnungen wählen.

1. **Automatisch** Die Lastwechselzahl wird automatisch aus Lebensdauer, Drehzahl und der Anzahl Zwischenräder berechnet.
2. **Lastwechselzahl** Die Anzahl Lastwechsel in Millionen wird direkt eingegeben. Diese Option muss für alle beteiligten Räder gewählt werden, um berücksichtigt zu werden.
3. **Lastwechsel pro Umdrehung** Die Anzahl Lastwechsel pro Umdrehung wird eingegeben. Bei einem Planetengetriebe mit drei Planeten wäre für die Sonne im Eingabefeld der Wert **3**, für die Planeten der Wert **1** einzutragen.

   Hinweis:

Ist der Auswahlbutton **Automatisch** gesetzt, werden im Berechnungsmodul **Planetenstufe** die Anzahl Lastwechsel bereits unter Berücksichtigung der Anzahl Planeten von KISSsoft bestimmt.

4. **Lastwechsel pro Minute** Die Lastwechselzahl pro Minute wird eingegeben. Dies kann z.B. bei Zahnstangen oder Zahnradstufen mit häufigem Drehrichtungswechsel, wo keine Dauerdrehzahl definiert ist, geeignet sein.
5. **Effektive Zahnstangenlänge** Die eingegebene Zahnstangenlänge wird zur Berechnung der Lastwechselzahl der Zahnstange verwendet. Die Länge der Zahnstange sollte grösser sein als der Umfang des Zahnrades, ansonsten muss beim Rad berücksichtigt werden, dass nicht jeder Zahn in Eingriff kommt. Bei einer Paarung Ritzel mit Zahnstange sollte hier eine Eingabe vorgenommen werden. Andernfalls wird N_L(Zahnstange) = N_L(Ritzel)/10 gesetzt.

► Hinweis

Für Antriebe, die nur einen Schwenkwinkel überstreichen, wird im Folgenden ein Vorgehen zur Berechnung dargestellt.
Gegeben sei ein Szenario mit Untersetzung

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

und einem Schwenkwinkel w in [°] von Rad 2, wobei Rad 2 dauernde Vor- und Rückwärtsbewegungen um den Winkelbetrag w_2 ausführt. Als Lebensdauer wird die effektive Einsatzdauer eingegeben. Berechnet werden nun zwei Faktoren f_{NL1}, f_{NL2}, die die absolute Lastwechselzahl N_L modifizieren. Führen Sie dazu folgende Schritte aus:

- a) Für Ritzel und Rad den Wechselbiegungsfaktor zu 0.7 setzen oder nach ISO 6336-3:2006 bestimmen. Damit zählt ein Lastwechsel als eine komplette Vor- und Rückwärtsbewegung
- b) Die Faktoren f_{NL1}, F_{NL2} für Ritzel und Rad werden wie folgt bestimmt:

$$f_{NL1,2} = \frac{ROUNDUP\left(\frac{W_{1,2}}{360}\right)}{2 * \frac{W_{1,2}}{360}}$$

- w_2 = Schwenkwinkel Rad 2
- w_1 = W2*i
- ROUNDUP = aufrunden auf ganze Zahl

Der Wert im Zähler der Formel stellt die tatsächliche Anzahl Belastungen dar, die während einem kompletten Zyklus (Vor- und Rückwärtsschwenken) auf den am häufigsten belasteten Flanken (nicht

Zähnen) vorliegt. Durch das Aufrunden auf die nächste ganze Zahl wird jede angefangene Umdrehung als eine Belastung gezählt.

Um den gesuchten Faktor $f_{NL1,2}$ zu ermitteln wird die tatsächliche pro Flanke auftretende Anzahl Belastungen durch die Anzahl Belastungen geteilt, welche bei kontinuierlicher Rotation ohne Rückwärtsdrehung beim Drehwinkel pro Zyklus auftreten würde (1 Belastung pro 360°).

Beispielsrechnung für $f_{NL1,2}$:

> Rad 1 dreht sich in einem halben Zyklus um **540°** wobei Rad 2 sich um **90°** schwenkt (i = 6).
>
> In einem kompletten Zyklus wird der Schwenkwinkel jeweils einmal vor- und einmal rückwärts zurückgelegt.
>
> Die tatsächliche, pro kompletten Zyklus, auf den am häufigsten belasteten Flanken (nur die eine Seite des Zahns wird betrachtet) auftretende Anzahl Lastwechsel ist:

Für Rad 1:

$$ROUNDUP\left(\frac{540}{360}\right) = 2$$

Für Rad 2:

$$ROUNDUP\left(\frac{90}{360}\right) = 1$$

Die ohne Anpassung der Faktoren gezählten Lastwechsel pro kompletten Zyklus wäre:

Für Rad 1:

$$2 * \left(\frac{540}{360}\right) = 3$$

Für Rad 2:

$$2 * \left(\frac{90}{360}\right) = 0.5$$

Damit sind die Faktoren f_{NL1}, f_{NL2}:

$$f_{NL1} = \frac{2}{3} = 0.667$$

$$f_{NL2} = \frac{1}{0.5} = 2$$

- c) Die Faktoren fNL1 und fNL2 werden in das Eingabefeld **Lastwechsel pro Umdrehung** eingetragen.

Berücksichtigen der Punkte a - d ermöglicht die Festigkeitsberechnung für die korrekte Anzahl Lastwechsel.

19.2.10.5.5 Optimale Kopfrücknahme

Für die Berechnung der Sicherheit gegen Mikropitting nach Methode B der ISO/TS 6336-22 muss eingegeben werden, ob die Profilmodifikation als optimal angenommen werden soll oder nicht. Dasselbe gilt für die Berechnung der Fresssicherheit. Eine Kontrolle erfolgt durch die Software, ob die effektive Kopfrücknahme (Ca) in etwa der optimalen (Ceff) entspricht. Wenn diese Kontrolle grosse Abweichungen ergibt, d.h. Ca < 0.333*Ceff oder Ca > 2.5*Ceff ist, erscheint eine Warnung. In diesem Fall wird die Eingabe nicht beachtet und im Report entsprechend dokumentiert.

19.2.10.5.6 Einhärtetiefe EHT

Die vorgesehene Einhärtetiefe (für Härte HV400 bei nitrierten Stählen, beziehungsweise HV550 für alle anderen Stähle) kann eingegeben werden. Zusätzlich kann auch die Härte HV300 eingegeben werden; diese Angabe wird für die graphische Darstellung des Einhärteverlaufs verwendet. Die Angabe gilt für die Tiefe gemessen bei Fertigbearbeitung (nach dem Schleifen).

Wenn diese Eingabe gemacht wird, erfolgt automatisch die Berechnung der Sicherheit der gehärteten Randschicht nach DNV 41.2 [11]. Dazu wird der Minimalwert von t400 (nitrierter Stahl) bzw. t550 (alle anderen Stähle) verwendet. Falls nur die Angabe zu HV300 bekannt ist, wird dieser Wert verwendet, die Berechnung ist dann jedoch nur als Hinweis zu verwenden. Die Berechnung erfolgt nach dem Kapitel in [11] 'Subsurface fatigue'. Ausserdem werden die Angaben für die Bestimmung des EHT-Faktors Y_C nach DNV 41.2 benötigt. Die Berechnung entspricht nicht den Ansätzen für die Berechnung des Vorschlags für die empfohlene Einhärtetiefe, ergibt aber ähnliche Resultate. Um einen Vorschlag für eine sinnvolle Einhärtetiefe zu erhalten, wird empfohlen, die Berechnung unter **Protokoll > Vorschläge Einhärtetiefe** aufzurufen. Die Angabe des Maximalwerts der Einhärtetiefe wird nur zur Kontrolle der Härtetiefe am Zahnkopf verwendet, sie dient hauptsächlich zur Dokumentation.

19.2.10.5.7 Lastkollektive mit negativen Elementen

Einzelheiten zur Bewertung von Lastkollektiv-Elementen finden Sie im gleichnamigen Kapitel unter Stirnrädern (siehe Kapitel 15.2.8.2).

19.2.10.6 Planschverluste

Die Planschverluste für Schraubräder können nach ISO/TR 14179-2 berechnet werden (siehe Kapitel 15.2.1.7.1, Berechnung nach ISO/TR 14179).

19.3 Einstellungen

Mit **Berechnung > Einstellungen** oder über Auswahl des Symbols  öffnet sich das Fenster für das Untermenü **Berechnungseinstellungen**. Dort haben Sie Zugriff auf die unten aufgeführten Tabs, die die Übergabe weiterer Berechnungsparameter ermöglichen (nicht beschriebene Parameter (siehe Kapitel 15.23, Einstellungen)).

19.4 Hinweise

19.4.1 Kontrolle des Tragbildes

Die Kollisionsprüfung in der 2D-Grafik (siehe Kapitel 23.2.4, Zahneingriff) ist für Schraubräder nur beschränkt verwendbar, da sie nur für Achskreuzungswinkel 90° verfügbar und bedingt aussagekräftig ist. Teilweise werden Flankenlinienmodifikationen nicht berücksichtigt und der Zahneingriff wird im Achsschnitt - Mitte - Rad1 und im Stirnschnitt für Rad 2 darstellt.

Ein besseres Verfahren zur Kontrolle des Zahneingriffs ist die Visualisierung mit einem 3D-Modell durchzuführen. Im 3D-Modell sind sämtliche Modifikationen enthalten und die Darstellung ist für beliebige Achskreuzungswinkel möglich. Mit dem 3D-Modelltyp ‚Dünnwandmodell' kann eine Kontaktsituation simuliert und mit Hilfe der Abwälzkinematik genau überprüft werden. Dazu mit dem entsprechenden Funktions-Button ein Rad leicht gegen das andere verdrehen bis eine Durchdringung der Oberflächen als Tragbild entsteht. Anschliessend ist die Abwälzkinematik auszuführen. Um die Räder nicht zu sehr gegeneinander zu verdrehen, wird empfohlen die Anzahl Rotationsschritte für Flankenanlage (bei den Eigenschaften) auf 100 … 500 oder höher zu setzen.

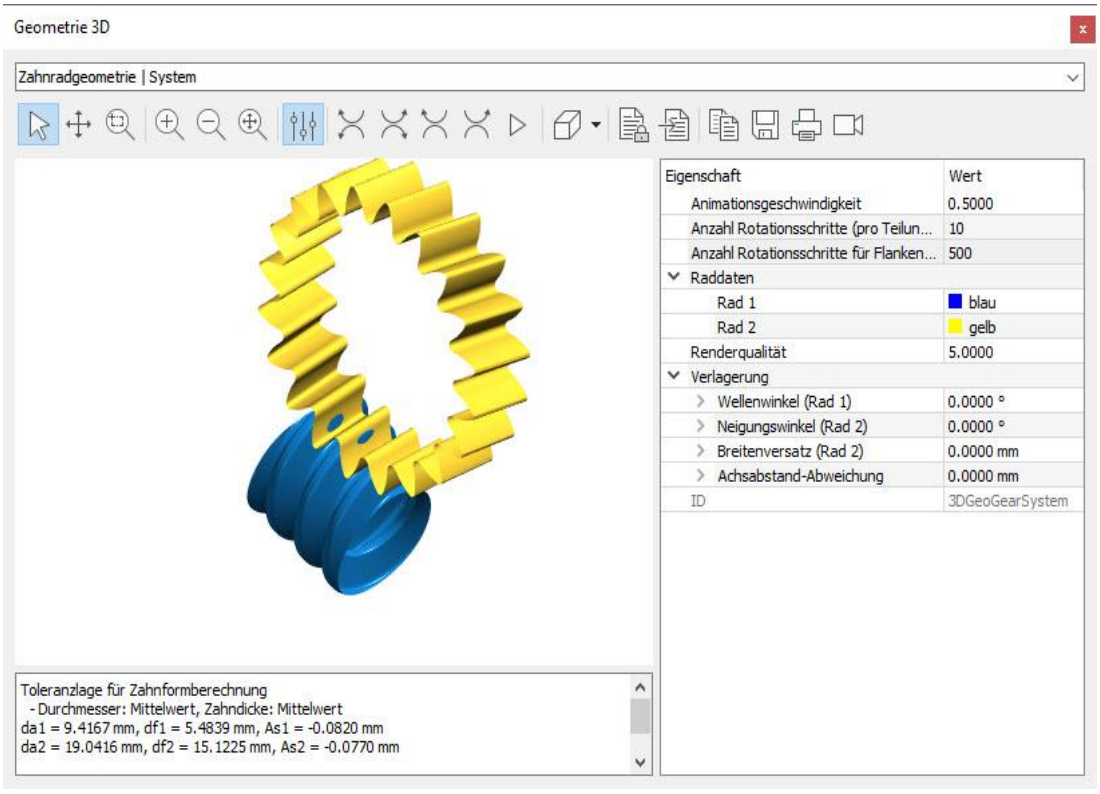


Abbildung 19.6: Darstellung des Tragbildes einer Schnecken-Verzahnung

19.5 Schraubrad mit Zahnstange

Über den Plus-Button neben der Eingabe der Zähnezahl kann die Konfiguration Schraubrad mit Zahnstange aktiviert werden. Die Zahnstangenhöhe wird über den Plus-Button neben der Eingabe des Achsabstands definiert.

Die Lastwechselzahl am Zahn der Zahnstange kann entweder direkt vorgegeben werden oder sie kann aus Lebensdauer, Drehzahl des Ritzels und der Zahnstangenlänge berechnet werden. Im Übrigen ist die Bedienung identisch mit derjenigen beim Zahnradpaar.

20 Beveloidräder

Beveloidzahnräder, auch Konuszahnräder genannt, entstehen durch Abwälzen mit einem um einen vorgegebenen Winkel gekippten, zahnstangenartigen Werkzeug (siehe K.Roth, Zahnradtechnik - Evolventen_Sonderverzahnung [3])

Beveloidräder haben vor allem zwei Einsatzbereiche: Zum einen kann ein Achswinkel zwischen zwei kämmenden Zahnrädern erzeugt werden, zum andern können zwei Beveloidräder mit gegensätzlichen Konuswinkeln genutzt werden, um eine spielfreie Verzahnung zu erzeugen. Beveloidräder mit einem Achswinkel können eingesetzt werden, um eine kompakte Bauform eines Getriebes zu erreichen.

Leider sind weder für die Berechnung der komplexen Geometrie noch für die Festigkeit Normen oder Richtlinien vorhanden.
Die Berechnung der Geometrie durch KISSsoft stützt sich deshalb auf Standardliteratur und Publikationen. Im Konkreten sind das vor allem die zwei im nachfolgenden Kapitel genannten Publikationen.

Für die Festigkeit wurde (als Vereinfachung) die Festigkeit im mittleren Schnitt so berechnet, als würde es sich um ein Stirnradpaar handeln.

20.1 Berechnungsgrundlagen

Die Grundberechnung der Geometrie und der Zahnform eines einzelnen Beveloidrads bezieht sich auf K.Roth [3], sowie auf einschlägige Normen für Stirnräder (z.B. DIN 3960, DIN 867 etc.).

Demnach entsteht das Beveloidrad durch denselben Prozess wie ein Stirnrad, ausser dass sich die Profilverschiebung über die Zahnbreite ändert. Damit ändern sich aber auch alle Parameter, die von der Profilverschiebung abhängig sind.

Bei Schrägverzahnungen wird das Werkzeug zusätzlich zum Konuswinkel θ auch um den Schrägungswinkel β geneigt. Dadurch entsteht im Stirnschnitt ein trapezförmiges Bezugsprofil mit unterschiedlichen Eingriffswinkeln α auf der linken und der rechten Seite. Somit ergibt sich auch eine starke Veränderung der Zahnform, da sich z. B. die Grundkreise ändern.

Durch die Veränderung der Profilverschiebung über die Zahnbreite, läuft man bei Beveloidrädern häufig Gefahr, dass man einen Unterschnitt im Fuss oder einen spitzen Zahn bekommt. Die Profilverschiebung an der Zehe und Ferse berechnet sich durch

$$x^*_{\min,\max} = x^*_m \mu \frac{b \bullet \tan\theta}{2 \bullet m_n}$$

Die Unterschnitts- und Spitzengrenze wird in der Fehlermeldung ausgegeben, falls die Werte mit den aktuell eingegebenen Daten überschritten werden. Da die beiden Grössen auf der linken und rechten Seite unterschiedlich sein können (bei Schrägverzahnung), wird jeweils der ungünstigere Wert angezeigt.

Die Berechnung der Eingriffsverhältnisse des Beveloidpaares basiert auf den Publikationen von S. J. Tsai [57][58]. Dabei ist es wichtig zu beachten, dass die Parameter in Herstellungs- und Arbeitsparameter unterteilt werden (Kapitel "Herstell-und Arbeitsdaten").

20.2 Basisdaten

20.2.1 Normalmodul

Hier können Sie den Normalmodul eingeben.
Ist stattdessen „Teilung", „Stirnmodul" oder „Diametral Pitch" bekannt, können Sie über den Umrechnungsknopf ein Dialogfenster öffnen, welches die Umrechnung ermöglicht. Bevorzugen Sie die Übergabe des „Diametral Pitch" statt des Normalmoduls, können Sie **Eingabe des Normal Diametral Pitch anstatt des Normalmoduls** unter **Berechnung > Einstellungen > Allgemein** aktivieren.

20.2.2 Eingriffswinkel im Normalschnitt

Diese Eingabe bezieht sich auf den Flankenwinkel des Bezugsprofils. Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis des Beveloidrads ist vom Konuswinkel und Schrägungswinkel abhängig. [3]

20.2.3 Schrägungswinkel

Hier können Sie den Schrägungswinkel eingeben oder aber eine Geradverzahnung auswählen. Die Angabe des Schrägungswinkels gilt nur für Rad 1, der Schrägungswinkel von Rad 2 kann von Rad 1 verschieden sein und wird berechnet. Für Verzahnungen mit Profilverschiebungssumme 0 gilt folgende Gleichung, um den zweiten Schrägungswinkel aus den eingegebenen Parametern zu bestimmen:

$$\cos\sum = \cos\theta_1 \cos\theta_2 \cos(\beta_1 + \beta_2) - \sin\theta_1 \sin\theta_2$$

20.2.4 Achswinkel

Hier können Sie den Achswinkel zwischen den beiden Rotationsachsen vorgeben.

Der Achswinkel zwischen zwei beliebigen Geraden kann über das Skalarprodukt der Richtungsvektoren der beiden Geraden bestimmt werden. Das entspricht dem Winkel zwischen den beiden Geraden in der Draufsicht entlang dem Abstandsvektor der beiden Geraden.

20.2.5 Zähnezahl

Die Zähnezahl bestimmt das Übersetzungsverhältnis der Zahnräder. Es sind nur ganzzahlige, positive Werte zulässig.

20.2.6 Breite

Die Zahnbreite der Zahnräder. Bitte beachten Sie, dass sich mit grosser Breite und grossem Konuswinkel die Profilverschiebungen zwischen Zehe und Ferse stark unterscheiden können. Die

Breite kann somit nicht beliebig gross gewählt werden, weil zum Beispiel ein spitzer Zahn entstehen kann.
Im Moment kann kein Breitenversatz definiert werden, das heisst, der Kontakt der Paarung befindet sich immer in der Mitte des Zahnrads.

20.2.7 Konuswinkel

Der eingegebene Konuswinkel entspricht dem Herstellparameter, mit welchem die Schiefstellung des Fräsers gegenüber dem Zahnrad eingestellt wird. Es sind sowohl positive als auch negative Konuswinkel erlaubt, allerdings muss die Summe der Konuswinkel mindestens 0 sein.

20.2.8 Profilverschiebungsfaktor (Mitte)

Der Profilverschiebungsfaktor ist definiert wie bei einem herkömmlichen Stirnrad, allerdings bezieht sich der Wert auf die Mitte des Beveloidrads. Bei der Berechnung wird im Resultatefenster ausgegeben, wie gross die Profilverschiebungen an Zehe und Ferse des Rades sind.

20.2.9 Qualität

Die Qualität, die bei der Erzeugung des Beveloidrads erreicht wird.

20.2.10 Werkstoffe und Schmierung

Die Eingabe entspricht der normalen Eingabe wie bei den Stirnrädern.

20.3 Bezugsprofil

Im Tab 'Bezugsprofil' können Sie analog der Stirnradberechnung das Bezugsprofil für die Herstellung oder auch direkt die Definition der Werkzeuge eingeben.

Dabei ist zu beachten, dass sich für die Berechnung der Zahnform im Stirnschnitt die Höhen im Bezugsprofil wie folgt ändern (siehe K.Roth [3], Kapitel 5.2.6):

$$h_{aC} = \frac{h_{aP}}{\cos\theta}, \quad h_{fC} = \frac{h_{fP}}{\cos\theta}$$

Wobei der Subskript C für die Höhen im Stirnschnitt des Beveloidrads stehen (Berechnete Werte) und P für die Höhen des Bezugsprofils (Eingabe). Sie können diese Werte im Hauptprotokoll unter „Zusammenfassung / Bezugsprofil / Zahnräder" überprüfen.

20.4 Modifikationen

Im Beveloidradmodul sind die Auswahlmöglichkeiten der Modifikationen begrenzt.

Generell gilt bei Beveloidrädern mit Achswinkel ungleich 0, dass sich das Tragbild verbessert, wenn eine Hohlballigkeit verwendet wird. Sie können hierzu die Modifikation „Breitenballigkeit" eingeben und einen negativen Wert festlegen.

20.5 Faktoren

Der Breitenlastfaktor $K_{h\beta}$ kann für Beveloidräder nicht automatisch berechnet werden und muss deshalb vom Benutzer selbst festgelegt werden. Standardmässig wird ein Wert von 1.5 verwendet.

20.6 Dimensionierung

Nach unserem Wissensstand existieren keine Normen und auch keine abgeschlossenen Forschungsprojekte, um die Belastung eines Beveloidradpaares zu berechnen. Die Festigkeitsberechnung wird deshalb so behandelt, dass eine Ersatzstirnradverzahnung im mittleren Schnitt für die Berechnung zur Hand genommen wird.

Zu beachten ist dabei, dass sich besonders $K_{h\beta}$ wesentlich von der in den gängigen Verzahnungsnormen berechneten Werten unterscheidet, weshalb der Faktor von Hand eingegeben werden muss.
Leichte Unterschiede in den berechneten Sicherheiten zwischen Stirnradberechnung und Beveloidradberechnung können auftreten, welche durch eine leicht unterschiedliche Berechnung der Überdeckung hervorgerufen werden.

20.7 Herstelldaten und Arbeitsdaten

Da wir die Berechnung des Beveloidpaares nach J. Tsai [57] durchführen, ist es wichtig, den Unterschied zwischen Herstell- und Arbeitsdaten zu kennen.

Herstelldaten sind die Daten, welche für die Herstellung ausschlaggebend sind. In diese Kategorie gehören die Werte, die man im Tab 'Basisdaten' eingibt. Im Gegensatz dazu gibt es auch die Arbeitsdaten, welche sich auf die Wälzgeometrie der Beveloidräder im Einsatz beziehen. Zum Beispiel ist der Konuswinkel θ der Winkel, um welchen das Werkzeug bei der Herstellung gekippt wird. Der Arbeitskonuswinkel θw hingegen ist der Winkel des Wälzkegels der Beveloidräder im Eingriff.
Für die Berechnung einer korrekten Paarung, bei welcher der Kontaktpunkt der Räder in der Mitte der beiden Beveloidräder ist, werden die Arbeitsdaten benötigt. Zum Beispiel ergibt sich der Schrägungswinkel β_w von Rad 2 im Arbeitspunkt durch alle anderen Parameter und wird danach in einen Schrägungswinkel β für die Herstellung umgerechnet.

Zur Positionierung der beiden Räder zueinander werden ebenfalls die Arbeitsdaten benötigt. Zur Positionierung eines Paares in einer 3D CAD Umgebung wird das Rad 2 gegenüber Rad 1 wie folgt positioniert:

1. Verschiebung entlang der Y-Achse um r_{w1}
2. Rotation um die X-Achse mit θ_{w1}
3. Rotation um die negative Y-Achse mit $\beta_{w1} + \beta_{w2}$
4. Rotation um die X-Achse mit θ_{w2}
5. Verschiebung entlang der Y-Achse um r_{w2}

21 Unrundräder

Die Unrundräderberechnung in KISSsoft bietet die Möglichkeit, Zahnräder mit nicht kreisrunden Zahnradkörpern zu berechnen.

21.1 Eingabedaten

Im Tab **Basisdaten** erfolgen die Vorgaben zur Geometrie, dem Abwälzen und der Toleranz.
Im Tab **Bezugsprofil** erfolgen die Vorgaben zur Erzeugung der Unrundverzahnung.

21.1.1 Geometrie

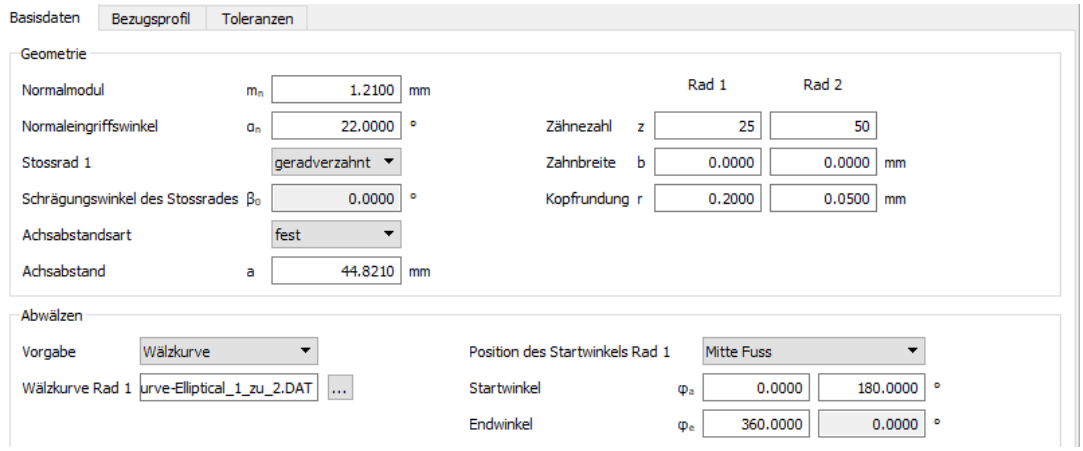


Abbildung 21.1: Tab Basisdaten Eingaben beim Unrundräderpaar

Der Modul wird aus dem **Resultatefenster** bestimmt (Gesamtlänge der Wälzkurve/ [Zähnezahl*π]=Modul).

Resultate (Basisberechnung)

			Rad 1	Rad 2
Zahndickenabmass im Normalschnitt (mm)		[As]	-0.030	-0.030
Gesamtlänge der Wälzkurve (mm)		[L_{pltot}]	223.36	223.30
Anfangswinkel (°)		[φ_a]	0.00	180.00
Mitte (°)		[φ_m]	180.00	90.00
Endwinkel (°)		[φ_e]	360.00	0.00
Entsprechende Länge auf der Wälzkurve (mm)		[L_a]	16.71	
	(mm)	[L_m]	64.23	
	(mm)	[L_e]	111.75	
Exakte Zähnezahl		[zeff]	25.001	zeff = (L_e-L_a)/(m_n*π)

Abbildung 21.2: Resultatefenster

Um Zeit zu sparen, wird in der ersten Phase der Auslegung empfohlen, nicht die vollständige Zähnezahl z einzugeben. Es wird vorgeschlagen, mit einer geringeren Zähnezahl (z.B. 2) zu

rechnen. Die Wälzkurven werden komplett bestimmt, aber nur die angegebene Zähnezahl (2) wird gerechnet und dargestellt.

Zu Beginn sollte mit einem Eingriffswinkel im Normalschnitt α_n von 20° gerechnet werden. Später, an Stelle der Profilverschiebung und zum Optimieren der Zahnform, kann der Winkel verändert werden.

21.1.1.1 Abwälzen

Beim Start - und Endwinkel φ_a und φ_e handelt es sich um eine wichtige Vorgabe, damit wird der Bereich der Wälzkurve von Rad 1 festgelegt, d.h. der Bereich über den abgewälzt wird. Bei geschlossenen Kurven beträgt der Winkel φ_a 0° und φ_e 360°.

Die Definition der Wälzkurven oder des Übersetzungsverlaufes erfolgt über Dateien. Der Formattyp kann "**dat**" oder "**dxf**" sein. Diese Dateien können in einem beliebigen Verzeichnis abgelegt sein.

Wichtig ist, über das Bedienelement [...] diese Datei korrekt anzumelden.

Die Wälzkurven werden auch in der *.Z40-Datei gespeichert. Somit muss beim Neuladen einer Berechnung, die Datei *.dat nicht unbedingt im Zugriff sein. In einem solchen Fall erfolgt die Meldung, die Datei werde nicht gefunden, sondern bereits vorhandene Daten benutzt.

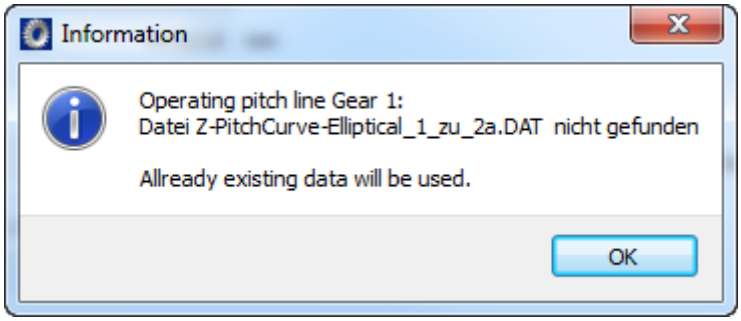


Abbildung 21.3: Meldung

► **Hinweis**

Der Verlauf (Übersetzung oder Wälzkurve) muss mindestens vom Startwinkel bis zum Endwinkel definiert sein. Um ein sauberes Verzahnen der Kurve zu erreichen muss die Kurve circa 30° Vor- und Nachlauf haben. Falls kein Vor- und/oder Nachlauf in der Kurve enthalten ist, wird die Kurve von der Software automatisch verlängert.

21.1.1.1.1 Format der Angaben in den importierten Dateien

Eine bzw. zwei Wälzkurven oder der Übersetzungsverlauf können vorgegeben werden. Das Format der eingelesenen Dateien hat die Endung "dat".

Eine Verarbeitung von maximal 7800 Zeilen ist bei der Unrundräderberechnung möglich. Zeilen, die mit # beginnen sind Kommentare und werden nicht beachtet. Die Vorgabe des Übersetzungsverlaufs erfolgt durch den Winkel am Rad 1 und der Übersetzung.

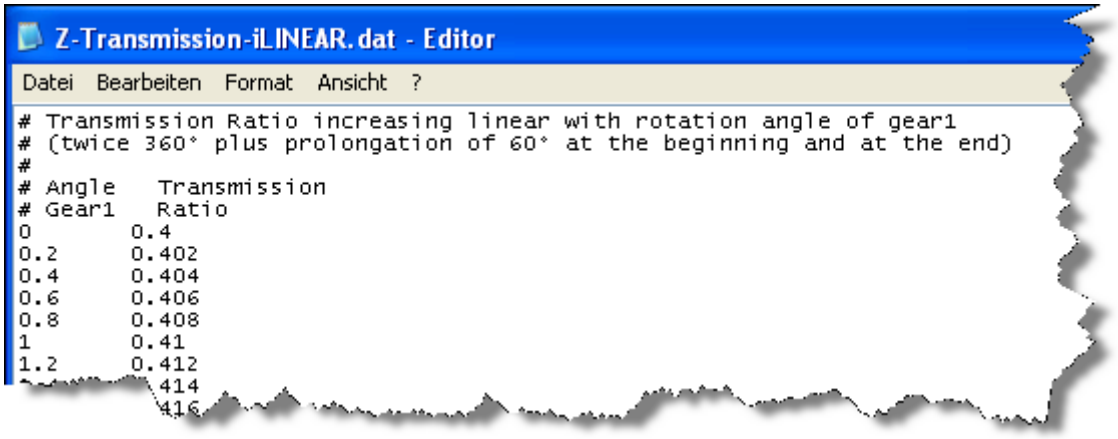


Abbildung 21.4: Beispiel Übersetzungsverlauf

Die Vorgabe des Wälzkurvenverlaufs erfolgt durch den Radius und den Winkel.

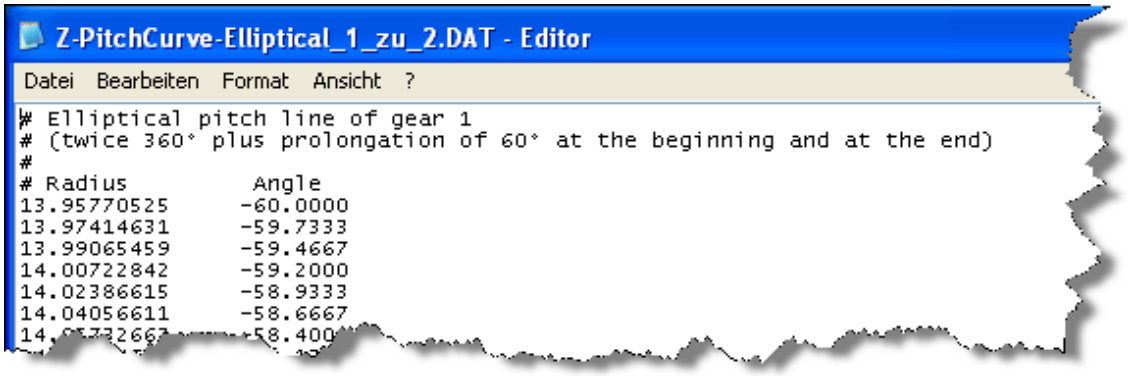


Abbildung 21.5: Beispiel Wälzkurve

21.1.2 Toleranzen

Empfohlen wird die Vorgabe von genügend grossen Zahndickenabmassen A_{sn} (z.B. -0.10/-0.12 bei Modul 2).

21.1.3 Bezugsprofil

Die Vorgabe eines überschneidenden Stossrades ist zwingend. Normalerweise wird das gleiche Stossrad für Rad 1 und Rad 2 vorgegeben.

Wenn der Profilverschiebungsfaktor des Stossrades ungleich 0 gesetzt wird, können unter Umständen Probleme entstehen. Das Abwälzen der Räder ist dann genau zu prüfen.

21.2 Hinweise zur Bedienung

21.2.1 Winkelfehler

Die Eingabe einer geschlossenen Kurve (Rad 1), mittels Wälzkurve oder Untersetzungsverlauf, hat den Beginn bei 0° und das Ende bei 360°. Deshalb muss die Drehung von Rad 2 ebenfalls 360° (oder ein Vielfaches davon) betragen, andernfalls ergibt sich ein Fehler.

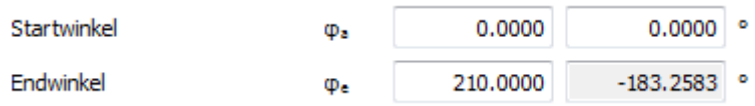


Abbildung 21.6: kleiner Fehler bei Rad 2: φe ist 183.256 statt 180°

Dieser Fehler wirkt sich wegen dem vorgegebenen Verzahnungsspiel aber nicht aus.

21.2.2 Kontrolle des Abwälzverhaltens

Zur Kontrolle des Abwälzverhaltens ist es sehr hilfreich, die Anzahl der Rotationsschritte (pro 360°) zu verändern, um mit grossen bzw. kleinen Schritten zu drehen. Diese Veränderung erfolgt, wie gewohnt, im Grafikfenster.

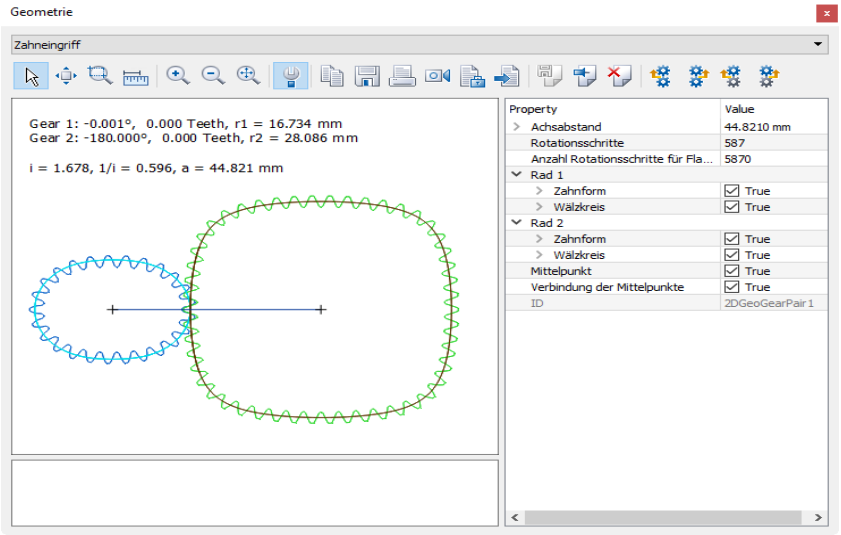


Abbildung 21.7: Veränderung der Rotationsschritte

Empfohlen wird beim Abwälzen von Rädern mit Abmass, die Räder mit dem -Knopf gegeneinander in den Flankenkontakt zu bringen.

► **Hinweis**

Wenn die Verdrehung des einen Rades gegen das andere Rad beim Drücken des Knopfes **Unabhängig nach rechts drehen** zu gross (oder zu klein) ist, dann muss die Anzahl „Rotationsschritte" grösser (kleiner) gemacht werden!

21.2.3 Zahnform verbessern

Bei kreisrunden Zahnrädern kann die Zahnform massiv durch eine Veränderung der Profilverschiebung variiert werden. In der aktuellen Programmversion für Unrundräder wird empfohlen, den Profilverschiebungsfaktor des Stossrades $x^*_0=0$ zu setzen. Eine Zahnformveränderung kann trotzdem durch die Veränderung des Eingriffswinkels α_n erreicht werden.

21.2.4 Genauigkeit der Zahnform

Die Genauigkeit (und damit die Grösse der Datei) beim IGES- oder DXF-Export kann über **Berechnungen > Einstellungen** vorgegeben werden.

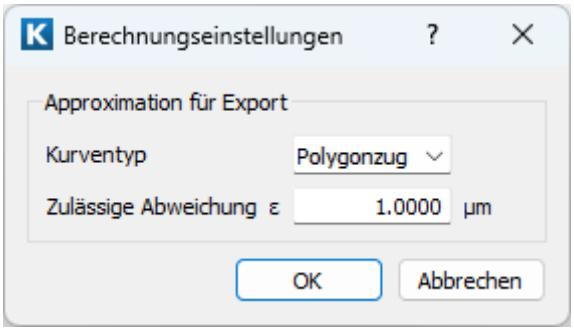


Abbildung 21.8: Berechnungseinstellungen

Diese Eingabe beeinflusst nur die IGES- oder DXF-Dateien.

Intern wird die Zahnform (jede Flanke) mit 100 Punkten berechnet. Diese Resultate befinden sich in den TMP-Dateien (und im Report). Falls die Zahl der intern berechneten Punkte verändert werden soll, kann dies durch eine Änderung der entsprechenden Angabe in der *.Z40-Datei gemacht werden. Suchen Sie in der gespeicherten Datei *.Z40 die Zeile: ZSnc.AnzPunkteProFlanke=100; und tragen dort z.B. 40 statt 100 ein. Dadurch werden nur noch 40 Punkte pro Flanke berechnet.

21.2.5 Export einzelner Zähne

Man sucht in einer gespeicherten Datei *.Z40 die Zeile:

ZRnc[0].AusgabeKontur=0, für Rad 1 bzw.

ZRnc[1].AusgabeKontur=0, für Rad 2.

Dort verändert man die Variable auf den gewünschten Wert, z. B. ZRnc[0].AusgabeKontur=3.

Exportiert wird immer die LINKE Flanke der x-ten Zahnlücke (also die 3. Lücke vom Rad 1, bei der getroffenen Beispieleingabe).

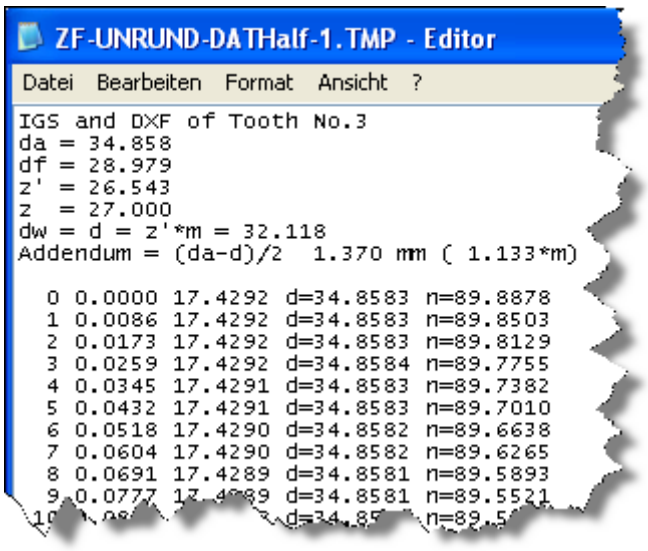


Abbildung 21.9: Temporäre Datei zum Zahnexport (ZRnc[0].AusgabeKontur=3, für Rad 1)

21.2.6 Protokoll

Das Protokoll ist sehr umfangreich, wenn unter **Protokolleinstellungen** der Inhalt des Datenumfangs ausführlich angewählt ist. Falls eine kürzere Fassung gewünscht ist, den ‚Datenumfang' auf 5 (Standard) stellen.

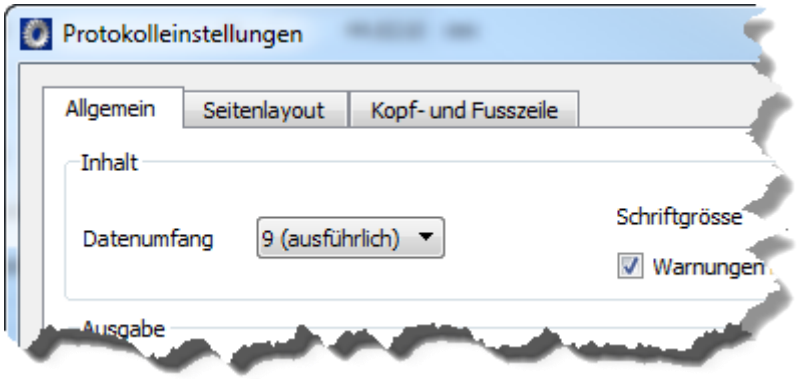


Abbildung 21.10: Protokolleinstellungen mit verändertem Datenumfang für die Protokollausgabe

21.2.7 Temporär-Dateien

Wird die Berechnung ausgeführt, erzeugt KISSsoft automatisch temporäre Dateien. Welches Verzeichnis von KISSsoft dazu benutzt werden soll, wird in der KISS.ini im Abschnitt „PATH" festgelegt. Die KISS.ini befindet sich im KISSsoft-Hauptverzeichnis. Bevor die Standardeinstellung verändert wird, ist sicherzustellen, dass man auf das geänderte Verzeichnis Schreib- und Leserechte hat. Detaillierte Informationen sind auch im Handbuch Abschnitt 2 „KISSsoft einrichten" zu finden.

ZF-H1_Rad 1 (Schritt 2).TMP: ZF-H1_Rad 2 (Schritt 2).TMP:	Nicht wichtige Info: enthält Detailinfo, Flanke für Flanke, über Erzeugung des Unrundrades

ZF-UNRUND-1.TMP:	Enthält interessante Info Wälzkurve 1; Bestimmung der Wälzpunkte auf Wälzkurve 1 Berechnung Wälzkurve 2 aus Wälzkurve 1 Längen der Wälzkurven Dokumentation der Verzahnung (einzelne Punkte) von Unrundrad 1 mit X, Y, Normale, Durchmesser und Winkel
ZF-UNRUND-2.TMP:	Enthält interessante Info Dokumentation der Verzahnung (einzelne Punkte) von Unrundrad 2 mit X, Y, Normale, Durchmesser und Winkel
ZF-UNRUND-DAT-1.TMP: ZF-UNRUND-DAT-2.TMP:	Zur möglichen Weiterverwendung Verzahnung (einzelne Punkte) X,Y-Koordinaten
ZF-UNRUND-OPLINE-1.TMP: ZF-UNRUND-OPLINE-2.TMP:	Zur möglichen Weiterverwendung Wälzkurve (einzelne Punkte) X,Y-Koordinaten
Z-WalzKurve-1.TMP: Z-WalzKurve-2.TMP:	Zur möglichen Weiterverwendung Wälzkurve (einzelne Punkte) r, ϕ-Koordinaten (*); Das Format entspricht exakt dem Format der DAT-Datei (siehe "Abschnitt Importformat")
Z-OpPitchPoints-1.TMP: Z-OpPitchPoints-2.TMP:	Zur möglichen Weiterverwendung Wälzpunkte jedes Zahns in r, ϕ-Koordinaten

22 Menü Protokoll

22.1 Zeichnungsdaten

Die Verzahnungsdaten für die Erstellung einer Zeichnung können unter **Zeichnungsdaten** abgerufen werden. Die Vorlage kann über die Datei **Z10GEAR1?.RPT** (für Rad 1), **Z10GEAR2?.RPT** (für Rad 2), usf. (? = d/e/f/i/s für die gewünschte Sprache) an firmenspezifische Bedürfnisse angepasst werden.

Bei den benutzerspezifischen Protokollen Z10GEAR1?.rpt ... Z10GEAR4?.rpt werden alle Winkelangaben in Grad-Minuten-Sekunden, dazu in Klammern dahinter die dezimale Zahl, angezeigt.

Zum Beispiel wird die Zahl 20.3529° so angezeigt:

20° 21' 10" (20.3529)

22.2 Fertigungstoleranzen

Über den Menüpunkt **Fertigungstoleranzen** wird ein Protokoll mit allen Fertigungstoleranzen nach ISO 1328 (DIN ISO 1328), DIN 3961:1978, AGMA 2000, AGMA 2015 und BS 436 Normen generiert.

22.3 Bewertung

Die Bewertung dient dem Vergleich der aktuellen Verzahnung mit den Resultaten der **Feinauslegung**.

22.4 Lebensdauerberechnung

Das Protokoll zeigt die wesentlichen Angaben bei der Berechnung der Lebensdauer mit oder ohne Lastkollektiv (siehe Kapitel 15.2.8, Lastkollektiv definieren). Ausserdem kann die Lebensdauerberechnung über den Auslegungsbutton neben der Eingabe der Lebensdauer aufgerufen werden. Dann wird die Lebensdauer ausgegeben, bei der die Sollsicherheiten erreicht werden.

22.5 Drehmomentauslegung

Die Drehmomentauslegung zeigt die wesentlichen Angaben bei der Berechnung des übertragbaren Drehmoments (bzw. die maximal übertragbare Leistung) mit oder ohne Lastkollektiv. Neben den Eingabefeldern von Drehmoment oder Leistung, kann die Drehmomentauslegung direkt aufgerufen werden. Dann wird das Drehmoment ausgegeben, bei dem die Sollsicherheiten erreicht werden.

22.6 Vorschlag Einhärtetiefe

Verschiedenste Vorschläge für die Einhärtetiefe EHT nach Normen werden dokumentiert. Die Angaben nach ISO, AGMA und Niemann sind häufig sehr unterschiedlich, da es sich um recht grobe Näherungen handelt. Die genaueste Berechnung, welche über das Schubspannungs-Kriterium des Hertzschen Gesetzes die erforderliche Einhärtetiefe bestimmt, ist im obersten Teil des Protokolls dokumentiert. Der für die Berechnung vorgegebene Sicherheitsfaktor kann eingegeben werden (siehe Kapitel 15.23.5.1, Sicherheitsfaktor für Berechnung der Schubspannung bei EHT). Für die grafische Darstellung (siehe Kapitel 23.4.4, Randschicht Schubspannung).

23 Menü Grafik

Im Menü **Grafik** erhalten Sie eine Auswahl von Menüpunkten zur Darstellung von Verzahnungen und Funktionsverläufen.

► **Hinweis**

Klicken der rechten Maustaste öffnet ein Kontext-Menü mit Bedienfunktion.

In der Tabelle (siehe Tabelle 23.1) ist dargestellt, welche Optionen im Menü **Grafik** von den einzelnen Zahnradberechnungsmodulen unterstützt werden, und wo die entsprechende Dokumentation in diesem Kapitel dazu zu finden ist.

Menüpunkt	**Optionen**	**Abs.**											
AGMA 925	Schmierfilmdicke/spezifische Filmdicke/ Temperatur im Kontakt/ Hertzsche Pressung	23.1.1		✔	✔	✔	✔	✔					
Geometrie 2D	Zahnform	23.2.1	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔
	Werkzeug	23.2.2	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔
	Herstellung	23.2.3	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔
	Zahneingriff	23.2.4		✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔
	Zahneingriff (Schnitte)	23.2.5										✔	
	Profildiagramm/Flankendiagramm	23.2.6	✔	✔	✔	✔	✔	✔		✔		✔	✔
	Zeichnung	23.2.7	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Herstellzeichnung	23.2.8	✔	✔	✔	✔	✔	✔					✔
Geometrie 3D	Zahngeometrie	23.3.1	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔
	Modifikationen	23.3.2	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔
	Achslage	23.3.3		✔		✔							
Auswertung	Spezifisches Gleiten	23.5.2.4		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Kontakttemperatur	23.4.2		✔	✔	✔	✔	✔	✔				

	Blitztemperatur	23.4.3		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Randschicht Schubspannung	23.4.4		✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔			
	Vorschlag Einhärtetiefe	23.4.5		✔	✔	✔	✔	✔					
	Theoretische Eingriffssteifigkeit	23.4.6		✔		✔	✔	✔					
	Wöhlerlinien	23.4.7		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Sicherheitsverläufe	23.4.8		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Öl-Viskosität	23.4.14	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔			
	Zuverlässigkeit	23.4.10		✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔		
	Klaffen	23.4.14		✔	✔	✔	✔	✔					
	Breitenlastverteilung	23.4.14		✔	✔	✔	✔	✔					
	Flankenspiel mit effektiver Zahnform	23.4.13		✔		✔	✔	✔					
	Flankenbruch	23.4.14		✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔			
	Gleitgeschwindigkeit	23.4.15								✔			
	Berührlinie	23.4.16								✔			
	Spannungsverlauf	23.4.17								✔			
	Fressen und Gleitgeschwindigkeit	23.4.18								✔			
Kontaktanalyse > Anregung	Zahneingriff	23.5.1.1	✔	✔	✔	✔	✔	✔					
	Drehwegabweichung	23.4.17	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Drehwegbeschleunigung	23.5.1.3		✔	✔	✔	✔	✔					
	Amplitude der Drehwegbeschleunigung	23.5.1.4		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Drehzahlverlauf	23.5.1.5		✔	✔	✔	✔	✔					
	Kraftanregung	23.5.1.6		✔	✔	✔	✔	✔	✔				

	Amplitudenspektrum der Kraftanregung	23.5.1.7		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Drehmomentverlauf	23.5.1.8		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Einzeleingriffssteifigkeit	23.5.1.9		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Steifigkeitsverlauf	23.5.1.10		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Amplitudenspektrum der Eingriffssteifigkeit	23.5.1.11		✔	✔	✔	✔	✔					
	Kinematik	23.5.1.12		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
Kontaktanalyse > Wirkungsgrad	Gesamtverlustleistung	23.5.2.1		✔	✔	✔	✔	✔					
	Spezifische Verlustleistung	23.5.2.2		✔	✔	✔	✔	✔					
	Wirkungsgradverlauf	23.5.2.3		✔	✔	✔	✔	✔					
	Spezifisches Gleiten	23.5.2.4		✔	✔	✔	✔	✔					
	Wärmeentwicklung	23.5.2.5		✔	✔	✔	✔	✔					
	Wärmeentwicklung entlang der Zahnflanke	23.5.2.6		✔	✔	✔	✔	✔					
	Kontakttemperatur	23.5.2.7		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Schmierfilm	23.5.2.8		✔	✔	✔	✔	✔					
	Spezifische Filmdicke	23.5.2.9		✔	✔	✔	✔	✔					
Kontaktanalyse > Kräfte und Spannungen	Kontaktlinien auf der Zahnflanke	23.5.3.1		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Tragbild auf der Zahnflanke	23.5.3.2		✔	✔		✔	✔	✔				
	Lastverteilung am Wälzkreis	23.5.3.3		✔	✔		✔	✔					
	Normalkraftverlauf (Linienlast, Eingriffsstrecke)	23.5.3.4		✔	✔	✔	✔	✔	✔				

	Normalkraftverteilung am Zahn (Linienlast, Eingriffsstrecke)	23.5.3.5		✔	✔	✔	✔	✔					
	Lagerkraftverlauf	23.5.3.6		✔	✔	✔	✔	✔					
	Lagerkraftverlauf in %	23.5.3.7		✔	✔	✔	✔	✔					
	Richtung der Lagerkräfte	23.5.3.8		✔	✔	✔	✔	✔					
	Spannungsverlauf (Hertz'sche Pressung)	23.5.3.9		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Zahnfussspannung	23.5.3.10		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Zahnfussspannung über Zahnbreite	23.5.3.11		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Biegespannung im Fussbereich	23.5.3.12		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Spannungsverteilung am Zahn	23.5.3.13		✔	✔	✔	✔	✔					
Kontaktanalyse > System	Lastverteilung der Planeten	23.5.4.1				✔							
	Position der Sonne	23.5.4.2				✔							
	Sicherheit gegen Fressen	23.5.4.3		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Sicherheit gegen Micropitting	23.5.4.4		✔	✔	✔	✔	✔					
	Sicherheit gegen Micropitting am Zahn	23.5.4.5		✔									
	Verschleiss entlang der Zahnflanke	23.5.4.6		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
	Verschleissfortschritt entlang der Zahnflanke	23.5.4.7		✔	✔		✔	✔					
	Sicherheit gegen Flankenbruch	23.5.4.8		✔	✔	✔	✔	✔	✔				
3D FEM	Maximale Fussspannung	23.7.1		✔	✔	✔	✔	✔					

	Lastverteilung	23.7.2		✔	✔	✔	✔	✔					

Tabelle 23.1: Menü Grafik in der Menüleiste der KISSsoft-Oberfläche.

- Einzelrad, - Stirnradpaar, - Ritzel mit Zahnstange, - Planetenstufe, - Drei Räder, - Vier Räder, - Kegel- und Hypoidräder, - Kronenräder, - Schnecken mit Globoid-Schneckenrad, - Schraubräder, - Zahnwellen (Geometrie und Festigkeit)

23.1 AGMA 925

23.1.1 Schmierfilmdicke und spezifische Filmdicke

Der Verlauf der Schmierfilmdicke h_e nach AGMA 925 wird über dem Eingriffsverlauf dargestellt. Eine weitere Abbildung zeigt die spezifische Filmdicke λ, welche eine wichtige Kenngrösse für die Beurteilung des Risikos für Micropitting ist. λ ist - vereinfacht ausgedrückt - das Verhältnis von Schmierfilmdicke zu Oberflächenrauigkeit.

23.2 Geometrie 2D

Aus der Dropdownliste in der Symbolleiste des Grafikfensters **Geometrie** können verschiedene Ausgabemöglichkeiten gewählt werden:

23.2.1 Zahnform

Darstellung der Zahnform eines Rades.

► **Hinweis:**

Über den Property-Knopf der Grafik kann die Anzahl der dargestellten Zähne vorgegeben werden; ebenfalls kann zwischen Darstellung im Stirnschnitt, Normalschnitt und Achsschnitt gewählt werden. Auch die Wahl "Halber Zahn für Export" ist sehr nützlich, falls die Zahnform exportiert und später wieder in KISSsoft eingelesen werden soll.

23.2.2 Werkzeug

Darstellung des Werkzeugs eines Rades, falls vorhanden.

23.2.3 Herstellung

Darstellung der Paarung Rad mit Werkzeug. Unten (blau) wird das Zahnrad dargestellt, oben (grün) das Werkzeug.

23.2.4 Zahneingriff

Darstellung des Eingriffs zweier Zahnräder.

► **Hinweis zu Kronenrädern:**

In KISSsoft wird das Kronenrad durch Simulation des Herstellverfahrens in verschiedenen Schnitten exakt berechnet. Verschiedenen Schnitte können gleichzeitig dargestellt werden. Setzen Sie dazu in den **Eigenschaften** des Grafikfensters die Eigenschaft der gewünschten **section** auf **True** (siehe Abbildung 23.1).

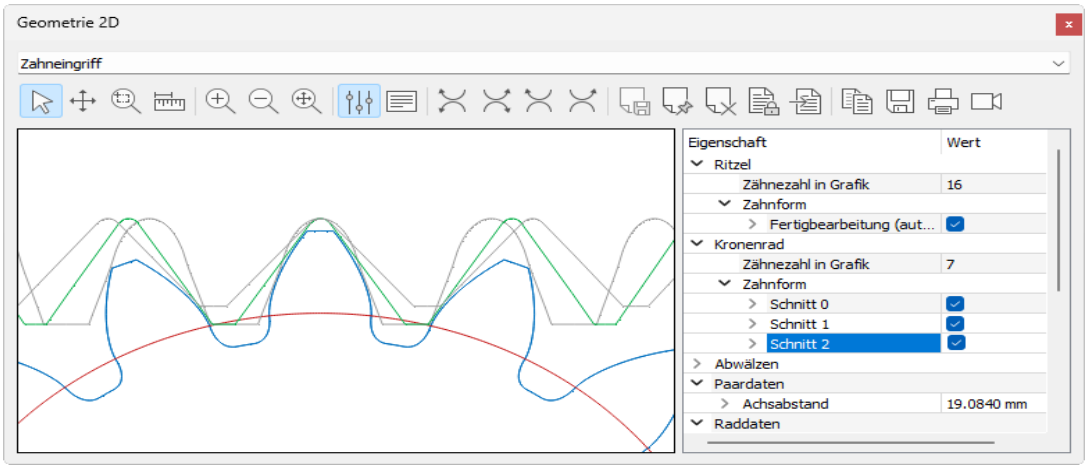


Abbildung 23.1: Grafikfenster Zahneingriff mit Property Browser

Der Unterschied zwischen Theorie und effektiver Zahnform bedeutet, dass der Zahn Unterschnitt aufweist! Dies ist in der 2D-Ansicht auch deutlich sichtbar.

Kollisionsprüfung:

Beim Abwälzen von zwei Zahnrädern (in der graphischen Darstellung) kann die Kollisionsanzeige eingeschaltet werden. Diese markiert in der Darstellung (mit Quadraten) die Punkte, bei welchen Berührung oder Kollision vorkommt.

schwarz markiert: Berührung (zwischen 0.005 * Modul Abstand und 0.001 * Modul Durchdringung)

rot markiert: Kollision (über 0.001 * Modul Durchdringung)

Erkannt und markiert werden die Kollisionen an allen eingreifenden Zähnen, die Option ist speziell geeignet für die Analyse des Abwälzens von nicht-evolventischen Zahnformen oder von gemessenen Zahnformen (über eine 3D-Messmaschine) mit der theoretischen Einflankenwälzprüfung.

Diese Funktion steht bei Stirnrädern und Schraubrädern (bei Schraubrädern mit Einschränkungen (siehe Kapitel 19.4.1, Kontrolle des Tragbildes)) zur Verfügung.

► **Hinweis:**

Wird die Option **Flanke automatisch anlegen** aktiviert, kann der Eingriff der Verzahnungen nur noch auf Berührung geprüft werden. Eine Kollision wird in diesem Fall nicht mehr angezeigt.

23.2.5 Zahneingriff (Schnitte)

Die Zahnform in der Eingriffsgrafik wird in mehreren parallelen Schnitten in axialer Richtung der Schnecke dargestellt (siehe Abbildung 23.2). Die Anzahl der darzustellenden Schnitte und der Abstand zwischen den parallelen Schnitten kann unter **Berechnungseinstellungen > Diagramme** eingegeben werden. Der mittlere Eingriffsschnitt befindet sich immer in der Mitte der Schnecke.

Diese Grafik ist nur für gekreuzte Schnecken-Schraubrad-Paarungen verfügbar.

Die Anzahl der Schnitte ist maximal auf 21 begrenzt. Flankenlinienmodifikationen werden bei der Zahnformberechnung nicht berücksichtigt.

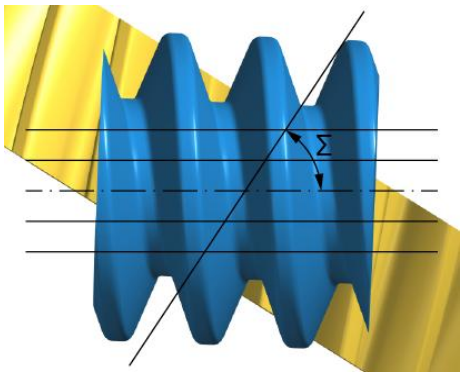


Abbildung 23.2: Position der Schnitte in der Eingriffsgrafik

23.2.6 Profil- und Flankenliniendiagramm

Die Diagramme werden erzeugt, indem diagonal zwei Linien über das Toleranzband gelegt werden, wie es in der ANSI/AGMA 2000-A88 (Bild 1 und 2) beschrieben wird.

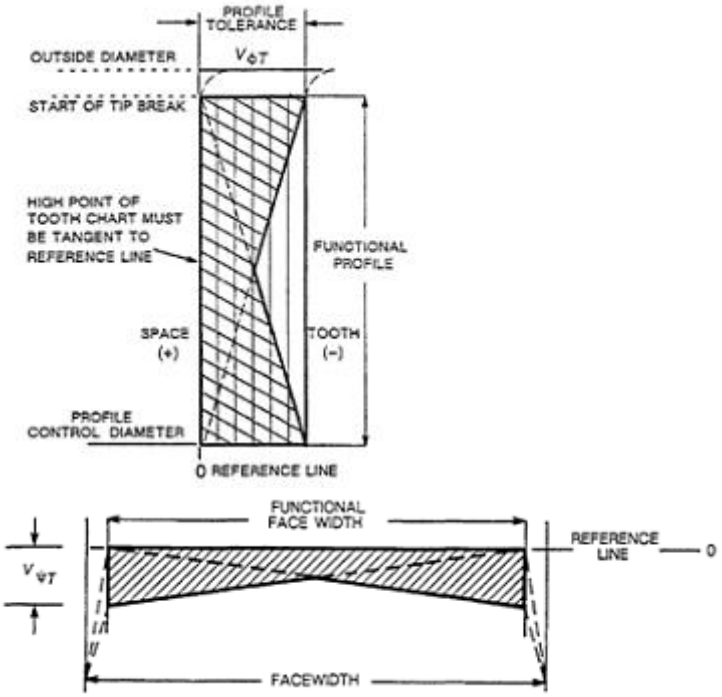


Abbildung 23.3: Profildiagramm (links), Flankenliniendiagramm (rechts)

In den oben gezeigten Abbildungen stellen $V_{\varphi T}$ die Profiltoleranz und $V_{\psi T}$ die Zahnausrichtungstoleranz dar, welche der Profil-Gesamtabweichung (F_α) und der Flankenlinien-Gesamtabweichung (F_β) der ISO 1328-1 entsprechen.

Obwohl alle Firmen unterschiedliche Methoden haben wie Profil- und Flankenliniendiagramme erstellt werden, ist die AGMA-Methode als Standard in der Industrie anerkannt. In der ISO TR 10064-1 (und ISO FDIS 21771) ist auch eine allgemeine Beschreibung der Profil- und Flankenliniendiagramme vorhanden, jedoch ohne den Aufbau zu erläutern.

In KISSsoft werden die Profil- und Flankenlinienmodifikationen im Tab **Modifikationen** definiert, aus welchen dann die entsprechenden Diagramme erzeugt werden.

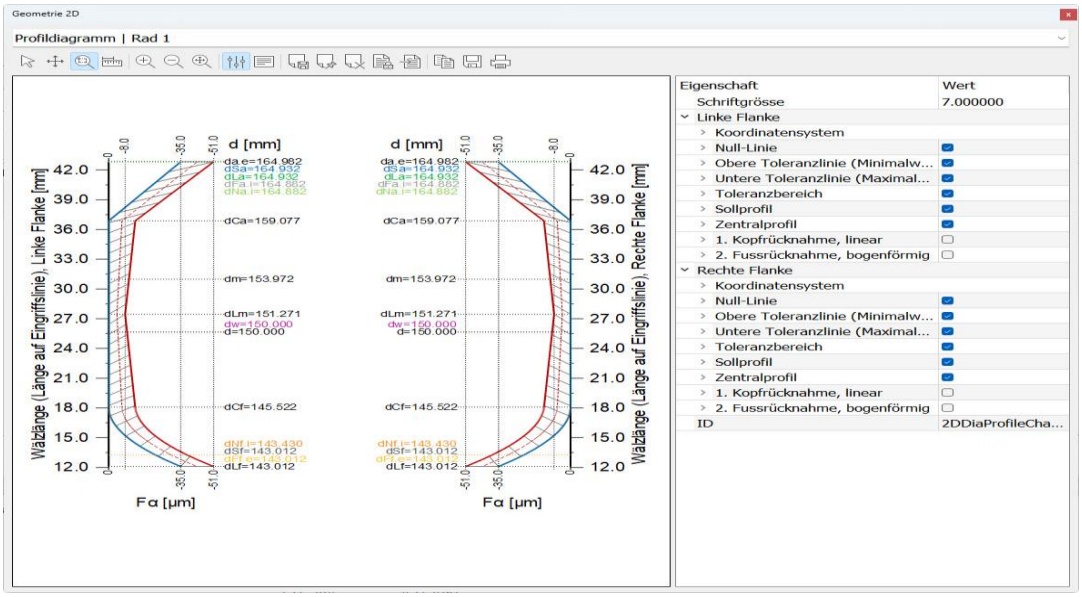


Abbildung 23.4: Profildiagramm für Rad 1 entsprechend der vorgegebenen Modifikationen

Die horizontale Achse des Profildiagrammes zeigt die Werte für die Profilabweichung, die vertikale Achse zeigt die Koordinaten entlang des Profils. Bei der linken vertikalen Achse können verschiedene Werte (Wälzwinkel oder Länge der Eingriffslinie) gewählt werden (**Berechnung** > **Einstellungen** > **Diagramm)**, bei der rechten Flanke werden die Werte immer im Durchmesser angegeben. Ebenfalls über **Berechnung** > **Einstellungen** > **Diagramm**, kann die Art der Toleranz eingestellt werden. Ist der Toleranzbandtyp gemäss AGMA 20000-A88 ausgewählt, werden die Diagramme nach oben erwähnter Methode konstruiert. Wird der Toleranzbandtyp konstant gesetzt, ist die Toleranz über die Länge, beziehungsweise Breite der Zahnflanke konstant. Mit einem Häkchen im Kasten **Zentralprofil in der Mitte des Toleranzbandes anzeigen**, kann ausgewählt werden, ob das Zentralprofil (siehe unten) standardmässig angezeigt werden soll.

Beschreibung der spezifischen Durchmesser der rechten vertikalen Flanke:

- d_{Sa}: Durchmesser am Ende des Prüfdiagramms
- d_{Sf}: Durchmesser zu Beginn des Prüfdiagramms
- d_{Ca}: Beginn der Modifikation am Kopf
- d_{Cf}: Beginn der Modifikation am Fuss
- d_{Sm}: d((L(d_{Sa}) + L(d_{Sf}))/2) : Mitte des Wälzbereichs (Eingriffslinie)

► **Hinweis:**

Das Profildiagramm ist in der Mitte von der Zahnbreite, die Profilmodifikation **Twist** ist nicht möglich.

Die Kurven im Diagramm zeigen:

- grüne Linie: Modifikationen von 1. **Kopfrücknahme, linear** und 2. **Kopfrücknahme, bogenförmig**.
- blaue Linie: Referenzprofil (Aktuelles Funktionsprofil zur Kontrolle und erzeugt aus der Summe der modifizierten Kurven).

- rote Linie: Toleranzkurve, welche aus der Subtraktion der Profil-Gesamtabweichung von dem Referenzprofil generiert wurde. Die Werte für die Profilabweichungen sind im Hauptprotokoll zu finden.
- rote Linie, gestrichelt: Zentralprofil, welches als Sollwert für die Bearbeitung eingegeben werden kann, da es in der Mitte zwischen Referenzprofil und Toleranzkurve liegt.
- graue Linie: Toleranzbereich, welcher schraffiert den Bereich angibt, in dem das tatsächliche Herstellprofil liegen darf.

Das Herstellprofil (mit Toleranz) sollte zwischen der Toleranzkurve und dem Referenzprofil (Bezugsprofil) liegen.

Über Eigenschaften können die einzelnen Linien sichtbar/unsichtbar gemacht und der jeweilige Farben- und Linientyp geändert werden.

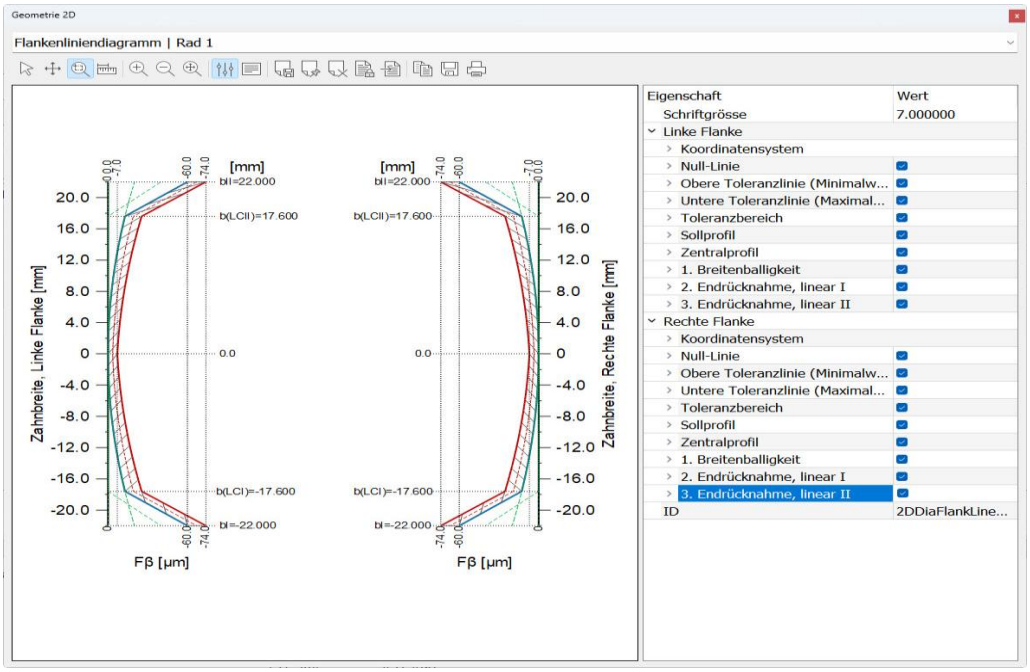


Abbildung 23.5: Flankenliniendiagramm für Rad 1 mit den vorgegebenen Modifikationen

In der Abbildung wird das Referenzprofil blau und die Toleranzlinie rot gezeichnet. Die horizontale Achse zeigt die Koordinaten entlang der Flankenlinie (Zahnbreite), die vertikale Achse das Flankenabmass in Übereinstimmung mit den Konventionen der Industrie. Der Wert für die Flankenlinen-Gesamtabweichung F_{β} wird im Hauptprotokoll ausgegeben.

Die Herstellflankenlinie (mit Toleranzen) sollte zwischen der Toleranzkurve und der Referenzflankenlinie liegen.

Flankenkrümmungsradien

In dieser Grafik werden die Flankenkrümmungsradien entlang der Zahnflanke ausgegeben. Diese sind neben der Normalkraft massgebend für die Hertz'sche Pressung.

Winkel der Flankennormalen

In dieser Grafik wird der Winkel der Normalen zur Flanke ausgegeben. Jeder Punkt auf der Zahnform besitzt eine Normale.

23.2.7 Zeichnung

Die Zahnräder können mit diesem Menü schematisch dargestellt werden. Die Räder werden im Stirn- und im Achsschnitt gezeichnet.

Diese Option wird vor allem bei Kegelrädern und Schnecken gebraucht.

Die Zusammenstellung der Zahnräder kann mit **System** schematisch dargestellt werden. Die Zusammenstellung (Paar) wird im Stirn- und im Achsschnitt gezeichnet.

Bei Kegelrädern werden mit Achswinkel 90° zwei Ansichten, Schnitt und Aufsicht dargestellt. Bei Achswinkel <> 90° nur der Schnitt des Kegelradpaares.

23.2.8 Herstellzeichnung

23.2.8.1 Allgemein

Der Zweck der Herstellzeichnung ist, mehrere Grafiken auf derselben Oberfläche anzuzeigen, um eine druckfertige Darstellung für die Herstellung eines Zahnrades zu erreichen. Ausserdem kann man sich gleichzeitig das Protokoll der Zeichnungsdaten anzeigen lassen. Die Darstellung kann mithilfe einer Steuerdatei individuell angepasst werden. Die Steuerdatei ist im template-Ordner (standardmässig unter KISSDIR\template), trägt den Namen des Moduls und die Endung .grc (z.B. Z012gear1.grc).

Wie gewohnt kann auch die hier erzeugte Grafik als .dxf-Datei gespeichert werden.

23.2.8.2 Editieren der Steuerdatei

Durch eigenständiges Ändern der Steuerdatei, kann man die Herstellzeichnung nach persönlichen Wünschen einstellen. In der folgenden Tabelle werden die Befehle zur Steuerung der Herstellzeichnung erklärt.

papersize: A4 papersize: A4 portrait papersize: 297, 210	Spezifiziert das gewünschte Papierformat. Verstanden werden die Standardausdrücke für gängige Papiergrössen (A3-A5, B4, B5, Letter, Legal und Ledger), sowie eigene Eingaben mit Breite und Höhe. Standardmässig werden Papierformate im Querformat gewählt. Durch das Schlüsselwort portrait wählt man Hochformat.
fontsize: 5	Spezifiziert die gewünschte Schriftgrösse. Die Schriftgrösse hat Einfluss auf die Grösse des Berichts sowie die Beschriftung der Diagramme.
units: inch	Standardmässig werden die eingegebenen Werte als mm interpretiert. Verstanden wird inch, mm und cm.

Nun kann man Grafiken mit spezifischen Eigenschaften hinzufügen. Die folgende Tabelle verschafft einen Überblick über die richtige Eingabe.

draw 2DDiaProfileChart1	draw ist das Schlüsselwort, um anzuzeigen, dass eine Grafik eingefügt werden soll. Dahinter kommt die ID der gewünschten Grafik. Die Zahl am Ende ist Teil der ID und gibt das Zahnrad an.
window: 160, 285, 0, 85	Window kennzeichnet das Fenster, in das die Grafik gezeichnet wird. Die Werte kennzeichnen die Grenze links, rechts, unten und oben.
scaletofit	Dieser optionale Befehl erzwingt ein Verzerren der Grafik, so dass das Fenster in alle Richtungen ausgefüllt wird. Dies wird für Diagramme empfohlen, nicht aber für geometrische Darstellungen. Fehlt dieser Begriff, wird das ursprüngliche Seitenverhältnis der Grafik beibehalten.
fixedscale 2	Dieser optionale Befehl erzeugt eine massstäbliche Ausgabe der Grafik. Die Zahl entspricht dem Massstab (hier 2 für M 2:1; 0.1 wäre für M 1:10, usw.).

Folgende Grafiken können eingefügt werden:

Zahnform	2DGeoToothDrawing
Zeichnung	2DGeoGearDrawing
Zusammenstellung	2DGeoAssemblyDrawing
Werkzeug	2DGeoToolDrawing
Profildiagramm	2DDiaProfileChart
Flankenliniendiagramm	2DDiaFlankLineChart
Winkel der Flankennormalen	2DDiaNormal

Zum Schluss kann nun der Report an der gewünschten Position angezeigt werden:

write report1	write ist das Schlüsselwort, um die Raddaten aufzuschreiben. Mit report1 wählt man die Raddaten von Rad 1, report2 von Rad 2 usw.
topright: 297, 218	Anders als bei der Grafik, muss man eine Ausrichtung angeben, was mit dem ersten Wort definiert wird. Die korrekten Befehle lauten topright:, topleft:, bottomright: und bottomleft:, was einer Ausrichtung rechts oben, links oben, unten rechts und unten links entspricht. Die zwei nachfolgenden Werte geben den jeweiligen Referenzpunkt an.

23.3 Geometrie 3D

Die Zahnräder werden in dem Parasolid-Viewer 3D angezeigt.

Aus der Dropdownliste in der Symbolleiste des Grafikfensters **Geometrie 3D** können verschiedene Ausgabemöglichkeiten gewählt werden. Die Darstellungen im Parasolid-Viewer können dann in verschiedene Dateitypen gespeichert werden, möglich sind:

- Windows Bitmap (*.bmp)
- Joint Photographic Experts Group (*.jpg, *.jpeg)
- Portable Network Graphics (*.png)
- Standard for the Exchange of Product Model Data (*.stp, *.step)
- Parasolid Text File Format (*.x_t)
- Parasolid Binary File Format (*.x_b)

23.3.1 Zahngeometrie

Hier kann das einzelne Zahnrad in 3D im Parasolid-Viewer dargestellt werden.

Bei **System** wird das zusammengebaute System der Zahnräder in 3D dargestellt.

23.3.2 Modifikationen

Diese Grafik stellt alle definierten Modifikationen entlang der Breite und des Durchmessers dar. In den Einstellungen der Grafik kann zwischen den Flanken gewechselt werden.

23.3.3 Achslage

Darstellung der Achslage von Rad B bezüglich der Achse von Rad A. Diese Darstellung ist sehr hilfreich zur Kontrolle der Eingabe der Achsschränkung und Achsneigung.

23.4 Auswertung

23.4.1 Spezifisches Gleiten

Die Grafik zeigt das spezifische Gleiten (Verhältnis zwischen Gleit- und Tangentialgeschwindigkeit) der Zahnräder über den Drehwinkel. Für jedes Zahnrad können verschiedene Werte dargestellt werden: Räder ohne Flankenspiel, Räder mit dem oberen Achsabstandsabmass (für die untere Zahndickentoleranz) und Räder mit dem unteren Achsabstandsabmass (für die obere Zahndickentoleranz).

Die Grafik ist auch für Schraubräder verfügbar, wobei das spezifische Gleiten mit der Ersatzstirnradgeometrie berechnet wird.

Bei der Eingabe der Profilverschiebung (siehe Kapitel 15.1.8, Profilverschiebungsfaktor) erhalten Sie nach Klicken des Auslegen-Buttons einen Vorschlag für ausgeglichenes spezifisches Gleiten.

23.4.2 Kontakttemperatur

Die Kontakttemperatur ist die lokale Temperatur auf der Zahnflanke im Moment des Kontaktes. Sie wird grafisch über dem Zahneingriff dargestellt. Je nach den Werten der Kontakttemperatur und ihrer Lage auf der Flanke kann die Temperatur ggf. durch entsprechende Massnahmen (z. B. Profilmodifikation) verringert werden.

23.4.3 Blitztemperatur

Die Blitztemperatur ist der Anstieg der lokalen Temperatur auf der Zahnflanke im Moment des Kontaktes. Sie wird grafisch über dem Zahneingriff dargestellt. Je nach den Werten der Blitztemperatur und ihrer Lage auf der Flanke kann die Temperatur ggf. durch entsprechende Massnahmen (z. B. Profilmodifikation) verringert werden.

23.4.4 Randschicht Schubspannung

Die optimale Einhärtetiefe (für einsatz- oder nitriergehärtete Zahnräder) wird berechnet; dargestellt wird der Schubspannungsverlauf in der Tiefe, senkrecht zur Flankenoberfläche. Die Anzeige erfolgt direkt in HV-Werten, da bei Angabe von Einhärtetiefe und Härtemessungen immer mit HV- oder HRC-Werten gearbeitet wird. Falls in der Werkstoffdatenbank Werte eines gemessenen Härteverlaufs vorhanden sind, erfolgt eine Darstellung des Härteverlaufes mit Warnung bei ungenügenden Verhältnissen.

Die Vorschläge zur empfohlenen Einhärtetiefe werden in einem speziellen Protokoll angezeigt, welche nach unterschiedlichen Berechnungsmethoden und auch in Abhängigkeit vom gewählten Werkstoff und dem Warmbehandlungsverfahren.

Die verschiedenen Methoden sind:

- Für das Zahnradpaar erfolgt die Berechnung des Schubspannungsverlaufs in der Tiefe nach dem Hertzschen Gesetz. Die Schubspannung wird mit einem Sicherheitsfaktor multipliziert (Eingabe unter ‚Einstellungen', als Standard wird dieser 1.63 gesetzt). Die Tiefe der maximalen Schubspannung (hmax) wird bestimmt. Als Vorschlag für die Einhärtetiefe (EHT) wird der 2*hmax angegeben.
- Für jedes einzelne Zahnrad nach den Vorschlägen aus Niemann/Winter, Bd.II [7] (S.188)
- Für jedes einzelne Zahnrad nach den Vorschlägen aus der AGMA 2101-D04 [59] (p.32-34)
- Für jedes einzelne Zahnrad nach den Vorschlägen aus der ISO 6336 Teil 5 [21] (p.21-23) (um Pitting und um Ausbrechen der harten Randschicht zu vermeiden)

23.4.5 Vorschlag Einhärtetiefe

Vorschläge für Einhärtetiefen nach ISO 6336, Niemann, AGMA 2001 und Linke [26] werden für verschiedene Härteverfahren angezeigt.

23.4.6 Theoretische Eingriffssteifigkeit

Die grafische Darstellung bildet die Eingriffssteifigkeit in Abhängigkeit von Drehwinkel ab. Die Berechnung der Eingriffssteifigkeit erfolgt auf Grund der echten Zahnformen. Berücksichtigt wird die Zahnverformung, Radkörperverformung und die Abplattung durch die Hertzschen Pressung. Die Berechnung erfolgt nach Weber/Banaschek [23].

Für Schrägverzahnungen wird die Gesamtsteifigkeit mit dem Scheibenmodell (Aufteilung der Zahnbreite in 100 Scheiben und Addition der Steifigkeiten) berechnet, siehe auch [26], S.203. Die Drehwinkelschwankung wird gemäss [7] bestimmt. Die Drehwegschwankung in Umfangsrichtung Δs beträgt:

$\Delta s = \left(\frac{F_{bt}}{b}\right) \cdot \left(\frac{q}{c'}\right)$	(22.5)
$F_{bt} = \frac{F_t}{\cos(\alpha_t)}$	(22.6)

wobei (q/c') durch c_{gam} ersetzt wird.

► **Hinweis:**

Die theoretische Eingriffssteifigkeit kann sich deutlich von der Eingriffssteifigkeit der effektiven Verzahnung unter Last unterscheiden.

23.4.7 Wöhlerlinien

Die Grafik stellt die Wöhlerlinien für Zahnfuss und Flanke dar. Die Berechnung der Wöhlerlinien erfolgt mit der ausgewählten Rechenmethode für Zahnräder. Einzelne Wöhlerkurven werden durch einen entsprechenden Sicherheitsfaktor geteilt. Ausserdem werden in der gleichen Grafik auch die einzelnen Laststufen dargestellt.

Werden Zahnräder unter Berücksichtigung des Lastkollektivs berechnet, zeigt die Grafik auch die Kurve für die kumulative Schädigung (für Kunststoffe nicht verfügbar).

23.4.8 Sicherheitsverläufe

Die Grafik stellt den Verlauf der Sicherheitsfaktoren in Abhängigkeit der Lebensdauer dar. Die Sicherheitsfaktoren sind für Nennbetriebsbedingungen dargestellt (d.h. ohne Lastkollektiv).

23.4.9 Öl-Viskosität

Die Grafik zeigt die kinematische Viskosität für verschiedene Öltemperaturen.

23.4.10 Zuverlässigkeit

Die Grafik zeigt die Zuverlässigkeitskurven der Räder und der Konfiguration.

23.4.11 Klaffen

Die Grafik zeigt eine Lücke zwischen den Zahnflanken (in Richtung der Eingriffslinie) über die Breite der eingreifenden Räder.

23.4.12 Breitenlastverteilung

Die grafische Darstellung zeigt eine Linienlast über die Breite der eingreifenden Räder.

23.4.13 Flankenspiel mit effektiver Zahnform

Die grafische Darstellung enthält ein Verdrehflankenspiel (in °) über dem Verdrehwinkel. Die Darstellung zeigt die minimalen, mittleren und maximalen Verläufe des Flankenspiels. Für die Berechnung wird die tatsächliche Zahnform einschliesslich Flankenlinien- und Profilmodifikationen verwendet. Bei Schraubrädern deckt die Berechnung nur Schneckenräder mit Achskreuzungswinkel 90° ab.

23.4.14 Flankenbruch

Die Grafik zeigt die Werkstoffausnutzung, die Scherfestigkeit des Werkstoffs, die äquivalente Schubspannung und die Härtekurve für das ausgewählte Zahnrad.

23.4.15 Gleitgeschwindigkeit (Kronenrad)

Die Grafik zur Kronenrad-Gleitgeschwindigkeit zeigt die Gleitgeschwindigkeit für Kopf und Fuss des Kronenrads.

23.4.16 Berührlinie (Kronenrad)

Die Grafik "Berührlinie (Kronenrad)" stellt den Verlauf der Berührlinien am Ritzel und am Kronenrad dar.

23.4.17 Spannungsverlauf (Kronenrad)

Die Grafik zeigt den Spannungsverlauf (Zahnfuss und Flanke) über der Zahnbreite des Kronenrades. Die Berechnung teilt die Zahnbreite in einzelne Segmente auf, welche dann als Zahnstangen-Paarungen entweder nach ISO6336, DIN3990 oder AGMA2001 berechnet werden können. Für die Berechnung wird eine konstante Linienlast angenommen (damit ergibt sich für jedes Segment, auf Grund des unterschiedlichen Wälzkreises, ein leicht anderes Drehmoment).

Bei der Berechnung der Daten für die Abbildung der Berührlinie und des Spannungsverlaufs werden die wesentlichsten Daten in den einzelnen Schnitten berechnet und in zwei Tabellen geschrieben. Diese Daten befinden sich in Datei Z60-H1.TMP und Z60-H2.TMP.

23.4.18 Fressen und Gleitgeschwindigkeit (Kronenrad)

Die Grafik stellt die Sicherheit gegen Fressen bei Kronenräder dar. Wegen der sehr unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten und der sich ändernden Flankenpressung längs der Zahnflanke ist die Berechnung der Sicherheit gegen Fressen schwierig. Akahori [60] berichtet von massiven Problemen mit Fressen in Bereichen hoher Gleitgeschwindigkeit. Es ist daher naheliegend, Überlegungen zur Berechnung der Fress-Gefahr anzustellen. Eine vernünftige Möglichkeit kann, wie zuvor bei der Spannungs-Verteilung beschrieben, die Berechnung der Fress-Sicherheit in einzelnen Schnitten sein.

Die Grafik zeigt den Verlauf der Fress-Sicherheit nach Blitz- und nach Integraltemperatur- Kriterium längs der Zahnflanke. Um eine realistische Berechnung zu ermöglichen, müssen alle Schnitte mit der gleichen Massen-Temperatur berechnet werden. Bei der Ausarbeitung der Berechnung zeigte sich, dass die Sicherheit nach Integraltemperatur-Kriterium sprunghafte Veränderungen ergibt. Dies geschieht dann, wenn der Punkt E der Eingriffslinie nahe an den Wälzpunkt rückt. Die Umrechnung der Flanken-Temperatur im Punkt E auf die mittlere Flanken-Temperatur wird dann mit den Formeln der DIN 3990 ungenau. Aus diesem Grund wird bei Kronenrädern die Verwendung des Blitztemperatur-Kriteriums empfohlen.

23.5 Kontaktanalyse

► **Hinweise:**

Die üblichen Festigkeits- und Geschwindigkeitsberechnungen von Zahnrädern setzen meist eine evolventische Zahnform voraus. Mit Hilfe dieses Programmmodules können hingegen beliebige Verzahnungen wie z.B. Zykloidenverzahnungen genauso gut beurteilt werden wie evolventische Zahnformen.

Alle Grafiken können exportiert werden:

- 2D-Diagramme als:
  - BMP
  - JPG
  - PNG
  - DXF
  - IGES
  - TXT
- 2D-Kurven als:
  - TXT
- 3D-Diagramme als:
  - BMP

- JPG
- PNG
- DAT (Für die Kontaktanalyse gilt, dass eine Ausgabe der y-Achse nur bei Aktivierung der Option "Zeichne Daten über Eingriffslinie" in den modulspezifischen Einstellungen erfolgt)

23.5.1 Anregung

23.5.1.1 Zahneingriff

Darstellung des Eingriffs zweier Zahnräder mit Eingriffstrecke unter Last. Zudem wird der Verlauf des Wirkungsgrads, der normierten Drehzahl und dem normierten Drehmoment entlang des Eingriffs dargestellt.

23.5.1.2 Drehwegabweichung

Die Drehwegabweichung ergibt sich aus der Berechnung der Eingriffslinie unter Last. Dargestellt wird die Verschiebung des Kontaktpunktes (µ) des zweiten Rades auf der Eingriffsstrecke bzw. der Verdrehwinkel (°) des getriebenen Rades.
Für die Geräuschanregung spielt die Amplitude der Drehwegabweichung eine Rolle. Aber auch die Steigung sollte nicht vernachlässigt werden, da hohe Beschleunigungen hohe Zusatzlasten erzeugen.

23.5.1.3 Drehwegbeschleunigung

Die Drehwegbeschleunigung (zweite Ableitung in Bezug zur Zeit) ist als eine Grafik verfügbar.

23.5.1.4 Amplitude der Drehwegabweichung

Diese Grafik zeigt die Resultate der Spektralanalyse der Drehwegabweichung nach der Fourier Umwandlung.
In den modulspezifischen Einstellungen im Tab **Breitenlastfaktor/Kontaktanalyse** kann die Anzahl der Ordnungen im Amplitudenspektrum (Drehwegabweichung/Eingriffssteifigkeit) ausgewählt werden.

23.5.1.5 Drehzahlverlauf

Diese Grafik zeigt den Verlauf der Drehzahl.

23.5.1.6 Kraftanregung

Die Kraftanregung (nach FVA Bericht 487) ergibt sich aus der Verzahnungs-Steifigkeit und der mittleren Drehwegabweichung. Im Gegensatz zur Drehwegabweichung erlaubt die Kraftanregung

eine bessere Beurteilung unterschiedlicher Verzahnungsvarianten bezüglich der Geräuschanregung, da für die Geräuschentstehung nicht die Ausgleichsbewegungen (Drehwegabweichung) der Zahnräder, sondern die Verzahnungskräfte ausschlaggebend sind.

23.5.1.7 Amplitudenspektrum der Kraftanregung

Analog zur Grafik **Amplitudenspektrum der Drehwegabweichung** zeigt diese Grafik die Resultate der Spektralanalyse der Kraftanregung nach der Fourier Umwandlung.

23.5.1.8 Drehmomentverlauf

Das in der Hauptmaske vorgegebene Drehmoment wird während der Berechnung festgehalten. In der Grafik wird dann das Drehmoment für Rad 1 und das Drehmoment für Rad 2 geteilt durch die Übersetzung angezeigt. Die Schwankung des Drehmoments resultieren aus der Schwankung der Eingriffssteifigkeit. Der Versatz beider Momente bildet den Reibungsverlust. Der Verlust ist abhängig von der Reibkraft im Zahnkontakt.

Die Schwankungen des Eingangsmoments hängen von der eingestellten Genauigkeit ab und sind durch die Genauigkeit der Iteration verursacht.

23.5.1.9 Einzeleingriffssteifigkeit

In dieser Grafik werden die Einzelkomponenten der Zahneingriffssteifigkeit dargestellt. Dies sind die Biege- und Kippsteifigkeit der beiden Räder, sowie die hertz'sche Steifigkeit.
Da es sich um ein in Reihe geschaltetes Federsystem handelt, gilt:

$$\frac{1}{C_{Pair}} = \frac{1}{C_{Gear1}} + \frac{1}{C_{Gear2}} + \frac{1}{C_{H1,2}}$$

23.5.1.10 Steifigkeitsverlauf

Der Steifigkeitsverlauf stellt die Torsionssteifigkeit des Systems dar. Sie enthält eine Sekanten- und eine Torsionssteifigkeit. Bei Zahnrädern wird üblicherweise die Steifigkeit pro mm Zahnbreite angegeben. Um die Steifigkeit des Zahneingriffs zu erhalten muss der angegebene Wert mit der tragenden Zahnbreite multipliziert werden.

23.5.1.11 Amplitudenspektrum der Eingriffssteifigkeit

Diese Grafik zeigt die Resultate der Spektralanalyse der Eingriffssteifigkeit nach der Fourier Umwandlung.

In den modulspezifischen Einstellungen im Tab **Breitenlastfaktor/Kontaktanalyse** kann die Anzahl der Ordnungen im Amplitudenspektrum (Drehwegabweichung/Eingriffssteifigkeit) ausgewählt werden.

23.5.1.12 Kinematik

Anhand der effektiven Zahnform und der effektiven Eingriffslinie werden diverse kinematische Grössen berechnet und über der Eingriffsstrecke dargestellt:

- das spezifische Gleiten
- die Gleitfaktoren
- die normierte Gleitgeschwindigkeit

23.5.2 Wirkungsgrad

23.5.2.1 Gesamtverlustleistung

Die Verlustleistung des Zahneingriffs wird ausgegeben. Die Verlustleistung ist normalerweise am Beginn und Ende des Eingriffs am grössten, da hier die grössten Gleitgeschwindigkeiten auftreten. Mit Profilmodifikationen kann aber die Last in diesem Bereich gesenkt werden, so dass sich jeweils ein Maximum zwischen Beginn oder Ende des Eingriffs und dem Wälzpunkt befindet.

23.5.2.2 Spezifische Verlustleistung

Diese Grafik zeigt die spezifische Verlustleistung eines Zahnpaares entlang der Eingriffsstrecke. Die Verlustleistung wird für eine Breiteneinheit ausgegeben. Die Grafik kann als 2D oder 3D Darstellung angezeigt werden. In den Eigenschaften der 2D-Grafik ist der Schnitt für die Darstellung auswählbar.

23.5.2.3 Wirkungsgradverlauf

Diese Grafik zeigt den Verlauf des Verzahnungswirkungsgrads in %.

23.5.2.4 Spezifisches Gleiten

Das spezifische Gleiten kann neben dem Kurvenverlauf unter **Kinematics** auch über der Zahnhöhe dargestellt werden.

23.5.2.5 Wärmeentwicklung

Die Wärmeentwicklung verknüpft die Verlustleistung und das spezifische Gleiten. Wenn der Kontaktpunkt an einem Rad nur langsam wandert, ergibt sich einen grösseren Wärmeeintrag pro Länge als bei einem schnelleren Voranschreiten des Kontaktpunktes.

Eine hohe Wärmeentwicklung auf der Zahnflanke sollte auch mit der Fressneigung korrelieren. Sie lässt aber nicht direkt auf die Temperatur schliessen.

Die Grafik kann als 2D oder 3D Darstellung angezeigt werden. In den Eigenschaften der 2D-Grafik ist der Schnitt für die Darstellung auswählbar.

23.5.2.6 Wärmeentwicklung entlang der Zahnflanke

Die Wärmeentwicklung kann neben dem Kurvenverlauf unter **Wärmeentwicklung** auch über der Zahnhöhe dargestellt werden.

23.5.2.7 Kontakttemperatur

Die in der Grafik dargestellte effektive örtliche Temperatur jeden Punktes der Eingriffslinie bestimmt sich aus der Zahnradgrundtemperatur (Massentemperatur genannt) plus der örtlichen Zusatz-Erwärmung (Blitztemperatur genannt).

Die Berechnung der Blitztemperatur auf der Zahnflanke erfolgt mit den folgenden Daten in jedem Kontaktpunkt aus der Berechnung der Kontaktanalyse:

- Gleitgeschwindigkeit
- Geschwindigkeit in tangentialer Richtung an Ritzel und Rad
- Krümmungsradien der Zahnflanken
- Hertzsche Pressung

Als Reibungskoeffizient μ wird der für die Berechnung der Eingriffslinie eingegebene Wert verwendet. Die Massentemperatur wird nach ISO/TS 6336-22 berechnet.

Die Blitztemperatur erfolgt für:

- ISO nach ISO/TS 6336-22

$$\theta_{fl,Y} = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{\mu_m \cdot p_{dyn,Y} \cdot 10^6 \cdot |v_{g,Y}|}{\sqrt{B_{M1} \cdot w_{Y1}} + \sqrt{B_{M2} \cdot w_{Y2}}} \cdot \sqrt{8 \cdot \rho_{rel,Y} \cdot \frac{p_{H,Y}}{1000 \cdot E_r}}$$

- AGMA nach AGMA 925 mit Gleichung 84

Die Grafik kann als 2D oder 3D Darstellung angezeigt werden. In den Eigenschaften der 2D-Grafik ist der Schnitt für die Darstellung auswählbar.

23.5.2.8 Schmierfilm

Die Berechnung des Verlaufs der effektiven Schmierspaltdicke h über dem Zahneingriff ist in ISO/TS 6336-22 genau definiert. Je nach lokaler Gleitgeschwindigkeit, Belastung und Erwärmung verändert sich der Schmierspalt markant.

Die Grafik kann als 2D oder 3D Darstellung angezeigt werden. In den Eigenschaften der 2D-Grafik ist der Schnitt für die Darstellung auswählbar.

23.5.2.9 Spezifische Filmdicke

Die Berechnung des Verlaufs der effektiven spezifischen Schmierspaltdicke dem Zahneingriff ist in Vorschlag ISO/TS 6336-22 genau definiert. Je nach lokaler Gleitgeschwindigkeit, Belastung und Erwärmung verändert sich der Schmierspalt markant.

Zur Beurteilung der Gefahr von Micropitting ist die Stelle mit der kleinsten spezifischen Schmierspaltdicke entscheidend.

Die Grafik kann als 2D oder 3D Darstellung angezeigt werden. In den Eigenschaften der 2D-Grafik ist der Schnitt für die Darstellung auswählbar.

23.5.3 Kräfte und Spannungen

23.5.3.1 Kontaktlinien auf der Zahnflanke

In dieser Grafik kann die Kontaktlinie entlang der Zahnbreite untersucht werden. Alle Kontaktlinien während einer Eingriffsposition werden gleichzeitig auf einer Flanke dargestellt.

23.5.3.2 Tragbild auf der Zahnflanke

In dieser 2D-Grafik wird das Tragbild auf der Zahnflanke farblich dargestellt.

23.5.3.3 Lastverteilung am Wälzkreis

Diese Lastverteilung zeigt die Normalkraft entlang der Zahnbreite am Wälzkreis.

23.5.3.4 Normalkraftverlauf (Linienlast, Eingriffsstrecke)

Der Normalkraftverlauf stellt die Kraft pro Breite für einen Zahn des Stirnrades dar für Eingriff unter Last dar. Bei einer gut ausgelegten Profilmodifikation sollte die Normalkraft von Null an gleichmässig ansteigen. Ohne Profilmodifikation zeigt ein Einstieg der Kraft vor Kontaktpunkt A bzw. nach Kontaktpunkt E den Ein- und Austrittsstoss.

Die Grafik kann als 2D oder 3D Darstellung angezeigt werden. In den Eigenschaften der 2D-Grafik ist der Schnitt für die Darstellung auswählbar.

23.5.3.5 Normalkraftverteilung am Zahn (Linienlast, Eingriffsstrecke)

In dieser Grafik wird der Normalkraftverlauf über die Zahnflanke und Zahnbreite auf einem 3D-Rad dargestellt. Die Grenzen der Farbskalierung sind in den Eigenschaften der Grafik einstellbar.

23.5.3.6 Lagerkraftverlauf

Der Lagerkraftverlauf wird anhand der Lagerkonfiguration im Dialog **Breitenlastfaktor definieren** bestimmt. Hier fliessen sowohl die Lagerdistanz L als auch die Distanz s in die Berechnung mit ein. Als Lagerabstand wird die Eingabe für den Breitenlastfaktor verwendet. Das Ziel der Grafik ist nicht, die korrekten Lagerkräfte zu zeigen, sondern Schwankungen in den Kräften darzustellen.

Schwankungen in den Lagerkräften bewirken Schwingungen von Wellen und Änderungen in den Gehäusedeformationen.

23.5.3.7 Lagerkraftverlauf in %

Diese Grafik zeigt die Schwankungen des Lagerkraftverlaufs in %. Reibung und Profilmodifikationen führen zu leichten Schwankungen.

23.5.3.8 Richtung der Lagerkräfte

Diese Grafik zeigt die Lagerkraftrichtung in Grad. Hauptsächlich zeigt die Kraft in Richtung des Eingriffswinkels. Leichte Schwankungen können aber auf Grund von Steifigkeitsänderungen auftreten. Bei Profilmodifikationen ergeben sich auch Schwankungen, da im Bereich der Profilmodifikation der Eingriffswinkel ändert.

23.5.3.9 Spannungsverlauf (Hertz'sche Pressung)

Diese Grafik zeigt den Verlauf der Hertz'schen Pressung, welche sich aus den Krümmungen der jeweiligen Kontaktpunkte ergibt.

Die Grafik kann als 2D oder 3D Darstellung angezeigt werden. In den Eigenschaften der 2D-Grafik ist der Schnitt für die Darstellung auswählbar.

23.5.3.10 Zahnfussspannung

Diese Grafik zeigt zwei Verläufe. Die Zahnfussspannung nach grafischer Methode und die Zahnfussspannung an der 30° Tangente.

Die Grafik kann als 2D oder 3D Darstellung angezeigt werden. In den Eigenschaften der 2D-Grafik ist der Schnitt für die Darstellung auswählbar.

23.5.3.11 Zahnfussspannung über Zahnbreite

Folgende Zahnfussspannungen lassen sich über die Zahnbreite darstellen:

- Zahnfussspannung (grafische Methode)
- Zahnfussspannung (an 30° Tangente)
- Zahnfussspannung (grafische Methode), Analysebereich
- Zahnfussspannung (am 30° Tangente), Analysebereich

23.5.3.12 Biegespannung im Fussbereich

Für die maximal auftretende Zahnfussspannung während des Eingriffs stellt diese Grafik den Verlauf dieser Biegespannung im Fussbereich dar.

Die Grafik kann als 2D oder 3D Darstellung angezeigt werden. In den Eigenschaften der 2D-Grafik ist der Schnitt für die Darstellung auswählbar.

23.5.3.13 Spannungsverteilung am Zahn

Diese Grafik zeigt den Verlauf der Hertz'schen Pressung über die Zahnflanke und Zahnbreite auf einem 3D-Rad. Die Grenzen der Farbskalierung sind in den Eigenschaften der Grafik einstellbar.

23.5.4 Kontaktanalyse System

23.5.4.1 Lastverteilung der Planeten

Bedingt durch Verformungen des Systems wird das Drehmoment nicht gleichmässig auf alle Planeten verteilt. Diese Grafik zeigt die Lastverteilung auf die einzelnen Planeten.

23.5.4.2 Position der Sonne

Falls in der Kontaktanalyse unter **Achslage** für die Sonne die Option **Fliegend gelagert** aktiv ist, zeigt die Grafik die Lage des Mittelpunkts der Sonne bei gewählter Position des ersten Planeten während dem Abwälzen über eine Teilung.

23.5.4.3 Sicherheit gegen Fressen

Die Berechnung erfolgt nach ISO/TS 6336-20/21. Für die Berechnung wird die ermittelte Kontakttemperatur aus der Kontaktanalyse verwendet.

23.5.4.4 Sicherheit gegen Micropitting

Rechenmethode

Die Berechnung erfolgt nach ISO/TS 6336-22, Methode A. Sämtliche dazu benötigten Daten werden aus der Kontaktanalyse übernommen.

Schmierspaltdicke h und spezifische Schmierfilmdicke λ_{GFP}

Die Berechnung des Verlaufs der effektiven Schmierspaltdicke h sowie der effektiven spezifischen Schmierspaltdicke λ_{GF} über dem Zahneingriff ist im Vorschlag ISO/TS 6336-22 genau definiert. Je nach lokaler Gleitgeschwindigkeit, Belastung und Erwärmung verändert sich der Schmierspalt markant. Zur Beurteilung der Gefahr von Micropitting ist die Stelle mit der kleinsten spezifischen Schmierspaltdicke entscheidend.

Zulässige spezifische Schmierfilmdicke λ_{GFP}

Zur Beurteilung der Gefahr des Auftretens von Graufleckigkeit ist es wichtig zu wissen, wie gross die erforderlich kleinste spezifische Schmierspaltdicke λ_{GFmin} sein sollte. Die Rechenregel besagt, dass gelten muss

$\lambda_{GFmin} >= \lambda_{GFP}$ um Graufleckigkeit zu vermeiden, beziehungsweise dass die Sicherheit gegen Graufleckigkeit $SI = \lambda_{GFminP} / \lambda_{GFP}$ ist.

Ist die Laststufe Micropitting des Schmierstoffs bekannt, wird gemäss ISO/TS 6336-22 die zulässige spezifische Schmierfilmdicke aus Prüfstanddaten berechnet.

Anhaltswerte zu λ_{GFP} lassen sich andernfalls auch aus der Literatur ableiten.

In [61] findet sich ein Diagramm, in welchem für Mineralöle in Abhängigkeit der Schmieröl-Viskosität und der Grauflecken-Schadenskraftstufe SKS die zulässige spezifische Schmierspaltdicke λ_{GFP} dargestellt ist.

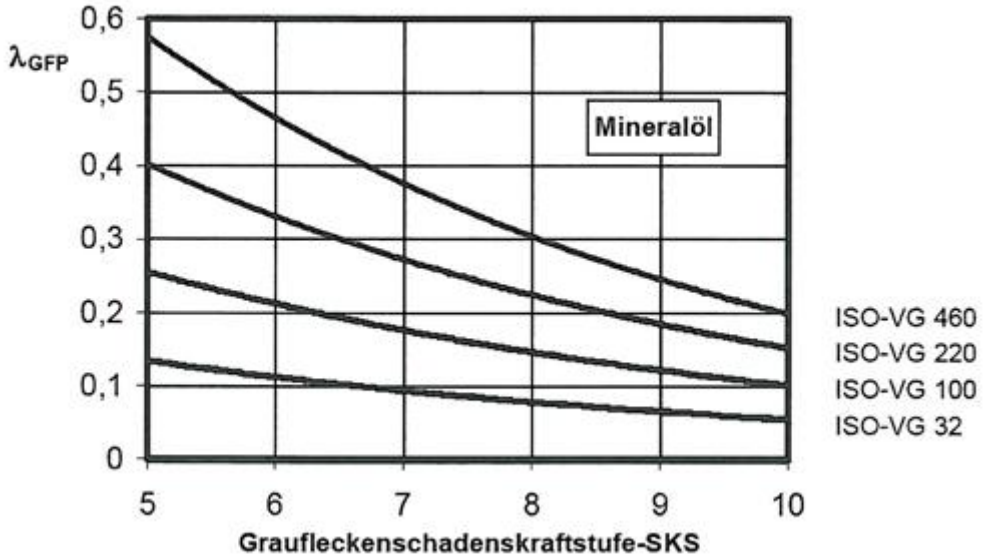


Abbildung 23.6: Mindest erforderliche spezifische Schmierfilmdicke λGFP

Die Schadenskraftstufe SKS, ermittelt nach FVA-Informationsblatt [62], wird heute bereits von verschiedenen Schmierstoffherstellern in den Datenblättern ausgewiesen. Das Diagramm gilt für Mineralöle; synthetische Öle ergeben bei gleicher Viskosität und Schadenskraftstufe niedrigere zulässige spezifische Schmierspaltdicke λ_{GFP} [61]. Deren Wirkung ist aber noch nicht genügend systematisch erforscht, so dass keine quantifizierbare Werte vorliegen.

Im Weiteren ist zu beachten, dass die angegebenen Werte λ_{GFP} für einsatzgehärtete Werkstoffe gelten. Gemäss ISO/TS 6336-22 gilt für andere Werkstoffe, dass die zulässige spezifische Schmierspaltdicke λ_{GFP} mit folgendem Faktor Ww multipliziert werden kann.

	Ww
Einsatzstahl, Austenitgehalt <= 25%	1.00
Einsatzstahl, Austenitgehalt > 25%	0.95
Gasnitriert (HV > 850)	1.50
Induktions- oder flammgehärtet	0.65
Vergütungsstahl	0.50

Tabelle 23.2: Materialfaktor

Interessant ist, dass zumindest gemäss obiger Tabelle, bei gleichem Schmierspalt nitrierte Werkstoffe anfälliger auf Graufleckigkeit sind als einsatzgehärtete Werkstoffe. Hingegen sind vergütete, nicht oberflächengehärtete Werkstoffe deutlich günstiger.

Zu beachten ist, dass die hier zusammengestellten Angaben mit Vorsicht anzuwenden sind, da Erkenntnisse über Graufleckigkeit noch unvollständig sind und sich in der Literatur auch teilweise widersprüchliche Angaben finden.

Sicherheit gegen Micropitting

Falls beim Schmierstoff die Laststufe gegen Micropitting nach FVA C-GF/8.3/90[62] gegeben ist, wird die mindest erforderliche Schmierfilmdicke λ_{GFP} berechnet. Damit kann die Sicherheit gegen Micropitting $S\lambda = \lambda_{GFmin} / \lambda_{GFP}$ bestimmt werden.

Die Grafik kann als 2D oder 3D Darstellung angezeigt werden. In den Eigenschaften der 2D-Grafik ist der Schnitt für die Darstellung auswählbar.

23.5.4.5 Sicherheit gegen Micropitting am Zahn

Diese Grafik zeigt den Verlauf der Sicherheit gegen Micropitting über die Zahnflanke und Zahnbreite auf einem 3D-Rad. Die Grenzen der Farbskalierung sind in den Eigenschaften der Grafik einstellbar.

Die Grafik kann als 2D oder 3D Darstellung angezeigt werden. In den Eigenschaften der 2D-Grafik ist der Schnitt für die Darstellung auswählbar.

23.5.4.6 Verschleiss entlang der Zahnflanke

Um den lokalen Verschleiss auf der Zahnflanke berechnen zu können, muss der Verschleissfaktor k_w des Werkstoffs bestimmt werden. Dieser Faktor kann auf Zahnrad-Prüfständen gemessen werden oder durch ein einfacheres Prüfverfahren (z.B. Stift-Scheibe-Prüfstand) approximativ ermittelt werden. Wie genau der durch eine vereinfachte Messung ermittelte Koeffizient k_w auf Zahnräder angewandt werden kann, wird zurzeit noch untersucht. Für genaue Voraussagen ist es sogar notwendig, den Koeffizient k_w für die Werkstoffpaarung zu ermitteln. POM gegen POM ergibt nicht das gleiche Verhalten wie POM gegen Stahl beispielsweise.

Kunststoffe

Der Verschleissfaktor k_w kann in Abhängigkeit der Temperatur bei Kunststoffen in die Kunststoffdaten-Datei (z.B. Z014-100.DAT für POM) eingetragen werden. Die Angabe erfolgt in 10^6 mm^3/Nm.

Als Beispiel:

```
-- Data for wear (PROVISORY! From Dissertation R.Feulner, 2008) Dependency from Temperature unknown
-- in 10^-6 mm3/Nm
:TABLE FUNCTION KwearDry
      INPUT X ZahnTempFlanke TREAT LINEAR
DATA
    -20     23     40     90    120
   1.03   1.03   1.03   1.03   1.03
END
```

Stahl

Aus Untersuchungen von Plewe kann ein grober Vorschlag für Verschleisskoeffizienten für Werkstoffe aus Stahl bestimmt werden, siehe Berechnung des Verschleisskoeffizienten für Stahl (siehe Kapitel 15.1.12.2, Berechnung des Verschleisskoeffizienten kw für Stahl)

Berechnung

Der Verschleiss berechnet sich nach der folgenden Basisgleichung:

$$\delta_w = K_w \cdot P \cdot V \cdot T$$

(δw [mm], k_w [mm3/Nm], P: Pressung [N/mm2], V:Geschwindigkeit [m/s], T:Zeit [s])

Umgeformt auf Zahnradverhältnisse ergibt sich der lokale Verschleiss zu:

$$\delta_{w_i} = NL \cdot k_w \cdot w \cdot \zeta_{_i}$$

(i = 1,2)

(δw_i [mm], k_w [mm3/Nm], NL: Lastwechselzahl, w: Linienlast [N/mm], ζ_i: Spezifisches Gleiten)

Diese Gleichung entspricht auch der Angabe in [63], Gleichung 6.1.

Die Berechnung des Verschleisses auf der Zahnflanke erfolgt mit den folgenden Daten in jedem Kontaktpunkt aus der Berechnung der Eingriffslinie:

- Spezifisches Gleiten
- Linienlast

Für POM gegen Stahl (bei 23°C) wird in [63] ein k_w von 1.03 * 10-6 mm3/Nm angegeben, für PBT gegen Stahl ein k_w von 3.7*10-6 mm3/Nm.

Bei der Interpretation der Resultate ist zu beachten, dass sich durch den zunehmenden Verschleiss der Zahnflanke die lokalen Verhältnisse (Linienlast, Gleitgeschwindigkeit) etwas verändern und sich dadurch die Verschleisszunahme verändert.

23.5.4.7 Verschleissfortschritt entlang der Zahnflanke

Bei Durchführung der iterativen Verschleissberechnung zeigt diese Grafik die verschlissene Flanke für jeden Iterationsschritt.

23.5.4.8 Sicherheit gegen Flankenbruch

Die Berechnung erfolgt nach ISO/TS 6336-4, Methode A. Für die Berechnung wird die ermittelte Hertz’sche Pressung aus der Kontaktanalyse verwendet.

23.6 Zahnradpumpe

Diverse Diagramme dokumentieren detailliert die Verläufe der charakteristischen Grössen in einer Zahnradpumpe beim Abwälzen. Ausführliche Informationen zur Berechnung der Zahnradpumpe (siehe Kapitel 15.13, Zahnradpumpe).

23.7 3D FEM

23.7.1 Maximale Fussspannung

Folgende Zahnfussspannungen lassen sich über die Zahnbreite darstellen:

- Fussspannung am 30/60° Tangentenpunkt (maximale Hauptspannung)
- Fussspannung am 30/60° Tangententpunkt (Von Mises Vergleichsspannung)

- Maximale Fussspannung (maximale Hauptspannung)
- Maximale Fussspannung (Von Mises Vergleichsspannung)

23.7.2 Lastverteilung

Diese Grafik zeigt die Lastverteilung über der Breite. Zudem wird die Höhe des Kraftangriffs dargestellt. Dabei entspricht der Wert 0 dem Fusskreisdurchmesser und der Wert 1 dem Kopfkreisdurchmesser.

23.8 3D-Export

Über den Menüpunkt **Grafik > 3D-Export** können Sie die Geometrie der entworfenen Räder in das voreingestellte CAD-System exportieren. Im nächsten Abschnitt (siehe Kapitel 23.9, Einstellungen) finden Sie nähere Informationen zur Wahl Ihres CAD-Systems bzw. dessen Schnittstelle.

► **Hinweis:**

Vergewissern Sie sich bevor Sie das erste Mal diese Funktion aufrufen, dass das voreingestellte CAD-System passt. Falls ein nicht vorhandenes CAD-Programm eingestellt ist, kann der Aufruf ein Problem ergeben.

23.9 Einstellungen

Über den Menüpunkt **Grafik > Einstellungen** kann der Anwender die Grafiken konfigurieren und Einstellungen zur Videoaufnahme vornehmen.

2D-Grafiken

Option: Kurven auf Achsenbereich kürzen

Ohne diese Einstellung wird der gesamte Kurvenverlauf dargestellt, auch wenn dieser den aktuellen Achsenbereich überschreitet.

3D-Grafiken

Optionen: Hintergrund, CAD-System (zur Auswahl stehen die Schnittstellen, für die Lizenzen erworben wurden) und Projektion.

Videoaufnahmen

Video Codec:

- H.264 - ist ein weitverbreitetes Format und sollte fast überall unterstützt werden.
- H.265 - hat bessere Optimierungen und unterstützt bis zu 8k (UHD 8192×4320) Auflösung. Es kann aber zu Kompatibilitätsproblemen kommen.

Modus:

- Constant Bit Rate (CBR) - die Konstante Bit Rate wird nicht dynamisch angepasst. Es kann bei viel Bewegung im Bild zu Qualitätsverlusten kommen.

- Unconstrained Bit Rate - die Qualität des Videos hängt von der durchschnittlichen minimalen Bit Rate ab. Bildsequenzen mit vielen Bewegungen werden entsprechend mit höherer Bit Rate aufgenommen.
- Constrained Bit Rate - die Qualität des Videos wird durch die durchschnittliche Bit Rate und die maximale Bit Rate bestimmt. Die durchschnittliche Bit Rate des gesamten Videos darf nicht unter eingegebenen Wert fallen. Es kann aber sein, dass eine Sequenz die Maximale Bit Rate ausgereizt. Dafür muss der Encoder andere Sequenzen unterhalb der Durchschnittsrate enkodieren.
- Constant Rate Factor (CRF) - wenn dieser gesetzt ist, wird der die konstante Bit Rate aufgrund der Eingabe **Constant Rate Factor** gesetzt.

Bildrate: Gibt die Anzahl von Bildern pro Sekunde an.

Fixierte Breite: Bei Angabe der fixen Breite wird das Video in entsprechender Breite (in Pixel) aufgezeichnet. Ohne Angabe wird es mit der aktuellen Grösse erzeugt.

Fixierte Höhe: Bei Angabe der fixen Höhe wird das Video in entsprechender Höhe (in Pixel) aufgezeichnet. Ohne Angabe wird es mit der aktuellen Grösse erzeugt.

Constant Rate Factor: Ein Wert zwischen 0-100 definiert die Bandbreite und Grösse der Datei. Standardwert ist 24.

Durchschnittliche Bit Rate: Ungefähre durchschnittliche Datenrate in bits pro Sekunde.

Maximale Bit Rate: Maximale Datenrate in bits pro Sekunde.

24 Antworten auf häufige Fragen

24.1 Antworten zur Geometrieberechnung

24.1.1 Feinwerktechnik

Zahnräder der Feinwerktechnik können optimal mit KISSsoft berechnet werden.

Das Bezugsprofil und die Geometrie werden nach DIN 54800 etc. berechnet. Die Festigkeitsberechnung erfolgt nach ISO 6336, DIN 3990, VDI 2545 oder VDI 2736, da für Feinwerkräder keine spezielle Festigkeitsberechnung existiert. Zur Interpretation der Resultate ist deshalb das Thema Festlegen der Sollsicherheiten bei der Zahnradberechnung (siehe Kapitel 24.2.4, Sollsicherheiten für Stirnradgetriebe) wichtig.

Wenn Zahnräder mit überschneidenden Werkzeugen hergestellt werden, kann der Kopfkreis zur Messung der Zahndicke verwendet werden. Dazu ist wichtig, dass die Kopfhöhe im Bezugsprofil exakt entsprechend dem Werkzeug eingegeben wird, da daraus der Kopfkreis berechnet wird. Bei der Berechnung des hergestellten Kopfkreises wird die Kopfhöhenänderung $k*m_n$ nicht berücksichtigt. Die folgende Formel wird verwendet:

$$d_{aeff} = d + 2 \cdot m_n \cdot x_{eff} + 2 \cdot m_n \cdot h_{aP} \quad (23.1)$$

24.1.2 Hochverzahnungen oder Stirnräder mit hoher Profilüberdeckung

Für bestimmte Anwendungen (z. B. für geräuscharme, geradverzahnte Zahnräder) ist der Einsatz von Hochverzahnungen sinnvoll.

Hochverzahnte Zahnräder können mit KISSsoft problemlos berechnet werden. Für die Geometrieberechnung muss bei der Wahl des Bezugsprofils ein entsprechend hohes Profil gewählt werden:

Normale Profilhöhe: z. B. m_n * (1.25 + 1.0)
Für Hochverzahnung: z. B. m_n * (1.45 + 1.25)

Zu beachten ist, dass bei solchen Zahnrädern viel eher Fehler wie Unterschnitt oder spitzer Zahn angezeigt werden. Um überhaupt eine funktionstüchtige Zahnradpaarung zu erhalten, muss erfahrungsgemäss die Zähnezahl des Ritzels 20 oder noch grösser sein. Die Festigkeitsberechnung mit KISSsoft ist ebenfalls problemlos; gemäss den Bemerkungen in DIN 3990, Teil 3, liegt die Berechnung bei Profilüberdeckungen über 2.0 auf der sicheren Seite.

Um optimal hochverzahnte Zahnradpaare auslegen zu können, ist die Geometrie-Varianten-Berechnung (Module Z04 und Z04a) sehr gut geeignet!

Siehe auch die Kapitel 14.16.

24.1.3 Paarung Aussenrad mit Innenzahnrad mit kleiner Zähnezahldifferenz

Bei der Paarung eines Ritzels (z. B. mit 39 Zähnen) mit einem Hohlrad (z. B. mit 40 Zähnen) mit kleinem Zähnezahlunterschied kann im Eingriff ein so genanntes Überschneiden ausserhalb des Zahneingriffs auftreten. Dieser Effekt wird kontrolliert und durch eine Fehlermeldung abgefangen.

Um eine funktionierende Paarung solcher Art auslegen zu können, muss folgende Strategie gewählt werden:

- Bezugsprofil: Kurzverzahnung
- Eingriffswinkel: je grösser desto besser
- Summe der Profilverschiebung: negativ wählen
- Profilverschiebungsfakor des Ritzels: ca. 0.4 ...0.7

24.1.4 Unterschnitt oder ungenügender Bereich der Nutzevolvente

Ein ungenügender Bereich der Nutzevolvente liegt dann vor, wenn der Kopf des Gegenrades am betroffenen Rad so tief im Fussbereich eingreift, dass er in einer Zone berührt, wo die Evolvente bereits in die Fussrundung übergegangen ist. An solchen Stellen tritt ein erhöhter Verschleiss auf. Es gibt Zahnradberechnungsprogramme, die diesen Effekt nicht kontrollieren, was jedoch immer wieder zu Problemen führt.

Zur genauen Kontrolle des Unterschnittes und der Nutzevolvente sollten Sie mit der Option Formkreise aus Zahnform berechnen (siehe Kapitel 15.23.3.1, Formkreise aus Zahnform berechnen) arbeiten. Dabei wird bei jedem Berechnungsgang die Zahnform berechnet, falls vorhanden der Unterschnitt bestimmt und in die Berechnung übertragen.
In der Zahnformberechnung wird das Herstellverfahren exakt berücksichtigt, die Geometrieberechnung nach DIN 3960 verwendet hingegen vereinfachende Annahmen.

24.1.5 Zahndicke am Kopf

Die Zahndicke am Kopfkreis wird für den spielfreien Zustand berechnet. Zusätzlich wird der Grösst- und Kleinstwert unter Berücksichtigung aller Toleranzen bestimmt.

Bei der Kontrolle der Zahngeometrie gilt als Regel, dass die Zahndicke am Kopf mindestens 0.2 * Modul sein muss (nach DIN 3960). Wenn diese Grenze unterschritten wird, bringt KISSsoft eine entsprechende Warnung. Über **Berechnung > Einstellungen > Allgemein** kann dieser Faktor bei Bedarf verändert werden.

24.1.6 Sonderverzahnung

Als Sonderverzahnungen werden Verzahnungen mit nicht-evolventischen Flanken bezeichnet. Das Bezugsprofil (bzw. der Normalschnitt durch das Abwälz- oder Hobelwerkzeug) von Sonderverzahnungen ist keine Gerade (wie dies für evolventische Verzahnungen Bedingung ist). Die Herstellung erfolgt aber nach wie vor im Abwälzverfahren. Innerhalb der Zahnformberechnung können Sonderverzahnungen ab CAD eingelesen oder direkt definiert werden (Zykloiden,

Kreisbogenverzahnung). Das dazu passende Gegenrad kann daraus über die Option **Abwälzen im Gegenrad** im Tab **Zahnform** generiert werden.

Über die Simulation des Abwälzverfahrens kann damit bei Sonderverzahnungen zuerst die Zahnform und daraus die Geometrie bestimmt werden. Für Festigkeitsberechnungen liegen keine Normen oder Literatur vor. Für solche Zahnformen kann analog die Berechnung von dem Stirnradverfahren abgeleitet werden. (siehe Kapitel 23.5, Kontaktanalyse)

24.1.7 Berechnung von Stirnrädern, welche mit Werkzeugen nach DIN 3972 hergestellt werden

Profil I und II sind Profile für die Fertigbearbeitung. Diese Werkzeuge sind in der Auswahlliste (Bezugsprofile) vorhanden und können dort angewählt werden.

Profil III und IV gehören zu Werkzeugen für die Vorbearbeitung. Für die Berechnung der Festigkeit eines Zahnrads sollte jedoch immer die Fertigkontur verwendet werden. Diese Profile sollten deshalb nur als Vorbearbeitungswerkzeug verwendet werden.

Die Bezugsprofile sind abhängig vom Modul gemäss folgenden Formeln

Profil III	h_{fP} = 1.25 + 0.25 m_n-2/3	h_{aP} = 1.0	ϱ_{fP} = 0.2
Profil IV	h_{fP} = 1.25 + 0.60 m_n-2/3	h_{aP} = 1.0	ϱ_{fP} = 0.2

Wenn im Tab **Bezugsprofil** die Werkzeugauswahl auf Werkzeug: **Abwälzfäser** gestellt ist, kann bei Datenquelle die Profile III und IV nach DIN 3972 ausgewählt werden. Beachten Sie, dass die Auswahl der Fräser vom Modul und Eingriffswinkel abhängt. Wenn der Modul oder der Eingriffswinkel geändert wird, muss der Fräser neu ausgewählt werden.

Die entsprechenden Abmasse für die Vorbearbeitung sollten gemäss Norm wie folgt gewählt werden:

Profil III	Abmass = +0.5 m_n1/3 tan(α_n)
Profil IV	Abmass = +1.2 m_n1/3 tan(α_n)

In der Liste dem Feld Schleifzugabe, wenn Vorbearbeitung ausgewählt ist (in Tab Bezugsprofil), kann die entsprechende Schleifzugabe für Profil III oder IV eingestellt werden.

Über den Plus-Knopf bei der Zugabe der Fertigbearbeitung q kann ein Toleranzintervall qTol (=qmax-qmin) eingegeben werden. Die Schleifzugabe für die Vorbearbeitung ist dann im Bereich qmin ... qmax, wobei gilt qmin = q - qTol/2; qmax = q + qTol/2.

Die Kontrollmasse (Zahnweite etc.) für die Vorbearbeitung werden dann mit folgenden Abmassen berechnet:

Grösstmasse mit As.e + qmin*2 / cos(α_n)

Kleinstmasse mit As.i + qmax*2 / cos(α_n)

Hinweis:

Falls kundenspezifische Toleranzen automatisch verarbeitet werden sollten, können diese in einer Datei mit Namen 'GrindingTolerance.DAT' definiert werden. In dem Verzeichnis \dat gibt es dazu ein Beispiel mit Namen 'GrindingToleranceExemple.DAT'. Wenn diese Datei umbenannt wird auf 'GrindingTolerance.DAT' werden die Toleranzeingaben daraus verwendet.

24.1.8 Wälzabweichungen nach DIN 58405

Für Verzahnungen der Feinwerktechnik gibt DIN 58405 Zahnweitenabmasse und zulässige Wälzfehler an. Das Bezugsprofil nach DIN 58400 setzt dabei einen Eingriffswinkel von α_n=20° voraus. Bei einem von 20° abweichenden Betriebseingriffswinkel geben DIN 58405 Blatt 3 Abschnitt 1.2.10 und 1.2.11 an, dass der zulässige Wälzfehler und die zulässige Wälzabweichung mit einem Faktor L = tan(20°)/tan(abs) zu multiplizieren ist. Dies wird gemacht, da die Zahnweitenabmasse genormt sind, und sich bei Verkleinerung des Eingriffswinkels eine grössere Achsabstandsabweichung ergibt. Der Faktor L wird in KISSsoft bei den Toleranzen nach DIN 58405 berücksichtigt, da er in der Norm gegeben ist.

Bei den Toleranzen nach ISO 1328 und DIN 3961 wird der Faktor dagegen nicht berücksichtigt, da er in der Norm nicht vorgesehen ist.

24.1.9 Automatische Veränderung von Bezugsprofilen

Bei mehreren Berechnungen wurde ein Problem festgestellt. Im Tab **Bezugsprofile** verändern sich die Faktoren für die Werkzeugkopf- und Fusshöhen automatisch, wenn der Achsabstand verändert wird. Warum?

Dies liegt daran, dass in den **Modulspezifischen Einstellungen** im Tab **Allgemein** die Haken in der Checkbox **Kopfkreis bzw. Fusskreis bei Änderung der Profilverschiebung beibehalten** aktiviert ist.

Wenn man den Achsabstand verändert, wird damit der Profilverschiebungsfaktor bzw. die Faktoren im Bezugsprofil geändert.

24.1.10 Nicht identische (spiegelsymmetrische) Zahnflanken

Liegt ein Fehler im Export der Zahnkontur vor, wenn die Zahnflanken (links, rechts) nicht identisch sind?

In der Berechnung bzw. bei der Auslegung sind die Zahnflanken identisch.

Durch die bereitgestellten Exportfunktionen wird nicht nur die Evolvente exportiert, sondern die gesamte Zahnform. Diese ist eine approximierte (angenäherte) Kurve.

Mit der Exportgenauigkeit (zulässigen Abweichung ε) bestimmt man, wie genau man sich an die berechnete Zahnform annähern möchte.

In jedem Falle liegt für den halben oder den ganzen Zahn eine approximierte Kurve in der angegebenen Genauigkeit vor. Eine Spiegelsymmetrie ist nur im Rahmen der Approximationsgenauigkeit möglich.

Je kleiner die gewählte Abweichung, desto genauer die Kurve.

24.1.11 Innenverzahnung – Unterschiede im Bezugsprofil bei Anwahl unterschiedlicher Konfigurationen

Mittels KISSsoft wurde ein Zahnradpaar mit einer Innenverzahnung berechnet. Dieses Hohlrad soll dabei mit einem Stossrad gefertigt werden. Das Werkzeug wird kundenspezifisch hergestellt und ist abhängig von der jeweiligen Zahnform. Diese muss die Bezugsprofilgeometrie des Hohlrades widerspiegeln. Wie kann diese Stossradgeometrie ermittelt werden?

Das Bezugsprofil eines Zahnrades ist das korrespondierende Zahnstangenprofil. Ein gebräuchlicher Abwälzfräser für ein Aussenzahnrad hat diese Zahnstangengeometrie. Somit ist die Definition des Abwälzfräserprofils einfach. Das Zahnradprofil ist umzukehren, um das Abwälzfräserprofil zu erhalten (die Zahnfusshöhe des Zahnradbezugsprofils wird die Zahnkopfhöhe des Abwälzfräser und so weiter).

Ist das Herstellwerkzeug ein Stossrad, ändert sich die Situation, bedingt durch die beschränkte Zähnezahl des Stossrades. Grundsätzlich kann man so beginnen, dass das inverse Zahnradbezugsprofil dem des Stossradrades entspricht. Danach ist aber die Zahnkopfhöhe des Stossrades so zu verändern, dass man den erforderlichen Fusskreisdurchmesser am Hohlrad erhält.

Zuerst muss die Zähnezahl des Stossrades festgelegt werden. In Abhängigkeit vom Typ der Werkzeugmaschine, die zur Zahnradherstellung verwendet wird, ist der Bezugsdurchmesser des Stossrades mehr oder weniger vorgegeben. Dieser Bezugsdurchmesser muss grösser sein, als der Durchmesser an der Hauptwelle der Werkzeugmaschine in dem das Stossradwerkzeug aufgenommen wird. Wenn aber dieser Durchmesser im Vergleich zur Stossradgrösse zu gross ist, wird der Schaftdurchmesser zu dünn. Dann erfolgen starke Vibrationen während des Fertigungsprozesses und eine schlechte Verzahnungsqualität resultiert. Der Bezugsdurchmesser wird durch den Modul geteilt, um die Stossradzähnezahl zu erhalten.

Wenn man die Stossradgeometrie mit KISSsoft entwerfen möchte, muss man die Stossradzähnezahl eingeben. Für den Profilverschiebungsfaktor des Stossrades kann man als erstes 0.0 annehmen. Die Profilverschiebung eines Stossrades verändert sich während des Einsatzes. Jedes Mal, wenn das Stossrad nachgeschärft wird, wird die Profilverschiebung etwas abnehmen. Ein neues Stossrad hat normalerweise ein positive Profilverschiebung (zum Beispiel +0.2). Ein abgenutztes Werkzeug hat eine negative Profilverschiebung.

Bei der Eingabe der Daten für ein Stossrad ist eine sorgfältige Kontrolle notwendig. Wird der erforderliche Fussformdurchmesser d_{Ff} erreicht? Wenn nicht, muss man den Kopfradius am Stossrad vermindern. Wenn das nicht hilft, muss man die Kopfhöhe des Werkzeug-Bezugsprofils vergrössern. Das verändert aber auch den Fusskreisdurchmesser.

Dasselbe Problem kann auch für den Kopfformkreisdurchmesser d_{Fa} bestehen. Häufig besteht nicht die Möglichkeit, den gesamten evolventischen Teil bis zum Zahnkopf zu erzeugen. Dazu muss man entweder die Zähnezahl des Stossradwerkzeugs erhöhen oder den Kopfkreisdurchmesser des Zahnrades reduzieren.

Wenn man ein Zahnrad entwickelt, das von einem Stossrad erzeugt wird, ist es immer sehr wichtig den Produktionsprozess frühzeitig beim Entwicklungsprozess zu überprüfen, weil nicht jede beliebige Zahnradgeometrie mit diesem Fertigungsverfahren erzeugt werden kann.

24.1.12 Auswirkung von Profilmodifikationen

Oft geführte Diskussionen gibt es zum Thema von Profilmodifikationen. Wo sollten diese Modifikationen beginnen und mit welchem Betrag sollten diese Modifikationen ausgeführt werden?

Eine Art von Profilmodifikation stellt die lineare Kopfrücknahme dar. Diese hat folgende Eigenschaften: Von einem bestimmten Anfangspunkt aus erfolgt ein stetig zunehmender Materialabtrag des evolventischen Verzahnungsanteils bis zum Kopfkreisdurchmesser.

In diesem modifizierten Bereich findet im lastfreien Fall kein Kontakt der Zahnflanken statt. Nur unter entsprechender Belastung ist Kontakt vorhanden. Bei der Berechnung der Eingriffslänge zur Ermittlung der Profilüberdeckung ε_a wird dieser Bereich voll mit berücksichtigt. Sollte das nicht anders sein?

Mit Profilmodifikationen "löscht" man die reale Evolvente, warum ist das eine gute Idee?

Das ist eine wichtige Frage, die es zu beantworten gilt, wenn man Profilmodifikationen entwirft. Die Grösse des Materialabtrags (Kopfrücknahme C_a = Verminderung der Zahndicke am Kopf durch die Profilmodifikation) muss entsprechend der Zahnbiegung ausgeführt sein.

Wäre der Zahn unendlich steif und man würde mögliche Effekte für die Kompensation von Produktionsfehlern vernachlässigen, würde eine Profilmodifikation die Profilüberdeckung vermindern. Das ist für ein Zahnrad mit niedriger Last grundsätzlich richtig. Aber man muss die Zahnräder normalerweise für ein optimales Verhalten beim Betriebsdrehmoment und der dabei auftretenden Zahnverformung auslegen.

Wenn die Kopfrücknahme C_a gut ausgelegt ist, dann kompensiert die Profilmodifikation gerade die Zahnbiegung, so dass der Zahnkontakt über die volle Zahnhöhe nicht beeinträchtigt wird. In diesem Fall hat man keine Verringerung der Profilüberdeckung. Man hat, verglichen mit einem Zahnrad ohne Profilmodifikation, einen geänderten Normalkraftverlauf über den Zahneingriff.

Die maximale Kraft im Bereich des Betriebswälzkreises, bei dem nur ein Zahnradpaar im Eingriff ist, wird nicht verändert. Deshalb bleiben die maximale Zahnfuss- und Flankenbeanspruchung, welche die Lebenserwartung des Getriebes bestimmen, unverändert. Die Normalkraft am Anfang und am Ende des Zahneingriffs wird durch diese Profilmodifikation reduziert, was in einer beträchtlichen Verminderung der Fressgefahr resultiert. Die Fressgefahr wird durch Flankenpressung und Gleitgeschwindigkeit erzeugt. Das Gleiten ist am Anfang und Ende des Zahnkontakts am höchsten, so dass durch die Verminderung der Flankenpressung in diesem Gebiet die Fressgefahr reduziert wird. Eine Profilmodifikation kann den Einfluss der Zahnbiegung auf die Schwankung der Steifigkeit über den Zahneingriff reduzieren und deshalb den Übertragungsfehler verringern. Somit werden die Vibrationen und die Geräuschemissionen vermindert.

Wenn also eine Profilmodifikation für das Betriebsdrehmoment des Getriebes gut ausgelegt ist, wird die Profilüberdeckung nicht reduziert. Bei niedrigen Belastungen kann der Zahneingriff von profilmodifizierten Zahnrädern aber schlechter als der von solchen ohne Profilmodifikation sein, da die Profilüberdeckung deutlich reduziert wird.

24.1.13 Zähnezahlen mit gemeinsamen Vielfachen

Eine Verzahnung mit 15:55 Zähnen wurde ausgelegt. In unterschiedlichen Unterlagen kann man nachlesen, dass man ganzzahlige Untersetzungen (wie 11:22) vermeiden soll. Des Weiteren wird die Meinung vertreten, man müsse auch Zähnezahlen mit gemeinsamen Vielfachen (hier die 5 in 3*5 zu 11*5) vermeiden. Stimmt das und wird das in KISSsoft angezeigt?

Nehmen wir an, wir haben ein Zahnrad, welches an einem einzelnen Zahn einen Fehler hat. Bei einer ganzzahligen Untersetzung kommt dann dieser Zahn immer mit dem gleichen Zahn des Gegenrades in Kontakt. Der Fehler wird folglich auf den Gegenzahn übertragen. Kommt hingegen dieser Zahn bei jeder Umdrehung mit einem anderen Gegenzahn in Kontakt, wird sich der Fehler durch Einlaufen verkleinern.

Heute sind die meisten Zahnräder oberflächengehärtet. Im Gegensatz zu weichen Rädern laufen sie sich fast nicht mehr ein. Das Problem ist folglich weniger kritisch als früher, wobei ganzzahlige Untersetzungen (wie 11:22) auch mit gehärteten Rädern vermieden werden sollten. Zähnezahl-Kombinationen mit gemeinsamen Vielfachen (wie 15:55) sind bei gehärteten Rädern dagegen eher unbedenklich.

In KISSsoft finden Sie den Hinweis auf Zähnzahl-Kombinationen mit gemeinsamen Vielfachen in der Fein- und Grobauslegung unter dem Begriff ‚Teilerfremd'. Falls in der Tabelle bei `Teilerfremd` ein JA steht, heisst dies: Keine gemeinsamen Vielfache.

24.1.14 Abmasse von Zahnstangen

Ab Release 10/2003 erfolgt die Festlegung der Abmasse für die Zahnstangen in Abhängigkeit vom gepaarten Zahnrad.

Das ist konform mit der DIN 3961.

„Bei Zahnstangen sollen die Toleranzen für deren Verzahnung nicht grösser sein als für die Verzahnung ihres Gegenrades. Ist dem Hersteller das Gegenrad nicht bekannt, so darf er Zahnstangenlänge gleich Gegenradumfang setzen."

24.2 Antworten zur Festigkeitsberechnung

24.2.1 Unterschiede zwischen verschiedenen Zahnradberechnungsprogrammen

Wer Berechnungen vergleicht, die mit verschiedenen Zahnradberechnungsprogrammen durchgeführt wurden, wird immer Unterschiede in den Resultaten feststellen. Ein grosser Teil der Unterschiede beruht auf unterschiedlichen Eingaben bei Details; aber auch wenn diese alle übereinstimmen, ergeben sich noch unterschiedliche Resultate.

Eine häufige Frage von Benutzern ist deshalb, ob KISSsoft denn richtig rechne.

Der Hauptrechengang in der KISSsoft-Stirnradberechnung beruht auf DIN 3990, bzw. ISO 6336 sowie AGMA, und hält sich minutiös an die Rechengänge nach Methode B. Da die DIN 3990, bzw. ISO 6336, verschiedenste Methoden (B, C, D) und Untermethoden bietet, ist es aber nicht überraschend, wenn andere Rechenprogramme leicht andere Resultate ergeben. Die meisten Programme rechnen nicht konsequent nach Methode B, sondern teilweise nach der einfacher zu programmierenden Methode C oder gar D.

Um dem Benutzer eine zusätzliche Sicherheit zu geben, haben wir deshalb in KISSsoft die Rechenvariante **FVA-Programm** integriert. Diese Variante ergibt exakt die gleichen Resultate wie das FVA-Programm ST+, das an der TU München entwickelt wurde und als Referenzprogramm dienen kann.
Die kleinen Unterschiede zwischen der KISSsoft-Berechnung nach DIN 3990 und dem FVA-Programmen beruhen auf kleinen (zulässigen) Abweichungen des FVA-Programms von dem Standard-Verfahren in der DIN 3990.

24.2.2 Unterschied zwischen der Stirnradberechnung nach ISO 6336 und DIN 3990

Die Festigkeitsberechnung nach ISO 6336 entspricht zum überwiegenden Teil der DIN 3990. Die meisten Unterschiede betreffen nur Kleinigkeiten, deren Einfluss auf die berechneten Sicherheiten für Zahnfuss, Flanke und Fressen sehr gering ist.

Der einzige wesentliche Unterschied tritt bei der Berechnung des Lebensdauerfaktoren (Z_{NT} und Y_{NT}) auf. Im Bereich der Dauerfestigkeit (nach DIN je nach Werkstoffart und Rechenmethode ab 107 bis 109 Lastwechsel) nimmt dieser Faktor in der ISO 6336 von 1.0 auf 0.85 bei 1010 Lastwechseln ab. Nur bei "optimaler Werkstoffbehandlung und Erfahrung" bleibt der Faktor 1.0.

Für Zahnräder im Dauerfestigkeitsbereich ergeben sich deshalb bei Berechnungen nach ISO 6336 für Fuss und Flanke wesentlich kleinere Sicherheiten (15% tiefer)! Bei optimaler Werkstoffbehandlung oder bei Lastwechselzahlen im Zeitfestigkeitsbereich bleiben die Sicherheiten hingegen praktisch gleich.

24.2.3 Berechnung nach Methode B oder C (DIN 3990, 3991)

Stirnräder:

Die Berechnung nach Methode B oder Methode C ist in DIN 3990 erklärt. Die Methode B ist wesentlich differenzierter und deshalb vorzuziehen. KISSsoft rechnet generell nach Methode B. Bei der Berechnung der Zahnformfaktoren für Innenverzahnungen ist die Methode B unserer Meinung nach nicht genügend genau definiert, so dass dann Methode C vernünftiger ist.

Umstellung auf Methode C bedeutet, dass weiterhin generell nach Methode B gerechnet wird und nur bei der Fussfestigkeit die Zahnformfaktoren nach Methode C bestimmt werden.

Hinweis: Bei Innenverzahnung wird am genauesten gerechnet, wenn die exakte Zahnform berücksichtigt wird (siehe ‚Zahnformfaktor nach grafischer Methode', Kapitel 14.3.16.3).

Kegelräder:

Die Berechnung der Zahnformfaktoren erfolgt gemäss Norm nach Methode C.

24.2.4 Sollsicherheiten für Stirnradgetriebe

Das Festlegen der notwendigen Sicherheiten (für Zahnfuss, Flanke, Fressen) für Zahnräder in einer bestimmten Applikation, z. B. in Industrie-Standardgetrieben, Fahrzeugen, Pressen etc., ist ein sehr wichtiger Schritt, um die Zahnradberechnung sinnvoll einsetzen zu können.

Die Normen (DIN 3990 oder ISO 6336) geben hierzu praktisch keine Angaben; in DIN 3990, Teil 11 (Industriegetriebe), werden folgende Angaben gemacht:

Mindestsicherheit für Fuss:	1.4
Mindestsicherheit für Flanke:	1.0

Die AGMA2001 gibt keine Angaben zu Mindestsicherheiten. In der AGMA6006 (Vorschrift für Getriebe in Windkraftanlagen) steht ein Hinweis, dass für die Fusssicherheit bei Berechnungen nach ISO6336 SFmin = 1.56 vorgeschrieben ist, bei Berechnungen nach AGMA hingegen SFmin = 1.0 ausreicht. Dies entspricht unseren Erfahrungen, dass Berechnungen nach AGMA viel tiefere Fusssicherheiten ergeben.
Dementsprechend kann für Industriegetriebe bei Berechnung nach AGMA analog ISO eine Mindestsicherheit von 1.4*1.0/1.56 = 0.90 empfohlen werden.

Für das Fressen gilt nach DIN 3990, Teil 4:

Mindestsicherheit für Fressen (Integraltemp.):	1.8
Mindestsicherheit für Fressen (Blitztemp.):	2.0

Für die Feinwerktechnik (Modul unter 1.5) gibt es keine Angaben in Normen, gemäss Erfahrungswerten sind die Sollsicherheiten aber wesentlich kleiner als bei Zahnrädern mit grösserem Modul (Fuss 0.8; Flanke 0.6)! Der Grund hierzu: Die Formeln und Methoden der Festigkeitsberechnung sind alle aus Untersuchungen mit grösseren Zahnrädern abgeleitet worden und ergeben für kleine Modulen sehr konservative (auf der sicheren Seite liegende) Faktoren.

Festlegen der Sollsicherheiten bei der Zahnradberechnung

Die Sollsicherheiten können mit dem hier beschriebenen einfachen Weg definiert werden:

1. Die Grundeinstellungen der Berechnung (z. B. Anwendungsfaktor, Schmierstoff, Verzahnungsqualität, Bearbeitung etc.) werden genau überlegt und festgelegt.
2. Einige bereits seit längerem eingesetzte Zahnräder werden mit der Zahnradberechnung nachgerechnet (ohne die Grundeinstellung, ausser bei gewichtigen Gründen, zu verändern!). Insbesondere sollten Zahnräder genommen werden, von denen bekannt ist, dass sie ohne Probleme während der Betriebsdauer der Maschine gehalten haben, und auch solche, die im Einsatz versagt haben.
3. Auf Grund der vom Programm berechneten Sicherheiten sollte dann festgelegt werden können, bis zu welcher Mindest-Sicherheit die Betriebssicherheit gewährleistet ist.
4. Mit diesen Vorgaben kann die Berechnung nun für die Auslegung von neuen Zahnrädern verwendet werden. Selbstverständlich können auf Grund von Versuchen und Erfahrungen diese Mindestsicherheiten jederzeit modifiziert werden.

24.2.5 Ungenügende Fresssicherheit

Die Sicherheit gegen Fressen kann erhöht werden durch:

- Ölwahl (höhere Viskosität bei hohen Temperaturen)
- Kopfrücknahme (Profilmodifikation)
- Andere Aufteilung der Profilverschiebung

Die Berechnung der Fresssicherheit ist (im Gegensatz zu der Berechnung des Zahnfusses und der Flanke) noch umstritten, weshalb ihr nicht zu grosse Bedeutung zugemessen werden sollte - insbesondere dann, wenn die Ergebnisse der Fresssicherheit nach dem Blitztemperatur- und dem Integraltemperatur-Verfahren sehr unterschiedlich sind.

24.2.6 Werkstoffpaarungsfaktor (Verfestigung eines nicht gehärteten Rades)

Bei der Paarung eines gehärteten Zahnrads mit einem nicht gehärteten Rad (z. B. Ritzel aus 17CrNiMo6 mit Rad aus 42CrMo4) ergibt sich als positiver Effekt eine Tragfähigkeitssteigerung der Flanke des nicht gehärteten Rades. Dieser Effekt wird durch den Werkstoffpaarungsfaktor berücksichtigt (Faktor im Bereich 1.0 bis 1.2). Gemäss ISO 6336 muss aber die Oberflächenrauigkeit des gehärteten Rades klein sein (geschliffene Oberfläche), ansonsten ergibt sich keine Tragfähigkeitssteigerung; im Gegenteil, die Zähne des weichen Rades können regelrecht weggeschliffen werden.

24.2.7 Bestimmung der Fresslaststufe (Ölspezifikation)

Gemäss Niemann [7], Seite 166, wird im Prüfstand das Drehmoment am Prüfrad stufenweise gesteigert bis Fressen auftritt. Diese Kraftstufe wird in der Ölspezifikation angegeben (Beispiel: kein Fressen bei Laststufe 10; Fressen bei Laststufe 11: Fresslast- Stufe des Öls ist 11).

Für die Berechnung der Fresstragfähigkeit ist dann (bei der Ölspezifikation) die gleiche Kraftstufe (im obigen Beispiel: 11) anzugeben (gemäss Niemann [7], Seite 341). Die Fress-sicherheitsberechnung bestimmt die Sicherheit gegen Fressen mit vorgeschriebenen Sicherheiten, die grösser 1.0 sind. Damit besteht eine notwendige Reserve, da durch die stufenweise Erhöhung des Drehmomentes beim Test das effektive Fress-Drehmoment etwas ungenau ist.

24.2.8 Beeinflussung des Breitenlastfaktor KHß bei einer Flankenlinienabweichung fma, bedingt durch Herstellungsfehler

In der Stirnrad Berechnung nach ISO 6336 wird bei der Berechnung des Breitenlastfaktors $K_{H\beta}$ ein höherer Betrag für Flankenlinienabweichung f_{ma} bedingt durch Herstellungsfehler ermittelt. Der Wert für $K_{H\beta}$ verändert sich nicht. Weshalb verändert sich $K_{H\beta}$ nicht bei einem grösseren Wert von f_{ma}?

Für die Berechnung von $K_{H\beta}$ ist die Eingabe der Lage des Tragbildes erforderlich. Wenn das Tragbild als "günstig" oder "optimal" definiert wird, dann erfolgt die Berechnung von $K_{H\beta}$ nach den Formeln der ISO 6336 oder DIN 3990, f_{ma} hat keinen Einfluss auf die Berechnung von $K_{H\beta}$ und bleibt dabei unberücksichtigt.

Siehe Formeln: (53) oder (55) in ISO 6336:2006.

Der Grund dafür ist, dass mit einem günstigen Tragbild die Herstellungsabweichungen die Verformungsabweichung kompensieren. Wenn ein hoher Wert für f_{ma} in die Berechnung einfliessen soll, ist in der Realität nie ein gutes Tragbild vorhanden. Daher sollte in einem solchen Fall in der Berechnung für den Breitenlastfaktor die Lage des Tragbildes als "ohne Nachweis oder ungünstig" ausgewählt werden.

24.2.9 Lastkollektiv mit wechselndem Drehmoment

Lastkollektivelemente können auch mit negativen Drehmomenten eingegeben werden.

Die Problematik:

Bis heute sind keine Rechenvorschriften bekannt, welche die Berechnung von Zahnrädern mit wechselnden Lastkollektiven beschreiben.

Der einzige eindeutige Fall ist, wenn bei jedem Zyklus (und in jedem Element des Kollektivs) ein Wechselmoment anliegt. Dann entspricht ein Lastwechsel genau einer Doppelbelastung mit +Moment und dann mit –Moment. Dieser Fall wird korrekt berechnet, indem das Lastkollektiv der +Momente und der Wechselbiegungsfaktor Y_M für den Zahnfuss eingegeben wird. Die Flanke wird ebenfalls korrekt berechnet, da die +Momente immer an der gleichen Flanke anliegen.

Wenn hingegen der Antrieb eine gewisse Zeit vorwärts und anschliessend rückwärts läuft, sind sich die Experten zwar einig, dass dies für den Zahnfuss keine reine Wechsellast ist (und möglicherweise nur als ein einziger Wechsellast-Lastwechsel zählt). Aber wie genau ein solcher Fall realistisch rechnerisch bewertet wird, ist in Diskussion. Noch schwieriger ist es zu definieren, wie gemischte Lastkollektive mit ungleichen + und –Momenten für den Zahnfuss zu behandeln sind. Für die Flanke

werden in einem solchen Fall nur die +Momente betrachtet (unter der Voraussetzung, dass die +Momente gleich oder grösser als die –Momente sind).

Ein Hinweis zur Behandlung von Lastkollektiven mit reversierendem Drehmoment:

Ein Belastungsverlauf wie in der Abbildung unten dargestellt, wenn der Zahn einige Male auf der linken Flanke belastet wird und anschliessend einige Male auf der rechten Flanke, kann wie folgt als Lastkollektiv umgesetzt werden. Hier an einem Beispiel dargestellt.

Belastungsverlauf (Beispiel):

- 13 Belastungen mit 100% der Nennlast (100 Nm) auf der linken Flanke, dann
- 9 Belastungen mit 80% der Nennlast (80 Nm) auf der rechten Flanke, etc.

Damit ergibt sich folgender Verlauf:

- 11 Lastzyklen mit 100% Last, positives Drehmoment, pulsierend; dann
- 1 Lastzyklus mit 100% Last links und 80% Last rechts; dann
- 7 Lastzyklen mit 80% Last, negatives Drehmoment, pulsierend; dann
- 1 Lastzyklus mit 80% Last rechts und 100% Last links;

dann wieder von vorne.

Dies kann wie folgt als Lastkollektiv abgebildet werden:

Häufigkeit	Drehmoment	Belastung Linke Flanke	Belastung Rechte Flanke
11/20 = 0.55	100 Nm	100%	0%
7/20 = 0.35	80 Nm	0%	100%
2/20 = 0.10	100 Nm	100%	80%

Tabelle 24.1: Belastungsverlauf abgebildet als Lastkollektiv

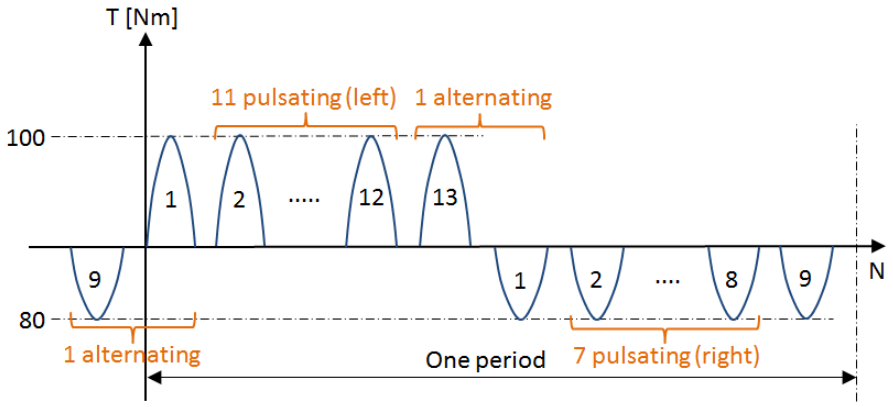


Abbildung 24.1: Belastungsverlauf

24.2.10 Festigkeitsberechnung mit mehreren Zahneingriffen an einem Zahnrad

Wie kann man mehrere gleichzeitige Zahneingriffe an einem Motorritzel in der Berechnung berücksichtigen?

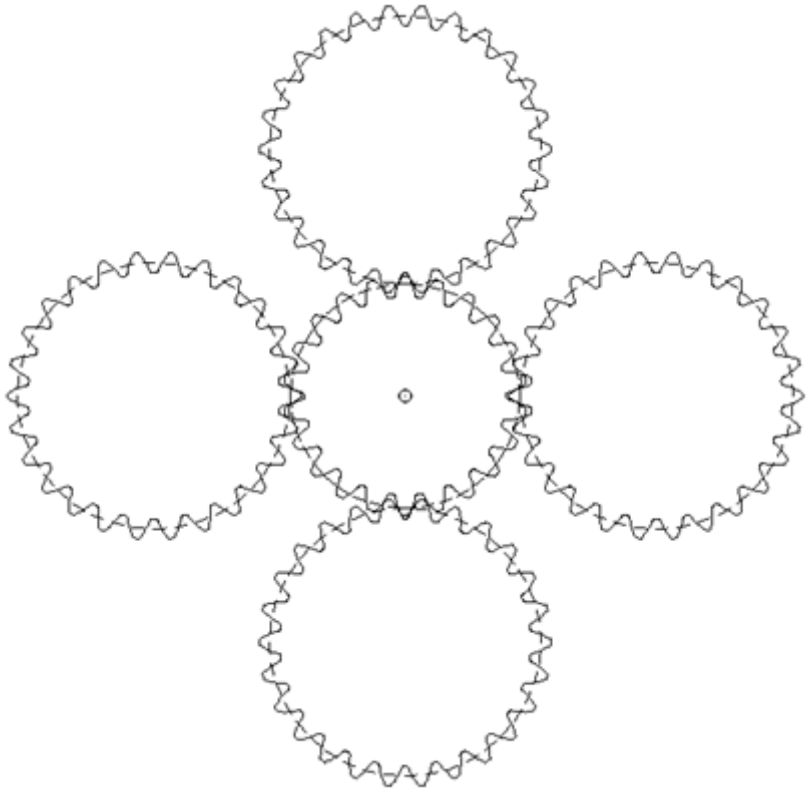


Abbildung 24.2: Vierfacher Zahneingriff

Dieses Problem kann man mit einer normalen Stirnradpaarberechnung (Z12) lösen.

Man teilt die Leistung durch den Faktor 4 (Verringerung um 25%).

Dann ist im Tab **Belastung** mit Hilfe des Plus-Knopfes hinter der geforderten Lebensdauer die Lastwechselzahl für Rad 1 von "Automatisch" auf 4 "Lastwechsel pro Umdrehung" zu verändern.

24.2.11 Kegelräder – zulässige Überbelastungen ermitteln

Können maximale Überlasten in der Berechnung nach ISO von Kegelrädern berücksichtigt werden?

In den AGMA Normen existieren Festlegungen, dass eine Standardüberlastung von 250% möglich ist. Die Überbelastung ist definiert mit weniger als 1 Sekunde bei einer Dauer von nicht mehr als 4x in einem 8-Stunden-Zeitraum. Bestehen in der ISO-Norm vergleichbare Anforderungen in Bezug auf Überbelastung (Schock)? In Bezug auf diese Anforderungen ist in der ISO kein Hinweis zu finden.

Die ISO 10300 gibt keinerlei Hinweis auf zulässige Überbelastungen an. Aber die ISO hat eine differenziertere Wöhlerkurve (für YNT und ZNT Faktoren) als die AGMA. So das im Grunde streng nach ISO 10300, die Gesamtzahl der Lastwechsel inklusive der Überbelastung einzugeben ist. Der

Anwendungsfaktor beträgt 2.5 (entspricht 250% Überbelastung). Danach sind die Sicherheitsfaktoren zu berechnen und zu überprüfen.

Wenn die Belastung nur sehr selten auftritt (weniger als 1000 Mal in der vollen Lebensdauer), dann handelt sich es eher um eine so genannte statische Berechnung. Für diesen Fall gibt es in KISSsoft eine vereinfachte Version der Festigkeitsberechnung auf Basis der ISO-Methode, aber nur unter Berücksichtigung der nominalen Spannung im Zahnfuss (ohne Spannungskorrekturfaktor YS). Zu beachten ist dabei, dass in diesem Fall eine minimale Sicherheit gegenüber der Streckgrenze des Materials von 1.5 einzuhalten ist!

24.2.12 Kugelstrahlen in der Festigkeitsberechnung von Zahnrädern berücksichtigen

In der AGMA 2004-B89 ist sinngemäss aufgeführt, dass Kugelstrahlen die Zahnfussfestigkeit um 25% verbessert.

Wenn man mit KISSsoft nach DIN oder ISO rechnet, kann man die Erhöhung der Fussfestigkeit durch Kugelstrahlen über die Eingabe eines entsprechenden Technologiefaktors erreichen. Dazu muss man im Tab **Faktoren** unter **Allgemeine Faktoren** auf „Z-Y-Faktoren" gehen.

Die Aussagen über sinnvolle Vorgaben nach Linke, nach Bureau Veritas/RINA oder nach ISO 6336 finden Sie im Handbuch. Falls nach AGMA zu rechnen ist, ist die Eingabe des Technologiefaktors nicht vorgesehen. Man muss in diesem Fall die Dauerfestigkeit Fuss direkt bei der Eingabe der Materialdaten um den entsprechenden Prozentsatz erhöhen. Hierzu ist im Tab **Basisdaten** auf den Plus-Button hinter der Materialauswahl zu drücken und in dem Dialogfenster ist **Eigene Eingabe** zu aktivieren. Die Dauerfestigkeit ist in den Berechnungsdaten bei **Dauerfestigkeit Fuss (AGMA 2001)** einzugeben.

24.2.13 Berechnung nach AGMA 421.06 (High Speed Gears)

Die Berechnung nach AGMA 421.06 für High Speed Getriebe wird mit KISSsoft durchgeführt.

Die AGMA 421 ist eine recht alte Norm (1968), sie ist längst ersetzt durch die AGMA 6011-I03 (2003), (siehe Kapitel 15.2.1, Rechenmethoden).

24.2.14 Vergleich einer FEM-Berechnung mit der Schraubradberechnung

Fazit war, dass die unterschiedlichen Ergebnisse in der Zahnfussspannung hauptsächlich durch den kleineren Wert der "Massgebenden Zahnbreite" in der KISSsoft-Berechnung entstehen.

In unserer Berechnung für die "Massgebende Zahnbreite" fliesst der effektive Kontakt der Schraubräder ein. Dieser ergibt sich aus der Druckellipse (Abplattung der Punktberührung). Zusätzlich, falls genügend Zahnbreite vorhanden, wird je Seite 1x Modul pro Zahnbreite hinzuaddiert, gemäss ISO 6336-3.

24.2.15 Bestimmung des äquivalenten Drehmoments (bei Lastkollektiven)

In gewissen Rechenvorschriften wird verlangt, das äquivalente Drehmoment eines Lastkollektivs zu bestimmen und damit die Auslegung durchzuführen. Wie kann mit KISSsoft das äquivalente Drehmoment bestimmt werden?

Grundsätzlich gilt, dass die Nachrechnung einer Verzahnung mit dem äquivalenten Drehmoment die gleichen Sicherheiten ergeben muss wie die Nachrechnung mit dem eigentlichen Lastkollektiv. Deshalb kann wie folgt vorgegangen werden:

1. Das Lastkollektiv eingeben und die Verzahnungsberechnung durchführen.
2. Die kleinste Fusssicherheit und die kleinste Flankensicherheit aller Räder notieren.
3. Im Fenster **Berechnungseinstellungen**, welches über **Berechnung > Einstellungen** geöffnet wird, können im Tab **Sicherheitsfaktoren** bei Auswahl **Nicht grössenabhängige Sicherheitsfaktoren** die notierten Sicherheiten als Sollsicherheiten eingetragen werden.
4. Das Lastkollektiv löschen, indem auf **Einstufenbeanspruchung** gestellt wird.
5. Den Auslegen-Button neben der Eingabe für das Drehmoment benutzen. In das Drehmoment-Eingabefeld wird das äquivalente Drehmoment geschrieben.
6. Zur Kontrolle nun eine Berechnung durchführen. Die jetzt bestimmten Sicherheiten müssen bei einem Rad bei Fuss oder Flanke exakt gleich sein wie der bisherige kleinste Wert (bei Schritt 2). Bei keinem Rad dürfen die bei Schritt 2 notierten Sicherheiten unterschritten sein.

24.2.16 Veränderung der Sicherheiten bei geändertem Achsabstand überprüfen

Kann man überprüfen, wie sich die Sicherheiten ändern, wenn Zahnräder mit einem geänderten Achsabstand montiert werden?

Unter **Berechnung > Einstellungen > Berechnungseinstellungen** im Tab **Allgemein** kann **Berechnung mit Betriebsachsabstand und Herstellprofilverschiebung** gewählt werden. Profilverschiebungsfaktoren und Achsabstand können dann unabhängig voneinander vorgegeben werden. Statt der Umfangskräfte im Teilkreis werden dann auch die Umfangskräfte im Wälzkreis verwendet.

24.2.17 Warnung: "Kerbparameter qs …. ausserhalb GÜLTIGKEITSBEREICH (1.0...8.0) …“

Der Spannungskorrekturfaktor Y_S wird mit einer Formel nach ISO 6336, Teil 3 oder DIN 3990, Teil 3 berechnet. Innerhalb dieser Formel wird ein Kerbparameter q_s verwendet, welcher ebenfalls in diesen Normen dokumentiert ist:

$q_s = \frac{s_{Fn}}{\frac{r_{OF}}{2}}$	(23.4)

Der Gültigkeitsbereich für die Verwendung der Formel zu Y_S gemäss Norm liegt im Bereich 1.0 ...q_s... 8.0. Ausserhalb dieses Intervalls sollte die Formel nicht angewendet werden.

Ist q_s < 1, dürfte Y_S (berechnet mit q_s=1), eher zu gross sein. Die Berechnungsergebnisse sind in diesem Fall im sicheren Bereich.
Ist q_s > 8, wird Y_S eher grösser (als berechnet mit q_s = 8). In diesem Fall sind die Berechnungsergebnisse im unsicheren Bereich, Y_s wird deshalb mit dem effektiven q_s-Wert (>8) berechnet.

In jedem Fall, wenn q_s den Bereich 1...8 über- oder unterschreitet, wird im Protokoll eine Warnung angezeigt, in welcher auch angegeben wird, welcher q_s-Wert in der weiteren Berechnung verwendet wird.

► **Hinweis:**

Wenn gewünscht wird, die hier beschriebene Vorgehensweise zu ändern, kann dies im Setup (Datei STANDARD.Z12, etc) oder in einer gespeicherten Datei (*.Z12, etc.) geändert werden. Dazu muss die Datei in Notepad geöffnet werden, und die Zeile:
ZS.qsLIMIT=0;
geändert werden auf: ZS.qsLIMIT=1; (q_s wird nicht verändert)
oder auf ZS.qsLIMIT=2; (q_s<1 wird zu q_s=1 gesetzt, q_s>8 wird zu q_s=8 gesetzt)

24.2.18 Zahnfussspannungen in der Kontaktanalyse und Spannungen nach FEM – ist da ein Unterschied

Es gibt jetzt den FEM basierenden Ansatz, um die Spannungen der Ersatzverzahnung (2D) zu berechnen. Das ist ein zusätzliches Angebot, was grundsätzlich gut ist. Jedoch wenn man den ermittelten TCA Spannungen vertrauen kann – theoretisch doch überflüssig?

Die Berechnung der Zahnfussspannungen nach Norm ISO oder DIN erfolgt nur in einem Querschnitt im Zahnfuss, dort wo die Tangente an die Fusskontur genau 30° beträgt (60° bei Innenverzahnungen). Untersuchungen haben gezeigt, dass bei üblichen Verzahnungen die maximale Fussspannung in diesem Querschnitt auftritt. Zusätzlich gibt es Formeln, mit welchen in diesem Querschnitt der Rundungsradius und die Querschnittfläche bestimmt werden können, womit dann die Biegespannung ermittelt wird. Diese Formeln beruhen auf der Annahme eines Standardwerkzeugs und eine Herstellung im Abwälzverfahren. Änderungen der Zahnkontur, z.B. durch Profilmodifikationen, sind nicht berücksichtigt. Auch die Biegespannung, bestehend aus Nennspannung (YF Faktor) und dem sogenannten Spannungskorrekturfaktor (YS) nach Norm, wurde auf der Basis von Messungen an einigen Zahnrädern ermittelt und ist approximiert. Bei speziellen Verzahnungen, z.B. bei Hochverzahnungen, kann sich ein deutlicher Unterschied zwischen der theoretischen und der effektiven Biegespannung ergeben.

Die Berechnung nach Norm wird bei Schrägverzahnungen mit der sogenannten Ersatzgeradverzahnung durchgeführt. Die FEM-Berechnung mit der Ersatzgeradverzahnung verwendet somit den gleichen Ansatz wie die Norm, nur bei der FE-Berechnung wird unabhängig die exakte Zahnform verwendet. Auch die Beschränkung auf den Querschnitt bei der 30°Tangente sowie die Formeln für YF, YS entfallen. Gleich behandelt wird hingegen der Kraftansatz im Einzeleingriffspunkt. Somit kann der Unterschied zwischen der Spannung berechnet nach Norm sowie nach FEM genau ermittelt werden. Dies ist – wie bereits beschrieben – insbesondere bei

Sonderverzahnungen oder Verzahnungen mit markanten Profilmodifikationen im Fussbereich sinnvoll.

In der Kontaktanalyse (TCA) von KISSsoft wird die Lastverteilung über der Zahnbreite bestimmt und daraus die angreifende Kraft im Einzeleingriffspunkt in jedem Segment über der Zahnbreite berechnet. Die Bestimmung der Zahnfussspannung im einzelnen Segment erfolgt dann mit den Formeln der Norm. Jedoch besteht eine wesentliche Erweiterung gegenüber der Norm, die sogenannte 'graphische Methode' von KISSsoft wird verwendet. Die graphische Methode wendet die Spannungsberechnung mit den Formeln der Norm auf alle Zahnquerschnitte im Bereich der 30° Tangente an (also nicht nur im 30° Punkt) und bestimmt damit den Querschnitt (Durchmesser) am Zahn, wo die Zahnfussspannung maximal wird (weiterhin jeweils unter Verwendung der Formeln der Norm für den entsprechenden Querschnitt).

Somit ist die Zahnfussspannung, im Ergebnis der TCA, etwas genauer als die Berechnung nach Norm. Jedoch wird der Unterschied zwischen der Fussspannung nach FEM unter Verwendung der exakten Zahnform oder Spannung nach Norm aus YF, YS nicht berücksichtigt. Die FEM-Berechnung kann somit verwendet werden, um bei einer gegebenen Verzahnung zu untersuchen, ob signifikante Unterschiede zur Fussspannung nach Norm bestehen. Falls ja, kann die mit TCA ermittelte Spannung mit dem Faktor (Spannung nach FEM / Spannung nach Norm) aus den 2D-FEM-Resultaten in KISSsoft multipliziert werden, um möglichst genaue Ergebnisse zu erhalten.

24.3 Abkürzungen in der Zahnradberechnung

Abk. in Normen etc.	**Abk. in KISSsoft**	**Bezeichnungen**
a	**a**	Achsabstand (mm)
a_d	**a.d**	Nullachsabstand (mm)
A_a	**A.a**	Achsabstands-Abmass (mm)
As_e	**As.e**	Zahndickenabmass im Normalschnitt (mm)
α_{en}	**alf.en**	Kraftangriffswinkel (grad)
α_n	**alf.n**	Eingriffswinkel im Normalschnitt (grad)
α_{Pro}	**alf.Pro**	Protuberanzwinkel (grad)
α_t	**alf.t**	Eingriffswinkel am Teilkreis (grad)
α_{wt}	**alf.wt**	Betriebseingriffswinkel (grad)
b	**b**	Zahnbreite (mm)
B_M	**B.M**	Therm. Kontaktkoeffizient (N/mm/s.5/K)

β	**beta**	Schrägungswinkel am Teilkreis (grad)
β_b	**beta.b**	Grundschrägungswinkel (grad)
c	**c**	Kopfspiel (mm)
c'	**c'**	Einzelfedersteifigkeit (N/(mm*µm))
c_γ	**c.g**	Eingriffsfedersteifigkeit (N/(mm*µm))
d	**d**	Teilkreisdurchmesser (mm)
d_a	**d.a**	Kopfkreisdurchmesser (mm)
d_b	**d.b**	Grundkreisdurchmesser (mm)
d_f	**d.f**	Fusskreisdurchmesser (mm)
$d_f(x_E)$	**d.f(x.E)**	Fusskreis mit Profilverschiebung für A_{se} (mm)
d_i	**d.i**	Innendurchmesser Radkörper (mm)
d_{bi}	**d.bi**	Innendurchmesser Zahnkranz (mm)
d_s	**d.s**	Wellendurchmesser (mm)
d_{Na}	**d.Na**	Kopfnutzkreisdurchmesser (mm)
d_{Nf}	**d.Nf**	Fussnutzkreisdurchmesser (mm)
$d_{Ff(0)}$	**d.Ff(0)**	Fussformkreis (mm)
d_{sh}	**d.sh**	Aussendurchmesser der Ritzelwelle (mm)
d_w	**d.w**	Wälzkreisdurchmesser (mm)
D_M	**D.M**	Theoretischer Messkörper- Durchmesser (mm)
	D.M eff	Effektiver Messkörper- Durchmesser (mm)
e_{fn}	**e.fn**	Normal-Lückweite am Fusszylinder (mm)
η_{tot}	**eta.tot**	Gesamtwirkungsgrad
ε_α	**eps.a**	Profilüberdeckung
ε_β	**eps.b**	Sprungüberdeckung
ε_γ	**eps.g**	Gesamtüberdeckung
f_f	**f.f**	Profilformabweichung (mm)

$f_{H\beta}$	**f.Hb**	Flankenlinien- Winkelabweichung (mm)
f_{ma}	**f.ma**	Flankenlinien-Abweichung durch Fertigungstoleranzen (mm)
f_{pe}	**f.pe**	Eingriffsteilungsabweichung (mm)
f_{sh}	**f.sh**	Flankenlinien-Abweichung durch Verformung der Wellen (mm)
F_a	**F.a**	Axialkraft (N)
$F_{\beta y}$	**F.by**	wirksame Flankenlinienabweichung (mm)
F_n	**F.n**	Normalkraft (N)
F_r	**F.r**	Radialkraft (N)
F_t	**F.t**	Nennumfangskraft im Teilkreis (N)
	Fase.d	Kopf-Kantenbruch (mm)
g_α	**g.a**	Länge der Eingriffsstrecke (mm)
Γ	**Gamma**	Koordinate Gamma (Ort der höchsten Temperatur)
h	**h**	Zahnhöhe (mm)
h_{aP}	**h.aP**	Kopfhöhe Bezugsprofil (in Modul)
h_F	**h.F**	Biegehebelarm (mm)
h_{fP}	**h.fP**	Fusshöhe Bezugsprofil (in Modul)
h_k	**h.k**	Protuberanzhöhe (in Modul)
ha	**ha**	Höhe über der Sehne (mm)
H	**H**	Lebensdauer in Stunden
I	**I**	AGMA: Geometry factor for pitting resistance
Impuls	**Impuls**	Rad treibend (+) / getrieben (-)
j_n	**j.n**	Normalflankenspiel (mm)
j_t	**j.t**	Drehflankenspiel (Stirnschnitt) (mm)
j_{tSys}	**j.tSys**	Verdrehspiel des ganzen Systems (°)
k	**k**	Messzähnezahl
$k * m_n$	**k * m.n**	Kopfhöhenänderung (mm)

K_A	**K.A**	Anwendungsfaktor
$K_{B\alpha}$	**K.Ba**	Stirnfaktor - Fressen
$K_{B\beta}$	**K.Bb**	Breitenfaktor - Fressen
$K_{B\gamma}$	**K.Bg**	Schrägungsfaktor - Fressen
K_f	**K.f**	AGMA: Stress correction factor
$K_{F\alpha}$	**K.Fa**	Stirnfaktor - Zahnfuss
$K_{F\beta}$	**K.Fb**	Breitenfaktor - Zahnfuss
$K_{H\alpha}$	**K.Ha**	Stirnfaktor - Flanke
$K_{H\beta}$	**K.Hb**	Breitenfaktor - Flanke
$K_{H\beta be}$	**K.Hbbe**	Lagerungsfaktor
K_V	**K.V**	Dynamikfaktor
K_{wb}	**K.wb**	Wechselbiegungs-Faktor
k_w	**K.w**	Verschleissfaktor (mm3/Nm)
l	**l**	Lagerdistanz l der Ritzelwelle (mm)
m_n	**m.n**	Normalmodul (mm)
m_{Red}	**m.Red**	Reduzierte Masse (kg/mm)
m_t	**m.t**	Stirnmodul (mm)
M_{dK}	**M.dK**	Diametrales Zweikugel-Mass spielfrei (mm)
M_{dKeff}	**M.dKeff**	Effektives diametrales Zweikugel-Mass (mm)
M_{dReff}	**M.dReff**	Effektives diametrales Rollen-Mass (mm)
M_{rK}	**M.rK**	Radiales Einkugel-Mass spielfrei (mm)
M_{rKeff}	**M.rKeff**	Effektives radiales Einkugel-Mass (mm)
μ_m	**mu.m**	Mittlere Reibungszahl (nach Niemann)
μ_m	**my.m**	Gemittelte Reibungszahl
μ_m	**my.my**	Reibungszahl
n	**n**	Drehzahl (UpM)

v_{E1}	**n.E1**	Resonanzdrehzahl (min-1)
N	**N**	Bezugsdrehzahl
N_L	**N.L**	Anzahl der Lastwechsel (in Mio.)
v_{100}	**nu.100**	Kinematische Nennviskosität Öl bei 100 Grad (mm2/s)
v_{40}	**nu.40**	Kinematische Nennviskosität Öl bei 40 Grad (mm2/s)
p_{bt}	**p.bt**	Grundkreisteilung (mm)
p_{et}	**p.et**	Stirneingriffsteilung (mm)
p_t	**p.t**	Teilkreisteilung (mm)
P	**P**	Nennleistung (kW)
$P_{V\,Z}$	**P.VZ**	Zahnverlustleistung aus Zahnbelastung (kW)
$P_{V\,Ztot}$	**P.VZtot**	Gesamtverlustleistung (kW)
P_{WaelzL}	**P.WaelzL**	Wälzleistung (kW)
R_Z	**R.Z**	Mittlere Rautiefe (mm)
ϱ_F	**ro.F**	Zahnfussradius (mm)
ϱ_{fP}	**ro.fP**	Fussradius Bezugsprofil (in Modul)
ϱ_{Oil}	**ro.Oil**	Spez. Dichte Öl bei 15 Grad (kg/dm^3)
s	**s**	Distanz der Ritzelwelle (mm)
s_{an}	**s.an**	Normal-Zahndicke am Kopfzylinder (mm)
s_{Fn}	**s.Fn**	Zahnfussdicke (mm)
s_{mn}	**s.mn**	Normalzahndickensehne spielfrei (mm)
	s.mn e/i	Normalzahndickensehne mit Spiel (mm) (e: obere, i: untere)
S_B	**S.B**	Sicherheitsfaktor für Fressen (Blitztemperatur)
S_F	**S.F**	Sicherheitsfaktor für Zahnfussspannung
S_H	**S.H**	Sicherheit für Pressung Einzeleingriff
S_{Hw}	**S.Hw**	Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis
S_{Sint}	**S.Sint**	Sicherheitsfaktor für Fressen (Integraltemperatur)

S_{SL}	**S.SL**	Sicherheit für übertragenes Moment (Integral-Temperatur)
σ_F	**sig.F**	(Effektive) Zahnfussspannung (N/mm2)
σ_{F0}	**sig.F0**	Örtliche Zahnfussspannung (N/mm2)
σ_{Flim}	**sig.Flim**	Dauerfestigkeit Zahnfussspannung (N/mm2)
σ_{FP}	**sig.FP**	Zulässige Zahnfussspannung (N/mm2)
σ_H	**sig.H**	Flankenpressung am Wälzkreis (N/mm2)
σ_{H0}	**sig.H0**	Nennwert der Flankenpressung (N/mm2)
$\sigma_{HB/D}$	**sig.HB/D**	Flankenpressung Einzeleingriffspunkt (N/mm2)
σ_{Hlim}	**sig.Hlim**	Dauerfestigkeit Hertzsche Pressung (N/mm2)
σ_{HP}	**sig.HP**	Zulässige Flankenpressung (N/mm2)
σ_s	**sig.s**	Streckgrenze (N/mm2)
Σx_i	**Summe x.i**	Summe der Profilverschiebung
T	**T**	Drehmoment (Nm)
θ_B	**the.B**	Höchste Kontakttemperatur (oC)
θ_{int}	**the.int**	Integral-Flankentemperatur (oC)
θ_m	**the.m**	Massentemperatur (oC)
θ_{M-C}	**the.M-C**	Massentemperatur (oC)
θ_{Oil}	**the.Oil**	Öltemperatur (oC)
θ_s	**the.s**	Fresstemperatur (oC)
θ_{Sint}	**the.Sint**	Fress-Integraltemperatur (oC)
u	**u**	Zähnezahlverhältnis
v	**v**	Umfangsgeschwindigkeit Teilkreis (m/s)
v_{ga}	**v.ga**	Maximale Gleitgeschwindigkeit am Kopf (m/s)
	Vqual	Verzahnungsqualität
w	**w**	Nennumfangskraft Teilkreis pro mm (N/mm)
W_k	**W.k**	Zahnweite spielfrei (mm)

	W.k e/i	Effektive Zahnweite (mm) (e: obere, i: untere)
x	**x**	Profilverschiebungsfaktor
x_E	**x.E**	Erzeugungs-Profilverschiebung für A_{se}
$X_{\alpha\beta}$	**X.alfbet**	Winkelfaktor
X_B	**X.B**	Geometriefaktor
X_{BE}	**X.BE**	Geometriefaktor
X_{Ca}	**X.Ca**	Kopfrücknahmefaktor
X_e	**X.e**	Überdeckungsfaktor
X_Γ	**X.Gam**	Aufteilungsfaktor
X_M	**X.M**	Blitzfaktor
X_Q	**X.Q**	Eingriffsfaktor
X_S	**X.S**	Schmierfaktor (Fressen)
X_{WrelT}	**X.WrelT**	Relativer Gefügefaktor (Fressen)
y_a	**y.a**	Einlaufbetrag (µm)
y_b	**y.b**	Einlaufbetrag (µm)
Y	**Y**	AGMA: Zahnformfaktor
Y_b	**Y.b**	Schrägungsfaktor
Y_{drel}	**Y.drel**	Stützziffer
Y_e	**Y.e**	Überdeckungsfaktor
Y_F	**Y.F**	Zahnformfaktor
Y_{NT}	**Y.NT**	Zeitfestigkeitsfaktor
Y_R	**Y.R**	Oberflächenfaktor
Y_S	**Y.S**	Spannungskorrekturfaktor
Y_{st}	**Y.st**	Spannungskorrekturfaktor Prüfrad
Y_X	**Y.X**	Grössenfaktor (Zahnfuss)
z	**z**	Zähnezahl

z_n	**z.n**	Ersatzzähnezahl
Z_β	**Z.b**	Schrägenfaktor
$Z_{B/D}$	**Z.B/D**	Einzeleingriffsfaktor
Z_E	**Z.E**	Elastizitätsfaktor (N1/2/mm)
Z_ε	**Z.e**	Überdeckungsfaktor
Z_H	**Z.H**	Zonenfaktor
Z_L	**Z.L**	Schmierstofffaktor
Z_{NT}	**Z.NT**	Zeitfestigkeitsfaktor
Z_R	**Z.R**	Rauigkeitsfaktor
Z_V	**Z.V**	Geschwindigkeitsfaktor
Z_W	**Z.W**	Werkstoffpaarungsfaktor
Z_X	**Z.X**	Grössenfaktor (Flanke)
ζ_w	**zet.W**	Verschleissgleiten nach Niemann
ζ_a	**zet.a**	Spezifisches Gleiten am Kopf
ζ_f	**zet.f**	Spezifisches Gleiten am Fuss

IV
Wellen und Lager

Kapitel 25 - 31

25 Wellen definieren

Das Programm besteht aus einem Basispaket und verschiedenen Expertenzusätzen. Es stehen folgende Berechnungen zur Verfügung:

- Deformation, Kraft-, Momenten- und Spannungsverläufe
- Eigenfrequenzen (Biegungs-, Torsions-, Axialschwingungen)
- Knicklasten
- Statische und Ermüdungsfestigkeit
- Wälzlagerberechnung
- Gleitlagerberechnung
- Notwendige Flankenlinienmodifikation von Ritzeln

Basispaket

Eingabemodul für Geometrie- und Werkstoffdaten, Wellenbezeichnungen, Zeichnungsnummer, Lagerung, Randbedingungen, äussere Kräfte und Momente (vereinfachte Eingabe für Kupplungen, Stirn- und Kegelräder, Schnecken, Schneckenräder, Riemenscheiben usw.).

Eine Welle mit den sich auf ihr befindenden Maschinenelemente (z.B. Zahnräder oder Lager) wird im grafischen Welleneditor definiert.
Die Eigenschaften der grafischen Welleneingabe sind:

- Beliebige Dimensionen (zylindrisch und konisch), rotationssymmetrischer Querschnitt, Voll- oder Hohlwellen, Träger (H-, I-, L-Profil etc.)
- Integriertes Zeichnungssystem, mit dem sehr einfache Korrekturen an der Wellenkontur (Durchmesser, Längen) vorgenommen werden können. Alle Elemente können durch Anklicken editiert werden.
- Definition von Kerbgeometrien für die automatische Berechnung von Kerbfaktoren.
  Es stehen die folgenden Kerbgeometrien zur Verfügung:
  - Radius
  - Fase
  - Freistich
  - Presssitz
  - Längs-Nut
  - Umlauf-Nut
  - Rechteck-Nut
  - Spitzkerbe
  - Kerbverzahnung
  - Querbohrung
- Kräfte und Momente können in allen räumlichen Lagen beliebig eingegeben werden, vorprogrammiert sind:
  - Stirnrad

        - Kegelrad
        - Schnecke
        - Schneckenrad
        - Kupplung
        - Seilscheibe/Keilriemen
        - Zentrische Kraft
        - Exzentrische Kraft
        - Äussere Massen mit Trägheitsmoment (Zusatz-Masse)
        - Verlustleistung
    - Berechnung von:
        - Wellengewicht
        - Trägheitsmoment
        - Axialkraft
        - Statische Torsionsverdrehung der Welle
    - Übersichtliche Darstellung der Geometriedaten und der berechneten Lager- und Randkräfte auf Bildschirm und Papier.

25.1 Eingabefenster

Die Wellenberechnung von KISSsoft bietet verschiedene Eingabefenster zur Definition von Wellen. Der Welleneditor (siehe Kapitel 25.1.1, Welleneditor) zeigt eine grafische Darstellung des Wellensystems. Der Elementbaum (siehe Kapitel 25.1.2, Elementbaum) verdeutlicht den Aufbau des Systems in einer Baumstruktur. Im Elementeditor (siehe Kapitel 25.1.4, Elementeditor) werden die Parameter eines Elementes definiert.

25.1.1 Welleneditor

Der Welleneditor zeigt eine grafische Darstellung des Wellensystems. Über die Elementbox können Elemente hinzugefügt werden. Bei einem System aus mehreren Wellen wird das neue Element immer zur aktiven Welle hinzugefügt. Eine Welle ist aktiv, wenn eines ihrer Elemente selektiert ist. Ist kein Element selektiert so ist die letzte Welle die aktive.

Die Grafik im Welleneditor kann über das Kontextmenü als Bilddatei gespeichert und gedruckt werden. Die verschiedenen Elemente bieten ebenfalls Kontextmenüs zur Interaktion an.

25.1.2 Elementbaum

Der Elementbaum verdeutlicht den Aufbau des Wellensystems in einer Baumstruktur. Wellen stehen an oberster Ebene. Bei Systemen mit mehreren Wellen sind hier auch die verbindenden Elemente angesiedelt. Jede Welle gruppiert ihre Hauptelemente nach Aussenkontur (siehe Kapitel 25.2.2, Aussenkontur), Innenkontur (siehe Kapitel 25.2.3, Innenkontur), nach Kräften (siehe Kapitel 25.2.2.1,

Definition der Nebenelemente), Lagern (siehe Kapitel 25.2.5, Lager) und Querschnitten (siehe Kapitel 25.2.7, Querschnitte). Die Nebenelemente sind unter den Hauptelementen Zylinder oder Konus zu finden.

Die Elemente können über den Elementbaum selektiert, kopiert, eingefügt und gelöscht werden. Ein Kontextmenü zeigt die verfügbaren Interaktionen für jedes Element an. Je nach Elementtyp sind spezielle Interaktionen verfügbar. Wellen, Wälzlager und Querschnitte können ausgelegt werden. Für Aussen- und Innenkontur besteht die Möglichkeit zum DXF-Import/Export (siehe Kapitel 25.2.2.2, Import der Wellengeometrie)/ (siehe Kapitel 25.2.2.3, Export der Wellengeometrie).

25.1.3 Elementliste

In der Elementliste werden Gruppen von Elementen tabellarisch aufgeführt. Die in der Tabelle aufgeführten Parameter können direkt in der Elementliste editiert werden. Ein Kontextmenü erlaubt das einfache Hinzufügen von Elementen.

25.1.4 Elementeditor

Über den Elementeditor können sämtliche Parameter des selektierten Elements editiert werden.

25.2 Elementübersicht

25.2.1 Das Element Welle

Eine neue Welle kann über das entsprechende Icon in der Elementbox hinzugefügt werden (siehe Kapitel 25.1.1, Welleneditor). Die Option **Welle hinzufügen** ist auch im Kontextmenü des Elementbaums (siehe Kapitel 25.1.2, Elementbaum) zu finden. Ess erscheint ein neuer Eintrag am Ende des Elementbaums. Ein Einfachklick auf das Wellenelement im Elementbaum ermöglicht die Parametrierung der Welle über den Elementeditor (siehe Kapitel 25.1.4, Elementeditor).

25.2.1.1 Zeichnungsnummer

Das Eingabefeld **Zeichnungsnummer** ermöglicht die Übergabe einer beliebigen Zeichenkette mit Ausnahme der Verwendung des ';' (Strichpunkt). Die Wahl der Zeichnungsnummer hat keinen Einfluss auf die Rechnung.

25.2.1.2 Position

Das Eingabefeld **Position** gibt die **Y**-Koordinate des Startpunkts der Welle bezüglich des globalen Koordinatensystems an.

► **Hinweis**

Globale Koordinaten werden in Grossbuchstaben, Koordinaten im Bezugssystem einer Welle in Kleinbuchstaben angegeben.

25.2.1.3 Temperatur

Unterscheidet sich die Temperatur der Welle von der Referenztemperatur (siehe Kapitel 25.3.6, Referenztemperatur), ergibt sich eine thermische Dehnung der Welle. Neben der Wärmedehnung der Welle kann auch die Wärmedehnung des Gehäuses über die Gehäusetemperatur (siehe Kapitel 25.3.7, Gehäusetemperatur) berücksichtigt werden.

25.2.1.4 Umgebungsdichte

In hydrostatischen Fluiden erfahren Körper einen Auftrieb. Der Betrag ist gleich der Gewichtskraft des verdrängten Mediums, definiert über das Volumen und der Dichte des verdrängten Mediums. Dieser Auftriebseffekt wird in KISSsoftberücksichtigt, wenn die entsprechende Umgebungsdichte vorgegeben wird. Die Standardeinstellung ist die Dichte von Luft, nachfolgend einige weitere, technisch relevante Grössen.

Medium	**Luft**	**Wasser**	**Öl**
Dichte ϱ	1.2	998	772

Tabelle 25.1: Dichten [kg/m3] einiger wichtiger Fluide bei ϑ = 20oC und p = 1016 mbar

► **Hinweis**

Befindet sich eine einzelne Welle in unterschiedlichen Umgebungsmedien, wie bspw. der Fall bei Antriebswellen von Schiffen, können zwei Einzelwellen mit unterschiedlicher Umgebungsdichte mit dem **Verbindungen**-Element aus dem Elementbaum miteinander verbunden und als Einzelwelle berechnet werden.

25.2.1.5 Drehzahl

Drehzahl der Welle in [1/min] um die Längsachse. Durch Aktivieren der Checkbox rechts neben dem Eingabefeld kann die Drehzahl unabhängig von den anderen Wellen geändert werden. Ist die Checkbox hingegen nicht aktiviert, wird der Wert aus dem Eingabefeld Drehzahl (siehe Kapitel 25.3.4, Drehzahl) im Eingabefenster **Basisdaten** übernommen.

25.2.1.6 Drehrichtung

Die Drehrichtung der Welle kann einen Einfluss auf die Lastverteilung der Welle, z.B. infolge Schrägverzahnung, und damit auf die Lebensdauer der Lager haben. Durch Auswählen der Checkbox rechts neben dem Eingabefeld **Drehzahl** , sind die Einträge der Dropdownliste einsehbar und auswählbar. Ist die Checkbox hingegen nicht aktiviert, wird der Wert aus dem Eingabefeld Drehrichtung (siehe Kapitel 25.3.5, Drehrichtung) im Eingabefenster **Basisdaten** übernommen.

25.2.1.7 Werkstoff

Mittels dieser Auswahlliste kann der Wellenwerkstoff ausgewählt und damit jeder Welle ein individuelles Material zugeordnet werden. Zusammen mit dem **Verbindungen**-Element aus dem Elementbaum können damit auch Einzelwellen aus unterschiedlichen Werkstoffen erstellt werden.

25.2.1.8 Rohmass

Das Eingabefeld **Rohmass** ist ausschlaggebend für die Festigkeitsberechnung. Ist im Eingabefenster **Festigkeit** in der Dropdownliste **Zustand bei Wärmebehandlung** die Option **Vorgedreht auf Istdurchmesser** gewählt, hat die Vorgabe des Rohmasses keinen Einfluss auf die Berechnung. Steht die Auswahl hingegen auf **Rohdurchmesser**, wird der grösste, gerundete Wellendurchmesser gesetzt und die Festigkeitsberechnung mit diesem Wert durchgeführt. Durch Auswählen der Checkbox rechts neben dem Eingabefeld kann der Durchmesser des Rohlings vor dem Drehen selbst gewählt werden.

25.2.1.9 Einhärtetiefe (FKM)

Das Eingabefeld für die Einhärtetiefe wird für die Abschätzung der Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile benötigt. Mit der Einhärtetiefe wird je nach Randschichthärtungsverfahren die Position des Übergangs Randschicht zu Kern bestimmt. Für die Hauptberechnung wird diese Eingabe nicht benötigt. Eine weitere Beschreibung zu dieser Berechnung befindet sich im Kapitel 'Abschätzung der Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile'.

25.2.1.10 Oberflächenverfestigung

Bei dieser Auswahl-Liste kann definiert werden, ob eine zusätzliche Oberflächenverfestigung angewendet wurde oder nicht. Zur Auswahl stehen **Rollen** und **Kugelstrahlen**.

25.2.1.11 Zustand bei Wärmebehandlung

Zur Bestimmung des technologischen Grösseneinflussfaktors $K_{1,deff}$ stehen drei Optionen zur Verfügung:

- Vorgedreht auf Ist- Durchmesser. Der Rohdurchmesser hat keinen Einfluss auf den technologischen Grösseneinflussfaktor. Die Grösse $K_{1,deff}$ wird für jeden Querschnitt basierend auf dem für den Querschnitt gültigen Durchmesser neu berechnet.
- Rohdurchmesser. $K_{1,deff}$ wird einmal aus dem Rohdurchmesser bestimmt und für alle Querschnitte verwendet.
- Vorgedreht aus Ist-Durchmesser (bei Absätzen K1 aus d)

► Hinweis

Das Feld **Rohmass** kann auch im **Elementeditor** der entsprechenden Welle definiert werden. Hierzu muss diejenige Dimension des Rohmaterials eingegeben werden, die bei der letzten

Wärmebehandlung für die endgültigen Werkstoffeigenschaften verantwortlich ist. Für eine Vollwelle soll der Aussendurchmesser des Rohlings, für ein Rohr die Wandstärke und für ein Gussteil die grösste Wanddicke eingegebenen werden.

25.2.1.12 Wärmebehandlung von Hohlwellen im vollen Zustand

Ist beim 'Zustand der Wärmebehandlung' nicht der Rohdurchmesser eingegeben und handelt es sich um eine Hohlwelle (di > 0.1*da), dann kann mit dieser Option unterschieden werden,
ob die Faktoren anhand der Vollwelle oder der Hohlwelle bestimmt werden. Diese Option ist nur für die Rechenmethoden FKM und DIN gültig.
In der FKM-Richtlinie 7. Ausgabe wird in der Tabelle 1.2.3 unterschieden zwischen Hohl- und Vollwelle und zusätzlich noch nach Fall 1 und Fall 2. Fall 1 ist für Bauteile aus vergütetem Stahl, einsatzgehärteter Einsatzstahl etc., Fall 2 für Bauteile aus unlegiertem Stahl, normalgeglühter Vergütungsstahl etc. Die 2 Fälle werden automatisch nach der Eingabe des Werkstoffes in KISSsoft unterschieden.
Nach DIN 743-2 wird für den Faktor K2 und K3 der Durchmesser der Welle für das d_{eff} verwendet, für den Faktor K1 wird bei einer Vollwelle entweder der Durchmesser oder bei einer Hohlwelle nach FKM die Wandstärke s oder 2* die Wandstärke s für d_{eff} verwendet.

25.2.1.13 σzdW für grosse Durchmesser und grossen Randabstand bestimmen

Nach DIN 743-3:2024 wird bei grossen Durchmessern die lokale Zug-Druck-Wechselfestigkeit überschätzt. Deshalb wird vor allem für Schmiedeteile d > 300 mm für Bereiche, welche einen Randabstand > 50 mm (dRoh-d) aufweisen, empfohlen, σzdW näherungsweise mit der untenstehenden Formel (8) aus der DIN 743-3:2024 zu rechnen. Mit dieser Option kann dies mitberücksichtigt werden, ansonsten wird mit den normalen Umrechnungsformeln gerechnet.

25.2.1.14 Werkstoffkennwerte

In der Auswahlliste **Werkstoffkennwerte** können die zu berechnenden festigkeitsrelevanten Werkstoffkenngrössen nach DIN 743 oder FKM definiert werden:

1. σ_B, σ_S und σ_W **Bezugsdurchmesser und Grössenfaktor** $K_1(d_{eff})$: σ_B, σ_S und σ_W (Werte für Bezugsdurchmesser) werden aus der Datenbanktabelle W000 entnommen und mit Grössenfaktor K_1 beaufschlagt.
2. σ_{Beff}, σ_{Seff} **effektiver Durchmesser,** σ_W **Bezugsdurchmesser und Grössenfaktor** $K_1(d_{eff})$: σ_{Beff} und σ_{Seff} werden grössenabhängig aus der Datenbanktabelle KISS entnommen. σ_W für Bezugsdurchmesser wird aus der Datenbanktabelle W000 entnommen und mit Grössenfaktor K_1 beaufschlagt.
3. σ_{Beff}, σ_{Seff} **effektiver Durchmesser,** σ_W **Bezugsdurchmesser (**K_1**=1)**: σ_{Beff} und σ_{Seff} werden grössenabhängig aus der Datenbanktabelle KISS entnommen. σ_W für Bezugsdurchmesser wird aus der Datenbanktabelle W000 entnommen. Der Grössenfaktor K_1 wird nicht berücksichtigt.

4. **σ_{Beff}, σ_{Seff} effektiver Durchmesser, σ_W berechnet aus R_m**: σ_{Beff} und σ_{Seff} werden grössenabhängig aus der Datenbanktabelle KISS entnommen. σ_W wird aus der Zugfestigkeit R_m gemäss Norm ermittelt.

Formelzeichen nach Rechenmethode:
σ_B (DIN 743), R_m (FKM): Zugfestigkeit
σ_S (DIN 743), R_p (FKM): Streckgrenze
K_1 (DIN 743), K_{dm}, K_{dp}, K_{dA} (FKM): Grössenfaktoren
Die Daten des Werkstoffs, die in der Wellenfestigkeitsberechnung verwendet werden, leiten sich aus den Angaben in der Datenbank wie folgt ab:

- Wechselfestigkeitswerte (für Zug/Druck, Biegung etc.) werden direkt aus der Werkstoffdatenbank gelesen. Dort sind diese Werte für jede Rechenmethode einzeln definiert. Sofern Daten für diese Werkstoffe innerhalb der Rechenmethode definiert sind, werden genau diese Werte verwendet.
- Bruchfestigkeitswerte sind in der Datenbank auf Grund der spezifischen EN-Norm durchmesserabhängig abgelegt. Auf Grund des Rohdurchmessers wird die effektive Bruchfestigkeit aus der Datenbank ausgelesen und bei der Berechnung verwendet. Diese Art der Bestimmung der effektiven Bruchfestigkeit ist sehr verlässlich und bei allen Rechenmethoden zulässig. Sie bewirkt, dass die Werte bei allen Rechenmethoden die gleichen sind.
- Bei den Eingaben zu den Rechenmethoden kann wahlweise auch die Verwendung der Werkstoffdatenbank auf Grund der Angaben in der jeweiligen Norm gesetzt werden. Dann wird nach der Vorschrift (FKM oder DIN, bei Hänchen erfolgt eine Fehlermeldung) die effektive Bruchfestigkeit mit dem Dickenfaktor aus der Grund-Bruchfestigkeit bei Probendurchmesser (normalerweise 10 mm) bestimmt.
- Streckgrenze oder Dehngrenzwerte werden aus der Datenbank oder der Norm bestimmt, genauso wie bei der Bruchfestigkeit beschrieben.

25.2.1.15 Eigene Daten für Wöhlerlinie

Das Aktvieren der Option **Eigene Daten für Wöhlerlinie** ermöglicht die Definition einer eigenen Wöhlerlinie. Es kann dort auch die ertragbare Schädigungs- bzw. Minersumme angegeben werden. Ist die Option nicht aktiviert, wird die Wöhlerlinie nach DIN743 oder FKM verwendet.

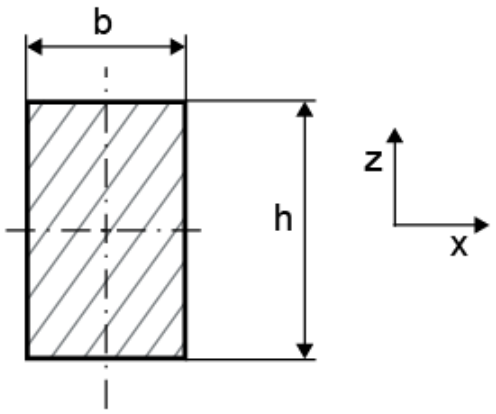
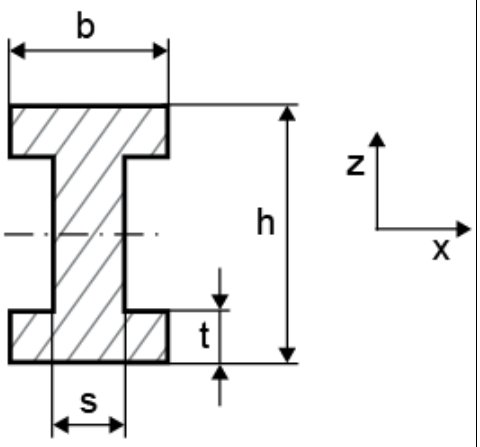
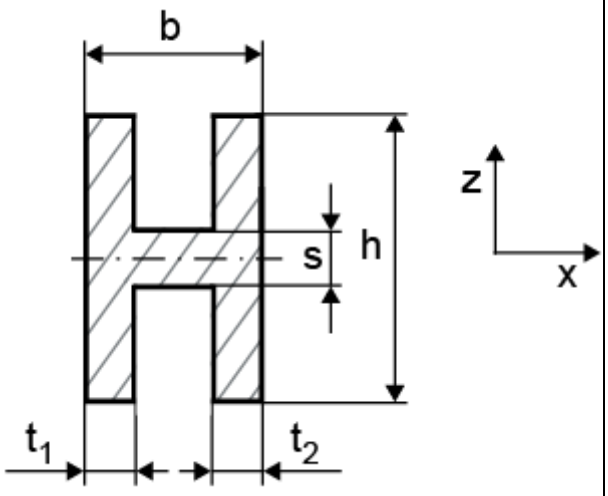
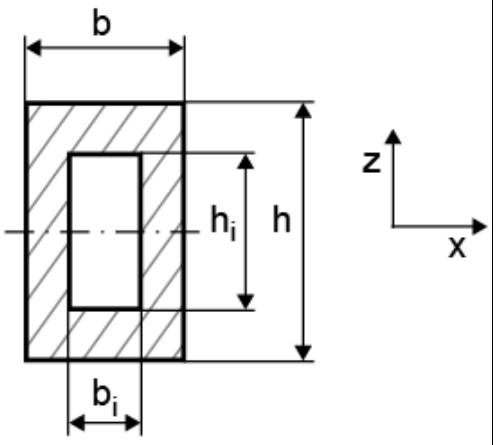
25.2.1.16 Resultate im Protokoll berücksichtigen

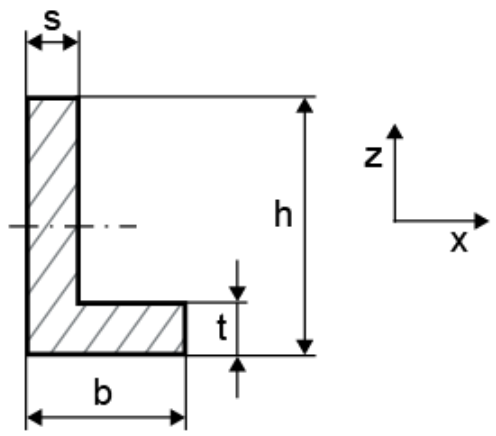
Ist diese Option aktiviert, wird die entsprechende Welle mit ihren Elementen (äussere/ innere Kontur, Kraftelemente, Lager) im Wellenhauptprotokoll ausgegeben. Dies ist nur für Eingaben gültig und beeinflusst die Berechnungsresultate nicht.

25.2.2 Aussenkontur

Zur Definition der Wellengeometrie können (Hohl-) Zylinder, (Hohl-) Konen und Träger verwendet werden. Elemente können mit der Elementbox oder über das Kontextmenü («Hinzufügen») im Elementbaum hinzugefügt werden. Ist ein Konturelement im Welleneditor oder dem Elementbaum selektiert, kann über das Kontextmenü ein neues Element links («Davor einfügen») oder rechts davon («Danach einfügen») eingefügt werden, ansonsten wird es rechts eingefügt.

Mögliche Profile für Träger sind:

<table>
<tr><td>
</td><td>
</td></tr>
<tr><td>Rechteck-Profil</td><td>Doppel-T-Profil</td></tr>
<tr><td>
</td><td>
</td></tr>
<tr><td>H-Profil</td><td>Hohl-Rechteck-Profil</td></tr>
</table>

	
L-Profil	

25.2.2.1 Definition der Nebenelemente

Um ein Nebenelement zu definieren muss das gewünschte Hauptelement im Elementbaum angewählt werden, auf welchem es positioniert werden soll. Danach kann über rechten Mausklick das gewünschte Nebenelement gewählt werden. Das eingefügte Nebenelement wird im Welleneditor gezeichnet, die dazugehörenden Kerbfaktoren werden während der Festigkeitsberechnung bestimmt.

Nebenelemente eingeben:

- **Radius rechts/ links**
  Eingabegrössen:
  - Radius: Die Grösse des Radius
  - Oberflächenrauigkeit: Radiusoberfläche
- **Fase rechts/ links**
  Eingabegrössen:
  - Länge: Die Länge der Fase
  - Winkel: Winkel der Fase
- **Freistich rechts/ links**
  Eingabegrössen:
  - Freistich-Form: Auswahl der Freistich-Form nach DIN 509 oder FKM
  - Reihe (DIN 509): (Auswahl: Reihe 1, Radien nach DIN 250; Reihe 2, spezielle Radien)
  - Beanspruchung (DIN 509): (Auswahl: mit üblicher Beanspruchung; mit erhöhter Wechselfestigkeit)
  - Freistich-Länge: Die Länge des Freistiches in Achsrichtung
  - Übergangsradius: Radius zwischen Freistichende und anschliessendem Element

        - Einstichtiefe: Tiefe des Einstiches
        - Oberflächenrauigkeit: Einstichoberfläche
- **Presssitz**
  Eingabegrössen:
        - Presssitzlänge: Länge des Presssitzes
        - Art des Press-Sitzes: (Auswahl: Leichter Pressitz, Presssitz und Presssitz mit Ausnahmen)
        - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zum Beginn des Presssitzes
- **Passfeder-Nut**
  Eingabegrössen:
        - Länge: Länge der Passfedernut
        - Norm: Normen der Passfeder
        - Passfedernutbreite: Breite der Passfedernut (Bei 'Eigene Eingabe' eingebbar)
        - Passfedernuttiefe: Tiefe der Passfedernut (Bei 'Eigene Eingabe' eingebbar)
        - Anzahl Passfedern: (i > 2 nach Norm nicht vorgesehen)
        - Herstellverfahren: (Auswahl: Fingerfräser, Scheibenfräser, Kombiniert mit Presssitz (FKM))
        - Oberflächenrauigkeit: Passfedernutoberfläche
        - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zum Beginn der Passfedernut
- **Umlauf-Nut**
  Eingabegrössen:
        - Tiefe: Tiefe der Umlaufnut
        - Rundung im Nutgrund: Radius der Umlaufnut
        - Oberflächenrauigkeit: Umlaufnutoberfläche
        - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zur Mitte der Umlaufnut
- **Rechteck-Nut**
  Eingabegrössen:
        - Breite: Breite der Rechtecknut
        - Tiefe: Tiefe der Rechtecknut
        - Radius: Radius der Rechtecknut
        - Oberflächenrauigkeit: Rechtecknutoberfläche
        - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zur Mitte der Rechtecknut

- **Spitzkerbe**
  Eingabegrössen:
    - Tiefe: Tiefe der Spitzkerbe
    - Oberflächenrauigkeit: Spitzkerbenoberfläche
    - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zur Mitte der Spitzkerbe
- **Kerbverzahnung**
  Eingabegrössen:
    - Norm: Normreihe der Kerbverzahnung (über den Plus-Button gewünschte Grösse aus einer Liste wählbar)
    - Kopfkreis: kann aus der Normenliste ausgewählt oder eingegeben werden
    - Fusskreis: kann aus der Normenliste ausgewählt oder eingegeben werden
    - Zähnezahl: kann aus der Normenliste ausgewählt oder eingegeben werden
    - Modul: kann aus der Normenliste ausgewählt oder eingegeben werden
    - Oberflächenqualität: Kerbverzahnungsoberfläche
    - Länge: Länge der Kerbverzahnung
    - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zum Beginn der Kerbverzahnung
- **Keilwelle**
  Eingabegrössen:
    - Kopfkreis: Kopfkreis der Keilwelle
    - Fusskreis: Fusskreis der Keilwelle
    - Anzahl Keile: Anzahl der Keile
    - Keilwellen-Fussrundung: (Auswahl: Form A, Form B und Form C)
    - Länge: Länge der Keilwelle
    - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zum Beginn der Keilwelle
    - Oberflächenqualität: Keilwellenoberfläche
- **Querbohrung**
  Eingabegrössen:
    - Bohrungsdurchmesser: Durchmesser der Bohrung
    - Oberflächenrauigkeit: Querbohrungsoberfläche
    - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zur Position der Querbohrung
- **Gewinde**
  Eingabegrössen:
    - Bezeichnung: Bezeichnung des Gewindes

- Gewindetiefe: Tiefe des Gewindes
- Rundung: Rundung im Kerbgrund des Gewindes
- Länge: Länge des Gewindes
- Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zum Beginn des Gewindes
- Oberflächenrauigkeit: Gewindeoberfläche

- **Allgemeine Kerbwirkung**
  Eingabegrössen:
  - Breite: Breite des allgemeinen Nebenelementes
  - Kerbfaktor Biegung/ Torsion/ Zug-Druck/ Querkraft: die Kerbfaktoren können hier direkt eingegeben werden
  - Oberflächenrauigkeit: Oberfläche des allgemeinen Nebenelementes
  - Bezugsmass: damit wird das Mass angegeben vom linken Ende des angewählten Elementes bis zur Mitte des allgemeinen Nebenelementes

Der Kerbtyp „Konischer Wellenabsatz" kann direkt in der Festigkeitsberechnung (siehe Kapitel 26.5.14, Querschnittarten) aktiviert werden.

25.2.2.2 Import der Wellengeometrie

Mit rechtem Mausklick auf «Aussen-»/ bzw. «Innenkontur» im Elementbaum wird ein Kontextmenü geöffnet. Wählt man **Importieren** an, kann eine *.ktx- oder eine dxf-Datei eingelesen werden.

Einlesen einer ktx-Datei:

Bei KISSsoft im Elementbaum der Wellenberechnung mit rechtem Mausklick auf dem Element **Aussenkontur** das Kontextmenu starten und **Importieren** auswählen. Die gewünschte *.ktx -Datei auswählen und **Öffnen** wählen. Die Wellenkontur wurde somit eingelesen.

Einlesen einer dxf-Datei:

Die Aussen- und die Innenkontur (falls vorhanden) der Welle sollten einzeln vom CAD ausgegeben werden.

► **Hinweis:**

Für den Namen des Layers kann der Vorgabewert **ALL** verwendet werden, somit werden alle Layer gelesen. Als Variante können die Konturen auch in verschiedenen Layern gelesen werden. Der Name des Layers muss in das entsprechende Eingabefeld eingetragen werden. Bei Unsicherheit über die exakte Bezeichnung des Layers kann versuchsweise ein sicher ungültiger Name angegeben werden (z.B. XXX). Beim Einlesen erfolgt dann eine Fehlermeldung, in welcher die gültigen Namen der Layer aufgelistet werden.

- Die Wellenkontur wird mit Mittellinie in einem CAD-System gezeichnet. Als Koordinatensystem kann man die x-y-Ebene nehmen (x-Achse als Rotationsachse), die Kontur wird nachher beim Einlesen richtig interpretiert, so dass die Welle im KISSsoft in der y-z-Ebene gezeichnet wird (Rotationsachse y-Achse). Die Wellengeometrie ist als *.dxf abzuspeichern.

- Beim KISSsoft im Elementbaum der Wellenberechnung mit rechtem Mausklick auf dem Element **Aussenkontur** das Kontextmenü starten und **Importieren** auswählen. Die gewünschte *.dxf-Datei auswählen und **Öffnen** wählen.
- Er öffnet sich ein weiterer Dialog, in welchem man den Layer, den Ursprungspunkt (x/y) und den Winkel der Symmetrieachse definieren kann. Hat man hier seine Eingaben definiert, kann der Dialog mit OK geschlossen werden. Die Wellenkontur wird dann mit diesen Angaben eingelesen.

25.2.2.3 Export der Wellengeometrie

Mit rechtem Mausklick auf «Aussen-»/ bzw. «Innenkontur» im Elementbaum wird ein Kontextmenü geöffnet. Wählt man **Exportieren** an, kann eine *.ktx oder eine *.dxf-Datei geschrieben werden.

25.2.3 Innenkontur

Die Innenkontur wird, analog zur Aussenkontur, von links nach rechts aufgebaut. Um eine Welle einzugeben, die nur von der rechten Seite her eine Längsbohrung hat, muss daher zuerst von links her bis zum Beginn der Bohrung ein Innen-Zylinder mit Durchmesser 0 eingegeben werden.

25.2.4 Kräfte

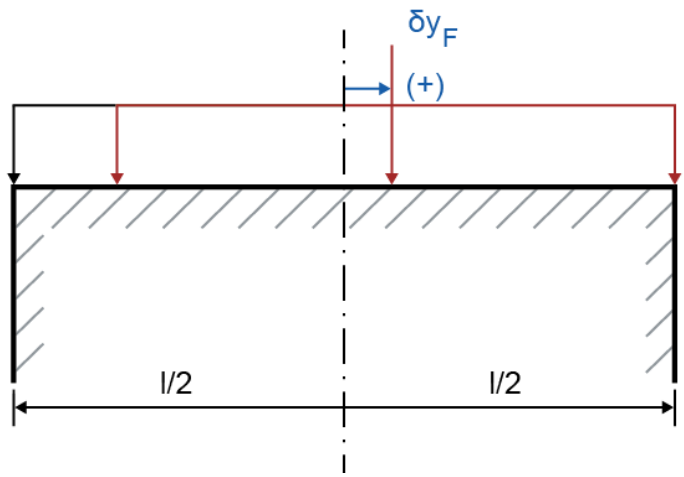
25.2.4.1 Kräfte

Kräfte können an beliebigen Stellen der Welle, auch ausserhalb (!), positioniert werden. Zur Auswahl stehen verschiedene Möglichkeiten, um kraftübertragende Elemente (wie Zahnräder) oder auch Einzelkräfte zu definieren. Die Richtung von Momenten wird bei den meisten Kraftelementen durch die Eingabe von **treibend**/**getrieben** bestimmt. Die Eingabe **treibend** bedeutet dabei, dass die Welle treibt bzw. dass das Moment der Drehrichtung entgegenwirkt (siehe Kapitel 25.3.5, Drehrichtung).

Anmerkungen zu einigen Elementen:

Stirnrad

Position des Eingriffs: Angabe der Lage des Eingriffs mit dem andern Rad, an diesem Punkt greifen die Kräfte an. Anstelle des Teilkreisdurchmessers ist genauer der Wälzkreisdurchmesser sowie der Betriebseingriffswinkel statt des Eingriffswinkels einzugeben. Die Werte können über den Umrechnen-Button berechnet werden.
Wird die Art des Eingriffs auf "Mehrfacheingriff" gesetzt, können mehrere Eingriffe am selben Stirnradelement modelliert werden. Pro Eingriff müssen dessen Position, der wirkende Wälzkreisdurchmesser und die Länge der Krafteinleitung definiert werden. Die resultierenden Betriebseingriffswinkel und Schrägungswinkel werden daraus automatisch bestimmt.
Der Mittelpunkt der Krafteinleitung ist standardmässig die Mitte des Zahnrads. Dies kann geändert werden, indem ein Versatz δyF für den Punkt der Krafteinleitung nach den folgenden Formeln ermittelt wird:



Ursprüngliche Anfangsposition der Krafteinleitung auf das Zahnrad: L0 = Mitte des Zahnrads - (Zahnradbreite/2)
Ursprüngliche Endposition der Krafteinleitung auf das Zahnrad: R0 = Mitte des Zahnrads + (Zahnradbreite/2)

*Wenn δyF > 0
Neue Anfangsposition der Krafteinleitung auf das Zahnrad: L1 = L0 + 2 * δyF
Neue Endposition der Krafteinleitung auf das Zahnrad: R1 = R0

*Wenn δyF < 0
Neue Anfangsposition der Krafteinleitung auf das Zahnrad: L1 = L0
Neue Endposition der Krafteinleitung auf das Zahnrad: R1 = R0 + 2 * δyF

Diese Berechnungen sind nur gültig, wenn die entsprechende Option in den Berechnungseinstellungen aktiviert ist. Das gleiche Verfahren ist für alle Zahnradelemente anzuwenden.

Asymmetrische Stirnräder

Es können asymmetrische Stirnräder definiert werden, wenn bei der Zahngeometrie **asymmetrisch** auswählt wird. Bei dieser Anwahl müssen zwei Betriebseingriffswinkel im Normalschnitt angegeben werden, einmal für die linke Flanke und einmal für die rechte Flanke. Je nach Drehrichtung (Uhrzeiger-/ Gegenuhrzeigersinn) und Richtung (treibend/ getrieben) wird die Arbeitsflanke ermittelt. Je nach Arbeitsflanke wird dann entweder die Eingabe des Betriebswinkels für die rechte oder die linke Flanke für die Berechnung verwendet. Dies funktioniert auch, wenn eine Stirnradpaardatei verknüpft wird.

Steifigkeitsmatrix berücksichtigen: Wenn diese Checkbox aktiviert ist, wird jede vorhandene Radkörperdefinition in der entsprechenden Zahnradberechnung berücksichtigt. Es wird ausschliesslich der Radkörper des über die Option **Daten aus Datei auslesen** ausgewählten Zahnrads verwendet. Es ist zu beachten, dass die Steifigkeitsmatrix des Radkörpers nicht in der normalen Wellenberechnung verwendet wird, d.h. sie ändert die Steifigkeit der Welle nicht.

Kegelrad

Position des Eingriffs: siehe bei Stirnrad.
Die Position des Kegelrades kann über die Kegelraddaten umgerechnet werden. Der Bezugspunkt für die Positionierung ist die Mitte der Kegelradbreite auf dem Teilkegel. Die Position des Kegelrades kann über die Position des Achskreuzungspunktes auf der Welle und weiteren Kegelraddaten umgerechnet werden.

Zur Bestimmung der Axial- und Radialkräfte für Kegelräder in der Wellenberechnung werden die Formeln der ISO 23509:2016 Annex D verwendet.
Bei Hypoidrädern wird zusätzlich eine Kraftkomponente durch Reibung berücksichtigt. Der entsprechende Reibungskoeffizient μ kann in den modulspezifischen Einstellungen definiert werden.
Wird die Art des Eingriffs auf "Mehrfacheingriff" gesetzt, können mehrere Eingriffe am selben Kegelradelement modelliert werden.

Kronenrad

Bei den Kronenrädern wird der Teilkegelwinkel immer auf 90° gesetzt (nicht editierbare Eingabe).

Schnecke

Position des Eingriffs: siehe bei Stirnrad. Eine Schnecke ist im Normalfall treibend. Der Wirkungsgrad wird bei der Berechnung der Kraftkomponenten berücksichtigt.
Wenn die Daten der Schnecke aus einer Z80 Datei gelesen werden, muss in der Schneckenberechnung die Option **Berechnung mit alternativen Formeln (abweichend von der Norm)** in den **Berechnungseinstellungen**, im Tab **Berechnungen,** aktiviert sein. So wird gewährleistet, dass die radialen Kräfte der Wellenberechnung mit denjenigen der Schneckenradberechnung übereinstimmen (siehe Kapitel 18.5.4.3, Berechnung mit alternativen Formeln (abweichend von der Norm)).

Schneckenrad

Position des Eingriffs: siehe bei Stirnrad. Das Schneckenrad ist im Normalfall getrieben. Der Wirkungsgrad wird bei der Berechnung der Kraftkomponenten berücksichtigt.

Seilscheibe

Seilzugrichtung: Angabe der Richtung der Resultierenden der Seilzugkraft gemäss (siehe Abbildung 25.7)

Die Richtungen von Schrägungswinkeln und Lage der Elemente sind im folgenden Bild (siehe Abbildung 25.1) definiert.

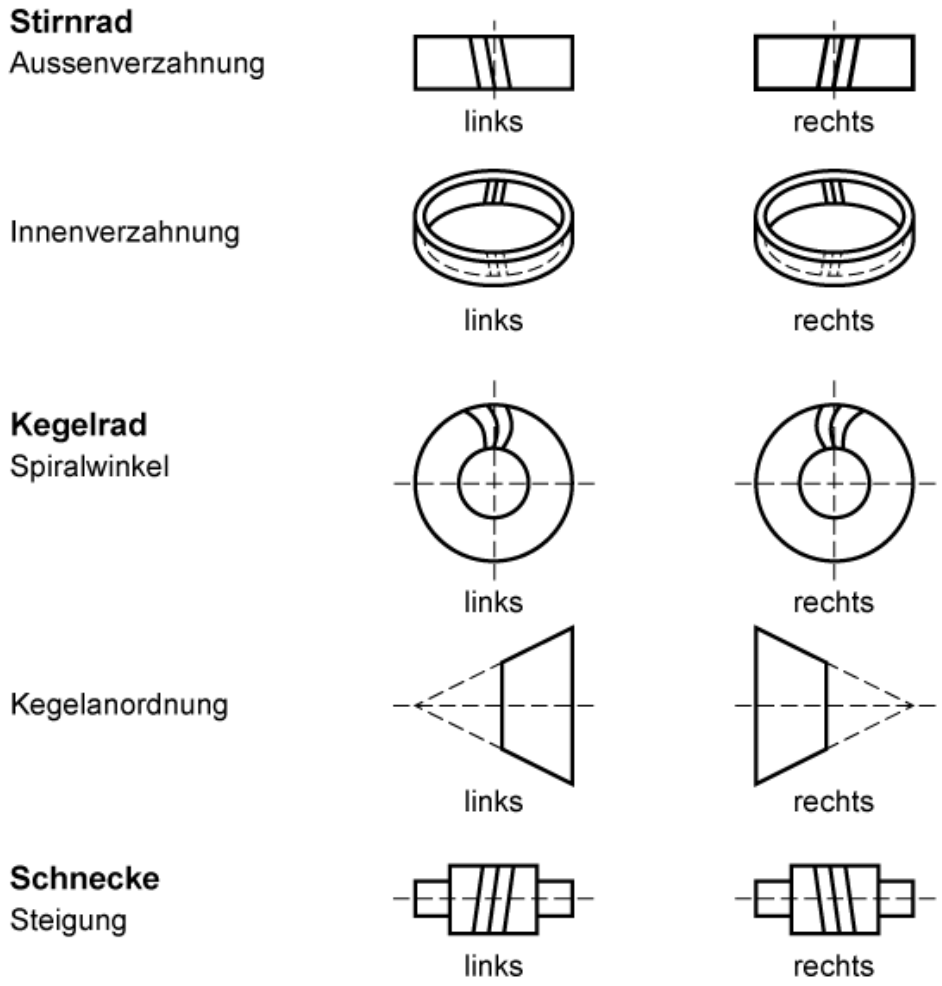


Abbildung 25.1: Zur Richtungsdefinition bei Kraftelementen.

Exzentrische Kraft

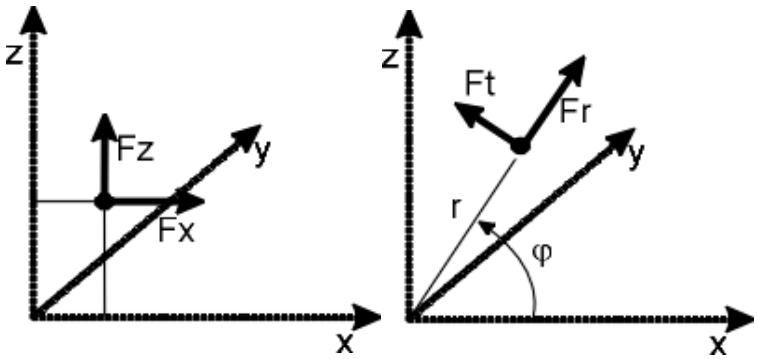


Abbildung 25.2: Kartesische/Polarkoordinaten für die exzentrische Kraft

Die exzentrische Kraft kann in kartesischen oder in Polarkoordinaten eingeben werden (siehe Abbildung 25.2). Das Koordinatensystem lässt sich unter **Zeichnungen/Einstellungen** im Welleneditor ändern.

Übernahme der Daten aus der Zahnradberechnung

Die Eingabedaten zur Definition für Stirn- oder Kegelräder können im **Elementeditor** auch aus einer Zahnradberechnungsdatei eingelesen werden. Nach Einfachklick des entsprechenden Elements im Elementbaum muss dafür ein Haken in die Checkbox **Daten aus Datei lesen** gesetzt werden. Nach der Auswahl der Nummer des Rades (1 bis 4) und des Paars werden die entsprechenden Daten direkt übertragen. Es werden dabei die Daten am Wälzpunkt statt am Teilkreis verwendet.

Wichtig: Bleibt in dieser Eingabemaske die Option **Daten aus Datei lesen** aktiviert, werden bei jedem Aufruf der Wellenberechnung die Daten von neuem aus der Zahnradberechnung geholt. Bei einer nachträglichen Änderung der Zahnraddaten werden die neuen Daten damit automatisch übertragen. Falls nur ein einmaliger Import erwünscht ist, muss die Option nach erfolgtem Import wieder deaktiviert werden.

25.2.4.2 Kupplung

Die Kupplung überträgt ein Drehmoment und kann zusätzlich durch radiale und axiale Kräfte belastet sein. Aus dem Drehmoment (bzw. der eingegebenen Leistung und der Drehzahl) ergibt sich die Umfangskraft zu

$F_t = \frac{M_t \cdot 2}{d}$	(25.2)

F_t	= Umfangskraft
M_t	= Drehmoment
d	= Wirkungsdurchmesser

Radialkraftberechnung bei einer Kupplung:

$F^*_R = K_2 \cdot F_t$	(25.3)

F_t	= Umfangskraft
K_2	= Radialkraftfaktor

Die Wirkrichtung der Kraft ist in der Eingabemaske zu definieren. Ausserdem wird die Masse der Kupplung abgefragt und in der Berechnung als Gewichtskraft berücksichtigt.

Axialkraftberechnung bei einer Kupplung:

$F^*_A = K_3 \cdot F_t$	(25.4)

F_t	= Umfangskraft
K_3	= Axialkraftfaktor

Die Wirkrichtung der Axialkraft ist die Wellenmittellinie.

25.2.4.3 Massen

Zusatzmassen, die auf der Welle sitzen, werden als Trägheit bei der Bestimmung der kritischen Drehzahlen und als Gewichtskraft berücksichtigt.

25.2.4.4 Magnetische Last

Die Axialkraft der magnetischen Last ist in der folgenden Gleichung darstellt:

$$F_A = -F_A^* \cdot T \cdot k$$

Dabei ist

F^*_A	=	Axialkraftfaktor
T	=	Drehmoment (mit Vorzeichen)
k	=	Nutschrägung
k= -1	=	Nutschrägung rechts
k= +1	=	Nutschrägung links
k= 0	=	Nutschrägung gerade

Nachfolgende Abbildung zeigt die schematische Darstellung eines Ankers mit Nutschrägung (links).

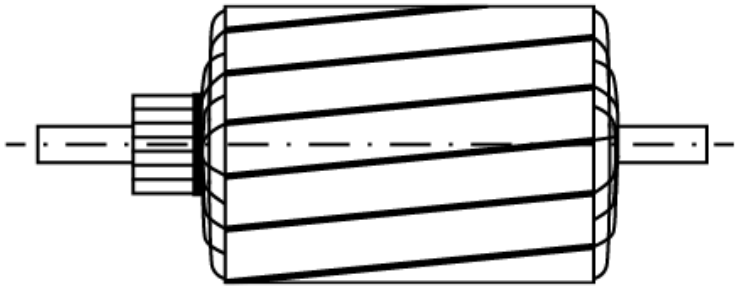


Abbildung 25.3: Abbildung: Anker mit Nutschrägung (links)

25.2.5 Lager

Zusätzlich zur Wellenberechnung können Wälzlager, Gleitlager und allgemeine Lager als separate Wälzlager oder Gleitlager Berechnungsdatei exportiert werden (**Datei > Exportieren**).

25.2.5.1 Lagerung

Eine Lagerung stellt eine generische, beliebig konfigurierbare Randbedingung für die dazugehörige Welle dar. Es können alle relevanten Freiheitsgrade als frei, elastisch oder starr modelliert werden. Als relevante Freiheitsgrade gelten:

- Verschiebung in radialer Richtung

- Verschiebung in axialer Richtung
- Rotation
- Verkippung

Bei diesen Freiheitsgraden kann bei Bedarf die Steifigkeit und/oder das Spiel eingegeben werden. Für typische Lagerungen stehen zudem verschiedene Vorlagen zur Verfügung, siehe nachfolgende Tabelle:

Auswahlliste Lagerung	**Radiale Verschiebung**	**Axiale Verschiebung**	**Rotation**	**Verkippung**
Eigene Eingabe	Eigene Definition	Eigene Definition	Eigene Definition	Eigene Definition
Loslager	fest	frei	frei	frei
Festlager beidseitig angestellt <->	fest	fest	frei	frei
Festlager rechts angestellt ->	fest	rechts	frei	frei
Festlager links angestellt <-	fest	links	frei	frei
Axiallager beidseitig angestellt <->	frei	fest	frei	frei
Axiallager rechts angestellt ->	frei	rechts	frei	frei
Axiallager links angestellt <-	frei	links	frei	frei
Eingespannt	fest	fest	fest	fest

Tabelle 25.2: Definition der Freiheitsgrade (Verschiebung und Rotation)

Zusätzlich ist es möglich, für den Rotationsfreiheitsgrad ein Lastkollektiv zu definieren.

Aus Kompatibilitätsgründen mit älteren KISSsoft-Versionen kann die Konfiguration der Freiheitsgrade auch kartesisch erfolgen (kartesische Lagerung verwenden):

Auswahlliste Lagerung	**ux**	**uy**	**uz**	**rx**	**ry**	**rz**
Eigene Eingabe	Eigene Definition	Eigene Definition	Eigene Definition	Eigene Definition	Eigene Definition	Eigene Definition
Loslager	fest	frei	fest	frei	frei	frei
Festlager beidseitig angestellt <->	fest	fest	fest	frei	frei	frei

Festlager rechts angestellt ->	fest	rechts	fest	frei	frei	frei
Festlager links angestellt <-	fest	links	fest	frei	frei	frei
Axiallager beidseitig angestellt <->	frei	fest	frei	frei	frei	frei
Axiallager rechts angestellt ->	frei	rechts	frei	frei	frei	frei
Axiallager links angestellt <-	frei	links	frei	frei	frei	frei
Eingespannt	fest	fest	fest	fest	fest	fest

Tabelle 25.3: Definition der Freiheitsgrade (kartesisch)

ux, uy, uz: Verschiebung in x-, y-, z-Richtung

rx, ry, rz: Rotation um x-, y-, z-Richtung

Durch die Auswahl **Eigene Eingabe** oder eines beliebigen **Axiallagers** in der Dropdownliste, wird die Option **Exzentrisches Axiallager** verfügbar. Mit dieser Option können Sie die auftretende Exzentrizität modellieren, die dann vorkommt, wenn das Axiallager nicht in der Mitte der Wellenachse wirkt. Durch die Auswahl dieser Option wird ein zusätzliches Biegemoment auf der Welle berücksichtigt. Dieses Biegemoment wird berechnet, indem die Axialkraft der Lagerung mit dem Abstand zwischen Wellenachse und Angriffspunkt der Lagerung multipliziert wird. Der Angriffspunkt kann mit den Eingabefeldern **Radius zum Eingriff** und **Position des Eingriffs** definiert werden (siehe Abbildung 25.4). Darüber hinaus kann der Angriffspunkt auch aus dem ausgewählten Zahnrad abgeleitet werden, wobei der **Radius zum Eingriff** als halber Wälzkreisdurchmesser D_{pw} definiert ist, und die **Position des Eingriffs** durch den Winkel festgelegt wird, bei dem das ausgewählte Zahnrad in das Gegenrad eingreift.

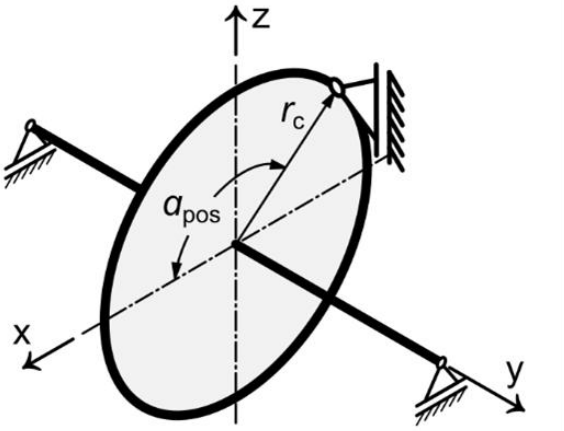


Abbildung 25.4: Definition des Angriffspunkts für die Option Exzentrisches Axiallager

25.2.5.2 Wälzlager

Neben der allgemeinen Lagerung ist es auch möglich, ein spezifisches Wälzlager auszuwählen. Die Daten des Lagers werden hierzu der Wälzlagerdatenbank entnommen.

Die Lagersteifigkeit wird aus der Lagerdatenbank übernommen, sofern dort ein Eintrag vorhanden ist. Alternativ können die Werte im Elementeditor manuell eingegeben werden. Weiter gibt es die Möglichkeit, die radiale und axiale Steifigkeit sowie die Kippsteifigkeit in einer Datei zu definieren (siehe z.B. «Example-Userdefined-Bearing-Stiffness.dat» in «dat» Verzeichnis), mit welcher die lokale Betriebssteifigkeit des Lagers berechnet werden kann. In der Datei sollte das Lagerspiel in der Verlagerungs-Belastungskurve enthalten sein, deswegen wird der Eingabewert des Spiels beim Lesen einer Datei auf 0 gesetzt.

Um die Vorspannkraft auf dem Lager zu definieren, kann statt des Offsets die axiale Vorspannkraft auf dem Aussenring verwendet werden. Dies wird nur bei Lager mit innerer Geometrie, und nur falls das Lager eine axiale Vorspannkraft aufnehmen kann, berücksichtigt. Die Vorspannkraft wird dann intern in einen entsprechenden Versatz des Aussenrings umgewandelt. Zusätzlich kann bei Lagern mit innerer Geometrie die Rotation um die X- und die Z-Achse des Aussenrings definiert werden. Damit kann zum Beispiel die Deformation des Gehäuses modelliert werden und es erlaubt die direkte Eingabe von FEM Daten.

$P_d = d_o - d_i - 2 * D_w$

Wobei P_d das diametrale Lagerspiel, d_o der Laufbahndurchmesser aussen, di der Laufbahndurchmesser innen und D_w der Wälzkörperdurchmesser ist. Für andere Lagerbauarten werden ähnliche Definitionen verwendet, anhängig von der jeweiligen Bauart.

Die Wälzlager können als Radial- oder Axiallager mit jeweils unterschiedlichen Anstellungen modelliert werden, siehe nachfolgende Tabelle:

Auswahlliste Wälzlager	**ux**	**uy**	**uz**	**rx**	**ry**	**rz**
Loslager	fest	frei	fest	frei	frei	frei
Festlager beidseitig angestellt <->	fest	fest	fest	frei	frei	frei
Festlager rechts angestellt ->	fest	rechts	fest	frei	frei	frei
Festlager links angestellt <-	fest	links	fest	frei	frei	frei
Axiallager beidseitig angestellt <->	frei	fest	frei	frei	frei	frei
Axiallager rechts angestellt ->	frei	rechts	frei	frei	frei	frei
Axiallager links angestellt <-	frei	links	frei	frei	frei	frei

Tabelle 25.4: Auswahlmöglichkeiten und deren Freiheitsgraddefinitionen

25.2.5.3 Gleitlager

Zwei Gleitlagerarten können im Welleneditor definiert werden:

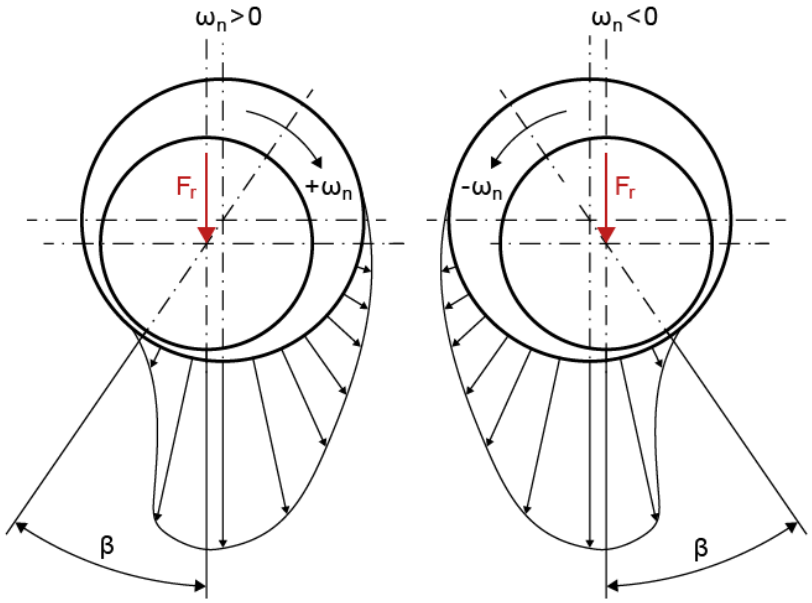
- Hydrodynamische Radialgleitlager
- Radialgleitlager und Axialgleitlager

25.2.5.3.1 Hydrodynamische Radialgleitlager

Hydrodynamische Radialgleitlager 29 können mit dem Element hydrodynamische Radialgleitlager abgebildet werden. Die Rechenmethode kann aus einer Dropdownliste wie folgt ausgewählt werden:

Eigene Eingabe: Neben der Nennbreite B, dem Verlagerungswinkel β und dem diametralen Spiel P_d kann auch die radiale Steifigkeit c_r angeben werden, die erst nach vollständiger Ausnutzung des Spiels auf die Welle wirkt. Für die Auswertung erzwungener Schwingungen (siehe Kapitel 26.8, Erzwungene Schwingungen) kann auch eine Dämpfungsrate d_r angegeben werden.

Weitere Rechenmethoden: Alle Rechenmethoden, die im Berechnungsmodul für hydrodynamische Gleitlager vorhanden sind, stehen zur Verfügung. Daten zur Steifigkeit, Dämpfung und Gleichgewichtslage werden nach der entsprechenden Norm berechnet und in der Wellenberechnung verwendet. Wird die analytische Berechnung eines Gleitlagers unterstützt, werden die für die Wellenberechnung notwendigen Angaben analytisch berechnet.



Das Gleitlager ist als Loslager implementiert und kann nur radial Kräfte aber keine Kippmomente übertragen. Ergeben sich in einer Konfiguration Kippmomente, welche real mit dem Gleitlager übertragen werden könnten, muss für die korrekte Modellierung zusätzlich eine Lagerung hinzugefügt werden.

25.2.5.3.2 Radialgleitlager und Axialgleitlager

Nicht-hydrodynamische Radialgleitlager und Axialgleitlager, die beispielsweise zum Modellieren von Buchsen und Unterlegscheiben verwendet werden können, lassen sich, wie in der folgenden Abbildung gezeigt, mit vier verschiedenen Bauarten von Gleitlagerelementen darstellen:

a) Radialgleitlager zum Übertragen von Radialkräften
b) Radialgleitlager zum Übertragen von Radialkräften und Kippmomenten
c) Axialgleitlager zum Übertragen von axialen Kräften auf der rechten Seite
d) Axialgleitlager zum Übertragen von axialen Kräften auf der linken Seite

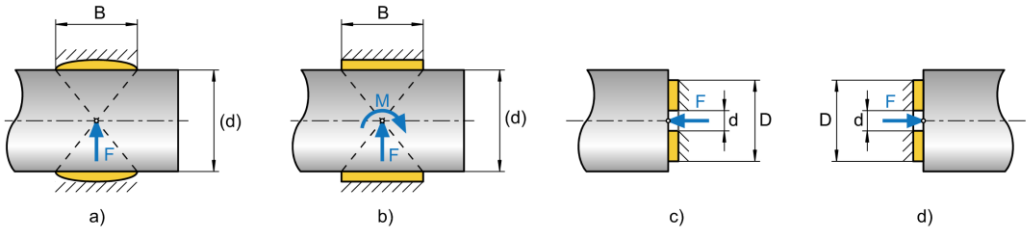


Abbildung 25.5: Bauarten von nicht-hydrodynamischen Gleitlagern

Je nach Bauart des Radial- oder Axiallagers muss ein Koeffizient für die radiale bzw. axiale Reibung, μ_r bzw. μ_a, eingegeben werden. Darüber hinaus muss für Gleitlager auch die Lagerbreite B eingegeben werden. Für Axiallager müssen der Innendurchmesser d und der Aussendurchmesser D der Spurscheibe eingegeben werden. Es ist nicht erforderlich, den Durchmesser des Gleitlagers einzugeben, weil er automatisch von den Abmessungen der Welle abgeleitet wird. Alle vier Bauarten werden als unendlich steife Lagerungen ohne Spiel modelliert. Die Angriffspunkte der Reaktionskräfte und Kippmomente werden, wie in der oberen Abbildung dargestellt (siehe Abbildung 25.5), berücksichtigt.

Für Gleitlager werden mehrere Resultate berechnet, die auch im Protokoll aufgeführt werden. Die Reibkraft F_f, das Reibmoment M_f und die mittlere Flächenpressung p werden wie folgt berechnet:

Gleitlager	**Axiallager**
$F_f = F \cdot \mu_r$	$F_f = F \cdot \mu_a$
$r_f = \frac{d}{2}$ $M_f = F_f \cdot r_f$	$r_f = \frac{1}{2}\left(\frac{d}{2} + \frac{D}{2}\right)$ $M_f = F_f \cdot r_f$
$p = \frac{F}{B \cdot d}$	$p = \frac{F}{\frac{\pi}{2}(D^2 - d^2)}$

Die Oberflächen, die zum Berechnen der mittleren Flächenpressung p verwendet werden, sind in der folgenden Abbildung ersichtlich.

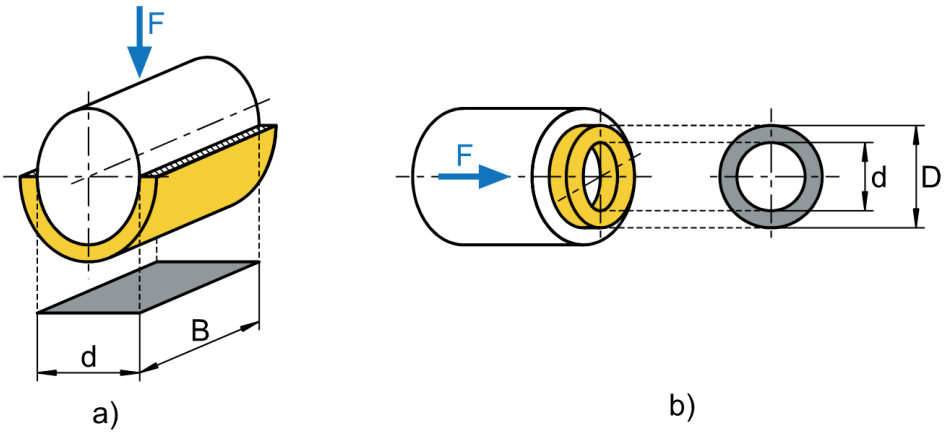


Abbildung 25.6: Oberfläche, die zum Berechnen der mittleren Flächenpressung für a) Gleitlager und b) Axiallager verwendet wird.

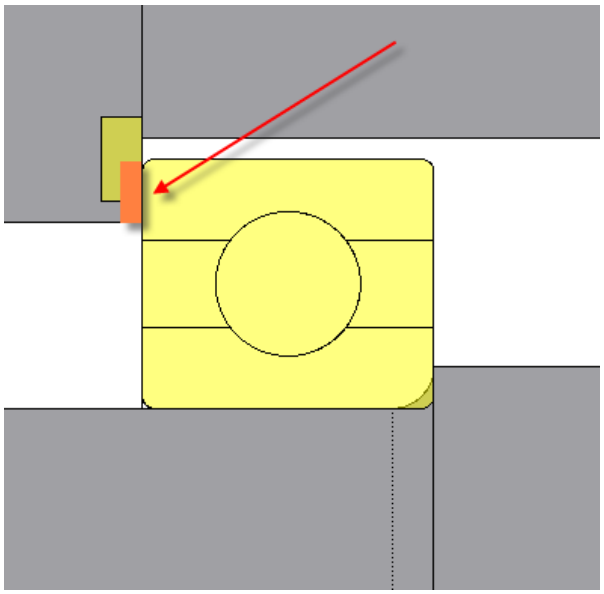
Am Ende wird die reibungsbedingte Verlustleistung P_f mit der folgenden Gleichung berechnet:

$$P_f = M_f \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{rel}}{60}$$

wobei n_{rel} die relative Drehzahl der Welle ist.

25.2.5.4 Reine Axiallagerung

Werden Lager als reine Axiallagerungen (links/rechts/beidseitig angestellt) modelliert, können sie keine Radialkräfte aufnehmen. Radialkräfte, verursacht durch Pressung des Aussenrings am Gehäuse und dem zugehörigen Reibkoeffizienten, werden ignoriert.



25.2.6 Verbindungselemente

Mehrere, koaxiale, Wellen können durch zwei unterschiedliche Verbindungselemente verbunden werden: «Verbindung allgemein» , «verbindendes Wälzlager» oder «verbindendes Gleitlager».

Das Verbindungselement zwischen den Wellen legt die Freiheitsgrade der Welle am Verbindungspunkt fest für die drei relativen Verschiebung auf der x-, y- oder z-Achse und die drei relativen Drehungen um die x-, y- oder z-Achse.

25.2.6.1 Verbindung allgemein

Die Verbindung allgemein stellt, analog zur Lagerung, eine generische, beliebig konfigurierbare Koppelung für die dazugehörigen Welle dar. Es können alle sechs Freiheitsgrade als frei, elastisch oder starr modelliert werden. Bei allen Freiheitsgraden kann bei Bedarf die Steifigkeit und/oder das Spiel eingegeben werden.

Für typische Lagerungen stehen zudem die Vorlagen «Gelenk» und «Starre Verbindung» zur Verfügung.

Gelenk: Keine der Verschiebungen ist zulässig, dafür sind alle Rotationsfreiheitsgrade gegeben.

Starre Verbindung: Kein Freiheitsgrad (keine der 3 Verschiebungen und keine der 3 Rotationen) ist gegeben.

25.2.6.2 Verbindendes Wälzlager

Um zwei Wellen zu verbinden, kann ein Wälzlager eingesetzt werden. Das Eingabe ist analog dem Wälzlager für eine einzelne Welle, zusätzlich muss hier lediglich die innere und äussere Welle spezifiziert werden.

Der Innenring des Wälzlagers wird als fest auf der Innenwelle angenommen, und der Aussenring des Lagers auf der Aussenwelle. Die Art des Lagers (Festlager rechts/links angestellt, etc.) definiert wie die Axialkräfte über das Lager von Welle zur anderen übertragen werden.

Da nicht nur Kräfte sondern auch Momente über Verbindungselemente übertragen werden können, wir stark empfohlen, die Lagerberechnung mit innerer Geometrie durchzuführen nach ISO/TS 16281 zu verwenden.

25.2.7 Querschnitte

Weitere Ausführungen zu den Querschnitte und der Festigkeitsberechnung befinden sich im Kapitel «Wellen berechnen» 26, insbesondere (siehe Kapitel 26.5.12, Querschnitte).

25.2.7.1 Freier Querschnitt (Einfachkerbe)

Freie Querschnitte erlauben die Eingabe von Kerbwirkungen **unabhängig von der tatsächlichen Definition der Wellengeometrie**.

25.2.7.2 Freier Querschnitt (Mehrfachkerben)

Mit dieser Art von Querschnitten können an einer Stelle der Welle Spannungsresultate aus einer FE-Berechnung eingegeben werden. Aus diesen wird dann eine Formzahl ermittelt, mit der dann ein nennspannungsbasierter Nachweis nach DIN 743 geführt werden kann. Die Anwendungsgrenzen der Norm sind auch für diese Art der Berechnung gültig. Genauere Beschreibung (siehe Kapitel 26.5.6.4, Berechnung von Mehrfachkerben nach DIN 743).

25.2.7.3 Bedingter Querschnitt

Der bedingte Querschnitt ist die bevorzugte Art, Querschnitte in der Wellenberechnung zu definieren. Die Kerbwirkung wird automatisch gemäss den Geometrieeingaben an der Position dieses Querschnitts ermittelt. Bei Änderungen an der Wellengeometrie muss der Querschnitt nicht manuell angepasst werden, die Änderungen werden automatisch übernommen. Allerdings erfordert das Arbeiten mit bedingten Querschnitten eine detaillierte Eingabe der Wellengeometrie.

25.2.7.4 Dokumentationspunkt

Ein Dokumentationspunkt erlaubt es, Vergleichsspannung, Verschiebung, Rotation, Kraft und Moment an einer beliebigen Position der Welle im Editor und dem Protokoll zu dokumentieren.

25.3 Basisdaten

Im Eingabefenster **Basisdaten** werden grundlegende Einstellung für die Wellenberechnung vorgenommen. Im nachfolgenden Abschnitt werden die entsprechenden Parameter erläutert.

25.3.1 Lage der Wellenachse im Raum

Die Lage der Wellenachse im Raum wird entsprechend definiert (siehe Abbildung 25.7).

Das Gewicht der Welle wird (bei horizontaler Lage) bei der Berechnung der Durchbiegung als Gewichtskraft in der ZY -Ebene berücksichtigt; bei vertikaler Lage hingegen ergibt sich eine Axialkraft, die beispielsweise in der Wälzlagerberechnung berücksichtigt wird. Bei Schieflage der Welle werden die entsprechenden Komponenten korrekt auf die ZY -Ebene und die Axialkraft verteilt.

Alternativ kann der Richtungsvektor der Gewichtskraft mit drei Koordinaten eingegeben werden.

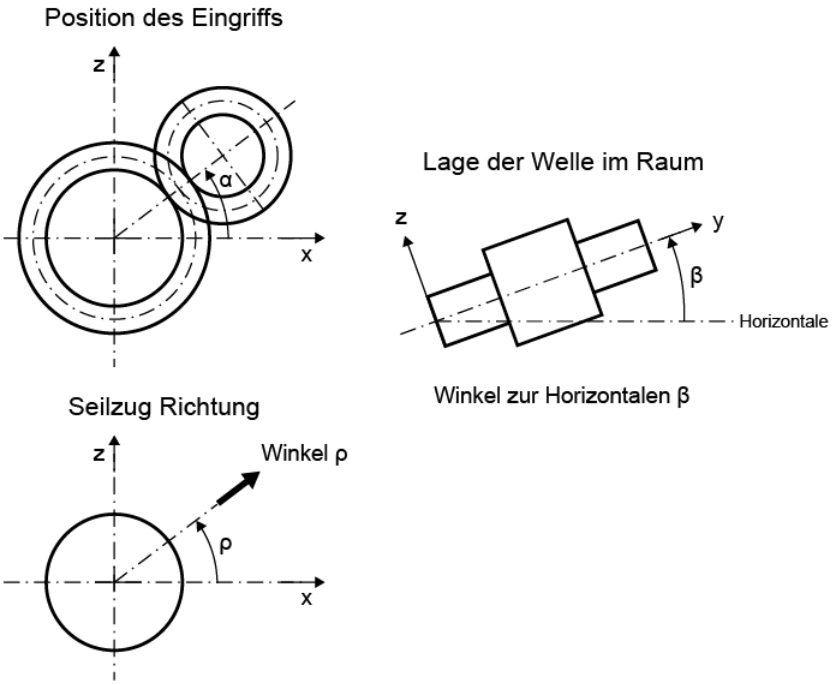


Abbildung 25.7: Zur Definition der Lage der Welle und der Position des Eingriffs.

25.3.2 Anzahl Eigenfrequenzen

Definiert die Anzahl der von KISSsoft zu berechnenden Eigenfrequenzen (siehe Kapitel 26.2, Eigenfrequenzen).

25.3.3 Anzahl Knickfälle

Definiert die Anzahl der von KISSsoft zu ermittelnden Knickfälle (siehe Kapitel 26.3, Knickung).

25.3.4 Drehzahl

Die Drehzahl wird in Umdrehungen pro Minute eingegeben. Klicken des Plus-Buttons öffnet das Fenster **Drehzahlen definieren**. Darin kann die Drehzahl und die Drehrichtung sämtlicher Wellen definiert werden.

Die für die Berechnung verwendete Wellendrehzahl ist auch im entsprechenden Protokoll **Protokoll > Wellendrehzahlen** zu finden.

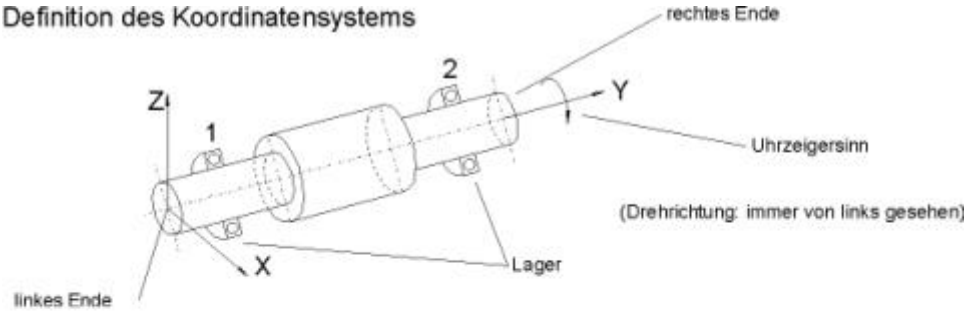
► **Hinweis**

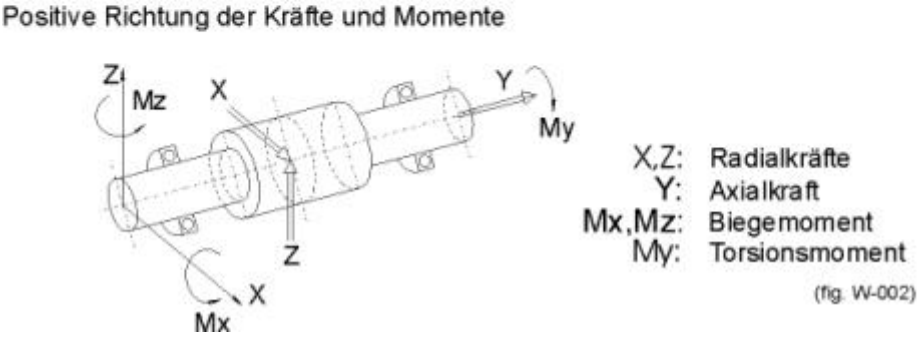
Die Änderung der Drehzahl ändert auch die wirkenden Drehmomente, bzw. Leistungen.

25.3.5 Drehrichtung

Die Wellenachse verläuft in positiver y-Richtung (von links nach rechts im grafischen Welleneditor). Die z-Achse zeigt im Welleneditor nach oben, die x-Achse aus dem Bildschirm heraus. Eine Rechtsdrehung der Welle um die y-Achse ist als „im Uhrzeigersinn" einzugeben.

Die Koordinatenrichtungen und die positive Richtung von Kräften und Momenten ist auch nachfolgender Abbildung zu entnehmen. Zu beachten gilt, dass die Gewichtskraft in negativer z-Richtung wirkt, wenn die Welle horizontal (siehe Kapitel 25.3.1, Lage der Wellenachse im Raum) liegt.





Die Richtung von Momenten wird bei den meisten Kraftelementen durch die Eingabe von ‚treibend'/‚getrieben' bestimmt. Die Eingabe ‚treibend' bedeutet dabei, dass die Welle treibt (eine externe Anwendung) bzw. dass das Moment der Drehrichtung entgegenwirkt (d.h., der Welle wird Leistung entnommen). Die Eingabe ‚getrieben' bedeutet dabei, dass die Welle von aussen (z.B. durch einen Motor) angetrieben wird, bzw. dass das Drehmoment mit der Drehrichtung wirkt (d.h., der Welle wird Leistung zugeführt).

25.3.6 Referenztemperatur

Die **Referenztemperatur** entspricht der Temperatur, die den Zeichnungsdaten oder der Prüfung des Bauteils zugrunde liegt.

25.3.7 Gehäusetemperatur

Die Temperatur des Gehäuses bewirkt mit Bezug auf entsprechende Wärmeausdehnungs-Koeffizienten eine allfällige Verschiebung der Lagerungspunkte. Zudem beeinflusst sie das Betriebsspiel von Wälzlagern.

Für den Lageraussenring wird die die gleiche Temperatur wie vom Gehäuse oder der äusseren Welle angenommen, für den Innenring jene der inneren Welle.

► **Hinweis**

Um den Einfluss von Wärmedehnungen zu untersuchen, sollte die axiale Steifigkeit von Lagerungen berücksichtigt werden. Ansonsten können sich zu grosse Lastüberhöhungen ergeben.

Referenzpunkt Gehäuse

Bezugspunkt für die Verschiebung von Lagerungspunkten infolge Gehäusedehnung. Ist zum Beispiel $y_\theta = 0$, so bedeutet dies, dass jede Wärmeausdehnung in Bezug zum globalen Referenzrahmen betrachtet wird.

Das Ausmass der Wärmeausdehnung, die auf den Lageraussenring einwirkt, ergibt sich aus ΔL, wobei

$$\Delta L = (T_c - T_r) \cdot \alpha \cdot (y_b - y_\theta)$$

T_c die Gehäusetemperatur ist

T_r die Referenztemperatur ist

α der Wärmeausdehnungskoeffizient des Gehäusewerkstoffs ist

y_b die globale Axialkoordinate des Lagers ist (relativ zum globalen Referenzrahmen, nicht zur Welle)

y_θ ist der für die Berechnung verwendete Referenzpunkt der Gehäusetemperatur

Ist zum Beispiel $y_\theta = 0$, so bedeutet dies, dass jede Wärmeausdehnung in Bezug zum globalen Referenzrahmen betrachtet wird.

25.3.8 Lastkollektive

Sind die im Welleneditor definierten Lasten mit einem Lastkollektiv versehen, so kann die Berechnung der Deformation dies berücksichtigen. Zusätzlich kann die Deformation entweder für die Nennlast oder für ein beliebiges Element des Lastkollektivs durchgeführt werden.

Um Lastkollektive zu berücksichtigen, wird bei der Auswahl **Lastkollektive** die Option **Lastkollektive berücksichtigen** gewählt. Falls nur ein einzelnes Elements des Lastkollektivs gerechnet werden soll, wird die Option **Nur ein Element der Lastkollektive berücksichtigen** ausgewählt. Im Eingabefeld rechts muss zusätzlich entsprechende Elementnummer definiert werden.

Ist die Option **Lastkollektive berücksichtigen** ausgewählt, so werden bei inkonsistenter Definition von Lastkollektiven nachfolgende Anpassungen vorgenommen:

- wenn die Häufigkeit H = 0 gesetzt ist, wird diese auf den Wert 10^-10 gesetzt
- wenn der Drehzahlfaktor nfact = 0 ist, wird dieser auf 10^-5 gesetzt und der Drehmoment-/ Leistungsfaktor auf 10^-10
- wenn der Drehmoment-/ Leistungsfaktor Tfact = 0 ist, wird dieser auf 10^-10 gesetzt

25.3.8.1 Lastkollektive mit negativen Elementen

Lastkollektive mit negativen Lastkollektiv-Elementen (T < 0 und/oder n < 0) werden wie folgt behandelt:

Drehmomentfaktor	Drehzahlfaktor	Drehrichtung der Welle	Kraft-Element
+	+	-	-
+	-	C	D
-	+	-	D
-	-	C	-

- = unverändert

C = Drehrichtung ändert Uhrzeigersinn/Gegenuhrzeigersinn

D = Treibend/Getrieben ändert

25.3.9 Zahnräder

Enthält die Berechnung **Zahnräder**, so können diese auf unterschiedliche Art und Weise berücksichtigt werden:

- **Zahnräder sind nur Lasteinleitungen:** Massen und Steifigkeiten der Zahnräder werden nicht berücksichtigt.
- **Zahnräder als Massen berücksichtigen:** Das Zahnrad wird als Masse bei der Biegungsberechnung einbezogen. Die Masse wird aus der Differenz zwischen Wälzkreis und Wellenaussendurchmesser sowie der Zahnradbreite (mit dem gleichen spezifischen Gewicht wie die Welle) bestimmt.
- **Zahnräder als Massen und Steifigkeiten berücksichtigen:** Das Zahnrad wird in die Wellenkontur (z.B. Ritzelwelle) miteinbezogen.
- **Durch Presssitz montierte Zahnräder mit Steifigkeit basierend auf ISO 6336-1 (mit d_w anstelle d_f) berücksichtigen:** Die Welle wird am mittleren Durchmesser d_m versteift, mit $d_m = (d_1+d_2)/2$, d_1 = Wellendurchmesser, d_2 = Wälzkreis des Zahnrades. Für die Berechnung des Gewichtes des Zahnrades wird der Teilkreisdurchmesser verwendet, für alle anderen Berechnungen (I_{xx}, I_{zz}, I_p, W_{xx}, W_{zz}, W_p) wird mit dem mittleren Durchmesser gerechnet.

► Hinweis

Bei auf Wellen mit festem Presssitz aufgesetzten Zahnrädern ist es grundsätzlich kaum möglich, eine Aussage zu treffen, um wie viel das Zahnrad die Welle versteift. Dieses Problem kann mit KISSsoft nicht gelöst werden. Es ist aber möglich abzuschätzen, welchen Einfluss der Presssitz haben kann: Es genügt, die Berechnung für den Fall **Zahnrad als Masse** sowie für den Fall **Zahnrad als Masse und Steifigkeit** durchzuführen und den Unterschied in der Biegelinie zu betrachten. Ist der Unterschied klein, so hat der Presssitz keinen Einfluss; ist er gross, so müssen genauere

Überlegungen angestellt werden. Dazu muss in der grafischen Welleneingabe ein Teil des Zahnrads in die Wellenkontur integriert werden.

Falls bei einem Zahnrad mit mehrfachen Eingriffen (z. B. einem Sonnenrad eines Planetensystems) mehrere identische Zahnradelemente an der gleichen Position definiert sind, wird das Gewicht nur einmal berücksichtigt.

25.3.10 Gewichtskraft berücksichtigen

Definiert, wie das Eigengewicht der Welle in der Schnittgrössenberechnung berücksichtigt wird. Je nach Lage der Welle im Raum (siehe Kapitel 25.3.1, Lage der Wellenachse im Raum) ergeben sich weitere Axial- und Querkraftkomponenten, welche die Biegelinie und/oder axiale Verschiebungen beeinflussen.

► **Hinweis**

Im globalen Koordinatensystem wirkt die Gewichtskraft in negativer z-Richtung.

25.3.11 Kreiseleffekt berücksichtigen

Bei der Berechnung der Eigenfrequenzen kann der Kreiseleffekt von massebehafteten, rotierenden Wellen, welche sich im Gegen- oder Gleichlauf um die Längsachse drehen, berücksichtigt werden.

Während die Eigenfrequenz bei Gegenlauf (in technisch unkritischen Fällen) mit steigender Drehzahl abnimmt, nimmt sie im Falle des Gleichlaufs mit steigender Drehzahl zu.

25.3.12 Schubverformung berücksichtigen

(siehe Kapitel 25.5.1.2, Schubverformung berücksichtigen und Schubkorrekturfaktor)

25.3.13 Fliehkräfte der Welle berücksichtigen

Diese Option ermöglicht es, die auf eine Welle wirkenden Fliehkräfte zur berücksichtigen, wenn die Welle um eine parallele Achse rotiert. Dies kann beispielsweise für die Analyse der Welle eines Planetenrades in einem Planetengetriebe wichtig sein (siehe Abbildung 25.8).

Die folgenden Daten können in die Berechnung eingeben werden:

- α_{cf} Fliehkraftrichtigung (Eingabe als Winkel oder Vektor)
- a_{cf} Abstand von der Welle zur Rotationsachse
- n_{cf} Wellendrehzahl

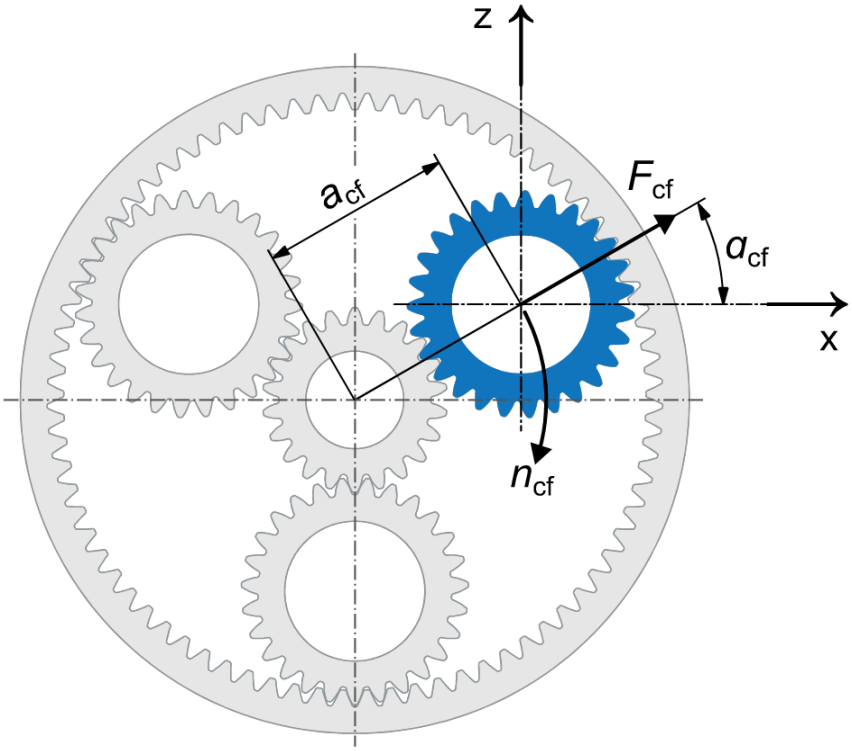


Abbildung 25.8: Fliehkräfte auf eine Planetenwelle

Fliehkräfte werden wie folgt berechnet:

$$F_{cf} = m \cdot \omega^2 \cdot a_{cf}$$

wobei gilt:

F_{cf}	Fliehkraft [N]
m	Masse [kg]
ω	Winkelgeschwindigkeit [1/s]
a_{cf}	Abstand von der Wellenachse zur Rotationsachse [m]

Die Winkelgeschwindigkeit ω wird berechnet mit

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{cf}}{60}$$

wobei n_{cf} die Wellendrehzahl [1/min] ist.

Bei der Berechnung der Fliehkräfte werden die Massen der Wellenkonturen, Zahnräder (nur wenn Zahnräder als Masse und Steifigkeit betrachtet werden), Wälzlagerringe, Kupplungen und die zusätzlichen Massen berücksichtigt. Die Masse der Wälzlagerringe wird durch Schätzung ermittelt

(siehe Abbildung 25.9). Fliehkräfte werden als verteilte Lasten modelliert, die zur Welle hinzugefügt werden. Sie werden nur berechnet, wenn das Gewicht der Welle in der Berechnung berücksichtigt wird (siehe Kapitel 25.3.10, Gewichtskraft berücksichtigen). Bei Wälzlagerringen wirkt die Fliehkraft des Innenrings auf die innere Welle und die Fliehkraft des Aussenrings (falls vorhanden) auf die äussere Welle.

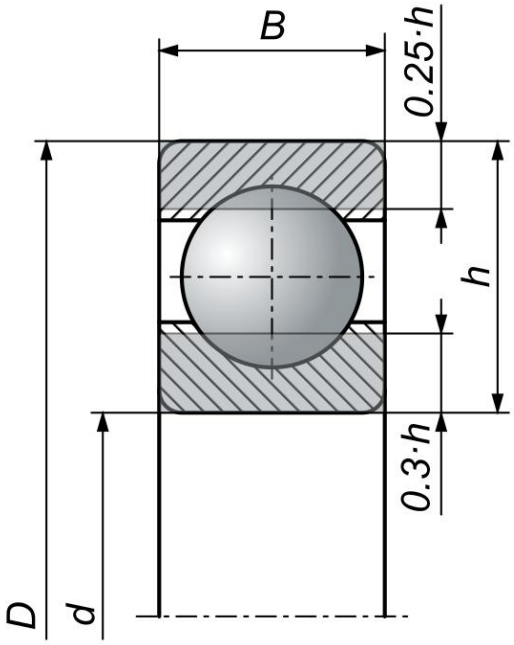


Abbildung 25.9: Schätzung der Lagerringdicken

25.3.14 Gehäusewerkstoff

Der Gehäusewerkstoff wird nur für die Berechnung der Wärmedehnungen des Gehäuses verwendet. Die verfügbaren Gehäusewerkstoffe sind identisch mit den zur Verfügung stehenden Wellenwerkstoffen.

25.4 Wälzlager

25.4.1 Rechenmethode

Enthält die Berechnung **Wälzlager**, so können diese auf unterschiedliche Art und Weise berücksichtigt werden:

- **Steifigkeit: Nicht berechnet. Lebensdauer: ISO 281, mit Herstellerangaben:** Berechnung nach klassischer Methode (wie in den Herstellerkatalogen beschrieben). Bei der Berechnung der Lagerreaktionen von Lagern mit Druckwinkel (z.B. Kegelrollenlager) wird die Lagerreaktion an der Stelle bestimmt, wo die Kraftrichtung die Symmetrieachse der Welle schneidet.

Damit wird auch die Abhängigkeit zwischen Axial- und Radialkraft, wie bspw. bei Kegelrollenlagern gegeben, in der Berechnung berücksichtigt. In erster Linie sind Wälzlager Einschränkungen der Bewegungsfreiheitsgrade für Verschiebung und/oder Rotation und werden bei Wahl dieser Option auch als solche modelliert. Verschiebe- oder Verdrehsteifigkeiten können eingegeben werden (ohne Vorgabe werden die Lager als unendlich steif angenommen) und sind daher nicht vom Typ oder der Grösse des Lagers abhängig.

- **Steifigkeit: ISO/TS 16281. Lebensdauer: ISO 281, mit Herstellerangaben:** Bei dieser Option wird die Biegelinie der Welle durch die finite Lagersteifigkeit beeinflusst, die anhand der Lagergeometrie berechnet wird. Die Lebensdauer wird jedoch gemäss Herstellerkatalog anhand der Kräfte berechnet (d.h. Kippmomente werden bei der Lebensdauerberechnung ignoriert).
- **Steifigkeit: ISO/TS 16281. Lebensdauer: ISO/TS 16281:** Sowohl die Biegelinie der Welle als auch die Lebensdauer des Lagers beruhen auf der inneren Lagergeometrie nach ISO/TR 16281.

Detaillierte Informationen zur Beschreibung der Lagerberechnung (siehe Kapitel 27, Wälzlager (klassische Berechnung)) und (siehe Kapitel 28, Wälzlager (innere Geometrie)).

25.4.2 Toleranzlage

Die Definition der Lagerluftklasse erlaubt noch keine eindeutige Aussage über das Lagerspiel, da über die Lagerluftklasse lediglich ein Bereich bestimmt wird. Die Optionen **Minimum** und **Maximum** definieren die untere/obere Grenze des Bereichs, während **Mittelwert** das arithmetische Mittel aus **Maximum** und **Minimum** für (radiales) Lagerspiel vorgibt.

Das **Betriebslagerspiel** wird anhand der ausgewählten Lagerluftklasse (z. B. „C0"), der ausgewählten Toleranz (z. B. „Mittelwert") und der Betriebsbedingungen, also Drehzahl und Temperatur, bestimmt. Für jedes Wälzlager wird die Berechnung des Betriebslagerspiels nachfolgend beschrieben. Ausgehend von der folgenden Abbildung (siehe Abbildung 25.10) fliessen in die Berechnung mehrere Variablen ein:

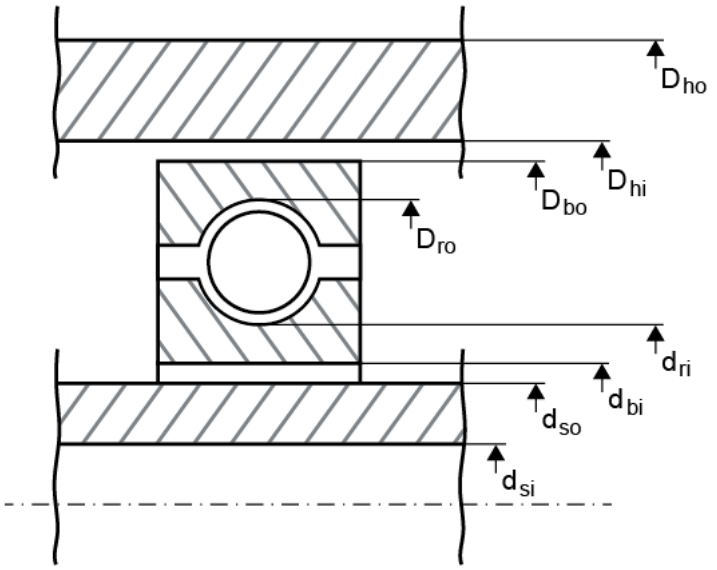


Abbildung 25.10: Für die Berechnung des Lagerspiels verwendete Durchmesser

- d_{si}, d_{so} Innen- und Aussendurchmesser der Welle.
- D_{hi}, D_{ho} Innen- und Aussendurchmesser der Narbe. Ist das Lager ein verbindendes Element, entsprechen diese Werte dem Innen- und Aussendurchmesser der äusseren Welle. Der Einfachheit halber bezeichnet der Begriff „Gehäuse" hier entweder das Gehäuse oder die äussere Welle, sofern eine solche vorhanden ist.
- d_{bi}, d_{bo} Innen- und Aussendurchmesser des Lagers, sowie d_{ri}, d_{ro} für den Durchmesser des Innen- bzw. Aussenlaufrings.

Alle Durchmesserwerte sind tatsächliche Werte, d. h. sie berücksichtigen das Abmass. Die Berechnungsschritte sind wie folgt:

- Das Abmass der Lagerringe wird der entsprechenden Tabelle entnommen (z. B. für die Toleranz „PN"), für den Innenring AB_i und den Aussenring AB_o.
- Das Abmass für Welle A_w und Gehäuse A_n wird aus der Benutzereingabe (z.B. "k6") berechnet. Das entsprechende Abmass kann entweder direkt eingegeben werden, oder das Toleranzfeld kann aus einer Auswahlliste (die meist vorkommenden Toleranzfelder sind enthalten) ausgewählt werden, oder das Toleranzfeld kann durch die Auswahl ‘Eigene Eingabe’ manuell eingegeben werden (z.B. ‘k6’).
- Das Übermass wird am Innenring Uwi und am Aussenring U_{wo} berechnet.
  $$U_{wi} = A_w - AB_i$$
  $$U_{wo} = AB_o - A_n$$
- Gemäss DIN 7190 wird das Übermass um den Betrag 0.4*(*R*zA + *R*zB) vermindert. Dabei ist *R*zA und *R*zB die Oberflächenrauigkeit der Kontaktkörper (A: Wälzlagerring; B: Welle/Nabe). Angenommen wird, dass die Rauigkeit der Wälzlagerringe viel kleiner

ist als die Rauigkeit von Welle/Nabe. Die Rauigkeit der Wälzlagerringe wird deshalb vernachlässigt (*R*zA = 0).

$$U_{wi} = A_w - AB_i - 0.8R_{zs}$$
$$U_{wo} = AB_o - A_n - 0.8R_{zh}$$

- Der Einfluss der Temperatur wird berücksichtigt,

$$U_{wiT} = U_{wi} + (a_s - a_b)(T_s - T_R)d_{nom}$$
$$U_{woT} = U_{wo} + (-a_h + a_b)(T_h - T_R)D_{nom}$$
$$d_{soT} = d_{so}[1 + a_s(T_s - T_R)]$$
$$d_{biT} = d_{bi}[1 + a_b(T_s - T_R)]$$
$$D_{hiT} = D_{hi}[1 + a_h(T_h - T_R)]$$
$$D_{boT} = D_{bo}[1 + a_b(T_h - T_R)]$$

  wobei α_s,α_h, αb die Wärmedehnungskoeffizienten von Welle, Gehäuse und Lager, $T_s T_h T_R$ die Wellen-, Gehäuse-, und Referenztemperaturen und d_{nom}, D_{nom} die Nenndurchmesser des Lagers laut Katalog sind.

- Der Presssitz wird für den Innenring berechnet, wenn Bedingung A zutrifft, und für den Aussenring, wenn Bedingung B zutrifft, wobei auch hier die Betriebsdrehzahl berücksichtigt wird.

$$d_{soT} + U_{wiT} > d_{biT}(A)$$
$$D_{boT} + U_{woT} > D_{hiT}(B)$$

- Aufgrund des Drucks, der sich im Presssitz entwickelt, verändern sich die Betriebsdurchmesser der Lagerringe, wodurch es zu einer Veränderung ΔPd des Nennlagerspiels kommt.

► **Hinweis**

Die Wahl der Toleranzlage hat keinen Einfluss auf das Verhalten allgemeiner Lagerungen.

25.4.3 Axialspiel

Das Axialspiel für die Wälzlagerberechnung nach ISO 281 kann hier definiert werden. Das Spiel gilt für beide Richtungen. Ein beidseitiges Festlager kann daher nach rechts oder nach links um diesen Betrag ausweichen. Wenn die Lagersteifigkeit aus innerer Lagergeometrie nach ISO/TS 16281 berücksichtigt wird, wird dieses Spiel nicht verwendet.

25.4.4 Ausfallwahrscheinlichkeit

Als Ausfallwahrscheinlichkeit wird in der Wälzlagerlebensdauerberechnung standardmässig n=10% verwendet. Der gültige Eingabebereich ist 0.05% < n < 10%.

25.4.5 Geforderte Lebensdauer

Vorgabe der geforderten Lebensdauer für die Wälzlagerberechnung. Diese geht nicht in die Berechnung der Wälzlager ein. Unterschreitet die berechnete Lebensdauer eines Lagers die geforderte Lebensdauer, so gibt KISSsoft eine Warnung aus.

25.4.6 Schmierung für jedes Lager einzeln definieren

Ist diese Option aktiviert und die **erweiterte Lagerlebensdauer nach ISO 281** im Tab **Basisdaten** angewählt, können für jedes Wälzlager individuell die Schmierstoffdaten im Element im Elementbaum im Tab **Schmierung** definiert werden. Ansonsten wird die Verunreinigung für alle Wälzlager global im Tab **Basisdaten** definiert.

25.4.7 Erweiterte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281

Die Berechnung der erweiterten Lagerlebensdauer L_{nm} basiert auf der Berechnung der nominellen Lebensdauer L_{10} unter Berücksichtigung der zusätzlichen Einflüsse von Zuverlässigkeit, Ermüdungsgrenzbelastung des Lagerwerkstoffs, Schmierungs- und Verunreinigungsbedingungen. Weitere Informationen zur Berechnung (siehe Kapitel 27.7.1, Erweiterte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281).

Wenn Sie diese Option aktivieren, müssen Sie die Auswahllisten für **Schmierstoff** und **Verunreinigung** sowie das Eingabefeld **Schmierstofftemperatur** entsprechend Ihren Vorgaben konfigurieren. Die **Ausfallwahrscheinlichkeit**, die für die Berechnung des Lebensdauerbeiwertes für die Zuverlässigkeit a_1 verwendet wird, kann unter **Berechnung > Einstellungen** angepasst werden.

25.4.8 Schmierung

Die Wahl des Schmiermediums betrifft ausschliesslich die Lagerlebensdauerberechnung. Mit Hilfe des Plus-Buttons kann auch eine **Eigene Eingabe** der Schmierstoffparameter erfolgen.

25.4.9 Schmierstofftemperatur

Die **Schmierstofftemperatur** verändert die Schmierstoffviskosität. Sie wird zur Ermittlung der erweiterten Lagerlebensdauer (aISO) und des Reibungsmoments verwendet.

25.4.10 Verunreinigung

Der Verunreinigungskoeffizient e_c ist gemäss ISO 281 abhängig vom Ölfiltertyp, der Lagergrösse und der Viskosität des Schmiermediums. Zulässige Werte sind zwischen 0 (starkverschmutzt) und 1 (ideal). Die Auswahl der Option **Eigene Eingabe** ermöglicht nach Klicken des Plus-Buttons die Übergabe selbstdefinierter e_c-Werte.

► **Hinweis**

Klicken des Plus-Buttons ermöglicht die Übergabe eigener Werte. Im Falle von **Gehäuse** und **Schmierung** können, basierend auf bestehenden Daten, neue Einträge definiert werden. Die Werte sind allerdings nur Bestandteil der Berechnungsdatei und werden nicht dauerhaft in der Datenbank gespeichert.

25.4.11 Firmeneigene Daten zur inneren Geometrie von Lagern nutzen

Für die Berechnung der Lagersteifigkeit und der Lebensdauer nach ISO/TS16281 muss eine innere Lagergeometrie, beispielsweise die Anzahl der Wälzkörper, der Durchmesser der Wälzkörper, der Teilkreisdurchmesser der Wälzkörper, die Schmiegung etc., bekannt sein (siehe Kapitel 28, Wälzlager (innere Geometrie)). Wenn diese Daten nicht in der Datenbank zur Verfügung stehen, nimmt KISSsoft eine Schätzung vor. Manche Lagerhersteller ermöglichen zwar die Einbeziehung dieser Daten, sind jedoch nicht bereit, sie Endbenutzern gegenüber vollständig offenzulegen. In solchen Fällen sind die Daten zur inneren Geometrie von Lagern in KISSsoft in einer versteckten Datenbank hinterlegt, auf die der Endbenutzer keinen direkten Zugriff hat. Da diese Daten Eigentum der jeweiligen Firmen sind, werden sie mit Ausnahme der Angabe der Anzahl der Wälzkörper nicht in Protokollen oder Grafiken aufgeführt. Wenn diese Einstellung aktiviert ist, nutzt KISSsoft– sofern verfügbar– geschützte Daten der jeweiligen Firmen zur inneren Geometrie von Lagern in einer versteckten Datenbank; anderenfalls nutzt KISSsoft die Daten einer regulären Datenbank in KISSsoft (sofern dort hinterlegt). Es ist zu beachten, dass KISSsoft Daten, die weder in der regulären noch in einer versteckten Datenbank hinterlegt sind, stets schätzt.

25.4.12 Lastkollektive verwenden: Wellen, Öl- und Gehäusetemperatur individuell je Beanspruchungsfall definieren

Wird diese Einstellung aktiviert, lassen sich die Temperaturen von Welle, Öl und Gehäuse individuell je Beanspruchungsfall eingeben. Diese Einstellung steht nur zur Verfügung, wenn der Benutzer sich für die Berücksichtigung des Lastkollektivs im Tab **Basisdaten** entscheidet. Die Daten können durch die Auswahl von **Eigene Eingabe** im Drop-down-Menü Lastkollektiv definiert werden. Dort können die Daten manuell in einer Tabelle definiert werden; alternativ können sie aus einer Textdatei eingelesen werden. In der Textdatei müssen, wie nachstehend gezeigt, geeignete Spalten definiert sein. Weitere Informationen dazu (siehe Kapitel 9.5.13, Lastkollektive) und (siehe Kapitel 25.3.8, Lastkollektive).

```
contents: h T n Temp TempHousing TempOil
// Erläuterung von Variablennamen (Variablennamen können nicht geändert
werden)
// - h … Häufigkeit
// - T … Drehmoment
// - n … Drehzahl
// - Temp … Wellentemperatur
// - TempHousing … Gehäusetemperatur
```

```
// - TempOil … Öltemperatur
0.1 1 1 70 70 70
0.2 0.9 1 65 65 65
0.5 0.8 1.1 50 50 50
0.2 0.7 1.1 50 50 50
```

25.4.13 Fettgebrauchsdauer

In dieser Liste kann ausgewählt werden, ob eine Abschätzung der Fettgebrauchsdauer berechnet werden soll. Die Methoden sind genauer beschrieben im Kapitel Wälzlager unter Fettgebrauchsdauer (siehe Kapitel 27.5, Fettgebrauchsdauer).

25.4.14 Rechenmethode Reibung

In dieser Liste kann ausgewählt werden, nach welcher Rechenmethode die Reibung berechnet werden soll. Die Methoden sind genauer beschrieben im Kapitel Wälzlager unter Reibungsmoment (siehe Kapitel 27.4, Reibungsmoment).

25.4.15 Ölstand

Bei der Rechenmethode für die Reibung nach SKF Katalog 2018 oder Schaeffler Katalog 2017 (INA, FAG) hat der Ölstand einen Einfluss auf das Reibungsmoment bedingt durch Ölverluste. Genauer beschrieben im Kapitel Reibungsmoment (siehe Kapitel 27.4, Reibungsmoment).

Der Ölstand wird eingegeben bezogen auf das linke Wellenende der ersten Welle (nur bei Vorgabe **Ölbadschmierung**). Über die Lage der Welle im Raum wird dann für jedes Lager der individuelle Ölstand (h und H) bestimmt und bei der Berechnung des Verlustes berücksichtigt. Zur Kontrolle wird der Ölstand im Welleneditor dargestellt.

25.4.16 Art der Ölschmierung

Die Art der Ölschmierung hat bei der Rechenmethode für die Reibung nach SKF Katalog 2018 einen Einfluss. Es wird unterschieden zwischen Ölbad- und Öleinspritzschmierung (siehe Kapitel 27.4, Reibungsmoment).

25.4.17 Reibungsmoment Dichtungen

Definiert, wie das Reibungsmoment für die Dichtungen zu bestimmen ist:

- **SKF-Hauptkatalog nach gewählter Rechenmethode**
  - **nach SKF-Hauptkatalog 4000/IV T DE:1994**
    Aus dem SKF Katalog sind Werte für die Dichtungsarten ihrer Lager vorhanden, welche in KISSsoft eingebaut sind. Wird in der Lagerbezeichnung eine bekannte Dichtungsbezeichnung gefunden, wird

das Reibungsmoment schleifender Dichtung mit den Beiwerten des Katalogs berechnet, ansonsten wird es zu Null gesetzt.

- **nach SKF-Hauptkatalog 17000/1 EN:2018**
  Aus dem SKF Katalog sind Werte für die Dichtungsarten ihrer Lager vorhanden, welche in KISSsoft eingebaut sind. Wird in der Lagerbezeichnung eine bekannte Dichtungsbezeichnung gefunden, wird das Reibungsmoment schleifender Dichtung mit den Beiwerten des Katalogs berechnet, ansonsten wird es zu Null gesetzt.
  In KISSsoft wird der Durchmesser der Gegenlauffläche berechnet mit: ds = d + (D - d) * 0.2

- **nach ISO/TR 13593:1999 Viton** M_{seal} berechnet mit der Formel: M_{seal} = 3,736*10^-3*dsh; M_{seal} in Nm, d_{sh} Wellendurchmesser in mm
- **nach ISO/TR 13593:1999 Buna N** M_{seal} berechnet mit der Formel: M_{seal} = 2,429*10^-3*dsh; M_{seal} in Nm, d_{sh} Wellendurchmesser in mm

25.4.18 SKF Axial-Pendelrollenlager, Rundlauf berücksichtigt Lastverteilung

Mit dieser Option unter **Berechnung < Einstellungen** kann gewählt werden, ob die Abweichungen der Welle von der Koaxialität oder dem Rundlauf Einfluss auf die Lastverteilung im Lager haben sollen. Wenn diese Option aktiviert ist, wird der Einfluss nicht berücksichtigt. In diesen Fall wird ein Faktor 0.88 multipliziert zur Berechnung der dynamisch äquivalenten Belastung P (P=0.88*(Fa+Y*Fr)).

25.4.19 SKF Cloud Services: das SKF-Lagermodul verwenden

Die Berechnung des SKF-Lagermoduls ermöglicht Folgendes:

- Bei den meisten SKF Lagern werden die folgenden Ergebnisse für die Lagerleistung über den SKF Cloud Service berechnet:
  - SKF Lebensdauer (L10m)
  - Basislebensdauer (L10)
  - Äquivalente dynamische Lagerbelastung (P) und Lastverhältnis C/P
  - Minimale Belastung
  - Viskositätsverhältnis (κ) / Verunreinigungsbeiwert (e_C) / Lebensdauerbeiwert (a_{SKF})
  - Reibung und Verlustleistung
  - Fettgebrauchsdauer und Nachschmierintervall
  - Lagerfrequenzen
  - Angepasste Referenzdrehzahl

- Es wird eine direkte Verbindung zur SKF Lagerdatenbank hergestellt, sodass präzise und aktuelle Lagerdaten zur Verfügung stehen.
- Die SKF Lebensdauer spiegelt sich vollständig in den Vorteilen der SKF Lager vom Typ Explorer wider. Im Allgemeinen ist die SKF Lebensdauer realistischer als die Lebensdauer nach ISO 281; dies gilt insbesondere für SKF Lager vom Typ Explorer.
- Die Ergebnisse zur SKF Lebensdauer werden auf 100 Stunden abgerundet.

Voraussetzungen

- Eine Registrierung ist erforderlich. Sie kann über das **SKF Registrierungstool** im Menü **Extras** vorgenommen werden.
- Um eine Verbindung zum SKF Server herzustellen, ist eine Internetverbindung erforderlich.

Einschränkungen

- Das SKF-Lagermodul bietet keine Unterstützung für die folgenden Lager:
  - Lager, die nicht von SKF stammen
  - SKF Lager der Reihe «Super-Precision»
  - SKF Lager für extreme Temperaturen
- Bei diesen Lagern werden alle Resultate nach den Standardmethoden in KISSsoft berechnet.
- Die Ergebnisse zu den Leistungen der vorstehend aufgeführten Lager werden berechnet. Alle Ergebnisse zur Leistung sonstiger Lager werden nach den Standardmethoden in KISSsoft berechnet.

Weitergehende Informationen

Weitergehende Informationen zur SKF Lebensdauer finden sich hier. Weitergehende Informationen zu den Unterschieden zwischen der SKF Lebensdauer und der Lebensdauer nach ISO 281 finden sich hier. Wenn Sie zusätzliche Fragen haben oder Unterstützung durch SKF benötigen, wenden Sie sich bitte an skfbearingmodule@skf.com.

25.4.20 SKF Cloud Services: das Lagersteifigkeitsmodul verwenden

Für verschiedene Lagermodelle stellt SKF über eine Schnittstelle ihre eigene Steifigkeitsberechnung zur Verfügung. Dies ermöglicht analog ISO/TS 16281 die Berücksichtigung der nicht linearen Wälzlagersteifigkeit und der nominellen und modifizierten Referenzlebensdauer in KISSsoft. Dadurch liegt der Wellenberechnung die tatsächliche innere Geometrie der entsprechenden Lager zu Grunde. Somit ist eine hohe Genauigkeit und Berechnungsknowhow direkt vom Lagerhersteller gewährleistet.

Folgende Grössen können unter anderem über das Lagersteifigkeitsmodul berücksichtigt werden:

- Verschiebung und Verdrehung der Lager
- Reaktionskräfte und Reaktionsmomente
- Nicht lineare Steifigkeitsmatrix im Betriebspunkt
- Nominelle und modifizierte Referenzlagerlebensdauer Lnrh und Lnmrh
- Axiale- und radiale Steifigkeitskurven

Falls die Funktion aktiviert ist, versucht KISSsoft, für alle SKF Lager das Lagersteifigkeitsmodul zu verwenden. Im Falle eines Fehlers wird automatisch auf die in KISSsoft implementierte ISO/TS 16281 gewechselt.

25.4.21 Firmeneigene Daten von Timken zur inneren Geometrie von Lagern

Wenn diese Einstellung aktiviert wird, werden Daten zur inneren Geometrie von Timken Wälzlagern über Timken Cloud Services abgerufen. Damit diese Funktion genutzt werden kann, muss der Benutzer über ein gültiges Timken Konto verfügen, das hier angelegt werden kann. Ausserdem muss eine Verbindung zu den Timken Cloud Services durch Klicken auf den Button **Timken Cloud Services** hergestellt werden. Darüber hinaus muss die Option **Firmeneigene Daten zur inneren Geometrie von Lagern nutzen** aktiviert werden. Anderenfalls werden Daten zur inneren Geometrie von Lagern von KISSsoft geschätzt (siehe Kapitel 25.4.11, Firmeneigene Daten zur inneren Geometrie von Lagern nutzen).

25.5 Berechnungseinstellungen

25.5.1 Tab Berechnungen

25.5.1.1 Welle nichtlinear

Mit Hilfe dieser Option erfolgt eine Berechnung mit geometrisch nicht-linearen Balkenelementen wodurch einer Durchbiegung auch eine Verschiebung in axialer Richtung ergeben kann, da die Bogenlänge konstant bleibt. Für übliche Anwendungen für Wellen ist das nichtlineare Modell allerdings nicht von Bedeutung.

► **Beispiel**

Eine auf zwei Seiten fest gelagerte Welle erfährt eine zentrische Kraft. Das lineare Balkenmodell sieht wegen vernachlässigter Axialverschiebung bei Quer- bzw. Momentenlast keine Längung des Balkens vor. Setzen des Hakens in das Feld **Welle nichtlinear** wählt eine Rechenmethode, die die Krümmung der Welle und damit die Verlängerung des Balkens berücksichtigt. Es ergeben sich Axialkräfte.

25.5.1.2 Schubverformung berücksichtigen und Schubkorrekturfaktor

Standardmässig wird eine Welle als **schubstarr** modelliert. Querkräfte haben in diesem Fall keinen Einfluss auf die Biegelinie. Dies ist ein geeignetes Modell für alle Wellen, deren Länge im Verhältnis zum Querschnitt deutlich grösser ist. Wo dies nicht der Fall ist, kann die Berücksichtigung der Schubverformung aktiviert werden. Der dazugehörige Schubkorrekturfaktor κ kann in den Berechnungseinstellungen angepasst werden.

$$A' = A \cdot \frac{1}{\kappa}$$

wobei

A' Schubfläche

A Querschnittsfläche

Der Schubkorrekturfaktor κ ≥ 1 berücksichtigt die ungleichförmige Spannungsverteilung über den Querschnitt und gilt für das gesamte Wellensystem. Für Kreisquerschnitte gilt κ = 1.1, für Rechteckquerschnitte κ = 1.2.

► **Hinweis**

Die Eingabe muss gemäss der in KISSsoft gültigen Definition des Schubkorrekturfaktors, wie in obiger Gleichung dargestellt, erfolgen. Zuweilen wird in der Literatur auch der Kehrwert für das genannte Formelzeichen verwendet.

25.5.1.3 Versatz des Mittelpunkts der Krafteinleitung aktivieren

Damit kann für die Lastelemente des Zahnrads ein Versatz des Mittelpunkts der Krafteinleitung bestimmt werden gemäss Beschreibung (siehe Kapitel 25.2.4.1, Kräfte).

25.5.1.4 FEM-Solver verwenden

Standardmässig wird der neue Solver für die Wellenberechnung verwendet. Optional kann ebenfalls der FEM-Solver (CM2 FEM® / CM2 MeshTools®) zur Anwendung kommen. Der neue Solver zeichnet sich durch eine bessere Stabilität aus und wird deshalb empfohlen.

Der neue Solver basiert auf der Finite-Differenzen-Methode (FD), mit welcher die Gleichungen für die elastische Deformation numerisch in einem Raster approximiert werden (siehe Kapitel 25.5.1.10, Knotendichte). Zusätzlich werden für eine lineare Welle die zylindrischen Elemente ihrer Kontur mit exakten analytischen Formeln der Übertragungsmatrizen-Methode gerechnet [64], während konische Elemente mit der FD Methode gerechnet werden. Bei nicht-linearen Wellen wird die FD Methode für die ganze Wellenkontur verwendet.

25.5.1.5 Temporäre Resultate im CSV-Format mit Endung.tmp speichern

Resultate werden in temporären Dateien (im TMPDIR) gespeichert. Die Namenskonvention ist W010-H3_bin_x.tmp, wobei "x" die Zahl des Lastkollektiv-Elementes ist. Für ein Lastkollektiv mit 3 Stufen, zum Beispiel, werden die Dateien W010-H3_bin_1.tmp, W010-H3_bin_2.tmp und W010-H3_bin_3.tmp ausgegeben.

1. Für Wälzlager
a. Allgemeine Ergebnisse des Wälzlagers (Verschiebung, Verkippung, Reaktionskraft)
b. Resultate für jeden Wälzkörper
c. Resultate für jede Scheibe, falls Rollenlager
d. Die Steifigkeitsmatrix

2. Für Wellen
a. Die Daten der Biegelinie

25.5.1.6 Standardradius an Wellenabsätzen

Für die Kerbwirkung von Wellenabsätzen wird ein Radius benötigt, der als Nebenelement eingegeben werden kann. Wenn kein Radius definiert wird, dann wird der hier definierte Standardradius für die Berechnung der Kerbwirkung verwendet.

Generell ist zu empfehlen, die Radien für jeden Absatz zu definieren.

25.5.1.7 Vergleichsspannung für Auslegungen

Definiert die Vergleichsspannung, welche für die Auslegung einer Welle auf Festigkeit verwendet wird.

25.5.1.8 Maximale Durchbiegung für Auslegungen

Definiert die maximal zulässige Durchbiegung für die Auslegung einer Welle auf Durchbiegung.

25.5.1.9 Dämpfungsfaktor für Iteration der Wälzlagersteifigkeit

Bei der Berechnung der Wellendurchbiegung mit Berücksichtigung der Wälzlagersteifigkeit nach ISO/TS 16281 wird für jeden Rechenschritt die nichtlineare Steifigkeit von jedem Wälzlager neu berechnet. In seltenen Fällen kann es vorkommen, dass diese Iteration zu Konvergenzproblemen führt. Das Setzen eines Dämpfungsfaktors kann hier Abhilfe schaffen, indem dies die Änderung der Steifigkeit zwischen zwei Rechenschritten begrenzt. Ein Wert von 0 entspricht keinerlei Dämpfung. Ein Wert von 0.5 entspricht bereits einer recht grossen Dämpfung. Bei Konvergenzproblemen im Zusammengang mit Wälzlagern wird empfohlen, den Faktor schrittweise zu erhöhen, z.B. zuerst auf 0.1, dann 0.2 etc.

25.5.1.10 Knotendichte

Die Anzahl Knoten für die Berechnung des Balkens kann durch den Benutzer beeinflusst werden. Bei einer linearen Berechnung hat dies keine Auswirkung auf das Ergebnis, ausser bei Linienmomenten, die auf die vorhandenen Knoten aufgeteilt werden. Die Balkenelemente liefern unabhängig von der Länge die exakte Lösung im linearen Modell.

Ein Grund die Dichte der Knoten zu beeinflussen ist einmal die Rechengeschwindigkeit (bei Serienberechnungen von KISSsys beispielsweise) und zum anderen die Genauigkeit der Darstellung der Biegelinie und des entsprechenden Protokolls.

Bei nichtlinearen Balkenelementen hat die Dichte der Knoten einen Einfluss auf die Genauigkeit. Der maximale Abstand zweier Knoten wird bei der nicht-linearen Berechnung gegenüber der linearen Berechnung aus diesem Grund unabhängig von der Vorgabe halbiert.

Die Knotendichte betrifft nur die Elemente, welche mit der Finite-Differenzen-Methode modelliert sind. Elemente, welche mit der Übertragungsmatrizen-Methode modelliert werden, sind Raster unabhängig (siehe Kapitel 25.5.1.4, FEM-Solver verwenden).

25.5.1.11 Iterative Berechnung der Lastverteilung

Ist diese Option aktiviert, so wird die Lastverteilung des im Tab **Flankenlinienmodifikation** ausgewählten Zahnrads iterativ berechnet. Das Ausgangszahnrad wird durch eine bestimmte Anzahl identischer Zahnräder ersetzt, deren Anzahl im Feld "Anzahl Scheiben" definiert ist. Die Last auf jedem Ersatzzahnrad wird anhand der aktuellen Lastverteilung eingestellt und die Last jedes Zahnrads wird iterativ angepasst, bis der quadratische Mittelwert (RMS) des Fehlers der Linienlastdifferenz zwischen zwei aufeinanderfolgenden Berechnungen kleiner als 1% ist.

Details zur Berechnung von $K_{H\beta}$: (siehe Kapitel 26.6, Flankenlinienmodifikation)

Anmerkung: Bei Kegelrädern muss die Option aktiviert sein, damit die Wirkung des veränderlichen Wälzkreises des Zahnrads berücksichtigt werden kann, sonst wird das Kegelrad als Stirnrad behandelt, dessen Wälzkreis dw gleich dem Wälzkreis im mittleren Abschnitt dwm ist.

25.5.2 Tab Festigkeit

25.5.2.1 Eingabe von unterschiedlichen Lastwechselzahlen für Biegung und Torsion (bei Zeitfestigkeitsberechnungen)

Bei jeder Umdrehung der Welle erfolgt immer ein Biege-Lastwechsel. Deshalb wird die Biege-Lastwechselzahl mit der Lebensdauer und der Drehzahl berechnet. Die Torsions-Lastwechselzahl ist häufig sehr viel niedriger, da nicht bei jeder Umdrehung ein Torsionslastwechsel erfolgt. Das Getriebe kann beispielsweise am Morgen gestartet werden und den ganzen Tag mit konstantem Drehmoment laufen; damit ergibt sich dann genau ein Torsions-Lastwechsel pro Tag, während die Welle bei 1000 rpm während 8 h Betrieb im gleichen Zeitraum 8000 Biege-Lastwechsel erfährt. In diesem Fall ergibt sich somit ein Verhältnis der Lastwechselzahl Biegung: Torsion von 8000 : 1. Dieses Verhältnis kann hier eingegeben werden.

25.5.2.2 Bei falsch definierten Querschnitten weiterrechnen

Ist ein Querschnitt falsch definiert, wird die ganze Berechnung abgebrochen und der Status der Berechnung wird auf **Inkonsistent** gesetzt. Wenn man diesen Flag setzt, werden bei dem falsch definierten Querschnitt die Sicherheiten auf 0 gesetzt, die anderen Querschnitte werden berechnet und die Berechnung ist konsistent.

25.5.2.3 Bei nicht rotationssymmetrischen Abschnitten der Welle weiterrechnen

Diese Option wurde eingebaut, um die Welle trotz dem Vorhandensein von nicht rotationssymmetrischen Abschnitten auf Festigkeit prüfen zu können. Die zu berechnenden Querschnitte dürfen nicht auf dem nicht rotationssymmetrischen Element liegen. Dies ist allerdings nur zulässig, wenn das nicht rotationssymmetrische Element gleiche Trägheitsmomente Ix = Iz

aufweist, ansonsten sind sowohl die Steifigkeiten und somit auch die ganze Berechnung nicht richtig. Weitere Berechnungen, ausser der Festigkeit, sind auf Ihre Richtigkeit zu prüfen.

25.5.2.4 Maximale Sicherheit Dauerfestigkeit

Bei dieser Eingabe kann die maximale Sicherheit Dauerfestigkeit eingegeben werden. Mit dieser können die Sicherheitswerte im Protokoll eingeschränkt werden, sodass zum Beispiel die Werte angezeigt werden können, die kleiner als der maximale Sicherheitswert für die Dauerfestigkeit sind.

25.5.2.5 Wöhlerlinienexponenten nach DIN 743-4

Wird für die Festigkeitsberechnung nach DIN 743 diese Option angewählt, werden die Wöhlerlinienexponenten q_σ und q_τ nach DIN 743-4 für Stahlwerkstoffe gesetzt. Die DIN 743 ist nur zur Berechnung von Stahl gültig.

Ist diese Option nicht aktiviert und ein Werkstoff wie Aluminium, rostfreier Stahl (austenitisch) oder ADI ausgewählt, so werden die Wöhlerlinienexponenten gemäss FKM-Richtlinie verwendet.

Für die oben beschriebenen Werkstoffe sind nach der FKM-Richtlinie 2 Knicke im Wöhlerlinienverlauf dargestellt, das heisst der Verlauf der Wöhlerlinie hat eine andere Steigung bei NL > 10^6 q_σ = 15 und q_τ = 25. In der FKM-Richtlinie werden die Exponenten mit dem Formelzeichen k anstelle q in der DIN bezeichnet.

25.5.3 Tab Wälzlager

25.5.3.1 Benutzerdefinierte Wälzlager in Berechnungsdatei speichern

Ist diese Option aktiviert, werden die Daten aller benutzerdefinierten Wälzlager mit der Berechnungsdatei mitgespeichert. Wird die entsprechende Datei auf einem Rechner geöffnet, wo diese Wälzlager nicht in der Datenbank vorhanden sind, kann die Berechnung somit dennoch durchgeführt werden. Sind die Daten sowohl in der Datei wie auch in der Datenbank vorhanden, werden jene aus der Datenbank verwendet und in der Datei beim Abspeichern aktualisiert.

25.5.3.2 Benutzerdefinierte Wälzlager aus Berechnungsdatei einlesen

Ist diese Option zusätzlich aktiviert, werden die Daten aller benutzerdefinierten Wälzlager, sofern vorhanden, aus der Berechnungsdatei verwendet und gegenüber der Datenbank priorisiert. Falls in der Datenbank Lager mit identischen IDs vorhanden sein sollten, werden diese Daten ignoriert.

25.5.3.3 Maximaler Lebensdauerbeiwert

Der Maximale Lebensdauerbeiwert definiert eine Obergrenze für den Lebensdauerbeiwert a_{ISO}:

$$a_{ISO} = a_{ISO} \quad falls \quad a_{ISO} \leq a_{ISO,\max}$$

$$a_{ISO} = a_{ISO,\max} \quad falls \quad a_{ISO} \geq a_{ISO,\max}$$

Der Standardwert beträgt gemäss ISO 281 $a_{ISO,max}$ = 50.

25.5.3.4 Kritische Lager anzeigen

Der Welleneditor zeigt kritische Wälzlager mit Farben gemäss ihrer Lebensdauer an. Die Farbe "Orange" steht für kritische Lager mit einer Lebensdauer, die kleiner als die geforderte Lebensdauer ist. Die Farbe "Rot" steht für Lager mit minimaler Lebensdauer, die weit unter der geforderten Lebensdauer liegt. Die Farbe "Grün" steht für Lager, deren Lebensdauer grösser ist als die geforderte Lebensdauer.

Der für die Lagerfarbe verwendete Lebensdauerwert hängt von der ausgewählten Berechnungsmethode für das Lager ab und davon, ob die Berechnung für die erweiterte Lagerlebensdauer aktiviert ist.

	Nominelle Lebensdauer angefordert	Erweiterte Lebensdauer angefordert
Wälzlager klassisch (Druckwinkel nicht berücksichtigt) Wälzlager klassisch (Druckwinkel berücksichtigt) Wälzlagersteifigkeiten aus innerer Geometrie	Lnh	Lnmh
Wälzlagerlebensdauer nach ISO/TS 16281	Lnrh	Lnmrh

Tabelle 25.5: Tabelle: Lebensdauerwert für die Bestimmung der Lagerfarbe, basierend auf den Berechnungseinstellungen

25.5.3.5 Lebensdauer in wissenschaftlicher Notation darstellen

Wenn die Lebensdauer eines Lagers mehr als 1 Million Stunden beträgt, wird sie in der Regel auf 1 Million Stunden verkürzt angegeben. In manchen Fällen kann es jedoch von Vorteil sein, die nicht gekürzte Lebensdauer zu kennen. Dies lässt sich über diese Einstellung festlegen.

25.5.3.6 Oberflächenrauigkeit Gehäuse

Die Oberflächenrauigkeit des Gehäuses wird für die Berechnung des Betriebsspiels bei Wälzlagern verwendet. Die Pressung wird für ein Gehäuse mit unendlichem Aussendurchmesser berechnet. Falls unterschiedliche Rauigkeiten für verschiedene Lager benötigt werden oder der Aussendurchmesser definiert werden soll, werden hierfür zusätzliche Wellen definiert.

25.5.3.7 Lagerhersteller

Es werden nur die Lager der ausgewählten Lagerhersteller bei den Auswahlmöglichkeiten angezeigt und berücksichtigt.

25.5.4 Tab Zuverlässigkeit

25.5.4.1 Rechenmethode Zuverlässigkeit

Als Rechenmethode für die Zuverlässigkeit kann zwischen den Optionen **Keine Berechnung**, **Bertsche**, **AGMA 6006** und **VDMA 23904** gewählt werden.

Bei den 3 Rechenmethoden kann eine geforderte Systemzuverlässigkeit vorgegeben werden. Weiter lassen sich der Weibull-Formparameter und ein Vektor für die versagensfreie Zeit definieren.

Diese Definitionen sind nach der AGMA und VDMA für Rollen- und Kugellager definierbar. Bei der Methode nach Bertsche ist zusätzlich eine Zuverlässigkeitsberechnung der Welle möglich.

Bei der Berechnung der Zuverlässigkeit der Welle wird durch eine Festigkeitsberechnung die Lebensdauer pro Querschnitt ermittelt. Aus dieser lässt sich dann eine Zuverlässigkeit

pro Querschnitt, daraus abgeleitet eine Zuverlässigkeit der einzelnen Wellen und für das System berechnen. Die verschiedenen Zuverlässigkeiten (Lager, Querschnitte, Wellen und System)

lassen sich anschliessend grafisch darstellen.

25.5.5 Tab Welleneditor und 3D-Ansicht

25.5.5.1 Koordinatensystem anzeigen

Diese Option blendet das Koordinatensystem im Welleneditor ein/aus.

25.5.5.2 Automatische Bemassung anzeigen

Diese Option blendet die Bemassungslinien im Welleneditor ein/aus.

26 Wellen berechnen

Nach erfolgter Wellendefinition können mit der Funktion **Berechnung ausführen** in der Menüleiste oder der Taste F5 alle wellenrelevanten Grössen berechnet werden. Die Resultate stehen anschliessend in grafischer und tabellarischer Form sowie in verschiedenen Protokollen zur Verfügung.

26.1 Durchbiegung und Lagerkräfte, Kraft- und Momentverteilung

Schnittgrössen, Verschiebungen und Verdrehungen werden auf Grundlage der eindimensionalen Finite-Differenzen Methode (FDM) berechnet.
Die Berechnung erlaubt unter anderem:

- Berechnung von Biegelinie, Querkraftverlauf und Momentenverlauf in XY -und ZY -Ebene (Wellenachse immer Y -Achse) mit oder ohne Berücksichtigung des Eigengewichts.
- Berechnung der Axialkraft mit Berücksichtigung des Gewichtes (in Abhängigkeit der Wellenlage).
- Grafische Darstellung aller wesentlichen Grössen: Verlauf von Durchbiegung, Querkraft, Biegemoment in verschiedenen Ebenen, Torsionsmoment und statische Vergleichsspannung (GEH und SSH).
- Berechnung der Kräfte und Momente in Lagern (und Wellenenden) für beliebige Anzahl und Art von Lagerungen.
- Die Ausnutzung und Schädigung eines Wälzlagers wird wie folgt berechnet:

Ausnutzung:
$$\frac{P}{P_{req}} = \left(\frac{L_{req}}{L}\right)^{1/k}$$

Schädigung:
$$\frac{L_{req}}{L}$$

Dabei ist L_{req} die erforderliche Wälzlagerlebensdauer, P_{req} ist die äquivalente Belastung die L req entspricht, L ist die erreichte Lebensdauer und k ist ein Faktor, der von der Wälzlager-Bauform abhängt ($k = 3$ für Kugellager, $k = 10/3$ für Rollenlager).

- Das Lagerspiel wird immer berücksichtigt. Wird eine Rechenmethode mit innerer Geometrie gewählt, dann werden zusätzlich die Lagersteifigkeiten im Betriebspunkt und die statische Sicherheit protokolliert. Es werden 2 statische Sicherheiten – S_{0w} und S_{0ref} – berechnet.

S_{0w} wird berechnet als

$$S_{0w} = \left(\frac{p_0}{p_{max}}\right)^n$$

wobei p_{max} die maximale Hertzsche Pressung auf den Lagerring ist. Für Kugellager p_0 = 4200 N/mm2 und n = 3, für Rollenlager p_0 = 4000 N/mm2 und n = 2.

S_{0ref} wird mit der folgenden Formel berechnet:

$$S_{0ref} = \frac{C_0}{P_{0ref}}$$

wobei C_0 die statische Tragzahl des Lagers und P_{0ref} die entsprechende Nennlast (d. h. ohne Berücksichtigung von Kippmomenten) ist, die die gleiche maximale Flächenpressung bewirkt. Die gleichen Berechnungen sind für einzelne Lagerberechnungen mit innerer Geometrie verfügbar.

- Die relative Verschiebung und Verdrehung des Innenrings zum Aussenring wird berechnet und protokolliert.

  Hinweis:
  In der Berechnung wird angenommen, dass der Innenring des Lagers mit der Welle verbunden ist. In dem Fall, dass eine Hohlwelle innen mit einem Wälzlager verbunden ist, wird die Lagerverschiebung und -rotation mit dem umgekehrten Vorzeichen dokumentiert.
- Berechnung der Neigung der Biegelinie in den Lagern, z.B. zur Berücksichtigung bei der Berechnung von Zylinderrollenlagern. Der Verlauf des Neigungswinkels kann auch auf dem Bildschirm und dem Drucker dargestellt werden.
- Die Biegelinie kann mit oder ohne Berücksichtigung von Schubverformungen durchgeführt werden.

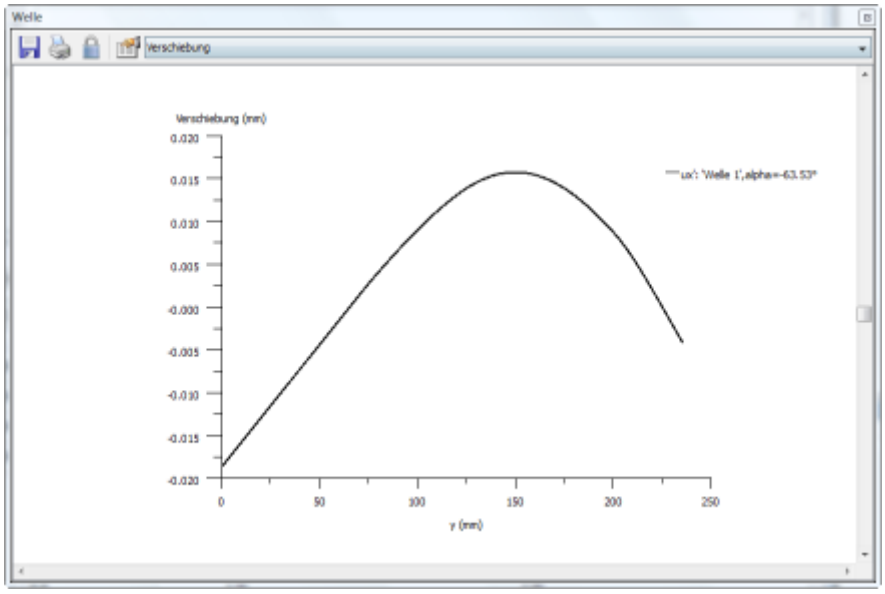


Abbildung 26.1: Grafik Verschiebung mit einer Darstellung der Biegelinie in der Ebene α = 63.53°

Hinweis

Die Angabe der Vergleichsspannung gibt für Wellen einen ersten Hinweis auf die statische Festigkeit, ist aber nicht für die Beurteilung der Dauerfestigkeit verwendbar. Dazu dient die eigentliche Festigkeitsberechnung. Für Träger ist die Angabe der Vergleichsspannung jedoch nützlich, da diese meist nur statisch beansprucht sind. Wenn bei Trägern das Torsionswiderstandsmoment nicht definiert ist, wird die Torsionsspannung bei der Vergleichsspannung nicht berücksichtigt, die Berechnung aber dennoch durchgeführt.

26.1.1 Kräfteberechnung bei Lagern mit Druckwinkel

Lager mit Druckwinkel sind ein Spezialfall bei der Wellen- und Lagerberechnung. Der effektiv wirkende Lagermittelpunkt zur Berechnung der Lagerreaktionen bestimmt sich aus dem Schnittpunkt der Wirkungslinie der Druckkraft mit der Wellenmittellinie. In den Wälzlagerkatalogen ist die durch die schiefe Lage der Lauffläche entstehende Axialkraft dokumentiert. Damit sind die notwendigen Daten (Radial- und Axialbelastung) für die Berechnung der Lebensdauer bestimmbar.

Schwieriger und auch in der Literatur nicht eindeutig dokumentiert ist die Berechnung des Belastungsverlaufs in der Welle. Hierzu sind zwei Modellbildungen möglich:

- **Ansatz 1:** Bei Lagern mit Druckwinkel geht die Wirkungslinie der Lagerkraft durch den Druckmittelpunkt. Daher können die Lagerkräfte berechnet werden, indem die Lager rechnerisch im Druckmittelpunkt berücksichtigt werden. Dies entspricht dem Vorgehen zur Bestimmung der Wälzlager-Belastung.
- **Ansatz 2:** Eine Einleitung der Lagerkraft in die Welle ist jedoch ausserhalb der Lagerbreite nicht möglich. Daher wird die Lagerkraft in KISSsoft in der Mitte des Lagers eingeleitet. Der exzentrische Kraftangriff ergibt dabei zusätzlich ein Biegemoment, das

gleich dem Produkt aus der Distanz Lagermitte-Druckmittelpunkt und der Radialkraft ist.

Dies ist auch der von KISSsoft verwendete Ansatz.

Beide Ansätze liefern denselben Biegemoment-Verlauf zwischen den Druckmittelpunkten. Es ergibt sich allerdings ein Unterschied im Bereich Druckmittelpunkt- Lagermitte.

In der Realität erfolgt die Krafteinleitung nicht unbedingt in der Lagermitte, sondern im gesamten Bereich des Lagers. Das Biegemoment kann somit auch genau am Wellenabsatz eingeleitet werden. Hier besteht dann ein Problem in der Festigkeitsberechnung, wenn die Krafteinleitung genau am Nachweispunkt erfolgt (d.h. der Nachweispunkt zwischen der Lagermitte bis und mit dem Wellenabsatz liegt).

Bei der Berechnung der Biegelinie ergibt sich ein Unterschied, da mit Ansatz 1 die Durchbiegung im Druckmittelpunkt Null ist, mit Ansatz 2 jedoch an der Lagerposition. Hier ist Ansatz 2 sicher präziser, insbesondere wenn bei grossen Druckwinkeln der Druckmittelpunkt ausserhalb der Lagerbreite liegt. Nur mit Ansatz 2 ist es rechnerisch möglich, Fälle zu betrachten, in denen der Druckmittelpunkt ausserhalb der Welle liegt.

Wie häufig in solchen Fällen, dürfte die Realität zwischen den beiden Ansätzen liegen. Genaue Berechnungen sind allerdings nur mit aufwändigen FE-Modellen unter Einbezug der Wälzlagerkörper durchführbar.

Für Wellenberechnungen ist Ansatz 2 genauer und komfortabler (bei Druckmittelpunkten ausserhalb der Welle gibt es keine Probleme), weshalb in der KISSsoft-Wellenberechnung diese Variante eingeführt wurde.

Anmerkung zur Festigkeitsberechnung: Jeder Festigkeitsnachweis, welcher auf dem Nennspannungskonzept beruht (DIN 743, FKM,...), hat im Bereich der Krafteinleitung (z.B. vom Wälzlager-Innenring an die Wellenschulter) eingeschränkte Gültigkeit wenn hier die örtliche Spannungsverteilung dem Nennspannungsansatz nicht entspricht. In der Praxis müssen an solchen Stellen die rechnerischen Resultate konservativer interpretiert werden.

Die zusätzliche innere Axialkraft bei Lagern mit Druckwinkel wird in KISSsoft wie in „Die Wälzlagerpraxis" und verschiedenen Lagerkatalogen als Fr * 0.5/Y berechnet. (FAG wie hier, NSK mit Faktor 0.6 statt 0.5, SKF bei Kegelrollenlagern wie hier und bei Schrägkugellagern mit Faktor 1.14 (Katalog 2004 als Funktion von Fa/C)). Falls der Faktor Y in der Lagerdatenbank nicht definiert ist, wird keine zusätzliche Axialkraft berücksichtigt. Der Rechengang entspricht somit der KISSsoft-Lagerberechnung.

26.2 Eigenfrequenzen

Über **Grafik > Welle > Eigenfrequenzen** können die Resultate der Eigenfrequenzberechnung des modellierten Wellensystems dargestellt werden. Berechnungsgrundlage bildet die eindimensionale Finite Elemente Methode (FEM) oder die Übertragungsmatrizen-Methode, die beide die Art der Lagerung und deren Steifigkeit im Gleichgewicht berücksichtigen.

Die Berechnung bietet im Einzelnen:

- Berechnung einer beliebigen Anzahl von Eigenfrequenzen
- Darstellung der Eigenformen
- Berücksichtigung des Kreiseleffekt von grosser Schwungmassen. Berechnet werden die biegekritischen Drehzahlen für den Gleich- und Gegenlauf. Im synchronen Gleichlauf erregt die Unwucht die Biegeschwingungen, weil die Winkelgeschwindigkeit

der rotierenden Welle und die Winkelgeschwindigkeit des umlaufenden Wellenmittelpunktes gleich ist. Der synchrone Gegenlauf ist technisch meist nicht bedeutsam.

- Für Trägerprofile werden die biegekritischen Eigenfrequenzen in den beiden Hauptebenen bestimmt.
- Zahnräder können automatisch als Massen berücksichtigt werden. Dabei wird von KISSsoft die Masse und die Trägheitsmomente des auf der Welle sitzenden Zahnrades berücksichtigt.
- Die Eigenformen werden durch ihre modale kinetische Energie beschrieben.

26.2.1 Biegekritische Drehzahlen

Für die Berechnung der biegekritischen Drehzahlen werden Massen auf der Welle berücksichtigt. Angreifende Kräfte haben jedoch keinen Einfluss auf die Berechnung. Zusatzmassen sind deshalb unbedingt als Massen und nicht als Gewichtskräfte zu modellieren.
Die Schwingungsknoten der Biegungseigenformen (Schwingung in Ebene x-z) sind auch in „Protokoll” -> „Schwingungsknoten” dokumentiert.

26.2.2 Torsionskritische Drehzahlen

- Berechnung der kritischen Dreheigenfrequenzen von Wellen.
- Berechnung beliebig vieler Dreheigenfrequenzen.
- Grafische Darstellung der Eigenschwingung.

26.3 Knickung

Die Knicklast von Wellen und Trägern wird berechnet. Sämtliche Randbedingungen, Lagerungen und angreifende Axialkräfte (Punkt- oder Linienlast) werden bei der Berechnung berücksichtigt. Knickbelastung wird nur durch die eingegebenen axialen Kräfte erzeugt. Berechnet wird der Faktor, mit dem alle diese Kräfte multipliziert werden müssen, damit der Knickfall eintritt. Die Grösse dieses Faktors entspricht damit der Sicherheit gegen Knickung.

26.4 Grobauslegung von Wellen

Die Grobauslegung von Wellen basiert auf der Vergleichsspannung. Mehrere Optionen beeinflussen das Verhalten dieser Funktionalität:

1. **Vergleichsspannung:** die maximale Vergleichsspannung, der der ermittelte Wellenwerkstoff ausgesetzt werden soll
2. **Nur die Zylinderdurchmesser ändern:** Wenn diese Option aktiviert ist, wird die Länge der Zylinder, welche die Aussenkontur bilden, beibehalten und nur ihr Durchmesser

wird verändert. Andernfalls werden die Zylinder sowohl hinsichtlich der Länge als auch des Durchmessers von der Software bestimmt. In diesem Fall wird die Innenkontur gelöscht.

3. **Querschnitte A-A etc. nicht löschen:** Wenn diese Option aktiviert ist, werden die benutzerdefinierten Querschnitte für die Festigkeitsberechnung (A-A, B-B etc.) gelöscht und die Software versucht, die kritischsten Querschnitte in der Neukonstruktion zu finden.
4. **Lager bei der Auslegung berücksichtigen:** Wenn diese Option aktiviert ist, werden die Wälzlager gemäss ihrer erforderlichen Lebensdauer ausgelegt.
5. Den Wellendurchmesser an Innendurchmesser des Lagers anpassen: Wenn diese Option aktiviert ist, passt KISSsoft die endgültigen Zylinderdurchmesser so an, dass diese den Innendurchmessern der Lager entsprechen.
6. **Lagertyp vom Modell übernehmen:** Wenn diese Option aktiviert ist, werden die vorhandenen Lager beibehalten. Andernfalls kann der Benutzer die im Modell vorhandenen Lager nach Wunsch mit einem spezifischen Lagertyp ersetzen.
7. **Lager bei Bedarf verschieben:** Beim Auslegen von Lagern kommt es vor, dass ein grösseres, breiteres Lager ausgewählt wird, das einen angrenzenden Zylinder überdeckt. Wenn diese Option aktiviert ist, wird das Lager verschoben, damit es die Zylinder nicht überdeckt.

Nach Abschluss der Berechnung wird die ursprüngliche Wellenkontur zum Vergleich angezeigt.

26.5 Festigkeit

Die Festigkeitsberechnung kann über den Reiter **Festigkeit** in der Benutzeroberfläche des Moduls **Wellenberechnung** konfiguriert werden.

Für die Festigkeitsberechnung von Wellen und Achsen in KISSsoft stehen folgende Methoden zur Verfügung:

- Hänchen & Decker
- DIN 743:2012-12
  Tragfähigkeit von Wellen und Achsen [65] inkl. FVA Vorschlag zur Erweiterung bezüglich Zeit- und Bruchfestigkeit []
- FKM Richtlinie (2020)
  Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen, 7.Auflage 2020
- AGMA 6101-F19/ AGMA 6001-F19
  Design and Selection of Components for Enclosed Gear Drives
- Keine Berechnung durchführen
  In diesem Fall wird kein Festigkeitsnachweis durchgeführt. Alle übrigen Resultate (Biegelinie, Kräftegleichgewicht, Lagerreaktionen, etc.) werden weiterhin berechnet.

Es kann jeweils ein statischer als auch ein Ermüdungsfestigkeitsnachweis erbracht werden. Der Nachweis nach FKM, DIN und AGMA kann auch mit einem Lastkollektiv durchgeführt werden.
Wellenspezifische Daten für die Festigkeitsberechnung werden zum Teil im Elementeditor für die jeweiligen Welle definiert.

26.5.1 Rechenmethode

Diese Auswahlliste ermöglicht die Wahl aus der Rechenmethode für den Festigkeitsnachweis.

26.5.1.1 Hänchen & Decker

Die Berechnung nach R. Hänchen und H. K. Decker [66] ist eine ältere, aber bewährte Methode. Bei ungenügenden Angaben für Kerbfaktoren wurden mit dem TÜV München Werte definiert, die sorgfältig aus bekannten Versuchsergebnissen abgeleitet wurden.

Werkstoffwerte

Aus den Bildern 52, 56, 60 nach [66] für Bau-, Vergütungs- und Einsatzstähle. Als Überschlagsformel gilt gemäss Hänchen [66], S. 37

$$\sigma_{bw} = 0.4 \cdot \sigma_b$$

Die Werkstoffdaten können in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) eingetragen werden.

Berechnung der Vergleichsspannung

Für den Fall überlagerter Biegung und Torsion wird die Vergleichsspannung σ_V nach der Hypothese der grössten Gestaltänderungsarbeit ermittelt (siehe [66], Kap. 3.2.5.).

Berechnung der Sicherheit gegen Dauerbruch

- Höchstlast nach [66], Gleichung (4a); Betriebsfaktor nach [66] Tabelle 1 (Seite 24).
- Gestalt-Biegewechselfestigkeit nach [66], Gleichung (42a).
- Sicherheit gegen Dauerbruch nach [66], Gleichung (46).
- Erforderliche Sicherheit gegen Dauerbruch nach [66], Bild 156 in Abhängigkeit der Häufigkeit der Höchstlast.
- Resultat der Rechnung ist das Verhältnis von erforderlicher Sicherheit zu berechneter Sicherheit in Prozent.

Wichtige Formeln

A)= Vergleichsspannung Dauerfestigkeit

$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^{\,2} + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2}$	(25.1)
$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$	(25.2)

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t}$$	(25.3)

A1) Vergleichsspannung Gewaltbruch und Verformung ($\tau_t = 0$)

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_z + \sigma_b)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_q)^2}$$	(25.4)
$$\sigma_z = \frac{F_z}{A}$$	(25.5)
$$\tau_q = \frac{F_q}{A}$$	(25.6)

B) Berechnung der Sicherheit gegen Dauerbruch:

$$\sigma_{bWG} = \sigma_{bW} \cdot b_O \cdot \frac{b_d}{b_{kb}}$$	(25.7)
$$S_D = \frac{\sigma_{bWG}}{(\sigma_v \cdot f)}$$	(25.8)

α_0	a.0	Anstrengungsverhältnis	
A	A	Querschnittfläche	*(cm3)*
b_d	b.d	Dickenzahl	
b_{kb}	b.kb	Kerbfaktor (Biegung)	
b_o	b.o	Oberflächenzahl	
f	f	Gesamt-Lastfaktor	
F_q	F.q	Querkraft	*(N)*
F_z	F.z	Zug-/Druckkraft	*(N)*
M_b	M.b	Biegemoment	*(Nm)*
M_t	M.t	Drehmoment	*(Nm)*
σ_b	s.b	Biegespannung	*(N/mm2)*

σ_{bW}	s.bW	Biegewechselfestig.	*(N/mm2)*
σ_{bWG}	s.bWG	Gestaltbiegewechselfestigk.	*(N/mm2)*
σ_v	s.v	Vergleichsspannung	*(N/mm2)*
S_D	S.D	Sicherheit gegen Dauerbruch	
τ_q	t.q	Schubspannung (Querkraft)	*(N/mm2)*
τ_t	t.t	Torsionsspannung	*(N/mm2)*
W_b	W.b	Axiales Widerst.moment	*(cm3)*
W_t	W.t	Polares Widerst.moment	*(cm3)*

Anstrengungsverhältnis

Werte für das Anstrengungsverhältnis befinden sich in nachfolgender Tabelle (siehe Tabelle 26.1).

Biegung	wechselnd	wechselnd	statisch	statisch	statisch	statisch
Torsion	schwellend	wechselnd	schwellend	wechselnd	statisch	statisch
Baustahl	0.7	0.88	1.45	1.6	1.0	1.0
Einsatzstahl	0.77	0.96	1.14	1.6	1.0	1.0
Vergütungsstahl	0.63	0.79	1.00	1.6	1.0	1.0

Tabelle 26.1: Anstrengungsverhältnis α0 nach Hänchen, S. 28 [66] oder Niemann, I, S. 76 [8]

26.5.1.2 DIN 743 (2012)

Die DIN 743 [65] basiert auf neusten Erkenntnissen für die Berechnung von Wellen und berücksichtigt folgende Punkte:

- Konsequente Unterscheidung zwischen den verschiedenen Belastungsarten (Zug/Druck, Biegung, Torsion) und je zwischen Mittelspannung und Spannungsamplitude.
- Oberflächenverfestigung: Der Einfluss auf die Festigkeit bei Einsatz von thermischen Verfahren (Nitrieren, Einsatzhärten) und bei mechanischen Verfahren (Kugelstrahlen, Rollen) ist dokumentiert.
- Kerbfaktoren: Nebst den in allen Fachbüchern erwähnten üblichen Kerbfaktoren finden sich Angaben für Konstruktionselemente, die heute viel verwendet werden, bisher aber schlecht dokumentiert waren, wie Absatz mit Freistich, Presssitz mit Entlastungskerben oder Rechtecknuten (Einstiche für Seegeringe). Alle Kerbfaktoren sind sowohl für Zug/Druck, für Biegung und für Torsion angegeben.

- Werkstoffe: Umfangreiche Liste von Werkstoffen, sowie eine Anleitung für die Ableitung von Schätzwerten für nicht dokumentierte Stähle.
- Zeitfestigkeit: im Teil 4 der Norm ist die Lastkollektivberechnung nach der Methode 'Miner erweitert' beschrieben

Die wesentlichen Einschränkungen der DIN 743 sind:

- Die Belastung durch Scherung (Querkräfte) wird nicht berücksichtigt. Dies ist ausser bei Wellen mit sehr kurzem Lagerabstand kein Nachteil.
- Nur für Stähle und Betriebstemperaturen zwischen -40°C und +150°C.
- Gemäss der Norm sind als Mindestsicherheiten gegen Verformung und Dauerbruch je 1.2 vorgeschrieben. Dieser Sicherheitsfaktor decken jedoch nur die Ungenauigkeit der Rechenmethode ab, nicht die Unsicherheiten in den Lastannahmen oder Konsequenzen im Falle eines Versagens. Die geforderten Sicherheitsfaktoren sind daher zu überprüfen oder zwischen Kunden und Auftragnehmer zu vereinbaren.

26.5.1.3 FKM-Richtlinie, Ausgabe 2020

Ausgehend von ehemaligen DDR-Normen und neuen Erkenntnissen der Werkstofftheorie ist eine FKM-Richtlinie entstanden, die voraussichtlich als Basis für eine neue VDI-Richtlinie dient. Die FKM-Richtlinie ist umfangreich (ca. 175 S., 400 S. Kommentare) und erlaubt, nebst der klassischen Dauerfestigkeitsberechnung, auch die Berechnung der Zeitfestigkeit und Lebensdauer sowie die Berücksichtigung von Lastkollektiven. Darüber hinaus liefert sie Berechnungsansätze für Spezialfälle, wie z.B. Betriebstemperaturen über 100°C.

Wird die Listenauswahl **Angaben für jeden Lastfall einzeln definieren** auswählt und für jeden Lastkollektivfall ein Spannungsverhältnis definiert, kann der Ermüdungsfestigkeitsnachweis in Form eines Äquivalentspannungsnachweises nach der FKM-Richtline durchgeführt werden. Dieser Nachweis ist dem Amplitudennachweis gleichgestellt, welcher normalerweise durchgeführt wird. Durch Umrechnung des Kollektivs auf Mittelspannung Sm = 0 und dem Spannungsverhältnis R = -1 kann der Einfluss der unterschiedlichen Spannungsverhältnisse auf der Belastungsseite des Nachweises berücksichtigt werden. Somit lässt sich eine Festigkeitsberechnung einer Welle nach der FKM-Richtlinie mit Einfluss eines Rainflow-Matrix-Lastkollektivs durchführen.

Die Berechnung erfolgt nach der 7. Auflage (2020) der FKM-Richtlinie, gemäss den Ansätzen von Haibach.

Zeitfestigkeit

Der Betriebsfestigkeitsfaktor $K_{BK,S}$ wird nach Kapitel 2.4 der Richtlinie bestimmt. Die Knickpunktzyklenzahl N_D ist bei 106 Lastwechseln.

$K_{BK,S}$ wird grösser 1.0, wenn die Lastwechselzahl kleiner N_D ist. Oberhalb N_D ist $K_{BK,S}$ meist gleich 1.0.

Bei einer üblichen Berechnung mit einer gegebenen Belastung (ohne Lastkollektiv) wird von einer „Einstufenbelastung" gesprochen. Dieser Fall wird gemäss Abschnitt. 2.4 der Richtlinie berechnet. Bei Lastkollektiven stehen drei verschiedene Verfahren (siehe Kapitel 26.5.2, Rechenart) zur Verfügung.

26.5.1.4 AGMA 6101-F19/ AGMA 6001-F19

Die AGMA 6101-F19/ 6001-F19 [65] beschreibt, wie man ein geschlossenes Getriebe berechnen kann. In dieser AGMA-Norm sind Berechnungen für Wellen, Presssitz, Passfeder, Lager, Gehäuse und Schrauben beschrieben.

- Unterscheidung zwischen den verschiedenen Belastungsarten (Zug/Druck, Biegung, Torsion und Scherung) und je zwischen Mittelspannung und Spannungsamplitude.
- Kerbfaktoren: Die wenig gegebenen Kerbfaktoren sind nur für Biegung angegeben, für die anderen Belastungen werden dieselben verwendet.
- Werkstoffe: Umfangreiche Liste von Werkstoffen, sowie eine Anleitung für die Ableitung von Schätzwerten für nicht dokumentierte Stähle. Die zulässigen Werte werden aus der Eingabe der Kernhärte umgerechnet.
- In KISSsoft werden Lastkollektive bei der Methode AGMA nicht berücksichtigt (nicht vernünftig beschrieben)

Die wesentlichen Einschränkungen der AGMA sind:

- Nur für zylindrische Stahlwellen, vielleicht auch für andere Materialen anwendbar.
- Als Kerbarten sind nur Wellenabsatz, Umlaufnut und Querbohrung detailliert definiert.
- Gemäss der Norm sind als Mindestsicherheiten gegen Spitzenlast und gegen Ermüdung mit 1.0 vorgeschrieben. Dieser Sicherheitsfaktor decken jedoch nur die Ungenauigkeit der Rechenmethode ab, nicht die Unsicherheiten in den Lastannahmen oder Konsequenzen im Falle eines Versagens. Die geforderten Sicherheitsfaktoren sind daher zu überprüfen oder zwischen Kunden und Auftragnehmer zu vereinbaren.

26.5.2 Rechenart

Für den Nachweis gegen Ermüdung sind verschiedene Methoden möglich:

- **Statisch**. Für diesen Fall wird die Sicherheit gegen Fliessen berechnet.
- **Dauerfestigkeit**. Es wird die Sicherheit gegen Dauerfestigkeit berechnet (im horizontalen Bereich der Wöhlerlinie, ohne Kollektiv)
- **Zeitfestigkeit**. Es wird die Sicherheit gegen Ermüdung bei einer vorgegebenen Zyklenzahl berechnet. Dabei wird eine gleichbleibende Lastamplitude verwendet (kein Kollektiv). Bei der Rechenmethode nach AGMA ist nur der Fall eines Einstufenkollektives definiert. Bei der FKM-Methode wird der Fall eines Einstufenkollektives speziell behandelt. Die Wöhlerlinie verläuft nach der Methode nach DIN 743 und FKM horizontal nach Erreichen der Grenzlastwechselzahl ND (10^6).
- **Miner konsequent/elementar/erweitert**. Die Verfahren unterscheiden sich insbesondere im Ansatz für die Neigung der Wöhlerlinie oberhalb der Knickpunktzyklenzahl.

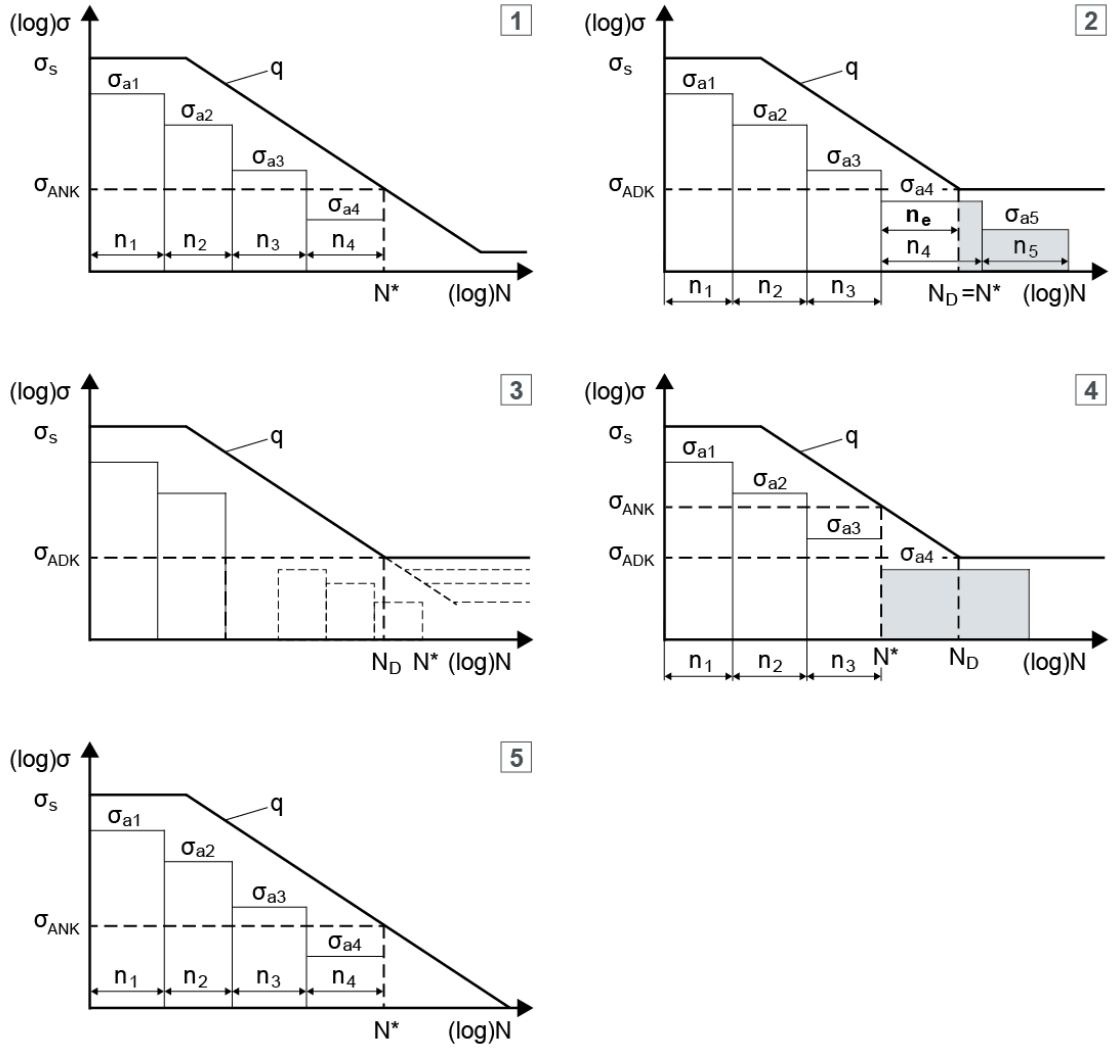


Abbildung 26.2: Miner Hypothesen

- Legende:
- 1) Miner elementar nach FKM-Richtlinie
- 2) Miner erweitert nach DIN 743-4:2012
- 3) Miner konsequent nach FKM-Richtlinie
- 4) Miner original nach Haibach
- 5) Miner elementar nach Haibach
- Die grauen Felder sind die unberücksichtigten Anteile.

► **Hinweis**

Die Rechenmethoden nach Miner sind nur auswählbar, wenn im Eingabefenster **Basisdaten** in der Dropdownliste **Lastkollektive** die Option **Lastkollektive berücksichtigen** ausgewählt ist.

Lastkollektive (siehe Kapitel 15.2.8, Lastkollektiv definieren) können im KISSsoft-Datenbanktool definiert werden und müssen innerhalb der Berechnung nur noch ausgewählt werden.

26.5.3 Lebensdauer

Die geforderte Lebensdauer in Zyklen wird aus der geforderten Lebensdauer in Stunden berechnet.

26.5.4 Festigkeitsparameter nach Hänchen und Decker

26.5.4.1 Häufigkeit der Last

Die Angabe bezieht sich auf die zuvor eingegebene Belastung (wie z. B. das Drehmoment). Tritt die Belastung während der ganzen Lebensdauer der Welle auf, so ist die Häufigkeit 100%, andernfalls entsprechend niedriger.

26.5.4.2 Kerbfaktoren

- Dickenzahl: nach [66], Bild 120.
- Oberflächenzahl: nach [66], Bild 119, Definition der zugeordneten Bearbeitungsverfahren in [66], Tabelle 4.
- Folgende Kurven sind einprogrammiert:

	geschruppt	Kurve mit b_o = 0, 50 bei 150 kp/mm2
	gefräst/feingedreht	Kurve mit b_o = 0, 70 bei 150 kp/mm2
	geschliffen	Kurve mit b_o = 0, 94 bei 150 kp/mm2
	poliert	Kurve mit b_o = 0, 97 bei 150 kp/mm2

- Absätze Kerbwirkungszahl bei Biegung nach [66], Bild 131.
- Nabensitz mit Keil: Vorgeschlagene Werte nach Absprache mit TÜV, München. Angaben nach [66], Kap. 6.4, sind spärlich.
- Presssitz: Vorgeschlagene Werte nach Absprache mit TÜV, München, Angaben nach [66], Kap. 6.4.
- Lager werden wie ein schwacher Presssitz behandelt, Angaben in [66], Kap. 6.4, sind dürftig.
- Zahnwellen (Vielkeilverzahnung): Formzahlen und Widerstandsmomente nach [66], Kap. 8.5. Umrechnung der Formzahl in Kerbwirkungszahl nach [66], Kap. 5.6, Formel (36) und (37b) oder (37c) mit Radius Ersatzkerbe nach [66], Bild 112.
- Gewinde: Formzahl nach [66], Bild 123. Umrechnung in Kerbwirkungszahl wie oben.

26.5.4.3 Sicherheit gegen Verformung/Bruch

Die Sollsicherheit gegen Dauerbruch wird gemäss den Angaben nach Hänchen in KISSsoft aus der Häufigkeit der Höchstlast berechnet. Bei einer Häufigkeit von 100% ist die vorgeschriebene Sicherheit 2.0, bei 0% ist sie 1.0, dazwischen verläuft sie aber nicht linear.

Die Sollsicherheit gegen Gewaltbruch beträgt je nach Anwendung oder Vorschrift normalerweise 3.5 bis 5.0. Die Sollsicherheit gegen Verformung (Streckgrenze) beträgt normalerweise 2.0 bis 3.5.

26.5.5 Festigkeitsparameter nach FKM

26.5.5.1 Temperaturdauer

Die FKM-Richtlinie berücksichtigt thermisches Kriechen des Werkstoffs. Dauerhaft hohe Temperaturen wirken sich festigkeitsmindernd auf das Werkstoffverhalten der Welle und damit auf die Sicherheiten aus.

Die Bauteiltemperaturen werden nach der FKM-Richtlinie im Bereich von -40°C ÷ +500°C berücksichtigt. Bei Temperaturen über 100°C (bei Feinkornbaustählen ab 60 Grad) wird über Temperaturfaktoren (für Bruchfestigkeit, Streckgrenze, und Wechselfestigkeit) die Verminderung der Festigkeit bei höheren Temperaturen berücksichtigt.

► **Hinweis**

Die Temperatur einer Welle können im **Elementeditor** übergeben werden. Hierzu wird im **Elementbaum** die gewünschte Welle einfach angewählt, anschliessend kann der entsprechende Wert im Feld **Temperatur** eingegeben werden.

26.5.5.2 Schutzschichtdicke

Dieses Eingabefeld ermöglicht die Definition der Dicke infolge galvanischer Verzinkung, Feuerverzinkung oder Zinklamellenbeschichtung bei Stahl und Eisengusswerkstoffen oder der Aluminiumoxidschicht bei Aluminiumwerkstoffen.

26.5.5.3 Sicherheiten eingeben

Wenn diese Option aktiviert ist, können rechts die aufgeführten Sollsicherheiten selbst vorgeben werden. Andernfalls ermöglicht Ihnen der Plus-Button über das Dialogfenster **Sicherheiten definieren** die Vorgabe Sollsicherheiten im Sinne der FKM.

Nach Kapitel 1.5 der Richtlinie werden für die statische Festigkeitsberechnung die erforderlichen Sicherheitsfaktoren j_m (für Gewaltbruch) und j_p (für Verformung), sowie nach Teil 2.5 für die Dauerfestigkeit j_D bestimmt. Ausführliche Kommentare finden sich in der Richtlinie.

Stahl		j_m = 2.0	j_p = 1.5	j_F = 1.5	j_F = 1.5
GS, GJS	-nicht geprüft	j_m = 2.8	j_p = 2.1	j_G*j_F = 2.6	j_G*j_F = 2.6

	-zerstörungsfrei geprüft	j_m = 2.5	j_p = 1.9	$j_{G^*}j_F$ = 2.4	$j_{G^*}j_F$ = 2.4
GJL, GJM	-nicht geprüft	j_m = 3.3	j_p = 2.6	$j_{G^*}j_F$ = 3.1	$j_{G^*}j_F$ = 3.1
	-zerstörungsfrei geprüft	j_m = 3.0	j_p = 2.4	$j_{G^*}j_F$ = 2.9	$j_{G^*}j_F$ = 2.9

j_m, j_p: Die Werte gelten für	-	grosse Schadensfolge bei Bruch
	-	grosse Wahrscheinlichkeit des Auftretens der Last

Bei nur geringen Schadenfolgen bei Bruch können die Sicherheitsfaktoren um etwa 15% vermindert werden. Bei kleiner Wahrscheinlichkeit des Auftretens der Last können die Sicherheitsfaktoren um etwa 10% vermindert werden.

$j_{G^*}j_F$: Die Werte gelten für	- grosse Schadensfolge bei Bruch
	- nicht regelmässige Inspektion

Bei nur geringen Schadenfolgen bei Bruch können die Sicherheitsfaktoren um etwa 15% vermindert werden. Bei regelmässiger Inspektion können die Sicherheitsfaktoren um etwa 10% vermindert werden.

26.5.5.4 Beanspruchungsfall

Der Beanspruchungsfall unterscheidet zwischen vier Szenarien für die Entwicklung des Spannungsverhältnis σ_a/σ_m bei weiterer Erhöhung der Belastung, ausgehend vom Betriebspunkt.

26.5.5.5 Abschätzung der Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile (Kapitel 5.5)

Diese Berechnung ist nur für randschichtverfestigter Wälzstahl anzuwenden. Zu den Randschichtverfestigungen gehören die Behandlungsarten der Werkstoffe:

- einsatzgehärtet
- nitriert, gasnitriert, nitrocarburiert
- induktionsgehärtet
- rollen
- kugelstrahlen

Diese Behandlungsarten können entweder beim Werkstoff oder bei der Oberflächenverfestigung des Elementeditors der Welle definiert.

Dieses Verfahren hat zur Grundlage das Konzept der lokalen Dauerfestigkeit. Es werden 2 Punkte des Bauteils betrachtet, der erste Punkt ist an der Bauteiloberfläche, der zweite Punkt ist im Übergang zwischen harter Randschicht und Kern. Die resultierenden Spannungen werden in Hauptspannungen umgerechnet σ1 und σ2. Weitergerechnet wird nur mit der grössten Hauptspannung σ1.

Im Elementeditor kann zusätzlich für diese Berechnung die Einhärtetiefe eingegeben werden, aus welcher der Abstand von der Bauteiloberfläche berechnet wird, wo sich der Übergang harte Randschicht - Kern befindet.

Im Tab Festigkeit kann definiert werden, ob die Konstante Kf nach den Formeln 4.3.2 und 4.3.3 berechnet oder der Tabelle 4.3.1 entnommen werden soll. Weiter gibt es die Möglichkeit die Kernhärte beim Werkstoff vorzugeben oder sich diese aus der Zugfestigkeit abschätzen zu lassen.

Bei diesem Berechnungsverfahren wird die Eigenspannung berechnet, welche in die Mittelspannungsempfindlichkeit miteingerechnet wird, dann wird zuerst der Auslastungsgrad für den Punkt an der Bauteiloberfläche, dann der Auslastungsgrad an dem Punkt an der Grenze harte Randschicht - Kern berechnet. Die grössere Auslastung wird dann für den Nachweis verwendet. Beide Auslastungsgrade sollten < 1 sein.

Die Resultate werden nur im Protokoll angezeigt, wenn diese Berechnungsart angewählt wurde und es sich um einen Wälzstahl handelt mit den vorgegeben Behandlungsarten.

26.5.6 Festigkeitsparameter nach DIN

26.5.6.1 Beanspruchungsfall

Der Beanspruchungsfall unterscheidet zwischen zwei Szenarien für die Entwicklung des Spannungsverhältnis σ_a/σ_m bei weiterer Erhöhung der Belastung, ausgehend vom Betriebspunkt.

26.5.6.2 Berechnung mit experimentellen Daten

Mit dieser Option, kann ein Haigh-Diagramm definiert werden, welches aus experimentellen Daten ermittelt wurde. Wird bei den modulspezifischen Werkstoffdaten für die DIN 743 beim Feld **Experimentelle Daten** ein Dateiname (z.B. WMAT-001.dat) definiert, wird im Tab **Festigkeit** eine Auswahlliste eingeblendet.

- **Nicht berücksichtigen**: die Daten werden nicht berücksichtigt.
- **Verwendung in DIN 743 (KFσ nach DIN 743)**: die Daten werden aus der Datei entnommen, welche bei den Werkstoffen unter Experimentelle Daten definiert wurde, der Faktor KFσ wird nach DIN 743 bestimmt.
- **Verwendung in DIN 743 (KFσ=1)**: die Daten werden aus der Datei entnommen, welche bei den Werkstoffen unter Experimentelle Daten definiert wurde, der Faktor KFσ wird immer 1 gesetzt.

Eine Anleitung zur Definition der Daten kann bei KISSsoft angefordert werden. Das gemessene Haigh-Diagramm wird nicht so wie in der DIN 743 beschrieben interpretiert. Das Haigh-Diagramm wird in der Abszisse und der Ordinate durch den Gesamteinflussfaktor geteilt, sodass die Resultate viel kleiner werden.

Der Mittelspannungseinfluss nach DIN 743 nimmt mit wachsender Kerbschärfe ab, dieser sollte aber nicht abfallen, dass wird durch diese Korrektur erreicht.

Ist die Vergleichsmittelspannung $\sigma mv<0$ wird die Linie des Wöhlerdiagramms in den negativen Bereich des Haigh-Diagramms verlängert, die Kurve wird nachher im negativen Bereich durch Druckfliessgrenze σDk abgeschnitten. Siehe dazu auch die Beschreibung in der DIN 743-1, S.21.

26.5.6.3 Sicherheit gegen Ermüdung/Verformung

In diesen Eingabefeldern werden Sollsicherheiten für dauerfestes/statisches Versagen vorgegeben. Werden diese Werte für einen oder mehrere der vorgegebenen Querschnitte unterschritten erfolgt eine entsprechende Warnung.

26.5.6.4 Berechnung von Mehrfachkerben nach DIN 743

Die Vorgehensweise, wie in einem FE-Programm das Modell aufgebaut werden soll (Modellierungs-Guideline) und wie aus den Spannungen eine Formzahl bestimmt werden kann (Auswertungs-Guideline), ist in dem Forschungsvorhaben der FVA Nr. 700 I 'Berechnung von Mehrfachkerben nach DIN 743 durch Einbindung von FEM-Ergebnissen' beschrieben.

Die Gültigkeit der angegebenen Methoden beschränkt sich auf Kerbstellen mit kraftfreier Bauteiloberfläche. Versagenskritische Stellen mit Reibdauerermüdung in der Kontaktzone (z.B. Press- oder Passfederverbindungen) müssen weiterhin mit einer experimentell ermittelten Kerbwirkungszahl gerechnet werden.

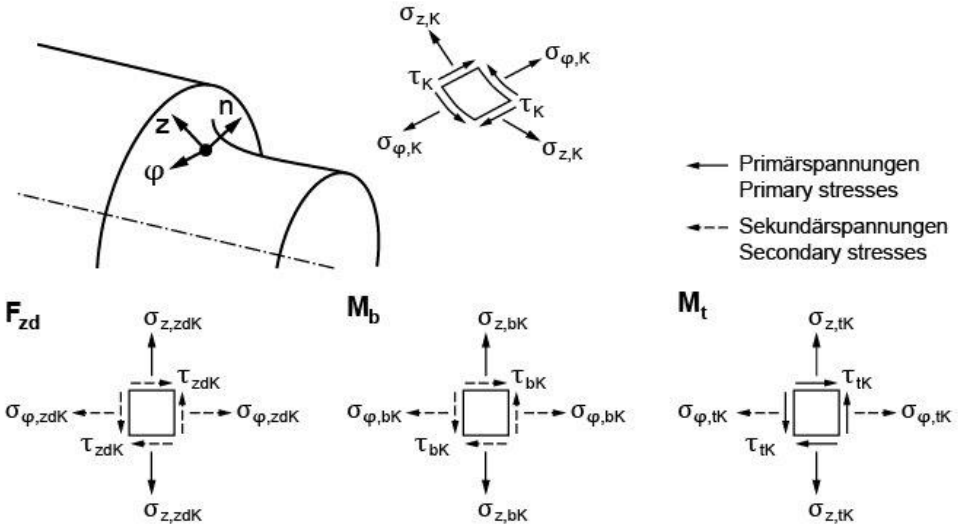


Abbildung 26.3: Örtliche Kerbspannungen im allgemeinen Fall

Es sind 2 unterschiedliche Methoden beschrieben: Methode A (umfassende Berechnungsmethode für Mehrfachkerben) und Methode B (vereinfachte Methode für Mehrfachkerben).

In KISSsoft wird die Methode B nicht verwendet.

Methode A:

Die Methode A berücksichtigt alle aufgezeigten festigkeitsbeeinflussenden Effekte bei Mehrfachkerben.

Am Ort der grössten Vergleichsspannungs-Amplitude werden an der Bauteiloberfläche die Spannungen an dem kritische Nachweispunkt bestimmt. Daraus wird dann mit der Gestaltänderungshypothese (GEH) die Vergleichsspannungs-Amplitude berechnet.

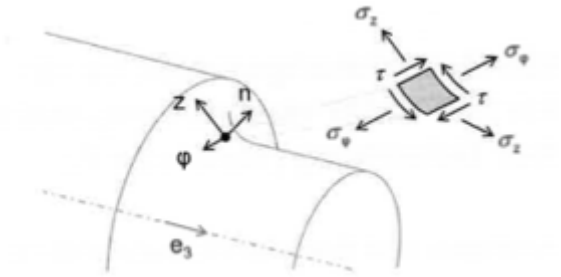


Abbildung 26.4: Komponenten der örtlichen Kerbspannung

Die FE-Analyse liefert meist einen räumlichen Spannungstensor im globalen Koordinatensystem, welcher noch zum ebenen Spannungstensor transformiert werden muss.

Die Formzahl ist definiert als Quotient der örtlichen Spannungsspitzen am Kerbgrund und der Nennspannung im Kerbquerschnitt.

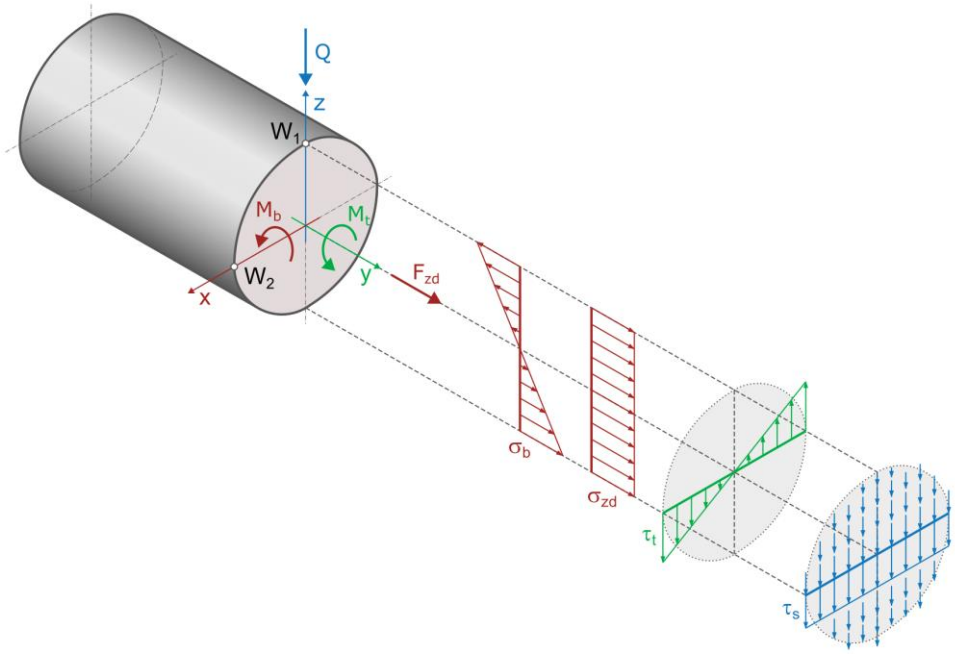


Abbildung 26.5: Biegungs-, Zug/Druck-, Torsions- und Scherungsbeanspruchung

Zur Bestimmung der Formzahl werden die Komponenten der örtlichen Spannungen in Primär- und Sekundärspannungen unterschieden. Die Primärspannung einer Belastungsart ist die zum Grundlastfall zugehörige Nennspannung.

Um die Formzahlen zu bestimmen, muss das Spannungsgefälle bestimmt werden. Dazu braucht es die Spannungswerte an einem Nachbarknoten im Bauteilinneren.

Die Formzahl wird nach den Gleichungen in der untenstehenden Tabelle (Methode A) ermittelt. Als Formzahlergebnisse sind hier auch Werte kleiner 1 möglich. Für die Methode B werden die Sekundärspannungen vernachlässigt.

Belastungsart	Formzahlen		
Zug/Druck	$\alpha_{zd\sigma_a} = \frac{\sigma_{zaK}}{\sigma_{zdn}}$	$\alpha_{zd\sigma_a} = \frac{\sigma_{qaK}}{\sigma_{zdn}}$	$\alpha_{zd\tau} = \frac{\tau_{qK}}{\tau_{zdnv}}$
Biegung	$\alpha_{b\sigma_a} = \frac{\sigma_{zaK}}{\sigma_{bn}}$	$\alpha_{b\sigma_a} = \frac{\sigma_{qaK}}{\sigma_{bn}}$	$\alpha_{b\tau} = \frac{\tau_{qK}}{\tau_{bnv}}$
Torsion	$\alpha_{t\tau} = \frac{\tau_{qK}}{\tau_{tn}}$	$\alpha_{t\sigma_a} = \frac{\sigma_{zaK}}{\sigma_{tnv}}$	$\alpha_{t\sigma_a} = \frac{\sigma_{qaK}}{\sigma_{tnv}}$
ANMERKUNG	$\sigma_{nv} = \sqrt{3} \cdot \tau_n$ und $\tau_{nv} = \sigma_n / \sqrt{3}$		

Abbildung 26.6: Tabelle 4 - Komponentenweise Formzahlberechnung (Methode A)

Die Kerbwirkungszahl β wird für jede vorhandene Komponente der örtlichen Spannungsamplitude separat berechnet. Das dazu notwendige Spannungsgefälle wird nicht separat bestimmt.

Spezialfall Presssitz (grundlastfallfreie Mittelspannung):

Wenn die grundlastfreie Mittelspannung als Nennspannung in die Berechnung einfliesst, kann sie wie eine Mittelspannung behandelt werden. Zuerst wird die Vergleichsspannung aus den resultierenden örtlichen Spannungen berechnet, dann kann mit Hilfe der jeweiligen Formzahl die Nennmittelspannung ermittelt werden.

Der Sicherheitsnachweis wird komponentenweise durchgeführt, da die Formzahl auch für jede Komponente einzeln ausgewertet wurde.

Die Bauteilsicherheiten werden wie folgt berechnet:

	Zug/Druck	Biegung	Torsion
Bauteilwechsel-festigkeit	$\sigma_{z,zdWK} = \frac{\sigma_{zdW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_{zd\sigma_a}}$	$\sigma_{z,bWK} = \frac{\sigma_{bW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_{b\sigma_a}}$	$\sigma_{z,tWK} = \frac{\sigma_{bW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_{t\sigma_a}}$
	$\sigma_{\varphi,zdWK} = \frac{\sigma_{zdW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_{zd\sigma_q}}$	$\sigma_{\varphi,bWK} = \frac{\sigma_{bW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_{b\sigma_q}}$	$\sigma_{\varphi,tWK} = \frac{\sigma_{bW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_{t\sigma_q}}$
	$\tau_{zdWK} = \frac{\tau_{tW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_{zd\tau}}$	$\tau_{bWK} = \frac{\tau_{tW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_{b\tau}}$	$\tau_{tWK} = \frac{\tau_{tW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_{t\tau}}$

$$K_{(i)\sigma_a} = \left(\frac{\beta_{(i)\sigma_a}}{K_2(d)} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V} \quad \text{und} \quad K_{(i)\sigma_q} = \left(\frac{\beta_{(i)\sigma_q}}{K_2(d)} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V}, \quad K_{(i)\tau} = \left(\frac{\beta_{(i)\tau}}{K_2(d)} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V}$$

Abbildung 26.7: Tabelle 5 - Berechnung der Bauteilwechselfestigkeit

Des Weiteren wird die Mittelspannungsempfindlichkeit berechnet. Damit die weitere Berechnung nicht unerwartete Resultate liefert, ist die Mittelspannungsempfindlichkeit den Bereichen der DIN 743 anzupassen. Die Sicherheit wird mit den Formeln für kombinierte Lasten und Phasengleichheit im ebenen Spannungszustand bestimmt.

Methode B:

Bei der Methode B erfolgt die Formzahlbestimmung mittels einer spannungsmechanischen Vereinfachung. Sie ist nicht geeignet für überlagerte dynamische Belastungen.

Aus der Primär- und der Sekundärspannung wird eine Vergleichsspannung (GEH) berechnet.

Diese Methode ist nur eingeschränkt für zusammengesetzte Belastungen anwendbar. Grenzen:

σa2/σa1 < 0,2 und τa2/σa1 < 0,2

Die Formzahl wird durch die örtlichen Kerbspannungen für die Lastfälle (Zug/Druck-, Biege-, oder Torsionsamplitude) aus einer FE-Analyse bestimmt.

Belastungsart	Zug/Druck	Biegung	Torsion
Formzahl	$\alpha_{zd} = \frac{\sigma_{va}}{\sigma_{zdn}}$	$\alpha_b = \frac{\sigma_{va}}{\sigma_{bn}}$	$\alpha_t = \frac{\sigma_{va}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{tn}}$

Abbildung 26.8: Tabelle: Tabelle 7 - Formzahlberechnung mit Vergleichsspannung (Methode B)

Die Stützwirkung und Kerbwirkungszahl werden analog den Formeln der DIN 743 bestimmt.

Die grundlastfreien Mittelspannungen (Presssitz) werden bei der vereinfachten Methode B nicht mitberücksichtigt.

Der Sicherheitsnachweis wird analog der DIN 743 vollzogen.

26.5.7 Festigkeitsparameter nach AGMA

26.5.7.1 Faktoren zur Bestimmung der Ermüdungsfestigkeit

Für die Berechnung der modifizierten Ermüdungsfestigkeit σ_f werden folgende Faktoren benötigt:

Faktor für die Oberflächenbearbeitung k_a

Die Oberflächenbearbeitung kann für jedes Element einzeln gesetzt werden, aus dieser Listeneingabe wird dann der Faktor k_a nach Bild 4, AGMA 6101-F09 bestimmt.

Grössenfaktor k_b

Der Grössenfaktor k_b wird nach Bild 5, AGMA 6101-F09 anhand des Wellendurchmessers bestimmt.

Faktor für die Überlebenswahrscheinlichkeit k_c

Im Tab **Festigkeit** kann die Überlebenswahrscheinlichkeit definiert werden (Standard 0.99%), mit diesem Wert wird nach dem Bild 6 der AGMA 6101 der Faktor k_c bestimmt.

Temperaturfaktor k_d

Für eine Temperatur zwischen -30°C und 120°C wird der Faktor k_d =1 gesetzt, bei den Eingaben für die Welle kann dieser beeinflusst werden, wenn die Temperatur der Welle ausserhalb sein sollte.

Lebensfaktor k_e

Dieser Faktor wird anhand der Spannungen σ_e und σ_u und der Lastwechselzahl NL bestimmt.

Faktor für die Oberflächenbearbeitung k_f

Für Passfedernuten wird dieser Faktor direkt der AGMA 6101-F09, Tabelle 2 entnommen.

Für Keil- oder Zahnwellen wird ein Faktor K_t von 2.0 angenommen.

Bei der Kombination Passfeder und Presssitz wird ein k_f-Faktor von 0.33 - 0.4 in der Norm vorgeschlagen. Wir empfehlen den Wert 0.33 einzutragen.

Bei Spitzkerbe und Gewinden wird die Kerbwirkungsart der Umlaufnut verwendet, mit festgesetzten Verhältnis h/r = 20.

Für Wellenabsatz, Umlaufnut und Querbohrung wird jeweils ein Faktor K_t aus den Diagrammen gelesen (Bild 8-10, AGMA 6101-F09) und zusammen mit dem Faktor q (Bild 7, AGMA 6101-F09) der Faktor k_f berechnet.

Faktor für weitere Effekte k_g

Mit diesem Faktor können z.B. Wärmebehandlungen, Restspannungen (Kugelstrahlen, kalt gerollt,...), Korrosion, Oberflächenbeschichtungen berücksichtigt werden.

Als Standardwert wird k_g =1 gesetzt, er kann aber bei den Eingaben der Welle überschrieben werden.

26.5.7.2 Berechnung der Sicherheiten

Lastkollektive werden mit der AGMA-Methode nicht berücksichtigt.

Für die Berechnung der Ermüdungssicherheit FSf werden die mittlere Spannung und die Amplitude mit der Gestaltänderungshypothese bestimmt.

Diese Werte werden nachher zusammen mit der modifizierten Ermüdungsfestigkeit und der Zugfestigkeit zur Bestimmung der Ermüdungssicherheit benötigt.

Für die Berechnung der Spitzenlastsicherheit wird eine totale Spannung mit der Gestaltänderungshypothese ermittelt. Mit der totalen Spannung, der Zugfestigkeit, einem Faktor für die Streckgrenze und einem Spitzenlastfaktor wird der Spitzenlastsicherheitsfaktor berechnet.

Der Spitzenlastfaktor kann im Tab **Festigkeit** für alle Belastungen (Zug/Druck, Biegung, Torsion, Schub) einzeln definiert werden. Standardwert im KISSsoft ist für den Spitzenlastfaktor 1.0, nach Norm ist dieser Faktor für gerad- und schrägverzahnte Stirnräder, Kegelräder und Pfeilverzahnungen 2.0, für Schneckenräder 3.0. Bei mehrstufigen Getrieben mit einer zylindrischen oder globoidalen Schneckenstufe in Verbindung mit einer Nicht-Schneckenstufe (Stirnrad-, Schräg-, oder Kegelradstufe) gelten folgende Regelungen:

- Fp = 2.0, wenn die Stufen 200% der momentanen Belastung standhalten sollten
- Fp = 3.0, wenn die Stufen 300% der momentanen Belastung standhalten sollten

Der Faktor Streckgrenze kann auch im Tab **Festigkeit** definiert werden. Standardwert im KISSsoft ist für den Faktor Streckgrenze 0.75 (0.66...0.8 nach Norm).

Die resultierenden Sicherheitsfaktoren Ermüdung FSf und Spitzenlast FSp müssen nach der Norm >= 1 sein.

26.5.8 Spannung

Hier wird definiert, wie die von KISSsoft berechneten Beanspruchungen (z. B. das Biegemoment) in Mittelspannungen und Ausschlagspannung umgerechnet werden sollen. Die üblichen Fälle (wechselnde, schwellende, statische Belastung) sind aus einer Liste auswählbar. Für Sonderfälle kann in der Auswahlliste **Spannung** die Option **Eigene Eingabe** ausgewählt werden. Anschliessend wird im Feld **Spannungsverhältnis** der entsprechende Wert eingegeben (siehe Kapitel 26.5.9, Spannungsverhältnis). Bei sich drehenden Wellen ist üblicherweise die Biegung wechselnd und die Torsion schwellend oder statisch.

26.5.8.1 Auswahlliste Angaben für Spannungsverhältnisse und Lastfaktoren

Wenn mehrere Wellen berechnet werden, erscheint im Tab **Festigkeit** über die Definition des Spannungsverhältnisses eine Auswahlliste mit folgenden Optionen:

- Angaben für alle Wellen und Querschnitte definieren (Definitionen im Tab **Festigkeit**)
- Angaben für alle Wellen einzeln definieren (Definition im Elementeditor zur jeweiligen Welle)
- Angaben für alle Querschnitte einzeln definieren (Definition im Elementeditor zum jeweiligen Querschnitt (siehe Kapitel 26.5.8.2, Angaben für jeden Querschnitt einzeln definieren))
- Angaben für jeden Lastfall einzeln definieren (Definition im Lastkollektiv, die Spannungsverhältnisse werden in jedem Lastfall angegeben (siehe Kapitel 26.5.8.3, Angaben für jeden Lastfall einzeln definieren))

Bei der Anwahl der Option **Angaben für alle Wellen einzeln definieren** können pro Welle die Spannungsverhältnisse und Lastfaktoren definiert werden.

26.5.8.2 Angaben für jeden Querschnitt einzeln definieren

Bei der Berechnung einer Welle kann man diese Option durch Anwahl dieser Listenposition aktivieren.

Mit dieser Option lassen sich die Spannungsverhältnisse und Lastfaktoren für jeden Querschnitt einzeln definieren. Dies wird gebraucht, falls eine Welle einer speziellen Belastung ausgesetzt ist. Das heisst, zum Beispiel, dass eine exzentrische Kraft auftritt, die entweder während der Rotation der Welle stehen bleibt oder mit der Wellenrotation mitläuft.

Dies kann nicht über die Eingabe des Welleneditors definiert werden, ermöglicht jedoch die Durchführung einer Festigkeitsberechnung des entsprechenden Querschnittes. Anwendungsbeispiele sind Radialkolbenpumpen, Waschmaschinen, Zentrifugen, Vibratoren, usw.

26.5.8.3 Angaben für jeden Lastfall einzeln definieren

Bei der Berechnung einer Welle mit Lastkollektiv kann man diese Option durch Anwahl dieser Listenposition aktivieren.

Mit dieser Option lassen sich die Spannungsverhältnisse für jeden Lastkollektivfall in der Lastkollektivdefinition einzeln definieren.

Durch diese Eingabe kann ein Ermüdungsfestigkeitsnachweis in Form eines Äquivalentspannungsnachweis nach der FKM-Richtline durchgeführt werden. Dieser Nachweis ist dem Amplitudennachweis gleichgestellt, welcher bis anhin durchgeführt wurde. Im Gegensatz zu diesem können beim Äquivalentspannungsnachweis unterschiedliche Spannungsverhältnisse pro Lastfall definiert werden.

Durch Umrechnung des Kollektivs auf Mittelspannung Sm = 0 und dem Spannungsverhältnis R = -1, kann der Einfluss der unterschiedlichen Spannungsverhältnisse auf der Belastungsseite des Nachweises berücksichtigt werden. Somit lässt sich eine Festigkeitsberechnung einer Welle nach der FKM-Richtlinie mit Einfluss eines Rainflow-Matrix-Lastkollektivs durchführen.

26.5.9 Spannungsverhältnis

Das Spannungsverhältnis wird als Eingabe verlangt, damit KISSsoft die im jeweiligen Querschnitt anfallenden Belastungen in Mittelspannung und Spannungsamplitude aufteilen kann.

Grösste Spannung pro Lastzyklus:		σ_o
Kleinste Spannung pro Lastzyklus:		σ_u
Spannungsverhältnis		$R = \sigma_u/\sigma_o$
Mittelspannung:	σ_m	$= (\sigma_o + \sigma_u)/2$
		$= (\sigma_o + R \cdot \sigma_o)/2$
		$= \sigma_o \cdot (1 + R)/2$
Spannungsamplitude:	σ_a	$= (\sigma_o - \sigma_u)/2$
		$= (\sigma_o - R \cdot \sigma_o)/2$
		$= \sigma_o \cdot (1 - R)/2$

Somit gilt für

Reine Wechselspannung	$(\sigma_u = -\sigma_o)$	$R = -1$
Schwellspannung	$(\sigma_u = 0)$	$R = 0$
Statische Spannung	$(\sigma_u = \sigma_o)$	$R = 1$

Für drehende Wellen oder Achsen gilt normalerweise:

Biegung und Querkraft:	$R = -1$
Torsion und Zug/Druck:	$R = 0$ (ev. R = 0...1)

► **Hinweis**

Im Gegensatz zur Berechnung nach DIN oder FKM, wo klar zwischen Mittelspannung und Ausschlagspannung unterschieden wird, werden bei der Festigkeitsberechnung nach Hänchen (siehe Kapitel 26.5.1.1, Hänchen & Decker) die eingegebenen Belastungen in eine Vergleichsspannung umgerechnet, die mit der Biegewechselfestigkeit verglichen wird. Daher hat bei dieser Methode die Wahl des Spannungsverhältnisses nur einen Einfluss auf den Betrag des Anstrengungsverhältnis α_0.

26.5.10 Lastfaktor für statische Berechnung

Die statische Berechnung wird normalerweise mit der grössten jemals auftretenden Belastung durchgeführt. Mit dem Faktor Maximallast wird der Unterschied zwischen der eingegebenen Belastung und dem Spitzenwert abgedeckt.

Maximalspannung: $\sigma_{max} = \sigma_o \cdot f_{max}$

Die Faktoren können für jede Spannungsart (Biegung, Zug/Druck etc.) einzeln definiert werden.

Der Lastfaktor wird nicht angewendet, falls in freien Querschnitten Kräfte oder Momente fest vorgegeben sind.

► **Beispiel**

Elektromotor mit Dauerdrehmoment 100 Nm, Anfahr-Drehmoment 170 Nm. Bei der Eingabe der Wellendaten wird 100 Nm eingegeben, als Faktor Maximallast wird 1.7 gesetzt.

26.5.11 Lastfaktor dauerfeste Berechnung

Die Mittelspannungen und die Ausschlagspannungen (Amplituden) können bei Bedarf mit einem Lastfaktor multipliziert werden. Die Norm DIN 743 kennt diesen Faktor nicht, somit sollten die Faktoren üblicherweise mit 1.0 vorgegeben werden. Die Anwendung eines Faktors > 1 kann dann sinnvoll sein, wenn in der Wellenberechnung das nominelle Drehmoment eingegeben wird, ohne Drehmomenterhöhungen durch Schwingungen, welche pro Umdrehung der Welle auftreten, zu berücksichtigen.

Der Lastfaktor wird nicht angewendet, falls in freien Querschnitten Kräfte oder Momente fest vorgegeben sind.

Bei der Berechnung nach Hänchen wird folgender Hinweis gegeben:

Gesamtlastfaktor f (Hänchen [66], S. 24):

$f = f_{un} \cdot f_{betr} \cdot f_{leb}$	(25.9)

f_{un}	Unsicherheit in der Lasthöhe (1.0 oder 1.2...1.4)
f_{betr}	Betriebsweise (Stösse) (1.0 bis 3.0)
f_{leb}	Lebenswichtigkeit des Bauteils (1.0 oder 1.2...1.5)

► **Hinweis:**

Die Methode Hänchen verwendet nur einen Lastfaktor, für diesen wird der grössere Wert der eingegebenen Faktoren für Biegung und Torsion genommen.

26.5.12 Querschnitte

Sicherheiten gegen Fliessen und Dauerbruch werden für die von Ihnen definierten Querschnitte der Wellen ermittelt. Im Elementbaum gibt es auf Gruppenebene den Eintrag **Querschnitte** . Über ein Kontextmenü kann ein **Freier Querschnit** t oder **Bedingter Querschnitt** hinzugefügt werden.

26.5.12.1 Oberflächenrauigkeit

Eingabe der Oberflächenrauigkeit nach ISO 1302, die entsprechende Oberflächenrauheit R_Z wird in der Auswahlliste angezeigt. In der Berechnung wird dann R_Z verwendet. Bei gewissen Kerbfällen sind in der Berechnung nach DIN oder FKM die Oberflächenfaktoren bereits im Kerbfaktor integriert. In solchen Fällen ist dann der Oberflächenfaktor immer 1.0, unabhängig von der eingegebenen Rauigkeit.

26.5.13 Auslegung

Die Option **Auslegen** im Kontextmenü des **Querschnitt**-Eintrags im Elementbaum erleichtert die Arbeit beim Festlegen der Querschnitte, die nachgerechnet werden müssen.

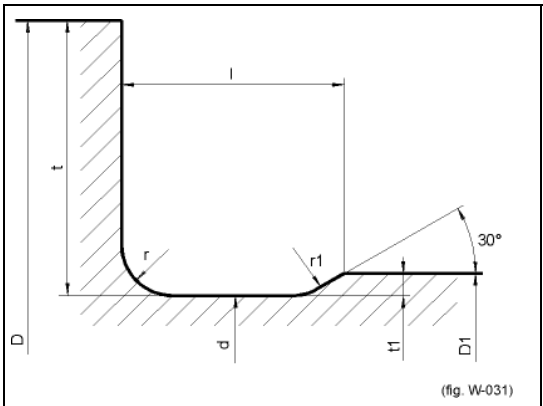
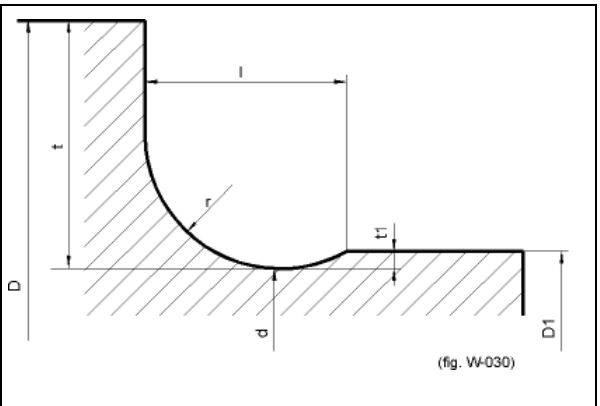
KISSsoft findet mit dieser Auslegung automatisch Querschnitte (Wellenabsätze, Presssitze bei Lagern, Passfedernuten und sonstige Kerbwirkungen, die in der **grafischen Welleneingabe** definiert wurden, in denen Kerbwirkung auftritt. Ausgegeben werden die Querschnitte mit den geringsten Sicherheiten. Die so gefundenen Querschnitte müssen bedingt unsachgemäss kontrolliert werden.

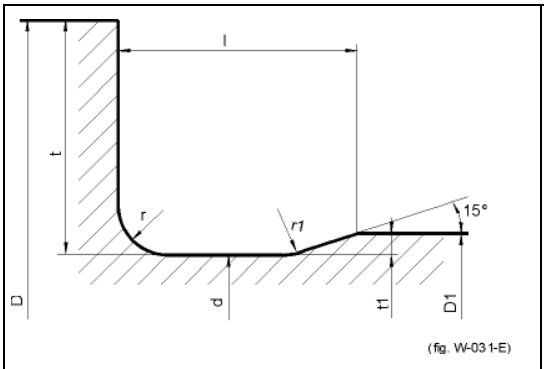
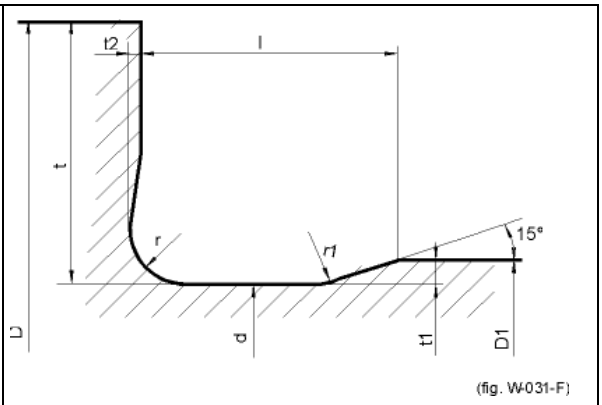
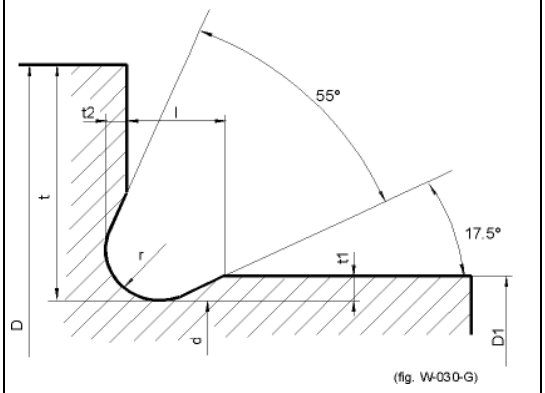
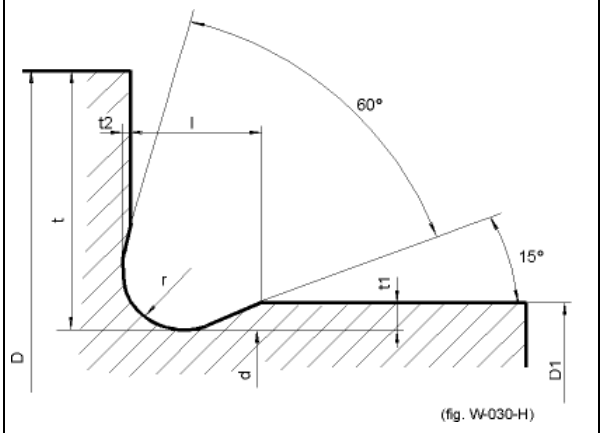
► **Hinweis**

Das Modell muss unbedingt auf weitere Kerbwirkungen, die KISSsoft nicht finden kann, überprüft werden, etwa Gewinde oder Querbohrungen.

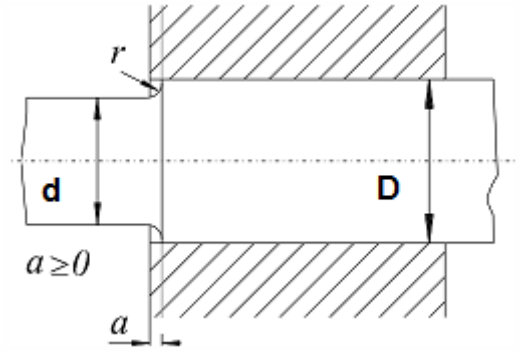
26.5.14 Querschnittarten

- **Wellenabsatz**
- **Wellenabsatz mit Freistich**

	
FKM Form B	FKM Form D

	
DIN 509 Form E	DIN 509 Form F
Nach FKM werden diese Formen wie die Form B behandelt.	
	
DIN 509 Form G	DIN 509 Form H
Nach FKM werden diese Formen wie die Form D behandelt.	

- **Wellenabsatz mit Presssitz**

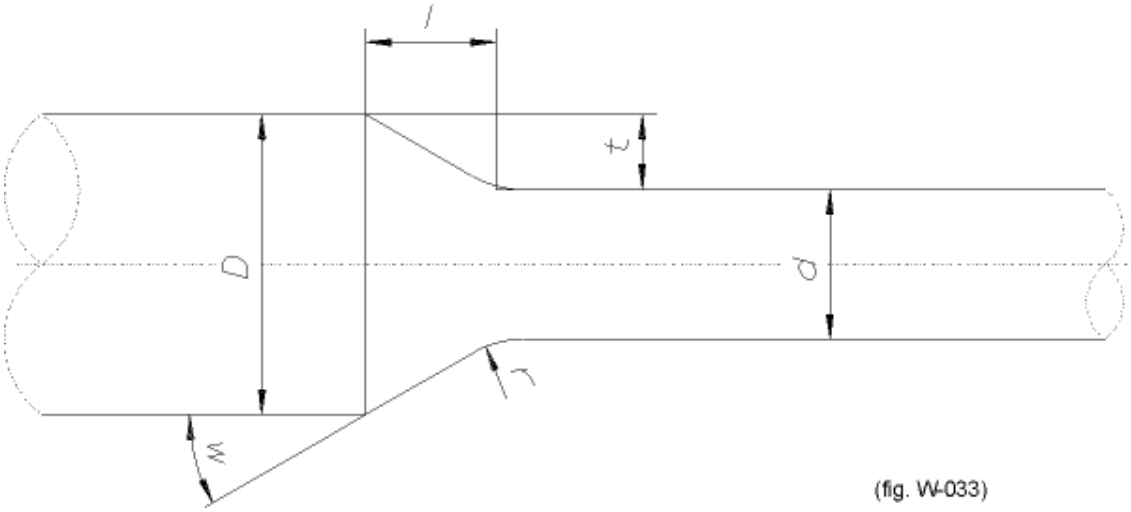


Bei Hänchen & Decker sowie AGMA 2101:	nicht möglich

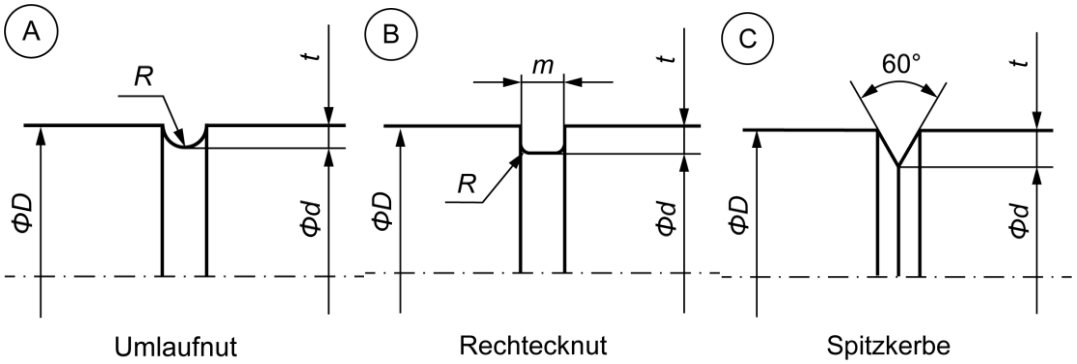
Bei DIN 743:	Die Bestimmung des Kerbfaktors wird wie ein Wellenabsatz berechnet, aber mit dem Verhältnis d/(1.1*D). Die maximale Übertragbarkeit ist bei D/d ~ 1.1 und r/(D/d) ~2. Diese Bestimmung wird nur angewandt, wenn D/d >= 1.1 ist, sonst wird die Kerbwirkung des Wellenabsatzes verwendet.
Bei FKM-Richtlinie:	Die Bestimmung der Kerbwirkungszahl wird für eine Passung H7/n6 bestimmt, die Kerbwirkungszahl wird zusätzlich für einen Wellenabsatz berechnet, dann der ungünstige Fall zur weiteren Berechnung verwendet.

Die Kerbfaktoren sind in den verschiedenen Methoden dokumentiert. Die Kerbfaktoren nach FKM sind im Normalfall deutlich grösser als nach DIN.

- **Wellenabsatz mit konischem Übergang**



- **Welleneinstiche**
  Mit folgenden Varianten:



- **Gewinde**
  Kerbfaktoren für Gewinde werden in der Literatur nicht speziell angegeben. Gewinde werden deshalb wie eine Spitzkerbe behandelt.

- **Presssitz:** Pressitz (fester Presssitz, leichter Presssitz, Presssitz mit Ausnahmen)
  In der DIN 743 sind nur Kerbfaktoren für den festen Presssitz definiert, deshalb werden für die anderen Presssitzarten die Faktoren nach der FKM-Richtlinie bestimmt.

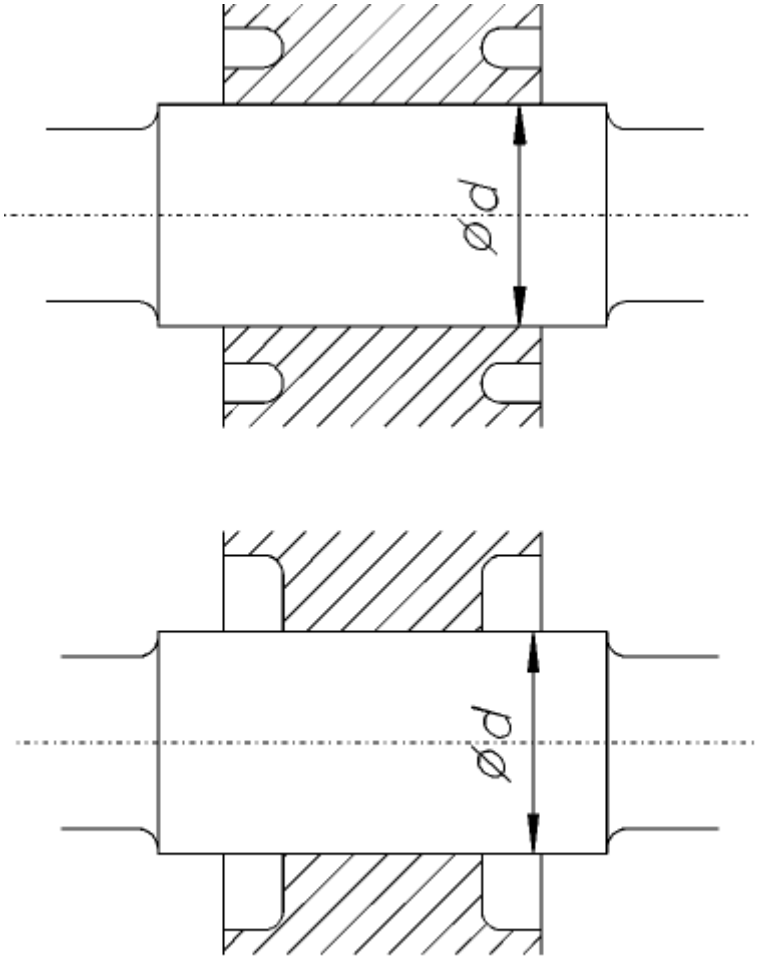
► **Hinweis:**

Die Presssitzarten ‘leichter Presssitz’ und ‘Presssitz mit Ausnahmen’ sind in der neuen FKM-Richtlinie 7.Auflage (2020) nicht mehr vorhanden. Es wird die Bestimmung nach der alten FKM-Richtlinie (2012) verwendet. Für Weiter-/ oder Neuentwicklungen sollte der Pressitztyp ‘Pressitz’ verwendet werden.

Bestimmung der Kerbwirkungszahlen für die verschiedenen Presssitzarten:
Leichter Presssitz nach FKM und DIN 743: Die Kerbwirkungszahlen werden für die Biegung und Zug/Druck nach Kogaev, Abbildung 5.3-11 bestimmt; für die Torsion wird die Formel 5.3.16 verwendet und die Querkraft wird mit der Formel $\beta Q = 1+(\beta T-1)/2$ bestimmt, einer Annahme nach Prof. Haibach.
Diese Presssitzart wird in der FKM-Richtlinie (2012) beschrieben und sollte nicht mehr verwendet werden.

Presssitz nach FKM: Die Kerbwirkungszahlen für Biegung sind nach dem Bild ‘Presssitz ohne Nabenüberstand’ der Tabelle 5.3.1 berechnet. Die Werte für Torsion werden aus dem Wert der Biegung berechnet. **Presssitz nach DIN 743:** Die Kerbwirkungszahlen für Biegung und Torsion werden der Tabelle 1, 2. Fall der DIN 743-2 entnommen.

Presssitz mit Ausnahmen nach FKM und DIN 743: Die Kerbwirkungszahlen für den 'Presssitz mit Ausnahmen' sind nach dem Bild 3 der Tabelle 5.3.1 der FKM-Richtlinie für Biegung berechnet. Der Wert für Torsion wird aus dem Wert für Biegung mit der Formel der FKM-Richtlinie bestimmt.
Diese Presssitzart wird in der FKM-Richtlinie (2012) beschrieben und sollte nicht mehr verwendet werden.



(fig. W-021)

Oben: Presssitz mit Entlastungskerben.
Unten: Presssitz mit Ausnahmen.

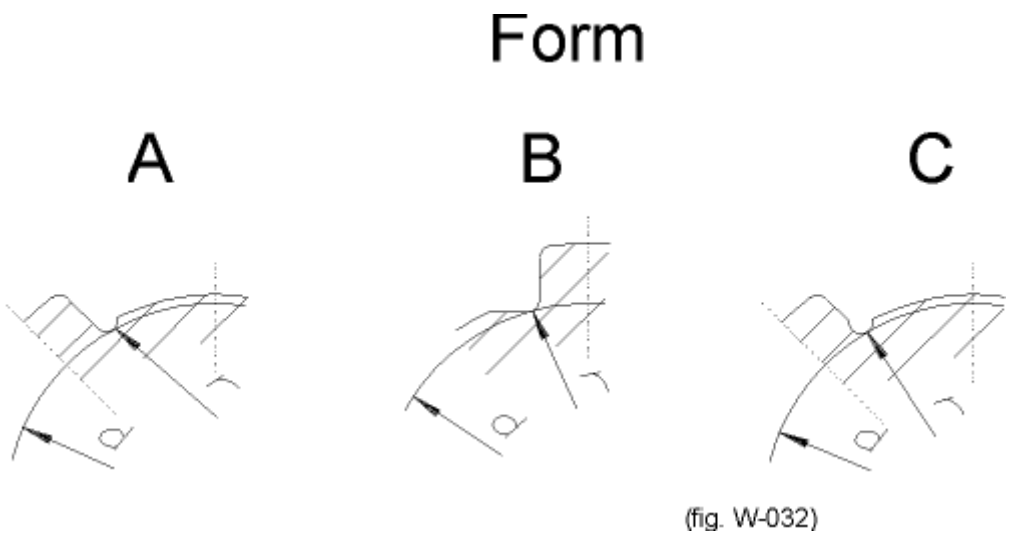
Passfeder

Das Widerstandsmoment für Biegung wird bei allen Methoden aus dem Wellendurchmesser d bestimmt. Das Widerstandsmoment für Torsion wird bei Hänchen aus dem eingeschriebenen Kreis d - t, bei FKM, DIN und AGMA aus dem Wellenaussendurchmesser d bestimmt.

Die Kerbfaktoren sind in den verschiedenen Methoden dokumentiert. Bei Hänchen finden sich nur ganz spärliche Angaben, aus denen Werte für Stähle höherer Festigkeit extrapoliert werden mussten (mit entsprechendem Hinweis bei der Berechnung). Bei FKM und DIN sind die Werte dokumentiert (aus den Tabellen für Presssitz mit Passfeder). Bei AGMA 6101 wird bei der Passfeder die Fertigungsart (Scheibenfräser oder Nutfräser) und zwischen 2 verschiedenen Härtebereichen unterschieden.

Keiltabellen für Querschnitte mit Passfeder sind eingebaut. Die Daten werden von einer Datendatei eingelesen, die Normen DIN 6885.1 (entspricht ISO/R 773), DIN 6885.2, DIN 6885.3 sind enthalten. Weitere Normen können vom Benutzer selbst eingebaut werden.

- **Kerbverzahnung und Keilwelle**



Formen der Keilwelle

Für die Berechnung von Kerbverzahnungen oder Keilwellen wird der Kopfkreis- und der Fusskreisdurchmesser benötigt. Alle anderen Angaben dienen nur zur Dokumentation.

Die Widerstandsmomente werden wie folgt berechnet:

Bei Hänchen & Decker und FKM:	Aus dem Mittelwert ($d_a/2 + d_f/2$)
Bei DIN 743 und AGMA 6101:	Aus dem Fusskreis

Die Kerbfaktoren sind in den verschiedenen Methoden dokumentiert.

Als Ausnahme wird bei der Berechnung nach FKM bei den Keilwellen der Fussdurchmesser (hier: d) für die Berechnung des Kerbradius verwendet.

- **Querbohrung**
- **Glatte Welle**
  Die Auswahl **Glatte Welle** setzt den Kerbfaktor auf 1. Diese Auswahl ist für den Querschnitt mit der maximalen Spannung sinnvoll
- Eigene Eingabe von Kerbfaktoren (siehe Kapitel 26.5.12, Querschnitte)
- Überlagerung von Kerbwirkungen (siehe Kapitel 31.1, Überlagerung von Kerbwirkungen)

26.5.15 Allgemeine Eingaben

26.5.15.1 Dickenfaktoren aus dem Wellendurchmesser

Durchmesserabhängige Werkstoffwerte können aus effektivem Wellendurchmesser (d oder D) oder aus der Dicke des Rohmaterials abgeleitet werden. Die Wahl aus effektivem Wellendurchmesser ergibt etwas bessere Sicherheiten, kann aber nur verwendet werden, wenn die Welle im vorgedrehten Zustand vergütet wird.

Bei Wahl **Vorgedreht auf Ist-Durchmesser (bei Absätzen K1 aus d)** werden die Werkstoffdaten bei Absätzen vom kleineren Durchmesser (d) abgeleitet; bei Wahl **Vorgedreht auf Ist-Durchmesser** vom grösseren Durchmesser (D). Bei Herleitung aus D ergeben sich etwas niedrigere Festigkeitswerte, die Resultate sind damit auf der sicheren Seite. Die Norm macht hierzu keine Aussage.

26.5.16 Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl

Die Bestimmung der thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl wird in der DIN 732 [67] beschrieben. Die Berechnung der thermischen Betriebsdrehzahl basiert auf einer Wärmebilanz am Lager. Die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl wird mit Hilfe des Drehzahlverhältnisses aus der thermischen Bezugsdrehzahl berechnet. Es wird die Drehzahl ermittelt, bei welcher die zulässige Temperatur im Lager bei einem konkreten Anwendungsfall erreicht wird. Um die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl zu bestimmen, muss zuerst die thermische Bezugsdrehzahl für den jeweiligen Fall definiert werden.

Die Bestimmung der thermischen Bezugsdrehzahl wird in der DIN ISO 15312 [68] definiert. Die thermische Bezugsdrehzahl ist die errechnete lagerspezifische Drehzahl bei vorgegebenen Bezugsbedingungen, damit sich ein Gleichgewicht zwischen der Wärmeentwicklung (Reibung) und der Wärmestromabfuhr (über Lagersitz und Schmierstoff) einstellt.

Die Vorgaben für die Berechnung können im Spezialtab 'Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl' und bei dem jeweiligen Wälzlager im Elementeditor gemacht werden.

Die Berechnung ist auch im Berechnungsmodul Wälzlager [W050] vorhanden, wo der Berechnungsgang und die Eingaben genauer beschrieben werden. (siehe Kapitel 27.3, Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl)

26.6 Flankenlinienmodifikation

Für diverse Zwecke ist es wichtig zu wissen, wie sich ein Punkt des Wellenquerschnitts durch elastische Verformung (Biegung und Torsion) in einer bestimmten Richtung verschiebt. Ein Beispiel ist die Berechnung des Klaffens zwischen zwei Kupplungshälften, welche je an einem Wellenende montiert sind. Hierzu wird die Verschiebung eines Punktes des Wellenquerschnitts in axialer Richtung berechnet.

Die wichtigste Anwendung dieser Berechnung ist die Bestimmung der Verformung der Welle im Zahneingriffsbereich. Die Berechnung der Verformung erfolgt für den Wälzpunkt über die Zahnbreite. Betrachtet wird die Verschiebung des Wälzpunktes durch Biegung und Torsion nur in Richtung der

Normalen zur Flanke. Eine Verschiebung parallel zur Flanke ergibt einzig eine minimale Veränderung der Gleitgeschwindigkeit und ist somit bedeutungslos.

Im Tab **Flankenlinienmodifikation** können die auf der Welle vorhandenen Verzahnungen direkt ausgewählt werden. Auf Grund der zuvor eingegeben Daten werden die notwendigen Vorgaben zur Berechnung (Zahnbreite von – bis, Koordinaten des Wälzpunktes, Richtung der Normalen zur Zahnflanke im Wälzpunkt) bestimmt und in die Benutzeroberfläche geschrieben. Damit kann, unter der Annahme, dass das Gegenrad unendlich steif ist, direkt der Verlauf der Verschiebung des Wälzpunktes durch Verformung über der Zahnbreite bestimmt werden.

► **Hinweis:**

Bei der Berechnung der Flankenlinienmodifikation wird ein möglicher Versatz der Krafteinleitung auf das für die Berechnung ausgewählte Zahnrad (Berechnung A oder B) vorübergehend ausgeschaltet. Das bedeutet, dass der Versatz der Krafteinleitung auf Zahnrad A ausgeschaltet ist, wenn Berechnung A ausgeführt wird, aber wieder eingeschaltet wird, wenn Berechnung B ausgeführt wird.

Die Darstellung dieser Verformung, auch als Klaffen bezeichnet, kann über **Grafik > Flankenlinienmodifikation > Verformung** sichtbar gemacht werden.

Dargestellt wird die Verformung im Wälzpunkt. Ausserdem wird ein Vorschlag für eine optimale Flankenlinienmodifikation gezeigt; mit einer solchen Modifikation würde sich eine homogene Lastverteilung über der Zahnbreite ergeben.

In einem weiteren Eingabefeld kann die Zahneingriffssteifigkeit cγ angegeben werden. Für Räder aus Stahl ist die Zahneingriffssteifigkeit pro mm Zahnbreite in etwa 20 N/mm/°. In der Stirnradberechnung wird cγ genau berechnet und dokumentiert. Mit dieser Steifigkeit kann die Lastverteilung über der Zahnbreite berechnet werden. Das Resultat wird über **Grafik > Flankenlinienmodifikation > Lastverteilung** dargestellt.

Berechnung des Lastverteilungsfaktors $K_{H\beta}$ für Zahnradberechnungen

Im Resultatfenster wird ebenfalls der Lastverteilungsfaktors $K_{H\beta}$ angezeigt, dieser berechnet sich gemäss ISO 6336 mit Gleichung $K_{H\beta}$ = wmax / wm aus der mittleren Linienlast (wm) und der maximalen Linienlast (wmax). Diese Berechnung erlaubt eine wesentlich genauere Abschätzung des Breitenlastfaktors, analog Methode B der ISO 6336, durchzuführen. Das Vorgehen entspricht im Wesentlichen Anhang E der ISO 6336. Zu berücksichtigen ist, dass hier die Welle des Gegenrades als unendlich steif angenommen wird. Dies ist zulässig, wenn die Welle des Gegenrades wesentlich steifer ist. Auch Herstellabweichungen sind nur dann berücksichtigt, wenn sie z.B. durch die Eingabe einer Wellenschiefstellung (Lagerversatz) in der Welleneingabe definiert sind.

Zusätzlich kann der Radkörper als Steifigkeitsmatrix berücksichtigt werden. Hierzu wird im Kraftelement Stirnrad die Option **Steifigkeitsmatrix berücksichtigen** angewählt, um die entsprechende Berechnung durchzuführen (siehe Kapitel 25.2.4.1, Kräfte).

► **Hinweis:**

Soll $K_{H\beta}$ mit Berücksichtigung der Verformung beider Wellen bestimmt werden: In der Stirnradberechnung können im Tab **Kontaktanalyse** die Verformungskomponenten von zwei Wellen kombiniert werden.

Auslegung der Flankenlinienmodifikation

Dieses Berechnungsmodul ist optimal geeignet, um sehr schnell die optimale Flankenlinienmodifikation zu bestimmen. Dazu kann eine Modifikation bestehend aus

Breitenballigkeit oder Endrücknahme und Flankenwinkelabweichung eingegeben werden. Die Flankenwinkelabweichung kann als positive oder negative Zahl eingegeben werden, je nach gewünschtem Verlauf. In der Grafik ‚Verformung' wird dann zusätzlich noch die eingegebene Modifikation dargestellt. In der Grafik ‚Lastverteilung' ist die damit erreichte Verbesserung der Lastverteilung zu sehen. Über **Grafik > Flankenlinienmodifikation > Flankenliniendiagramm** kann die Grafik für die Herstellung der Modifikation (Zahnradzeichnung) abgerufen werden.

Bestimmung des Klaffens im Zahneingriff

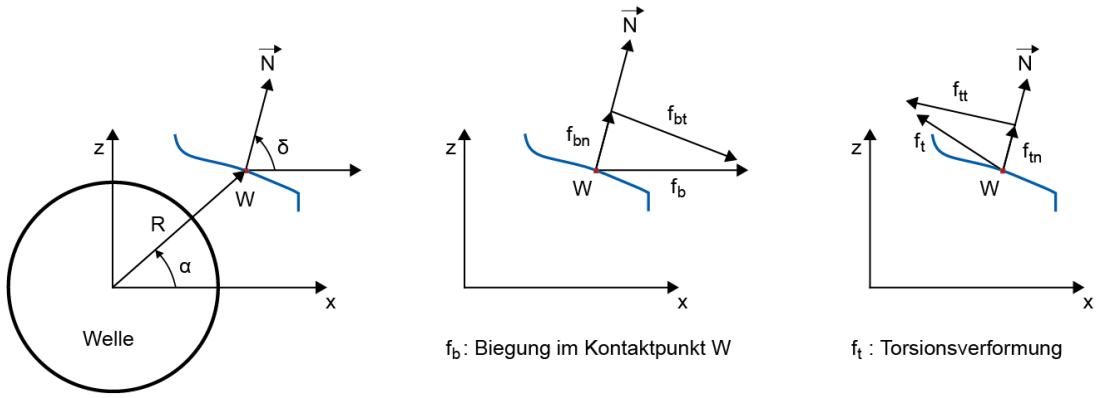


Abbildung 26.9: Bestimmung des Klaffens im Zahneingriff

26.7 Campbell-Diagramm

Die Aktivierung erfolgt über das Menü **Berechnungen > Campbell-Diagramm**. In entsprechenden Tab kann die zu berechnende Welle ausgewählt werden, der **Drehzahlbereich** und die **Anzahl der Rechenschritte** für die Berechnung der Geschwindigkeit.

Das Campbell-Diagramm zeigt die Eigenfrequenzen in einer grösseren Bandbreite von Wellendrehzahlen, sodass Gleich- und Gegenlauf in Zusammenhang mit den Eigenformen verfolgt werden können. Um Daten im Campbell-Diagramm zu berechnen, sollte die Anzahl der Eigenfrequenzen im Tab Basisdaten definiert sein. Der Kreiseleffekt beeinflusst die Eigenfrequenzen stark und kann deshalb berücksichtigt werden, indem die entsprechende Option im Tab Basisdaten **Kreiseleffekt berücksichtigen** aktiviert wird.

Im Normalfall bewirkt der Gegenlauf eine Abnahme der Frequenzen und der Gleichlauf eine Zunahme. Bei Gleichlauf führt eine Erhöhung der Drehzahl bedingt Kreiseleffekt zunehmend zu einer Versteifung und damit zu höheren Eigenfrequenzen. Bei Gegenlauf ist der Effekt umgekehrt und eine Erhöhung der Drehzahl vermindert die effektive Steifigkeit und somit die Eigenfrequenzen. Auch von den Lagersteifigkeiten werden die Eigenfrequenzen beeinflusst.

26.8 Erzwungene Schwingungen

Mit diesem Modul können Erzwungene Schwingungen der in KISSsoft definierten Wellen berechnet werden. Für die dynamische Erregung der Welle wird die dynamische Erregung einer Unwuchtmasse benutzt.

26.8.1 Berechnungsverfahren

Im ersten Schritt des Berechnungsverfahrens ist diese spezielle Berechnung durch Auswahl von **Berechnung** > **Erzwungene Schwingung** einzugeben. Dann kann der Benutzer die Welle auswählen, deren Drehzahl während der Berechnung verändert werden soll, sowie den jeweiligen Drehzahlbereich und die Anzahl der Rechenschritte. Ebenfalls einzugeben ist die strukturelle Dämpfung für Torsions-, Axial- und Biegeschwingungen. Zu beachten ist, dass die viskose Dämpfung von Lagern separat für jedes Lager anzugeben ist. Damit die Berechnung durchgeführt werden kann, muss mindestens eine Unwuchtmasse in einer Welle angegeben werden (Element "Zusatz-Masse", Eingabefelder "Masse", "Exzentrizität" und "Winkellage der Exzentrizität").
Ebenfalls zu beachten ist, dass die Ergebnisse am Ende der Berechnung nur an vordefinierten Dokumentationspunkten zur Verfügung stehen. Die Dokumentationspunkte werden in diesem Fall als «Messsonden» für das dynamische Verhalten der Wellen benutzt. Es ist zu beachten, dass das ermittelte Verhalten bei verschiedenen dynamischen Kräften im Zeitbereich addiert wird und das Endergebnis anhand des Maximalwertes dieser Operation ermittelt wird.
Neben der Berechnung für einen Drehzahlbereich der Referenzwelle besteht auch die Möglichkeit, eine Berechnung für eine bestimmte Betriebsdrehzahl der Referenzwelle durchzuführen und das dynamische Verhalten über ihre Länge zu ermitteln.

26.8.2 Resultate

Nach der erfolgreichen Berechnung können die Resultate über das Menü **Grafiken -> Wellen -> Erzwungene Schwingung** anzeigt werden.

27 Wälzlager (klassische Berechnung)

Für die Berechnung der Lebensdauer und der statischen Tragfähigkeit von Wälzlagern finden sich in den Herstellerkatalogen (z.B. SKF) bereits recht ausführliche Angaben für eine Nachrechnung. Für detailliertere Probleme steht Spezialliteratur zur Verfügung [2].
In KISSsoft sind Lagerdaten namhafter Lagerhersteller vorhanden. Diese Daten können vom Anwender erweitert werden.

Das Berechnungsmodul ist im Wellenmodul integriert, kann aber auch separat über die Modulauswahl **Wellen und Lager -> Wälzlager ISO 281, ISO 76** gestartet werden.

27.1 Auswahl des Wälzlagertyps

27.1.1 Eigenschaften der wichtigsten Lagerbauformen

Die Auswahl der geeigneten Wälzlagerbauform ist nicht immer einfach. Die nachfolgende Aufstellung gibt einen Überblick über die Eigenschaften der wichtigsten Wälzlagerbauformen:

- **Rillenkugellager (DIN 625):**
  Das einreihige Radial-Rillenkugellager ist wegen seiner vielseitigen Eigenschaften das gebräuchlichste und wegen seines einfachen Aufbaus das preiswerteste Wälzlager. Das Lager kann neben relativ hohen Radialkräften auch beträchtliche Axialkräfte in beiden Richtungen aufnehmen.
- **Einreihiges Schrägkugellager und Vierpunktlager (DIN 628):**
  Beim einreihigen Schrägkugellager hat jeder Ring eine niedrige und eine hohe Schulter. Die Laufrillen auf der hohen Schulterseite sind so ausgeführt, dass im Normalfall der Druckwinkel α = 40° beträgt. Daher kann es neben Radialkräften infolge der grösseren Kugelanzahl auch grössere Axialkräfte in einer Richtung (zur hohen Schulter hin) aufnehmen als Rillenkugellager. Infolge der Rollbahnneigung werden bei Radialbelastung axiale Reaktionskräfte erzeugt, die bei der Auslegung berücksichtigt werden müssen. Wegen der einseitigen axialen Belastbarkeit ist ein Lager allgemein zusammen mit einem zweiten in entgegengesetzter Richtung einzubauen. Die auf das Lager wirkende Axialkraft bei O- oder X-Anordnung wird berechnet und in der Maske angezeigt.
- **Zweireihiges Schrägkugellager (DIN 628):**
  Das zweireihige Schrägkugellager entspricht im Aufbau einem Paar spiegelbildlich zusammengesetzter einreihiger Schrägkugellager (O-Anordnung) mit α = 25° bzw. 35° und ist daher radial und in beiden Richtungen axial hoch belastbar.

  Verwendung: Lagerungen von möglichst kurzen, biegesteifen Wellen bei grösseren Radial- und Axialkräften: Schneckenwellen, Wellen mit Schrägstirnrädern und Kegelrädern.

- **Pendelkugellager (DIN 630):**
  Das Pendelkugellager ist ein zweireihiges Lager mit zylindrischer oder kegeliger Bohrung (Kegel 1:12), das durch die hohlkuglige Laufbahn im Aussenring winklige Wellenverlagerungen und Fluchtfehler (bis ca. 4° Schiefstellung) ausgleichen kann; es ist radial und in beiden Richtungen axial belastbar.

  Verwendung: Lagerungen, bei denen mit unvermeidlichen Einbau-Ungenauigkeiten bzw. Wellendurchbiegungen gerechnet werden muss, z. B. bei Transmissionen, Förderanlagen, Landmaschinen u. dgl.
- **Zylinderrollenlager (DIN 5412):**
  Wegen der linienförmigen Berührung zwischen Rollen und Rollbahnen ist beim Zylinderrollenlager die radiale Tragfähigkeit grösser als bei gleich grossen Kugellagern (punktförmige Berührung!); die zerlegbaren Zylinderrollenlager sind axial nicht oder nur sehr gering belastbar; sie verlangen genau fluchtende Lagerstellen.
  Nach der Anordnung der Borde unterscheidet man die Bauarten N und NU mit bordfreiem Aussen- bzw. Innenring, die als Loslager verwendet werden, die Bauart NJ als Stützlager und die Bauarten NUP und NJ, die als Festlager oder Führungslager zur axialen Wellenführung in beiden Richtungen dienen.

  Verwendung: In Getrieben, Elektromotoren, für Achslager von Schienenfahrzeugen, für Walzenlagerungen (Walzwerke); allgemein für Lagerungen mit hohen Radialbelastungen.
- **Nadellager (DIN 617):**
  Eine Sonderbauart des Zylinderrollenlagers ist das Nadellager mit Nadelrollen, die mit einem Käfig in Abstand und parallel gehalten werden. Es wird mit und ohne Innenring geliefert und ist nur für Radialkräfte geeignet. Es zeichnet sich durch einen kleinen Baudurchmesser, durch grössere radiale Starrheit gegenüber anderen Wälzlagerbauformen und durch geringe Empfindlichkeit gegen stossartige Belastung aus.

  Verwendung: Vorwiegend bei kleineren bis mittleren Drehzahlen und Pendelbewegungen, z. B. als Pleuellager, Kipphebellager, für Schwenkarme, Pendelachsen (Kraftfahrzeuge), Spindellagerungen u. dgl.
- **Kegelrollenlager (DIN 720):**
  Die Laufbahnen der Ringe von Kegelrollenlagern sind Kegelmantelflächen, die, kinematisch bedingt, in einem Punkt zusammenlaufen müssen. Die Lager mit α = 15°(30°) sind radial und axial hoch belastbar. Der abnehmbare Aussenring ermöglicht leichten Ein- und Ausbau. Kegelrollenlager werden paarweise spiegelbildlich zueinander eingebaut; das Lagerspiel kann ein- und nötigenfalls nachgestellt werden. Wegen der Rollbahnneigung erzeugt eine Radialkraft axiale Reaktionskräfte.

Verwendung: Radnabenlagerungen von Fahrzeugen, Lagerungen von Seilrollennaben, Spindellagerungen von Werkzeugmaschinen, Wellenlager von Schnecken- und Kegelrädergetrieben.

Berechnung: Die Bestimmung der Axialkraft, die bei der Berechnung der dynamisch äquivalenten Belastung einzusetzen ist, wird genau nach Theorie ausgeführt (siehe z. B. FAG Wälzlager Katalog WL 41520DE (1995) auf S. 296). Die auf das Lager wirkende Axialkraft wird in der Maske angezeigt. Als wichtige Funktion kann direkt die Berechnung der Lagerkräfte mit Berücksichtigung des Druckwinkels erfolgen.

- **Tonnen- (DIN 635), Toroidalrollenlager (CARB) und Pendelrollenlager (DIN 635):** Bei den Tonnen-, Toroidalrollenlager (CARB) und Pendelrollenlagern mit zylindrischer oder kegeliger Bohrung (1:12) ermöglichen kugelige Laufbahnen in den Aussenringen und tonnenförmige (bei CARB: torusförmige) Wälzkörper, wie Pendelkugellager, das Ausgleichen von Fluchtfehlern und winkligen Wellenverlagerungen (Schwenkwinkel 0, 5° bis 2°). Tonnenlager sind für hohe radiale, aber nur kleinere axiale Belastungen geeignet. Pendelrollenlager (α = 10°) dagegen sind für höchste Radial- und Axialkräfte einsetzbar. Toroidallrollenlager (CARB) können über einen sehr grossen Belastungsbereich eingesetzt werden. Toroidalrollenlager vereinigt die Winkelbeweglichkeit des Pendelrollenlagers mit der axialen Verschiebbarkeit des Zylinderrollenlagers.

  Verwendung: Für schwere Laufräder und Seilrollen, Schiffswellen, Ruderschäfte, Kurbelwellen und sonstige hochbelastete Lagerungen. Toroidallager: Papiermaschinen, Gebläse und allgemein bei Planetengetrieben.

27.1.2 Vergleich der Bauformen

Die Auswahl der geeigneten Wälzlagerbauform ist nicht immer einfach. Die nachfolgende Tabelle gibt einen Überblick über die wichtigsten Eigenschaften. Die Wahl eines geeigneten Wälzlagers für gegebene Betriebsverhältnisse ist vielfach schon durch die beschriebenen Eigenschaften und Merkmale bestimmt. Für häufig vorkommende Betriebsfälle und bestimmte gestellte Anforderungen kann die Lagerwahl wie folgt vorgenommen werden, wobei sich naturgemäss auch Überschneidungen ergeben und dann der Preis mitentscheidend sein kann.

Zusätzlich zu den angegebenen Wälzlagerbauformen sind für einige Typen noch Hybridlager (mit Keramikwälzkörpern) eingebaut, die speziellen Eigenschaften dieser Lager sind im Kapitel 'Hybridlager' beschrieben.

Radiallager:

Merkmale	**a**	**b**	**c**	**d**	**e**	**f**	**g**	**h**	**i**	**j**	**k**	**l**	**m**	**n**
Radialbelastbarkeit	⊗	⊗	⊗	Ø	⊗	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Axialbelastbarkeit	⊕	⊗	⊗	⊗	Ø	-	⊕	⊕	-	⊕	⊕	+	⊕	⊗

Längenausgleich innen	-	-	-	-	-	+	Ø	-	+	Ø	-	-	-	-
Längenausgl. Schiebesitz	⊕	⊕	⊕	-	⊕	-	-	⊕	-	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕
zerlegbare Lager	-	-	⊕	⊕	-	+	+	+	+	⊕	-	+	-	-
Ausgleich Fluchtfehler	Ø	-	-	-	+	Ø	Ø	Ø	-	Ø	-	Ø	+	+
erhöhte Genauigkeit	⊕	⊕	⊕	Ø	-	⊗	⊕	⊕	+	-	-	⊗	-	-
Eign. hohe Drehzahlen	+	+	⊕	Ø	⊗	+	⊗	⊗	+	-	-	⊕	⊕	⊕
geräuscharmer Lauf	+	⊗	Ø	Ø	Ø	⊕	Ø	Ø	⊕	-	-	Ø	Ø	Ø
kegelige Bohrung	-	-	-	-	+	⊗	-	-	+	-	-	-	+	+
Dichtung ein- /beidseits	⊕	-	⊕	-	⊕	-	-	-	-	-	⊕	-	-	⊗
hohe Steifigkeit	⊗	⊕	⊕	⊗	Ø	⊕	⊕	⊕	+	+	+	+	⊕	⊕
geringe Reibung	+	⊕	⊗	⊕	+	⊕	⊕	⊕	+	-	-	⊕	⊗	⊕
Festlager	⊕	+	⊕	⊕	⊗	-	⊗	⊕	-	⊗	⊗	+	⊕	⊕
Loslager	⊗	⊗	⊗	-	⊗	+	⊗	Ø	+	⊗	⊗	Ø	⊗	⊗

+ sehr gut ⊕ gut ⊗ normal/ möglich Ø mit Einschränkungen - nicht geeignet / entfällt

a	Rillenkugellager
b	Schrägkugellager, einreihig
c	Schrägkugellager, zweireihig
d	Vierpunktlager
e	Pendelkugellager
f	Zylinderrollenlager NU, N
g	Zylinderrollenlager NJ
h	Zylinderrollenlager NUP, NJ+HJ
i	Zylinderrollenlager NN
j	Zylinderrollenlager NCF, NJ23VH
k	Zylinderrollenlager NNC, NNF
l	Kegelrollenlager

m	Tonnenlager
n	Pendelrollenlager

nicht in dieser Auflistung sind: Nadellager, Nadelkränze

Axiallager:

Merkmale	**o**	**p**	**q**	**r**	**s**	**t**
Radialbelastbarkeit	-	-	Ø	-	-	Ø
Axialbelastbarkeit	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	+
Längenausgleich innen	-	-	-	-	-	-
Längenausgl. Schiebesitz	-	-	-	-	-	-
zerlegbare Lager	+	+	-	+	+	+
Ausgleich Fluchtfehler	⊕	⊕	Ø	-	-	+
erhöhte Genauigkeit	⊗	-	+	+	⊕	-
Eign. hohe Drehzahlen	⊕	Ø	⊗	+	Ø	Ø
geräuscharmer Lauf	Ø	-	Ø	Ø	-	-
kegelige Bohrung	-	-	-	-	-	-
Dichtung ein- /beidseits	-	-	-	-	-	-
hohe Steifigkeit	⊕	⊕	⊗	+	⊕	⊗
geringe Reibung	⊗	Ø	⊕	⊕	-	-
Festlager	⊕	⊕	+	+	⊗	⊗
Loslager	-	-	-	-	-	-

+ sehr gut ⊕ gut ⊗ normal/ möglich Ø mit Einschränkungen - nicht geeignet / entfällt

o	Axial-Rillenkugellager, einseitig wirkend
p	Axial-Rillenkugellager, zweiseitig wirkend
q	Axial-Schrägkugellager, einseitig wirkend
r	Axial-Schrägkugellager, zweiseitig wirkend
s	Axial-Zylinderrollenlager
t	Axial-Pendelrollenlager

nicht in dieser Auflistung sind: Axial-Nadelkränze, Axial-Schrägrollenlager, Kreuzrollenlager

27.1.3 Hybridlager

Hybridlager bestehen aus Laufringen aus Wälzlagerstahl und Wälzkörpern aus Keramikwerkstoff (Siliziumnitrit, Si_3N_4).

Die Hybridlager sind in den Datenbanken der normalen Wälzlager eingebaut. Es gibt eine Einstellung in der Wälzlagerdatenbank, welche Hybridlager markiert.

Die Berechnungsgrundlage ist dieselbe wie bei den normalen Wälzlagertypen.

Die thermische Bezugsdrehzahl und die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl kann nicht bestimmt werden, da die Hybridlager in den Normen nicht berücksichtigt werden.

Das Reibungsmoment dieser Lager können nicht bestimmt werden, da die Hybridlager in den Berechnungsmethoden der Wälzlagerkataloge nicht berücksichtigt werden.

Die wichtigsten Vorteile von Hybridlagern sind:

- höhere Steifigkeit
- höhere Drehzahleignung
- reduzierte Trägheits- und Fliehkräfte im Lager
- verringerte Reibungswärme
- niedrigerer Energieverbrauch
- längere Lager- und Fettgebrauchsdauer

27.2 Tragfähigkeit der Wälzlager

Bezogen auf den Betriebszustand, nicht aber auf die Wirkungsweise der Belastung, wird unterschieden zwischen der dynamischen Tragfähigkeit des umlaufenden Lagers und der statischen Tragfähigkeit bei Belastung im Stillstand, bei sehr langsamem Umlauf oder bei kleinen Schwenkbewegungen.

27.2.1 Dynamische Tragfähigkeit

Die dynamische Tragfähigkeit ist eine Eigenschaft des ganzen Lagers. Nach ISO 281 werden damit eine Anzahl verschiedener voneinander abhängiger Eigenschaften umfasst, die ein Wälzlager aufweist, wenn es während einer bestimmten Anzahl Umdrehungen bestimmte mechanische Beanspruchungen unter bestimmten Voraussetzungen erträgt. Auf Grund der Daten des Lagers wird die Betriebsstundenzahl berechnet (basierend im Normalfall auf einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10%).

27.2.2 Statische Tragfähigkeit

Die statische Tragfähigkeit umfasst eine Anzahl von Eigenschaften, die ein Wälzlager aufweisen muss, um bei Stillstand oder bei sehr kleinen Drehzahlen (n < 20 UpM) oder bei Pendelbewegungen bestimmte mechanische Beanspruchungen zu ertragen.

Schon bei mässiger statischer Beanspruchung des Lagers durch das Gewicht der Welle und sonstiger Elemente treten an den Berührungsstellen von Rollkörpern und Rollbahnen bleibende Verformungen (Eindrückungen) auf. Ihre Grösse nimmt mit steigender Beanspruchung allmählich zu. Dabei dürfen die bleibenden Verformungen nicht so gross werden, dass sie die für eine spätere Drehbewegung erforderlichen Laufeigenschaften beeinträchtigen. Ein Mass für eine ausreichende statische Tragfähigkeit ist als Sicherheitsfaktor gegen zu grosse bleibende Verformungen die statische Sicherheit $S_0 = C_0/P_0$ nach ISO76.

Unter Berücksichtigung einer von den Betriebsverhältnissen abhängigen statischen Tragsicherheit ergibt sich zur Bestimmung der Lagergrösse der erforderliche statische Sicherheitsfaktor:

$S_0 > 2$	bei Stössen und Erschütterungen sowie hohen Anforderungen an Laufgenauigkeit und bei Axial-Pendelrollenlagern
$S_0 = 1$	bei normalem Betrieb und Anforderungen an Laufruhe
$S_0 = 0.5...0.8$	bei ruhigem, erschütterungsfreiem Betrieb bzw. bei geringen Anforderungen (unbelastete Lager mit Einstell- oder Schwenkbewegungen)

27.2.3 Wälzlagerberechnung mit innerer Geometrie

Die Berechnung der modifizierten Referenz-Lebensdauer von Wälzlagern erfolgt nach der ISO/TS 16281.

Die zusätzlichen Resultate dieser Berechnung sind die maximale Hertzsche Pressung auf Innen- und den Aussenring (rechter und linker Ring bei Axiallagern), die statische Sicherheit, die Referenz- und modifizierte Referenz-Lebensdauer in Stunden, die Steifigkeitsmatrix am Betriebspunkt und die Lastverteilung bzw. der Pressungsverlauf für jedes Rollenelement.

Wird die Berechnung der Wälzlager mit innerer Geometrie durchgeführt, können die Lagerfrequenzen bestimmt werden. Die berechneten Werte (Überrollfrequenz des Aussenrings, Überrollfrequenz des Innenrings, Rotationsfrequenz der Wälzkörper und die Käfigfrequenz) werden sowohl im Protokoll dokumentiert als auch in einer Grafik dargestellt.

Für detaillierte Informationen (siehe Kapitel 28, Wälzlager (innere Geometrie))

Wenn die innere Geometrie der Wälzlager vom Hersteller gegeben ist, dann wird diese in der Berechnung verwendet. Wenn diese Daten nicht bekannt sind, wird in KISSsoft eine Approximation durchgeführt, bei welcher aus den Tragzahlen (aus der statischen C_0 und der dynamischen Tragzahl C) die innere Geometrie abgeschätzt wird. Diese Prozedur beruht auf der ISO 76 und der ISO 281 und ergibt normalerweise hinreichend genaue Ergebnisse.

Wenn einzelne Angaben, beispielsweise die Anzahl der Wälzkörper, bekannt sind, werden nur die restlichen Grössen approximiert.

Wenn die Benutzereingaben der inneren Geometriedaten in der Datenbank nicht ausreichend oder falsch sind, dann werden die Eingaben ignoriert und die Daten der inneren Geometrie approximiert. Eine Bemerkung wird dann ins Protokoll geschrieben, dass eine Approximation der inneren Geometrie gemacht wurde.

Nicht alle Lagertypen können mit Berücksichtigung der inneren Geometrie berechnet werden (siehe Kapitel 9.5.37.2, Wälzlager Innere Geometrie).

27.3 Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl

Die Bestimmung der thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl wird in der DIN 732 [67] beschrieben und basiert auf der Wärmebilanz am Lager. Die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl wird mit Hilfe des Drehzahlverhältnisses aus der thermischen Bezugsdrehzahl berechnet. Es wird die Drehzahl ermittelt, bei welcher die zulässige Temperatur im Lager bei einem konkreten Anwendungsfall erreicht wird. Die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl kann, je nach Schmierungsart, stark von anderen Grenzdrehzahlen abweichen, da die Bezugsbedingungen nur für ganz bestimmte Fälle zutreffen. Um die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl zu bestimmen, muss zuerst die thermische Bezugsdrehzahl für den jeweiligen Fall definiert werden.

► **Hinweis:**

Tonnenlager, Axial-Schrägrollenlager, Kreuzrollenlager und alle Hybridlager können nicht berechnet werden, da keine Werte in den entsprechenden Normen vorhanden sind.

27.3.1 Thermische Bezugsdrehzahl

Die Bestimmung der thermischen Bezugsdrehzahl wird in der DIN ISO 15312 [7] definiert. Die thermische Bezugsdrehzahl ist die errechnete lagerspezifische Drehzahl bei vorgegebenen Bezugsbedingungen, damit sich ein Gleichgewicht zwischen der Wärmeentwicklung (Reibung) und der Wärmestromabfuhr (über Lagersitz und Schmierstoff) einstellt. Mechanische oder kinematische Kriterien sind bei dieser Drehzahl nicht berücksichtigt. Die Bezugswerte (Temperaturen, Belastung, Viskosität des Schmierstoffes, Bezugsfläche des Lagers,...) wurden so festgelegt, dass die Bezugsdrehzahlen bei öl- oder fettgeschmierten Lagern identische Werte ergeben.

27.3.1.1 Abgeführte Wärmeströme

Der Wärmestrom Qr wird berechnet aus der wälzlagerspezifischen Bezugswärmestromdichte qr (über Lagersitz und durch Schmierstoff abgeführter Wärmestrom) sowie der wärmeabführenden Bezugsfläche Asr.
Qr = 10-6 * qr * Asr
qr, Asr sind gemäss DIN ISO 15312 unter Bezugsbedingungen bestimmt.

27.3.1.2 Beiwerte f0r und f1r

Die Beiwerte f0r und f1r für die Bestimmung der thermischen Bezugsdrehzahl sind je nach Lagertyp/ Baureihe (bei f0r auch Schmierungsart) unterschiedlich, sie werden in der Tabelle A.1 der Norm dargestellt. In der Tabelle sind nicht alle Lagertypen bzw. Lagerbauarten berücksichtigt.

Für die Lager und Bauformen, für welche keine Daten definiert sind in der Norm, wurden folgende Werte angenommen:

	f0r (Tabellenwert)	f1r
Kugellager	1.7	0.00015

Rollenlager	3	0.0003
Axial-Kugellager	1.7	0.00015
Axial-Rollenlager	3.5	0.0015

27.3.1.3 Berechnung der thermischen Bezugsdrehzahl

Damit die Energiebilanz des Lagers stimmt, werden die abgeführten Wärmeströme und die Reibleistung gleichgesetzt. Die Gleichung für die Energiebilanz ist:

NFr = 103 * *Qr*

NFr: Reibleistung [W]
Qr : abgeführter Wärmestrom [kW]

Die somit zu berechnende Gleichung:

$(\pi * n\theta r)/30 * (10\text{-}7 * f0r * (vr * n\theta r)2/3 * dm^3 + f1r * P1r * dm) = qr * ASr$

nθr: thermische Bezugsdrehzahl [1/min]
f0r: Beiwert aus Tabelle A.1, DIN ISO 15312 [-]
r: Bezugsviskosität [mm2/s]
dm: mittlerer Wälzlagerdurchmesser [mm]
f1r: Beiwert aus Tabelle A.1, DIN ISO 15312 [-]
P1r: Bezugsbelastung [N]
qr: Wälzlagerspezifische Bezugswärmestromdichte (Lagersitzfläche, Schmierstoff) [kW/m2]
ASr: Wärmeabführende Bezugsfläche [mm2]

Aus dieser Gleichung kann nθr bestimmt werden.

27.3.2 Berechnungsverfahren thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl (DIN 732-2)

Die Berechnung basiert wie auch bei der thermischen Bezugsdrehzahl auf der Wärmebilanz am Lager. Abgeführter Wärmestrom:

$Q = Q_S + Q_L + Q_E$

Q_S: über die Lagersitzflächen abgeführter Wärmestrom
Q_L: über Schmierstoff abgeführter Wärmestrom (nur bei Umlaufschmierung) (Dichte ϱ = 0,91 kg/dm^3 und spezifische Wärmekapazität cL = 1,88 KJ/(kg *K) des Schmierstoffes sind fest vorgegeben.)
Q_E: zusätzliche Wärmeströme (für die Berechnung Q_E = 0 angenommen)

27.3.2.1 Reibungsbeiwerte f0 und f1

Die Beiwerte f0 und f1 sowie die dynamisch äquivalente Last P1 werden zur Bestimmung der Last- und Schmierfilmparameter benötigt und sind je nach Lagertyp/ Baureihe, Schmierungsart oder Belastungsrichtung unterschiedlich, sie werden in der Tabelle A.1 der Norm dargestellt. In der Tabelle sind nicht alle Lagertypen bzw. Lagerbauarten berücksichtigt. Aus den Kommentaren zu f0 der Tabelle A.1 in der Norm wurde folgendes festgelegt (in KISSsoft eingebaut) für die verschiedenen Schmierarten:

- Öl, Tauchschmierung, Lager im Ölnebel: f0 = 0,5 * f0 (Tabellenwert)
- Öl, Tauchschmierung, Ölstand bis Mitte Lager: f0 = 2,0 * f0 (Tabellenwert)
- Öl, Tauchschmierung, Ölstand bis Mitte des untersten Wälzkörpers: f0 = 1,0 * f0 (Tabellenwert)
- Öl, Umlaufschmierung: f0 = 2,0 * f0 (Tabellenwert)
- Fett, Eingelaufenes Lager: f0 = 1,0 * f0 (Tabellenwert)
- Fett, Frisch befettet: f0 = 2,0 * f0 (Tabellenwert)

Für die Lager und Bauformen, für welche keine Daten definiert sind in der Norm, wurden folgende Werte angenommen:

	P1	f0 (Tabellenwert)	f1
Kugellager	3.3*Fa - 0.1*Fr (P1 <= Fr) gilt P1 = Fr	1.7	0.0007*(P0/C0)^0.5
Rollenlager	Fr	3	0.0003
Axial-Kugellager	Fa	1.7	0.0007*(P0/C0)^0.5
Axial-Rollenlager	Fa	3.5	0.0015

27.3.2.2 Berechnung der thermisch zulässigen Betriebsdrehzahl

Die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl wird mit Hilfe des Drehzahlverhältnisses fn aus der thermischen Bezugsdrehzahl berechnet. nθ = fn * nθr

Damit das Drehzahlverhältnis aus der folgenden Gleichung iteriert werden kann, müssen der Last- und Schmierfilmparameter berechnet werden.

KL * *f*n5/3 + *KP* * *f*n = 1

Lastparameter *KL*:

KL = 10-6 * (π/30) * *n*θ*r*10-7 * (*f*0*r* * n2/3 * nθr2/3 * dm3)/*Q*

Schmierfilmparameter *KP*:

KP = 10-6 * (π/30) * *n*θ*r*(*f*1 * *P1* * dm)/*Q*

nθr: thermische Bezugsdrehzahl [1/min]
f0: Reibungsbeiwert aus Tabelle A.1, DIN 732 [-]
f1: Reibungsbeiwert aus Tabelle A.1, DIN 732 [-]
n: Viskosität des Schmierstoffes [mm2/s]
dm: mittlerer Wälzlagerdurchmesser [mm]
P1: Bezugsbelastung [N]
Q: Summe der abgeführten Wärmeströme [kW]

27.4 Reibungsmoment

Die Wärmeentwicklung durch die Reibung zwischen den einzelnen Komponenten in einem Wälzlager beeinflusst massgeblich dessen Betriebstemperatur. Der entsprechende Wärmeeintrag kann über das Reibungsmoment des Wälzlagers abgeschätzt werden. Die Rechenmethode ist unter **Berechnung/Einstellungen** wählbar.

Die Berechnung wird nur mit der Option **Erweiterte Lagerlebensdauer nach ISO 281** ausgeführt (Tab **Basisdaten/Festigkeit**).

27.4.1 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 1994

Voraussetzung der Berechnung des Reibungsmomentes ist, dass die aneinander abwälzenden Flächen im Lager durch einen Schmierfilm getrennt sind. Das gesamte Reibungsmoment eines Lagers errechnet sich aus der Summe:

$M = M_0 + M_1$	(27.1)

M_0: lastunabhängiges Reibungsmoment

M_0 ist bedingt durch die hydrodynamischen Verluste im Schmierstoff. Es überwiegt in schnelllaufenden, leicht belasteten Lagern. Abhängig ist der Wert für M_0 von der Viskosität und der Menge des Schmierstoffes sowie der Wälzgeschwindigkeit.

M_1: lastabhängiges Reibungsmoment

M_1 ist bedingt durch die elastische Verformung und partielles Gleiten in den Berührungsflächen, überwiegt vor allem bei langsam umlaufenden, belasteten Lagern. Abhängig ist M_1 von der Lagerart (lagerabhängige Exponenten für die Berechnung), von der für das Reibungsmoment massgebenden Belastung und vom mittleren Durchmesser des Lagers.

Für axial belastete Zylinderrollenlager wird die Formel um ein zusätzliches axiales lastabhängiges Reibungsmoment M_2 erweitert.

$M = M_0 + M_1 + M_2$	(27.2)

M_2: axial lastabhängiges Reibungsmoment

M_2 ist abhängig von einem Beiwert für Zylinderrollenlager, der Axialbelastung und vom mittleren Durchmesser des Lagers.

Für abgedichtete Wälzlager wird die Formel um ein zusätzliches Reibungsmoment schleifender Dichtungen $M3$ erweitert.

$M = M_0 + M_1 + M_3$	(27.3)

M_3: **Reibungsmoment schleifender Dichtungen**

Das Reibungsmoment schleifender Dichtungen ist abhängig von der Lagerart, der Lagergrösse, dem Durchmesser und der Dichtungsausführung. Da die Dichtungsart und die Dichtungsausführung je nach Hersteller unterschiedlich sind, ist es schwer ein allgemeines Reibungsmoment zu definieren.

Unter **Berechnung/Einstellungen** sind verschiedene Optionen möglich diese Teilgrösse zu bestimmen:

- **nach SKF-Hauptkatalog der gewählten Rechenmethode**

- *nach dem Hauptkatalog 4000/IV T DE:1994:*
  Aus dem SKF Katalog sind Werte für die Dichtungsarten ihrer Lager vorhanden, welche in KISSsoft eingebaut sind. Wird in der Lagerbezeichnung eine bekannte Dichtungsbezeichnung gefunden, wird das Reibungsmoment schleifender Dichtung mit den Beiwerten des Katalogs berechnet, ansonsten wird es zu Null gesetzt.
  Beispiel einer Dichtungsbezeichnung im Namen des Wälzlagers:
  SKF 623-2RS1, das bedeutet, dass das Lager beidseitig eine Dichtung des Typs RS1 hat, es wird in KISSsoft im Namen nach "-2RS1" gesucht, ist diese Bezeichnung vorhanden, werden die Beiwerte des SKF-Kataloges zugewiesen und das Reibungsmoment schleifender Dichtungen berechnet.

- **nach ISO/TR 13593:1999 Viton** M_{sea} berechnet mit der Formel: M_{sea} = 3,736*10^-3*dsh; M_{sea} in Nm, d_{sh} Wellendurchmesser in mm
- **nach ISO/TR 13593:1999 Buna N** M_{sea} berechnet mit der Formel: M_{sea} = 2,429*10^-3*dsh; M_{sea} in Nm, d_{sh} Wellendurchmesser in mm

Die Faktoren f0, f1 (siehe Kapitel 27.3.2.1, Reibungsbeiwerte f0 und f1) und P1 (von der Lagerart und Belastung des Lagers abhängige Werte) für die Berechnung werden der ISO 15312 entnommen. Die Formeln, Exponenten und Beiwerte sind gemäss dem SKF-Katalog, Ausgabe 1994.

27.4.2 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 2018

Da bei dieser Berechnung sehr viele Faktoren und Einflüsse berücksichtigt werden, wird diese besser nur bei Wahl der erweiterten Lebensdauerberechnung durchgeführt, allerdings wird die Berechnung auch ohne diese mit den Standardwerten durchgeführt. Die Berechnung des Gesamtreibungsmomentes nach dem SKF-Katalog 2018 setzt sich aus der Roll- und Gleitreibung in den Wälzkontakten (zwischen Wälzkörpern und dem Käfig, in den Führungsflächen, der Schmierstoffreibung und der Gleitreibung von schleifenden Dichtungen bei abgedichteten Lagern) zusammen. Die Berechnung des Reibungsmomentes hängt von verschiedenen Faktoren ab:

- Belastung
- Lagerart
- Lagergrösse
- Betriebsdrehzahl
- Eigenschaften des Schmierstoffes
- Schmierstoffmenge
- Dichtungen

Folgende Betriebsbedingungen dürfen bei der Berechnung vorliegen:

- Fettschmierung oder Ölschmierung (Ölbad-, Ölluft- oder Öleinspritzverfahren)
- Belastung gleich oder grösser Mindestbelastung
- Belastung in Grösse und Richtung unveränderlich
- Normales Betriebsspiel

Ist die Belastung kleiner als die Mindestbelastung, wird mit der Mindestbelastung weitergerechnet. Ist ein Wert für die Mindestbelastung in der Datenbank definiert, wird dieser verwendet, ansonsten wird dieser in der Software bestimmt. Die Mindestbelastung wird dann bei Radiallagern in eine Mindest-Radialkraft umgerechnet. Bei Axiallagern wird die Mindest-Axialkraft in der Software bestimmt und nicht der Wert für die Mindestbelastung verwendet.

Die Formel des Gesamtreibmomentes:

$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}$

M_{rr}: **Rollreibungsmoment**

Das Rollreibungsmoment ist abhängig von der Lagerart, dem mittleren Durchmesser, der Radial- und Axialbelastung, der Drehzahl und der Viskosität des Schmierstoffes. Die Designbeiwerte, welche für die Berechnung des Rollreibungsmomentes benötigt werden, werden anhand der Baureihe des Wälzlagers bestimmt. Die Designbeiwerte und Faktoren zur Berechnung werden dem SKF-Katalog 2018 entnommen.

Faktoren der Rollreibung:

- ϕ_{ish}: **Schmierfilmdickenfaktor**
  Durch die Formierung eines Schmiervorlaufs wird der Schmierstoff bei der Bewegung der Wälzkörper auf Schub beansprucht und erzeugt Wärme, was zur Folge hat, dass das Rollreibungsmoment herabgesetzt wird.
- ϕ_{rs}: **Schmierstoffverdrängungsfaktor**
  Durch das ständige Überrollen wird der überschüssige Schmierstoff aus der Wälzkontaktzone verdrängt, dies vermindert die Schmierfilmdicke und setzt das Rollreibungsmoment herab.

Lagertypen und Baureihen, für welche im Katalog keine Designbeiwerte definiert sind, wurden Annahmen getroffen, dass das Reibungsmoment trotzdem gerechnet werden kann.

M_{sl}: **Gleitreibungsmoment**

Das Gleitreibungsmoment ist abhängig von der Lagerart, dem mittleren Durchmesser, der Radial- und Axialbelastung und der Schmierstoffart. Die Designbeiwerte, welche für die Berechnung des Gleitreibungsmomentes benötigt werden, werden anhand der Baureihe des Wälzlagers bestimmt. Die Faktoren zur Berechnung werden dem SKF-Katalog 2018 entnommen.

M_{seal}: **Reibungsmoment schleifender Dichtungen**

Das Reibungsmoment schleifender Dichtungen ist abhängig von der Lagerart, der Lagergrösse, dem Durchmesser der Dichtlippen-Gegenlauffläche und der Dichtungsausführung. Da die Dichtungsart, der Durchmesser der Dichtlippen- Gegenlauffläche und die Dichtungsausführung je nach Hersteller unterschiedlich sind, ist es schwer eine allgemeines Reibungsmoment zu definieren.

Unter **Berechnung/Einstellungen** sind verschiedene Optionen möglich diese Teilgrösse zu bestimmen:

- **nach SKF-Hauptkatalog der gewählten Rechenmethode**
  - *PUB BU/P1 17000/1 EN: October 2018*
    Aus dem SKF Katalog sind Werte für die Dichtungsarten ihrer Lager vorhanden, welche in KISSsoft eingebaut sind. Wird in der Lagerbezeichnung eine bekannte Dichtungsbezeichnung gefunden, wird das Reibungsmoment schleifender Dichtung mit den Beiwerten des Katalogs berechnet, ansonsten wird es zu Null gesetzt.
    Beispiel einer Dichtungsbezeichnung im Namen des Wälzlagers:
    SKF 623-2RS1, das bedeutet, dass das Lager beidseitig eine Dichtung des Typs RS1 hat, es wird in KISSsoft im Namen nach "-2RS1" gesucht,

ist diese Bezeichnung vorhanden, werden die Beiwerte des SKF-Kataloges zugewiesen und das Reibungsmoment schleifender Dichtungen berechnet.
In KISSsoft wird der Durchmesser der Gegenlauffläche berechnet mit:
ds = d + (D - d) * 0.2

- **nach ISO/TR 13593:1999 Viton** M_{sea} berechnet mit der Formel: M_{sea} = 3,736*10^-3*dsh; M_{sea} in Nm, d_{sh} Wellendurchmesser in mm
- **nach ISO/TR 13593:1999 Buna N** M_{sea} berechnet mit der Formel: M_{sea} = 2,429*10^-3*dsh; M_{sea} in Nm, d_{sh} Wellendurchmesser in mm

M_{drag}: **Reibungsmoment bedingt durch Schmierverluste**
Dieses Reibungsmoment wird durch Strömungs-, Plansch- oder Spritzverluste bei der Ölbadschmierung verursacht. Um das dieses Moment zu berechnen braucht es eine zusätzliche Eingabe, die Ölstand (h_{Oil}), welche unter **Berechnung > Einstellungen** eingegeben werden kann. Eine detailliertere Beschreibung dieser Eingabe ist im Kapitel Ölstand und Schmierungsart (siehe Kapitel 27.12) zu finden. Bei den Toroidalrollenlagern (CARB) werden die Designbeiwerte KZ und KL für Wälzlager mit Käfig verwendet.

27.4.3 Die Berechnung nach Schaeffler 2017 (INA, FAG)

Um das Gesamtreibungsmoment zu bestimmen, werden sowohl Drehzahl, Belastung, Schmierungsart, Schmierungsverfahren und die Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur bekannt sein.
Formel des Gesamtreibungsmomentes:

$M_R = M_0 + M_1$	(27.1)

M_0: drehzahlabhängiges (lastunabhängiges) Reibungsmoment
M_0 ist bedingt durch die hydrodynamischen Verluste im Schmierstoff. Es überwiegt in schnelllaufenden, leicht belasteten Lagern. Abhängig ist der Wert für M_0 von der Viskosität und der Menge des Schmierstoffes sowie der Wälzgeschwindigkeit.
M_1: lastabhängiges Reibungsmoment
M_1 ist bedingt durch die elastische Verformung und partielles Gleiten in den Berührungsflächen, überwiegt vor allem bei langsam umlaufenden, belasteten Lagern. Abhängig ist M_1 von der Lagerart (lagerabhängige Exponenten für die Berechnung), von der für das Reibungsmoment massgebenden Belastung und vom mittleren Durchmesser des Lagers.
Für axial belastete Zylinderrollenlager wird die Formel um ein zusätzliches axiales lastabhängiges Reibungsmoment M_2 erweitert.

$M_R = M_0 + M_1 + M_2$	(27.2)

M_2: axial lastabhängiges Reibungsmoment
M_2 ist abhängig von einem Beiwert k_B für Zylinderrollenlager, der Axialbelastung und vom mittleren Durchmesser des Lagers.

Für Lager in TB-Ausführung (bessere axiale Tragfähigkeit durch neue Berechnungs- und Fertigungsmethoden) wird der Lagerbeiwert f2 in einem speziellen Diagramm im Hauptkatalog dargestellt.
Die Faktoren f0, f1(siehe Kapitel 27.3.2.1, Reibungsbeiwerte f0 und f1) und P1 (von der Lagerart und Belastung des Lagers abhängige Werte) für die Berechnung werden der ISO 15312 entnommen. Die Formeln, Exponenten und Beiwerte sind gemäss dem Schaeffler-Katalog, Ausgabe 2017.

27.5 Fettgebrauchsdauer

Die Fettgebrauchsdauer stellt einen Zeitraum dar, über welchen ein Lager ohne Nachschmierung ausreichend geschmiert bleibt. Erfolgt nach Erreichen der Fettgebrauchsdauer keine Nachschmierung, ist mit einem Lagerausfall zu rechnen.
Grundsätzlich ist die Fettgebrauchsdauer stark anwendungsspezifisch. Es existieren aber Ansätze, wie deren Grössenordnung abgeschätzt werden kann. In KISSsoft kann ein Richtwert anhand der Methoden aus den Katalogen von Schaeffler (INA/FAG) und SKF berechnet werden. Die entsprechenden Methoden können über **Berechnung/Einstellungen** ausgewählt werden. Die Berechnung erfolgt, wenn die erweiterte Lebensdauerberechnung aktiviert (siehe Kapitel 27.7.1, Erweiterte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281) und als Schmierstoff ein Fett ausgewählt ist.

27.5.1 Die Berechnung nach Schaeffler 2018 (INA, FAG)

Gemäss Schaeffler Katalog 2018 (INA, FAG) kann ein Richtwert für die Fettgebrauchsdauer basierend auf einer drehzahlabhängigen Grundfettgebrauchsdauer ermittelt werden, die dann gemäss der Anwendung und der Umgebung des Lagers mittels verschiedener Faktoren korrigiert wird:

$$t_f g = t_f * K_T * K_P * K_R * K_U$$

t_f: Grundfettgebrauchsdauer
K_T: Korrekturfaktor für erhöhte Temperatur
K_P: Korrekturfaktor für erhöhte Belastung
K_R: Korrekturfaktor für Oszillationsbetrieb
K_U: Korrekturfaktor für Umgebungseinflüsse
Für die Grundfettgebrauchsdauer*tf* wird aus dem entsprechenden Diagramm der untere Richtwert der dort angegebenen Grössenordnung als Referenz verwendet.

Der Korrekturfaktor K_T für erhöhte Schmierstofftemperatur wird oberhalb der Schmierstoff-spezifischen Einsatztemperatur angewendet. Der Korrekturfaktor K_R bei Oszillationsbetrieb wird als 1 angenommen.

27.5.2 Die Berechnung nach dem SKF-Katalog 2018

Gemäss SKF Katalog 2018 kann ein Richtwert für die Fettgebrauchsdauer basierend auf einer drehzahl- und belastungsabhängigen Grundfettgebrauchsdauer ermittelt werden. Diese wird dann ähnlich wie beim Schaeffler-Ansatz in Abhängigkeit von der Lageranwendung und -umgebung

anhand verschiedener Faktoren korrigiert.

In KISSsoft wird für den Richtwert der Schmierfrist die Grundschmierfrist ermittelt und eine Korrektur K_S für senkrechte Wellenlage und K_T für Schmierstofftemperaturen höher als 70°C durchgeführt. Im Katalog werden weitere Einflussfaktoren aufgeführt und qualitativ beschrieben. Diese müssen zusätzlich noch anwendungsspezifisch beurteilt und berücksichtigt werden.

$$t_f g = K_T * K_S ...$$

t_f: Grundfettgebrauchsdauer
K_T: Korrekturfaktor für erhöhte Temperatur
K_S: Korrekturfaktor für senkrechte Welle

27.6 Höchstdrehzahlen

Wälzlager laufen betriebssicher und lassen die in der Berechnung zugrunde gelegte Gebrauchsdauer erwarten, solange eine Höchstdrehzahl (Grenzdrehzahl) nicht überschritten wird. Diese ist abhängig von Bauart, Grösse und Schmierung.

Bei einem Überschreiten der zulässigen Höchstdrehzahl erfolgt eine Warnung.

Je nach Schmierungsart kann die maximal zulässige Drehzahl wesentlich tiefer sein (siehe Kapitel 27.3, Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl).

27.7 Lebensdauer

Die Berechnung der nominellen Lebensdauer erfolgt nach den Formeln der ISO 281 und entspricht den Formeln, welche auch in den Katalogen der Hersteller zu finden sind. Üblicherweise wird die Lebensdauer für eine Erlebenswahrscheinlichkeit von 90% (10% Ausfall-Wahrscheinlichkeit) in Stunden berechnet. Die entsprechende Bezeichnung ist L_{10h} (h: Stunden; 10: Ausfall-Wahrscheinlichkeit).

27.7.1 Erweiterte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281

Die Berechnung der erweiterten Lagerlebensdauer L_{nm} basiert auf der Berechnung der nominellen Lebensdauer L_{10} unter Berücksichtigung der zusätzlichen Einflüsse von Zuverlässigkeit, Ermüdungsgrenzbelastung des Lagerwerkstoffs, Schmierungs- und Verunreinigungsbedingungen. Die Berechnung ist in der Norm DIN ISO 281 beschrieben.

Wenn Sie diese Option aktivieren, müssen Sie die Auswahllisten für **Schmierstoff** und **Verunreinigung** sowie das Eingabefeld für **Betriebstemperatur** entsprechend Ihren Vorgaben konfigurieren. Die **Ausfallwahrscheinlichkeit**, die für die Berechnung des Lebensdauerbeiwertes für die Zuverlässigkeit a_1 verwendet wird, kann unter **Berechnung > Einstellungen** angepasst werden.

Die erweiterte Lebensdauer L_{nm} berechnt sich aus der nachstehenden Gleichung:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10}$$

mit:

a_1 ... Lebensdauerbeiwert für die Zuverlässigkeit [-]
a_{ISO} ... Lebensdauerbeiwert auf der Grundlage einer Systembetrachtung [-]
L_{10} ... nominelle Lebensdauer [10^6 Umdrehungen]

Der Lebensdauerbeiwert für die Zuverlässigkeit a_1 berücksichtigt die Zuverlässigkeit des Lagers, d.h. die Wahrscheinlichkeit, mit der das Lager die angegebene Lebensdauer erreicht oder überschreitet. Der Beiwert a_1 hängt von der Ausfallwahrscheinlichkeit ab (siehe Kapitel 27.8).

Der Beiwert auf der Grundlage einer Systembetrachtung a_{ISO} berücksichtigt die Ermüdungsgrenzbelastung des Lagerwerkstoffs sowie die Schmierungs- und Verunreinigungsbedingungen:

$$a_{ISO} = f\left(\frac{e_c \cdot C_u}{P}, \kappa\right)$$

mit:

e_C ... Verunreinigungsbeiwert [-]
C_u ... Ermüdungsgrenzbelastung [N]
P ... dynamisch äquivalente Belastung [N]
κ ... Viskositätsverhältnis [-]

Das Berechnungsverfahren zur Ermittlung des Lebensdauerbeiwertes auf der Grundlage einer Systembetrachtung a_{ISO} ist in der folgenden Abbildung (siehe Abbildung 27.1) dargestellt. Dabei werden die Einschränkungen bei der Berechnung des Viskositätsverhältnisses κ und die Wirksamkeit von EP-Additiven bei Fettschmierung, wie in der ISO 281 beschrieben, berücksichtigt. In der Regel ist der Wert a_{ISO} auf $a_{ISO} \leq 50$ begrenzt. Der Grenzwert kann aber unter **Berechnung > Einstellungen** geändert werden.

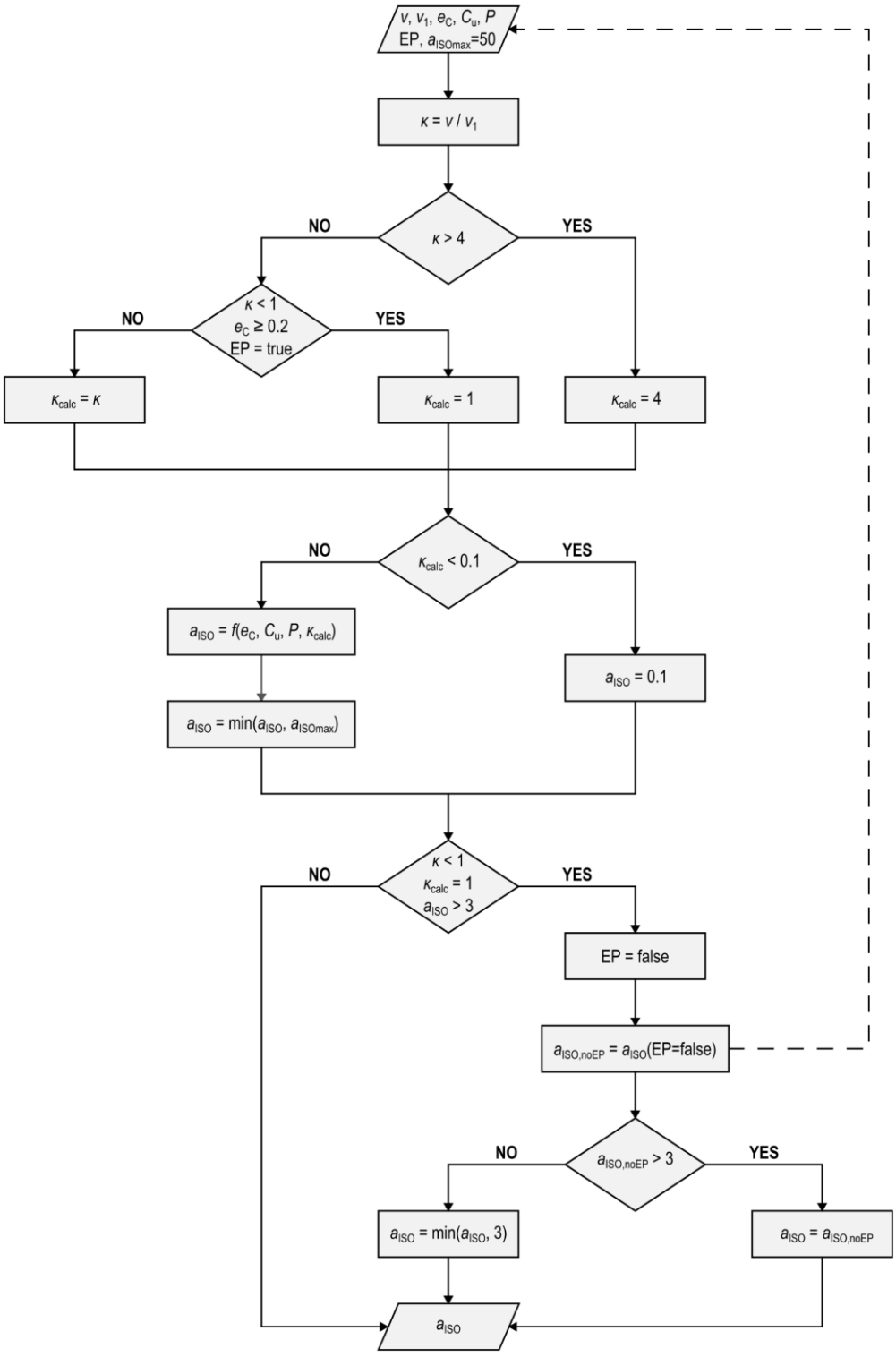


Abbildung 27.1: Berechnungsverfahren für die Ermittlung des Lebensdauerbeiwertes auf der Grundlage einer Systembetrachtung

Der Verunreinigungsbeiwert e_C berücksichtigt das Vorhandensein fester Partikel im Schmierfilm. Beim Überrollen dieser Partikel können dauerhafte Eindrücke an der Laufbahn entstehen. Richtwerte für den Verunreinigungsbeiwert können der folgenden Tabelle entnommen werden. Genauere Werte können mit der Gleichung der ISO 281 berechnet werden, die unter anderem Lagergrösse, Art des Schmierstoffs, Ölfiltrationsverhältnis und Verunreinigungsgrad mit einbezieht. Das Berechnungsverfahren zur Ermittlung des Verunreinigungsbeiwertes e_C ist in der nachfolgenden Abbildung dargestellt. Wie auch bei dem Berechnungsverfahren für den Beiwert a_{ISO} werden bei dieser Berechnung ebenfalls die Einschränkungen bei der Berechnung des Viskositätsverhältnissesκ und die Wirksamkeit von EP-Additiven bei Fettschmierung, wie in der ISO 281 beschrieben, berücksichtigt.

Grad der Verunreinigung	Beiwert e_c D_{pw} < 100mm	Beiwert e_c D_{pw} ≥ 100mm
Extreme Sauberkeit Partikelgrösse in der Grössenordnung der Schmierfilmhöhe Laborbedingungen	1	1
Hohe Sauberkeit Feinfilterung der Ölzufuhr, gefettete lebensdauergeschmierte Lager mit Dichtscheiben	0,8 bis 0,6	0,9 bis 0,8
Normale Sauberkeit Feinfilterung der Ölzufuhr, gefettete lebensdauergeschmierte Lager mit Deckscheiben	0,6 bis 0,5	0,8 bis 0,6
Leichte Verunreinigung Leichte Verunreinigungen im Schmierstoff	0,5 bis 0,3	0,6 bis 0,4
Typische (mässige) Verunreinigung Grobe Filterung, Verschleiss- und Fremdpartikel aus Umgebung; Lager ohne fest eingebaute Abdichtung	0,3 bis 0,1	0,4 bis 0,2
Starke Verunreinigung stark verunreinigte Lagerumgebung, Lageranordnung nicht angemessen abgedichtet	0,1 bis 0	0,1 bis 0
Sehr starke Verunreinigung	0	0

Tabelle 27.1: Richtwerte für den Verunreinigungsbeiwert nach ISO 281

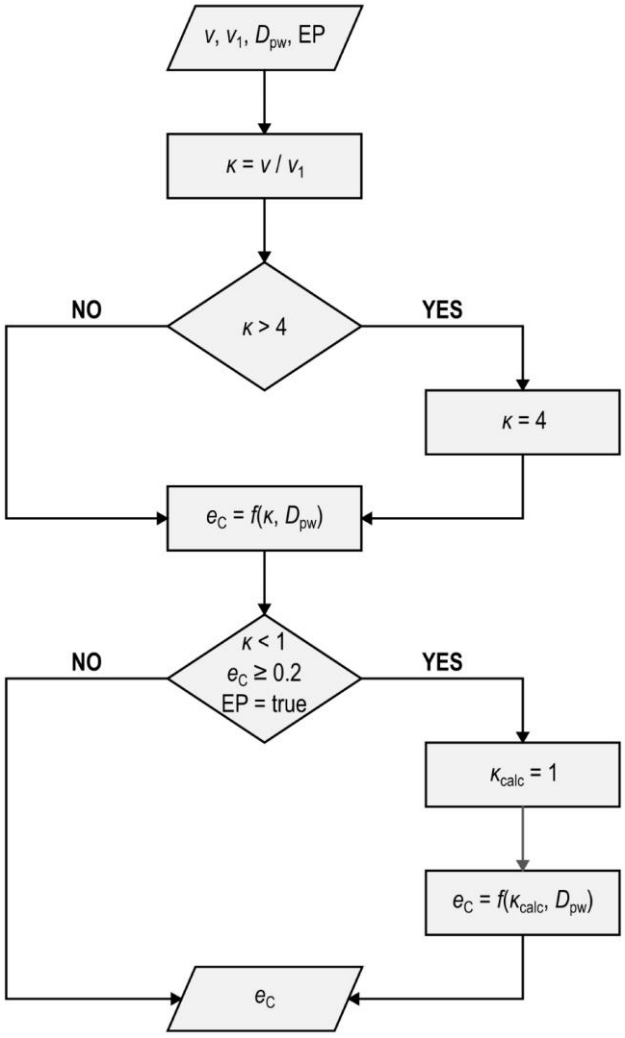


Abbildung 27.2: Berechnungsverfahren zur Ermittlung des Verunreinigungsbeiwertes

Die Ermüdungsgrenzbelastung C_u berücksichtigt, dass ein modernes hochwertiges Wälzlager eine unendliche Lebensdauer erreichen kann, wenn es unterhalb einer bestimmten Belastung arbeitet und günstige Betriebsbedingungen vorliegen. Für diese Lager ist die Ermüdungsgrenze bei einer Kontaktpressung von ungefähr 1500 N/mm^2 erreicht. Die Ermüdungsgrenzbelastung wird in der Regel vom Lagerhersteller angegeben, andernfalls wird sie nach den Gleichungen in der Norm DIN ISO 281 berechnet.

Die dynamische äquivalente Belastung P wird nach den Gleichungen der Normen DIN ISO 281 oder ISO/TS 16281 berechnet, je nach angewendeter Berechnungsmethode für die Wälzlager.

Das Viskositätsverhältnis κ berücksichtigt den Grad der Oberflächentrennung an den Kontaktflächen der Wälzkörper, die durch einen trennenden Schmierfilm erreicht wird. Das Viskositätsverhältnis wird wie folgt berechnet:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

mit:

v... kinematische Viskosität bei Betriebstemperatur [mm²/s],

v_1... Referenzviskosität [mm²/s].

Die kinematische Viskosität bei Betriebstemperatur v wird nach der Norm ISO/TS 6336-22 berechnet, während die kinematische Referenzviskosität v_1 nach Gleichungen in der Norm ISO 281 berechnet wird. Es ist zu beachten, dass nach dem derzeitigen Kenntnisstand der Norm ISO 281 die Berechnung von a_{ISO} nur für ein Viskositätsverhältnis im Bereich 0,1 ≤ κ ≤ 4 möglich ist.

27.7.2 Berechnung der Lebensdauer mit Lastkollektiven

Das am Lager wirksame Lastkollektiv hat folgende Daten:

k:	Anzahl Elemente des Lastkollektivs
q_i:	Häufigkeit (Lastkollektiv-Element i) (%)
n_i:	Drehzahl (Lastkollektiv-Element i) (UpM)
F_{ri}:	Radialkraft (Lastkollektiv-Element i) (N)
F_{ai}:	Axialkraft (Lastkollektiv-Element i) (N)

Das Lastkollektiv wird entweder aus der Wellenberechnung übernommen, wobei sich unterschiedliche Lastkollektive für Radialkräfte und Axialkräfte ergeben können. Oder es wird ein Lastkollektiv aus der Datenbank ausgewählt. Für die Lagerkräfte ist hier der Drehmomentfaktor (nicht der Leistungsfaktor) relevant und ein negatives Vorzeichen wird nur bei der Axialkraft wirksam.

Erreichbare Lebensdauer bei einfachem Berechnungsansatz:

Die Berechnung erfolgt über die Bestimmung der äquivalenten Belastung und der mittleren Drehzahl. Damit wird dann die Lebensdauer mit den üblichen Formeln bestimmt.

$$n_m = \frac{n_1 \cdot q_1}{100} + \frac{n_2 \cdot q_2}{100} + \cdots + \frac{n_k \cdot q_k}{100} \quad (27.4)$$

$$P_m = \sqrt[p]{\frac{P_1^p \cdot q_1}{100} + \frac{P_2^p \cdot q_2}{100} + \cdots + \frac{P_k^p \cdot q_k}{100}} \quad (27.5)$$

n_m:	Mittlere Drehzahl
p:	Exponent in der Lebensdauerformel (3.0 bzw. 10/3)
P_i:	Dynamisch äquivalente Belastung (Lastkollektiv-Element i)
P_m:	Mittlere dynamisch äquivalente Belastung

Erreichbare Lebensdauer mit erweiterter Lebensdauerberechnung:

Bei Anwendung der erweiterten Lebensdauerberechnung wird für jedes Lastkollektiv- Element die Lebensdauer gesondert berechnet und daraus die Gesamtlebensdauer bestimmt:

$$L_{nx} = \frac{100}{\frac{q_1}{L_{nx1}} + \frac{q_2}{L_{nx2}} + K + \frac{q_k}{L_{nxk}}} \quad (27.6)$$

L_{nxi}:	Lebensdauer (Lastkollektiv-Element i) bei Drehzahl n_i und Belastung F_{ri}, F_{ai}
L_{nx}:	Gesamt-Lebensdauer
	Index x kann h oder rh sein

27.8 Ausfallwahrscheinlichkeit

Im Normalfall wird mit einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10% gerechnet. Dies bedeutet, dass das Lager mit einer Wahrscheinlichkeit von 90% 1 Millionen Umdrehungen unter einer Belastung übersteht, die der dynamischen Kapazität *C* entspricht. In diesem Falle ist der Lebensdauerbeiwert für die Zuverlässigkeit $a_1 = 1$. Falls die Ausfallwahrscheinlichkeit geringer sein muss, wird der Beiwert a_1 ebenfalls kleiner. Die Beiwerte für verschiedene Ausfallwahrscheinlichkeiten sind in der folgenden Abbildung zu sehen (siehe Abbildung 27.3) (aus DIN ISO 281:2009).

Die Ausfallwahrscheinlichkeit kann unter **Berechnung > Einstellungen** vorgegeben werden.

Lebensdauerbeiwert für die Zuverlässigkeit, a_1

Ausfallwahrscheinlichkeit %	Zuverlässigkeit %	L_{nm}	a_1
10	90	L_{10m}	1
5	95	L_{5m}	0,64
4	96	L_{4m}	0,55
3	97	L_{3m}	0,47
2	98	L_{2m}	0,37
1	99	L_{1m}	0,25
0,8	99,2	$L_{0,8m}$	0,22
0,6	99,4	$L_{0,6m}$	0,19
0,4	99,6	$L_{0,4m}$	0,16
0,2	99,8	$L_{0,2m}$	0,12
0,1	99,9	$L_{0,1m}$	0,093
0,08	99,92	$L_{0,08m}$	0,087
0,06	99,94	$L_{0,06m}$	0,080
0,05	99,95	$L_{0,05m}$	0,077

Abbildung 27.3: Lebensdauerbeiwert für die Zuverlässigkeit

27.9 SKF Axial-Pendelrollenlager, Rundlauf berücksichtigt Lastverteilung

Mit dieser Option unter **Berechnung** < **Einstellungen** kann gewählt werden, ob die Abweichungen der Welle von der Koaxialität oder dem Rundlauf Einfluss auf die Lastverteilung im Lager haben sollen. Wenn diese Option aktiviert ist, wird der Einfluss nicht berücksichtigt. In diesen Fall wird ein Faktor 0.88 multipliziert zur Berechnung der dynamisch äquivalenten Belastung P (P=0.88*(Fa+Y*Fr)).

27.10 Lager mit Radial- und/oder Axialkraft

Bei jedem Lager kann angegeben werden, ob eine Radialkraft und/oder eine Axialkraft aufgenommen wird. Sofern das Lager eine Axialkraft aufnimmt, muss zusätzlich angegeben werden, ob das Lager die Axialkraft in beiden Richtungen (<>) oder nur eine Axialkraft in Richtung der y-Achse (- >) oder der Gegenrichtung (< -) aufnimmt.

27.11 Berechnung der Axialkräfte bei Lagern mit O- und X-Anordnung

Wegen der Neigung der Laufbahnen erzeugt Radialbelastung bei Kegelrollen-, Spindel- und Schrägkugellagern axiale Reaktionskräfte, die bei der Ermittlung der äquivalenten Belastung berücksichtigt werden müssen.

Die Berechnung erfolgt nach den Angaben von SKF (Wälzlager-Katalog), die genau den Angaben von FAG entsprechen, aber vollständiger sind.

Bei Lagern in O-Anordnung, linkes Lager A, rechtes Lager B, und äusserer Axialkraft in Richtung von A nach B gilt:

Bedingung	Formel
$\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_{aA} = F_a + \frac{F_{rB}}{2 \cdot Y_B}$ $F_{aB} = F_a - F_{aA}$
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $F_a > \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = F_a + \frac{F_{rB}}{2 \cdot Y_B}$ $F_{aB} = F_a - F_{aA}$
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $F_a \leq \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = F_a + F_{aB}$ $F_{aB} = \frac{F_{rA}}{2 \cdot Y_A} - F_a$
F_{rA}, F_{rB}	Radialkraft auf Lager A, B
Y_A, Y_B	Y-Faktor von Lager A, B
F_a	Äussere Axialkraft
F_{aA}, F_{aB}	Axialkraft am Lager A, B

Für die anderen Fälle (X-Anordnung, bzw. Axialkraft in anderer Richtung) gelten die gleichen Formeln sinngemäss vertauscht.

Diese berechnete innere Vorspannkraft wird in der Hauptmaske angezeigt. Wenn z.B. durch eine Federvorspannung grössere innere Kräfte auftreten, kann der Wert entsprechend überschrieben werden.

27.12 Ölstand und Schmierungsart

Die Eingabe des Ölstandes und der Schmierungsart ist unter **Berechnung > Einstellungen** möglich. Diese Eingaben werden zur Bestimmung des Reibungsmomentes bedingt durch Schmierungsverluste benötigt. In der Wellenberechnung ist h gegeben und somit ergibt sich für jedes Lager:

$$H = \frac{D}{2} - h \geq 0$$

" data-id="645ba0bcd65d9f5" data-type="image">

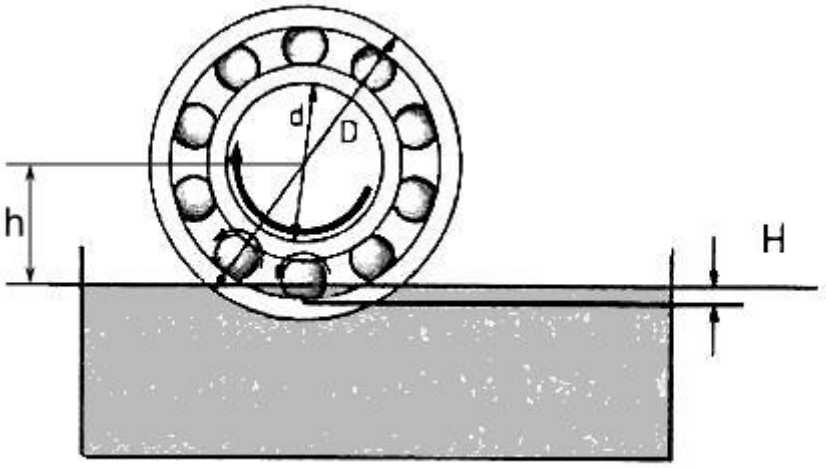


Abbildung 27.4: Ölstand des Lagers

Für die Schmierung können zwei verschiedene Arten definiert werden:

- Ölbadschmierung
- Einspritzschmierung

Wird die Option **Einspritzschmierung** ausgewählt, wird der ermittelte Wert für das strömungsverlustabhängige Reibungsmoment bei Ölbadschmierung mit 2 multipliziert.

28 Wälzlager (innere Geometrie)

Zusätzlich zur klassischen Lagerberechnung (siehe Kapitel 27, Wälzlager (klassische Berechnung)) ist in KISSsoft auch eine Berechnung nach ISO/TS 16281 möglich. Dabei wird die Lagerbelastung und die Lebensdauer anhand inneren Lager-Geometrie berechnet (Anzahl Wälzkörper, Durchmesser Wälzkörper, …).

Diese Methode in der Wellenberechnung integriert, ist aber auch als eigenständiges KISSsoft-Modul erhältlich. Nachfolgend wird das eigenständige KISSsoft-Modul beschrieben, sofern nicht anders vermerkt. Das Modul richtet sich an Lagerexperten oder Benutzer, welche die innere Geometrie ihrer Lager kennen.

Anmerkungen:

EHL-Schmierfilmdicke
Die minimale EHL Schmierfilmdicke wird für Wälzlager mit bekannter innerer Geometrie nach der in [69] beschriebenen Methodik berechnet. Der Einfluss des Drucks auf die Viskosität wird mit Hilfe der Barus-Gleichung berücksichtigt, wie im gleichen Referenzdokument beschrieben.

Bohr-Roll-Verhältnis
Das Bohr-Roll-Verhältnis von Kugellagern wird nach den Gleichungen in [69] berechnet. Es wird eine „Führung am Aussenring" angenommen, das heisst, dass am Aussenring keine Bohrbewegung auftritt. Bekanntlich gilt diese Annahme vor allem für Hochgeschwindigkeitslager mit geringer Belastung. Kreiselbewegungen der Kugeln und Käfigeffekte werden darüber hinaus nicht berücksichtigt.

28.1 Tab Lagerdaten

28.1.1 Dateiverknüpfung

Der Benutzer kann eine Wellenberechnungsdatei mit diesem Modul verknüpfen. Auf diese Weise kann ein Lager automatisch aus der Wellenberechnungsdatei übernommen werden, ohne dass die Daten neu eingegeben werden müssen. Erforderliche Eingaben sind:

- Dateiname: Name der Wellenberechnungsdatei (Erweiterung.W10), aus der das ausgewählte Lager übernommen werden soll
- Elementtyp: Auswahl, ob das Lager ein zur Welle gehörendes Wälzlager oder ein verbindendes Wälzlager ist
- Nr. der Welle: Wenn das Lager zu einer Welle gehört, so ist hier die Wellennummer einzugeben, wobei im Wellen-Elementbaum von oben nach unten gezählt wird 645ba0bcd6a1d96
- Nr. des Lagers: Nummer des ausgewählten Lagers, entweder an der zugehörigen Welle oder aus der Liste der verbindenden Elemente. Es wird im Wellen-Elementbaum von oben nach unten gezählt 645ba0bcd6a1d96

- Datenaustausch: Art des Datenaustauschs zwischen der Wellendatei und diesem Modul. Die Geometrie des ausgewählten Lagers wird in jedem Fall aus der Wellendatei übernommen.
    - Lagerbelastung: Aus der Wellendatei werden die Angaben zur angewandten Kraft und zum Moment des Lagers sowie die Schmierbedingungen übernommen.
    - Lagerverschiebung: Aus der Wellendatei werden die Angaben zur Verschiebung und Drehung des Innenrings des Lagers sowie die Schmierbedingungen übernommen.
    - Eigene Eingabe: Nur die Geometrie des Lagers wird übernommen, die Belastungs- und Schmierbedingungen kann der Benutzer selbst eingeben.

28.1.2 Lagerdaten

Hier wird die Lagergeometrie festgelegt (siehe Kapitel 27.2.3, Wälzlagerberechnung mit innerer Geometrie). Neben den Geometriedaten kann die dynamische Tragzahl eingegeben werden, sofern bekannt; falls diese nicht bekannt ist, wird sie anhand der vorliegenden Geometriedaten nach ISO 281 berechnet. Wird eine erweiterte Lebensdauer verlangt (siehe Kapitel 27.7.1, Erweiterte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281), so kann die Ermüdungsgrenzbelastung Cu eingegeben werden. Ist Cu nicht bekannt, so wird sie ebenfalls nach ISO 281 berechnet.

Hinweis für die Wellenberechnung: In diesem Modul kann die Wirkung der Oberflächenhärte auf die statische Tragfähigkeit des Lagers durch Eingabe der Vickershärte berücksichtigt werden. Die Formeln hierfür sind in [70] zu finden. Für die Wellenberechnung ist der Härtewert für alle Lager, die mit ihrer inneren Geometrie berechnet werden, auf HV 660 voreingestellt.

28.1.2.1 Benutzerdefiniertes Rollenprofil

Bei Rollenlagern wird standardmässig ein logarithmisches Profil gemäss ISO 16281 verwendet. Es kann jedoch bei Bedarf auch ein benutzerdefiniertes Rollenprofil verwendet werden. Die erwartete Struktur dieser Datei sieht wie folgt aus:

```
-- Das ist ein Kommentar
DATA
1 -0.45 0.000581256
2 -0.41 0.000390587
3 -0.37 0.000277616
4 -0.33 0.000200197
...
...
21 0.33 0.000200197
22 0.37 0.000277616
23 0.41 0.000390587
24 0.45 0.000581256
END
```

Hinweise:

- Zeilen, die mit "--" beginnen, sind Kommentare und werden nicht beachtet.
- Die Definition der Profilfunktion beginnt mit dem Schlüsselwort "DATA" und endet mit dem Schlüsselwort "END".
- Jede Zeile muss drei Spalten enthalten. Die erste Spalte ist das Datenverzeichnis (der Index) und dient lediglich als Referenz für den Benutzer. Ihre Werte haben keinen Einfluss. Die zweite Spalte ist die dimensionslose Position x/L_{we}, für die das Profil in mm/mm definiert wird. Die Werte in dieser Spalte sollten in einem Bereich von -0,5 bis +0,5 liegen. Die dritte Spalte ist das dimensionslose Profil f_r/D_w in mm/mm. Die Werte in dieser Spalte dürfen nicht grösser als 0,5 sein.
- Falls das Profil nicht über die ganze Wälzkörperbreite definiert ist, wird für diese Bereiche quadratisch extrapoliert.
- Aus Platzgründen wurden die mit "..." ersetzten Daten nicht dargestellt.

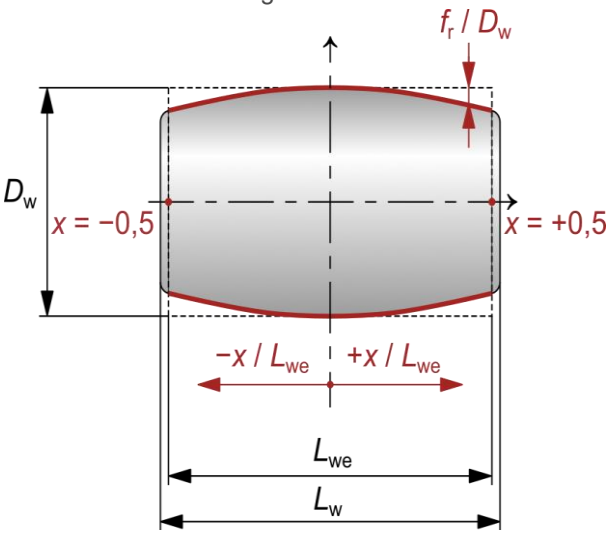


Abbildung 28.1: Koordinatenrahmen für die Definition des benutzerdefinierten Rollenprofils

28.1.2.2 Benutzerdefinierte Laufbahnprofile

Rollenlager haben normalerweise gerade innen und aussen Laufbahnprofile. Bei Bedarf können diese jedoch durch benutzerdefinierte Profilmodifikationen für die Laufbahnen geändert werden, ähnlich wie bei der benutzerdefinierten Rollenprofilierung. Die Laufbahnprofilmodifikation wird definiert als Produkt eines konstanten Modifikationswertes und eines Verhältnisses zu dieser Modifikation für eine bestimmte relative Position auf der effektiven Rollenlänge.

Konstante Modifikationswerte für die innere und die äussere Laufbahn, r_{mod_i} und r_{mod_o}, werden in der KISSsoft-Benutzeroberfläche eingestellt und sollten immer positiv sein. Die Modifikationsverhältnisse f werden in der DAT-Datei definiert. Die Struktur der Datei soll wie folgt sein:

-- Das ist ein Kommentar
-- Index | relative Position | Modifikationsverhältnis
DATA
1 -0.50 1.00

2 -0.30 0.75
3 0.00 0.00
4 0.30 0.75
5 0.50 1.00
END

Hinweise zur DAT-Datei:

- Zeilen, die mit "---" beginnen, sind Kommentare und werden nicht beachtet
- Die Zeilen mit den Profilmodifikationsverhältnissen für eine bestimmte relative Position auf der effektiven Rollenlänge beginnen mit dem Kennwort "DATA" und enden mit dem Kennwort "END".
- Jede Zeile muss drei Spalten enthalten. Die erste Spalte ist der Index. Sie ist nur als Referenzquelle für den Benutzer integriert. Ihre Werte haben keinen Einfluss und werden ignoriert. Die zweite Spalte ist die dimensionslose relative Position auf der effektiven Rollenlänge x/L_{we} in mm/mm für welche das Modifikationsverhältnis f definiert ist. Normalerweise gehen die Werte in der zweiten Spalte von -0.5 bis +0.5, aber grundsätzlich können sie auch ausserhalb dieses Bereichs liegen. Die dritte Spalte ist das Modifikationsverhältnis f, das den Betrag der Modifikation als $f \cdot r_{mod}$ an bestimmter relativer Position auf der Rollenlänge definiert.
- Ein positives Modifikationsverhältnis $f > 0$ ergibt mehr Lagerluft an bestimmter Position (oder weniger Material an der Laufbahn), während eine negatives Modifikationsverhältnis $f < 0$ die Lagerluft an bestimmter Position reduziert (oder zusätzliches Material an der Laufbahn ergibt). Mindestens ein Wert des Modifikationsverhältnisses sollte $f \leq 0$ sein, andernfalls würde die Modifikation das Lagerspiel erhöhen.
- In der Datei sollten mindestens zwei Zeilen mit Daten vorhanden sein. Der Betrag der Modifikation zwischen bestimmten Positionen wird mit linearer Interpolation berechnet. Der Betrag der Modifikation ausserhalb bestimmter Positionen wird mit linearer Extrapolation berechnet.

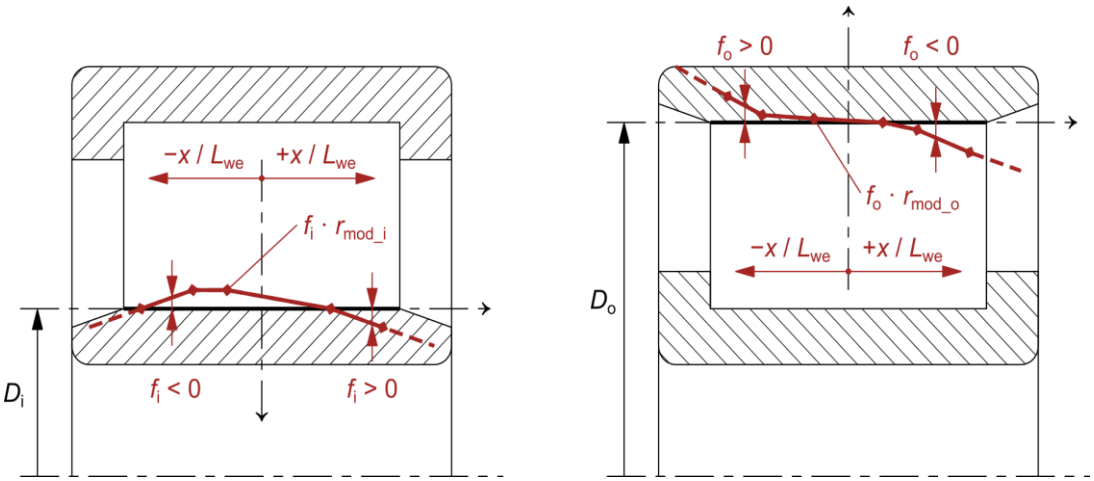


Abbildung 28.2: Parameter und Koordinaten, die zur Festlegung der Profilmodifikationen der inneren und äusseren Laufbahnen verwendet werden

28.2 Tab Belastung

In diesem Fenster werden die Betriebsbedingungen der Lager festgelegt.

28.2.1 Belastung

Es sind vier Kombinationen für die Eingabe möglich:

- (A) Kraft und Kippmoment
- (B) Kraft und Verkippung
- (C) Verschiebung und Kippmoment
- (D) Verschiebung und Verkippung

Drehzahl: Drehzahl des Innenrings relativ zum Aussenring. Der Aussenring wird immer als feststehend angenommen (nicht drehend).

Schwenkwinkel: Schwenkwinkel für teilweise drehende Lager. Die Lebensdauer in Millionen Schwenkbewegungen wird nach [2] ermittelt.

Hinweis für die Wellenberechnung: Für die Wellenberechnung wird standardmässig Kombination D verwendet.

Hinweis: Eine vollständige Schwenkbewegung umfasst $2 \cdot \varphi_s$

28.2.2 Erweiterte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281

Die Berechnung der erweiterten Lagerlebensdauer L_{nm} basiert auf der Berechnung der nominellen Lebensdauer L_{10} unter Berücksichtigung der zusätzlichen Einflüsse von Zuverlässigkeit, Ermüdungsgrenzbelastung des Lagerwerkstoffs, Schmierungs- und Verunreinigungsbedingungen. Weitere Informationen zur Berechnung (siehe Kapitel 27.7.1, Erweiterte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281).

Wenn Sie diese Option aktivieren, müssen Sie die Auswahllisten für **Schmierstoff** und **Verunreinigung** sowie das Eingabefeld **Betriebstemperatur** entsprechend Ihren Vorgaben konfigurieren. Die **Ausfallwahrscheinlichkeit**, die für die Berechnung des Lebensdauerbeiwertes für die Zuverlässigkeit a_1 verwendet wird, kann unter **Berechnung > Einstellungen** angepasst werden.

28.3 Grafik

Die folgenden Grafiken stehen zur Verfügung:

1. Lastverteilung
Zeigt die Lastverteilung auf den Wälzkörpern (Kugeln/Rollen). Bei Axiallagern wird für die grafische Darstellung die Grösse der Reaktionskraft verwendet.

2. Verformung (elastische Ringe)
Zeigt die radiale und axiale Verformung des Innen- und Aussenrings.

3. Spannungsverteilung auf Laufbahn
Zeigt die Spannungsverteilung auf der inneren und äusseren Laufbahn.

4. Pressungsverlauf
Zeigt den Druckverlauf auf der Länge jeder Rolle bzw. an jedem Kontaktpunkt bei einem Kugellager.

5. Pressungsverlauf für jeden Wälzkörper
Zeigt den Pressungsverlauf an jedem Rollelement entlang des Rollprofils.

6. Steifigkeitsverlauf
Zeigt die Kraft-Verschiebungskurve des Lagers. Es wird sowohl Radial- als auch Axialsteifigkeit dargestellt.

7. Lagerfrequenzen
Zeigt die berechneten Lagerfrequenzen (Überrollfrequenz Aussenring, Überrollfrequenz Innenring, Rotationsfrequenz der Wälzkörper und Käfigfrequenz) in Abhängigkeit zur relativen Drehzahl für die einzelnen Lager.

28.4 Feinauslegung



Nach Laden des Modules «Wälzlager ISO/TS 16281» und anklicken der Feinauslegungs-Option wird ein Fenster zur Feinauslegung der inneren Geometrie von Wälzlagern geöffnet. Ähnlich wie bei der Feinauslegung von Zahnrädern (siehe Kapitel 15.20, Feinauslegung Makrogeometrie) werden durch Variation der Geometrieparameter diverse Lagervarianten erzeugt. Je nach bei den Lagerdaten gewählter Bauform stehen bestimmte Eingabeparameter (z. B. Anzahl der Wälzkörper, Radialspiel, Schmiegung etc.) zur Verfügung. Bereits vorhandene Lagerdaten werden in die Feinauslegung mit übernommen.

Die Verwendung der Feinauslegung setzt eine gewisse Benutzererfahrung voraus, da ggf. Lagervarianten erzeugt werden können, deren innere Geometrie von gängigen Normen oder tatsächlich hergestellten Wälzlagern abweichen könnten. Die eingegebenen Parameter werden teilweise überprüft und unplausible Eingaben werden durch Warnmeldungen abgefangen.

Im ersten Tab des Fensters werden im oberen Drittel die äusseren Abmessungen des Wälzlagers eingegeben. Im mittleren Drittel können (je nach Lagerbauform) die Parameter der inneren Lagergeometrie eingegeben werden. Aus den Startwerten, Endwerten und Schrittweiten werden jeweils die Anzahl der Varianten für den Parameter ermittelt (Beispiel: Von 11 bis 15 Wälzkörpern

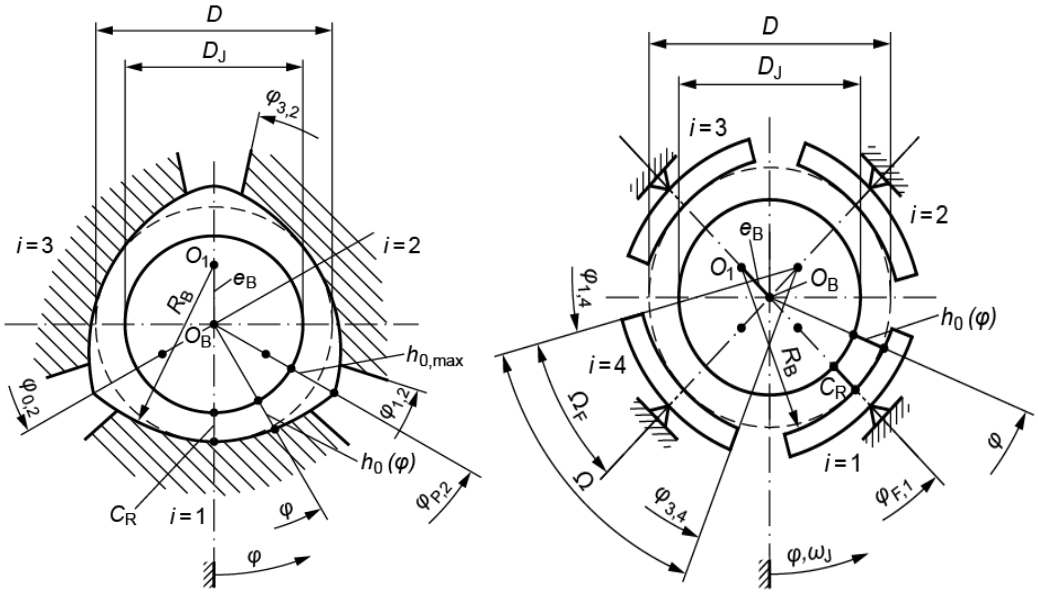
ergeben sich bei einer Schrittweite von zwei Wälzkörpern genau drei Varianten, falls alle übrigen Schrittweiten zu Null gesetzt werden).

Im unteren Drittel werden die Randbedingungen definiert, welche die erzeugten Wälzlagervarianten zu erfüllen haben. Der Völligkeitsgrad kann zwischen 0% und 100% gewählt werden (bei 100% sind derart viele Wälzkörper im Lager, so dass diese sich entlang des Wälzkreises gegenseitig berühren). Die eingegebenen Mindestwandstärken beziehen sich auf die inneren und äusseren Lagerringe. Lagervarianten, welche die Randbedingungen nicht erfüllen, werden in der weiteren Berechnung nicht mitberücksichtigt.

Nach Drücken des Knopfes "Berechnen" im unteren Bereich des Fensters werden die Lagervarianten erzeugt und neben der detaillierten inneren Geometrie auch die Tragzahlen und Lebensdauern berechnet. Die Belastung wird dabei aus dem Tab «Belastung» des Moduls «Wälzlager ISO/TS 16281» übernommen. Eine Fortschrittsanzeige zeigt den Verlauf der Berechnung an.

Die ermittelten Lagervarianten werden als Tabelle im Tab «Resultate» des Fensters zur Feinauslegung aufgelistet. Zusätzlich können die Ergebnisse im Protokoll ausgegeben werden. Im Tab «Grafik» werden die ermittelten Lagervarianten grafisch dargestellt (analog zur Darstellung der Ergebnisse der Zahnrad-Feinauslegung(siehe Kapitel 15.20.6, Grafik)). Dabei können entlang der horizontalen und vertikalen Achse die Werte verschiedener Parameter angezeigt werden. Zusätzlich kann eine Farbskala zur besseren Übersicht über die Resultate verwendet werden.

29 Hydrodynamische Radialgleitlager



Für die Berechnung von Radialgleitlagern im Schnelllaufbereich bringt Niemann [8] eine recht gute Methodik, mit der auch gute Näherungen für Zitronen- oder Kippsegment-Gleitlager erreicht werden.

Für die Berechnung von stationären, hydrodynamischen Radialgleitlagern bietet bei kleineren und mittleren Drehzahlen die ISO 7902 [71] oder die DIN 31652 und bei höheren Drehzahlen die DIN 31657 [72] eine sehr gute und detaillierte Berechnungsmethode.

29.1 Rechenmethoden

Die Berechnung von ölgeschmierten, hydrodynamischen Radialgleitlagern kann nach vier Rechenmethoden erfolgen:

- a) Nach G. Niemann, Maschinenelemente I, 1981 [8].
  Diese Methode ist gut geeignet für schnelllaufende Lager. Sie ergibt auch für Sonderbauformen wie Kippsegment- oder Zitronen-Gleitlager recht gute Ergebnisse. Berechnung von Verlustleistung, Öldurchsatz, Ölerwärmung, minimale Schmierspaltgrösse nach [8] und nach [73]. Berechnung nur für druckgeschmierte Lager (Umlaufschmierung) mit Test auf Betriebssicherheit.
- b) Nach ISO 7902, Teil 1-3, 2020 [71].
  Diese Methode ist gut geeignet für langsam laufende Lager. Sie berechnet auch den Ölbedarf, Öldurchsatz und die komplette Wärmebilanz.
  Vollständige Berechnung nach ISO 7902 Teil 1 bis 3 (2020) für drucklos- und druckgeschmierte Lager. Die Art der Schmierstoffzufuhr (Schmierlöcher, Schmiernut, Schmiertaschen) wird berücksichtigt. Berechnet werden alle Betriebsdaten nach ISO 7902 wie Betriebstemperatur, minimale Schmierspaltbreite, Verlustleistung, Öldurchsatz usw. Auch die Betriebssicherheit wird kontrolliert.

- c) Nach DIN 31652, Teil 1-3, 2015 [74].
  Diese Methode ist gut geeignet für langsam laufende Lager. Sie berechnet auch den Ölbedarf, Öldurchsatz und die komplette Wärmebilanz.
  Vollständige Berechnung nach DIN 31652 Teil 1 bis 3 (Ausgabe 2015) für drucklos- und druckgeschmierte Lager. Die Art der Schmierstoffzufuhr (Schmierlöcher, Schmiernut, Schmiertaschen) wird berücksichtigt. Berechnet werden alle Betriebsdaten nach DIN 31652 wie Betriebstemperatur, minimale Schmierspaltbreite, Verlustleistung, Öldurchsatz usw. Auch die Betriebssicherheit wird kontrolliert.
- d) Nach DIN 31657, Teil 1-4, 1996 [72].
  Diese Methode ist gut geeignet für schnell laufende Lager. Sie berechnet auch den Ölbedarf, Öldurchsatz und die komplette Wärmebilanz. Die Berechnung ist für Mehrflächen- und Kippsegmentlager geeignet.
  Vollständige Berechnung nach DIN 31657, Teil 1 bis 4 (Ausgabe 1996) für druckgeschmierte Lager. Berechnet werden alle Betriebsdaten nach DIN 31657 wie Betriebstemperatur, minimale Schmierspaltbreite, Verlustleistung, Öldurchsatz usw. Auch die Betriebssicherheit wird kontrolliert.

Wird die analytische Berechnung eines Gleitlagers unterstützt, wird es analytisch berechnet. Die entsprechenden Resultate werden im Protokoll und in Grafiken ausgegeben. Die analytische Methode basiert auf der Lösung der Reynolds-Gleichung [75].

29.2 Modulspezifische Eingaben

Berechnung der volumenspezifischen Wärme c des Schmierstoffs.

Die volumenspezifische Wärme des Schmierstoffs kann auf zwei Arten berechnet werden:

- **Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit**
- **Vereinfachte Annahme (wie in ISO 7902/ DIN 31657)**: $1.8 \cdot 10^6$ J/(m^3·K)

Ist die Option **Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit** gewählt, kann zusätzlich die spezifische Wärmekapazität des Schmierstoffes definiert werden, falls diese bekannt ist. Wenn man z.B. wassergeschmierte Gleitlager berechnen will, muss dieser Wert überschrieben werden, ansonsten erhält man falsche Resultate.

Berechnung mit kritischer Reynoldszahl durchführen

Wenn dieser Haken gesetzt ist, wird die Berechnung, welche auf die kritische Reynoldszahl (Übergang laminar - turbulent) prüft, bei Fehlermeldung fortgesetzt, ansonsten wird die Berechnung abgebrochen.

29.3 Wärmeausdehnungskoeffizienten

Zur Berechnung des Betriebsspiels werden die Wärmeausdehnungskoeffizienten von Welle und Nabe benötigt.

Die Wärmeausdehnungskoeffizienten für die wichtigsten Werkstoffe sind:

Stahl	11.5 $10^{-6}/°C$
Guss	11.0 $10^{-6}/°C$
Weissmetall	18.0 $10^{-6}/°C$
Verbund-Bronze	18.0 $10^{-6}/°C$

29.4 Mittlere Flächenpressung

Angaben für zulässige Werte sind zu finden in:

- Niemann, Band I, Tab. 15/1, [8]
- ISO 7902, Teil 3, Tab. 2, [71]
- DIN 31657, Teil 4, Tab. 1, [72]

Zulässige Maximalwerte für die Flächenpressung, je nach Betriebstemperatur (ISO 7902/ DIN 31652):

- Pb- und Sn-Legierungen: 5 (15) N/mm2
- Cu Pb-Legierungen: 7 (20) N/mm2
- Cu Sn-Legierungen: 7 (25) N/mm2
- Al Sn-Legierungen: 7 (18) N/mm2
- Al Zn-Legierungen: 7 (20) N/mm2

in Klammern Werte mit besonderen Betriebsbedingungen.

Zulässige Maximalwerte für die Flächenpressung, je nach Betriebstemperatur (DIN 31657):

- Blei-Legierungen: 16...25 N/mm2
- Zinn-Legierungen: 25...40 N/mm2
- Kupferlegierungen (Bronzen): 25...50 N/mm2

29.5 Geometrien DIN 31657

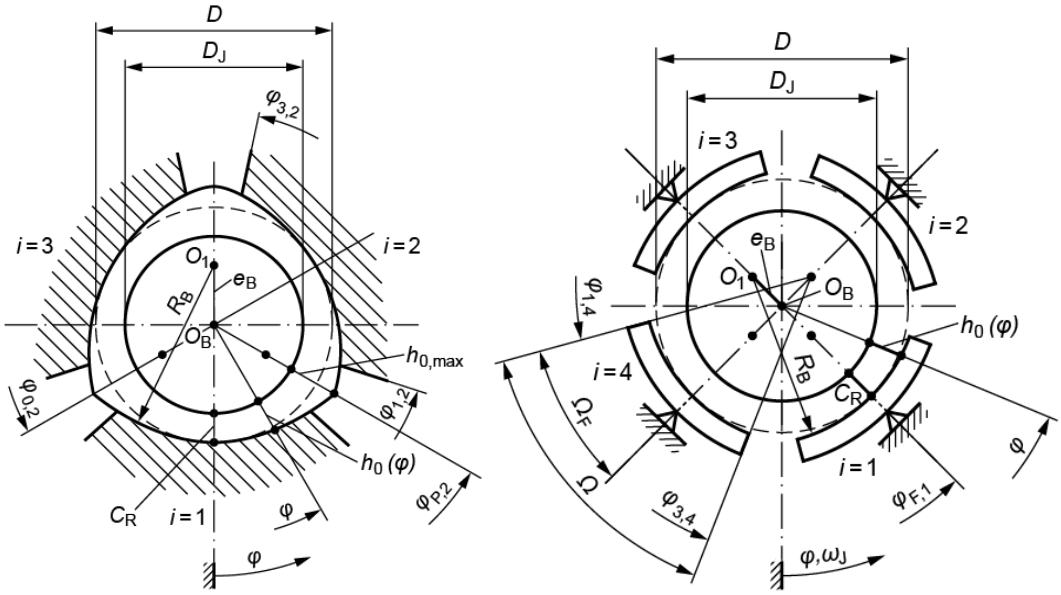


Abbildung 29.1: Darstellung eines Mehrflächengleitlagers (links) und eines Kippsegmentgleitlagers (rechts) nach DIN 31657-1

$$C_R = \frac{D - D_j}{2} - R - R_j$$

$$\triangle R_B = R_B - R_j$$

$$e_B = R_B - \frac{D}{2} - R_B - R$$

$$\psi = \frac{C_R}{\frac{D}{2}} - \frac{C_R}{R}$$

$$\frac{\triangle R_A}{C_R} = \frac{R_B - R_j}{C_R}$$

$$\varepsilon = \frac{e}{C_R}$$

Unterschiedliche Lastfälle und Anordnungen der Mehrflächengleitlager, wie sie in der DIN 31657-2 dargestellt und in Tabellen vorhanden sind.

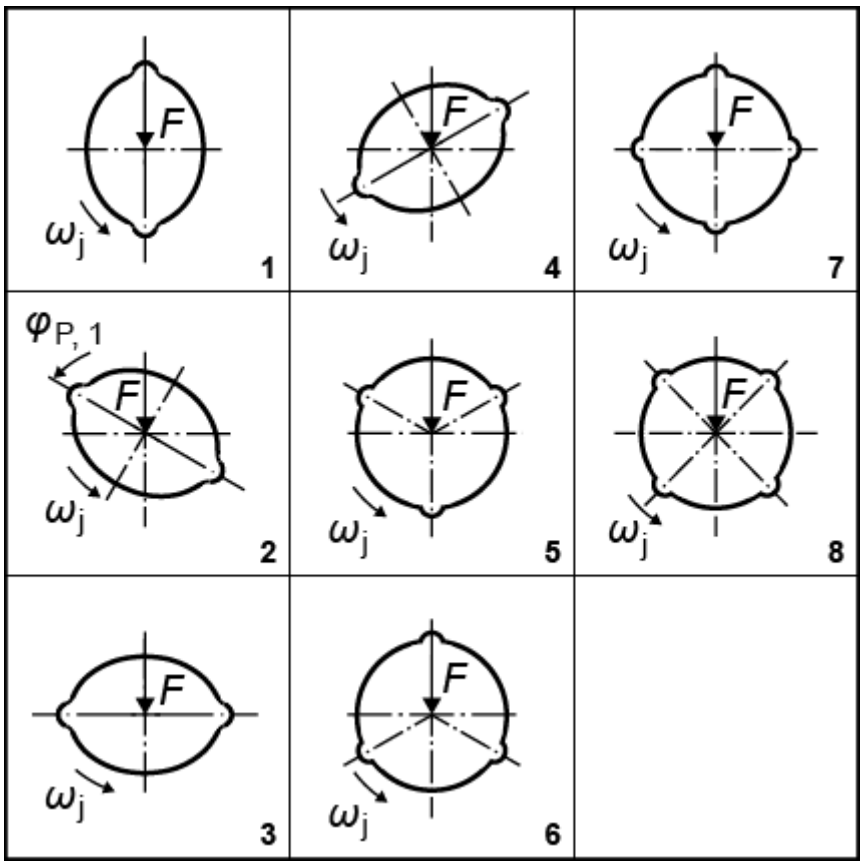


Abbildung 29.2: Anordnungen Mehrflächengleitlager

1) Z=2;Ω=150°;φP,1=180°;h*0,max=3,5;B/D=0.75

2) Z=2;Ω=150°;φP,1=240°;h*0,max=3,5;B/D=0.75

3) Z=2;Ω=150°;φP,1=270°;h*0,max=1,3,5;B/D=0.5,0.75,1

4) Z=2;Ω=150°;φP,1=300°;h*0,max=3,5;B/D=0.75

5) Z=3;Ω=100°;φP,1=240°;h*0,max=3,5;B/D=0.75

6) Z=3;Ω=100°;φP,1=300°;h*0,max=1,3,5;B/D=0.5,0.75,1

7) Z=4;Ω=70°;φP,1=270°;h*0,max=3,5;B/D=0.75

8) Z=4;Ω=70°;φP,1=270°;h*0,max=1,2,3,4,5;B/D=0.5,0.75,1

Unterschiedliche Lastfälle und Anordnungen der Kippsegmentgleitlager, wie sie in der DIN 31657-3 dargestellt und in Tabellen vorhanden sind.

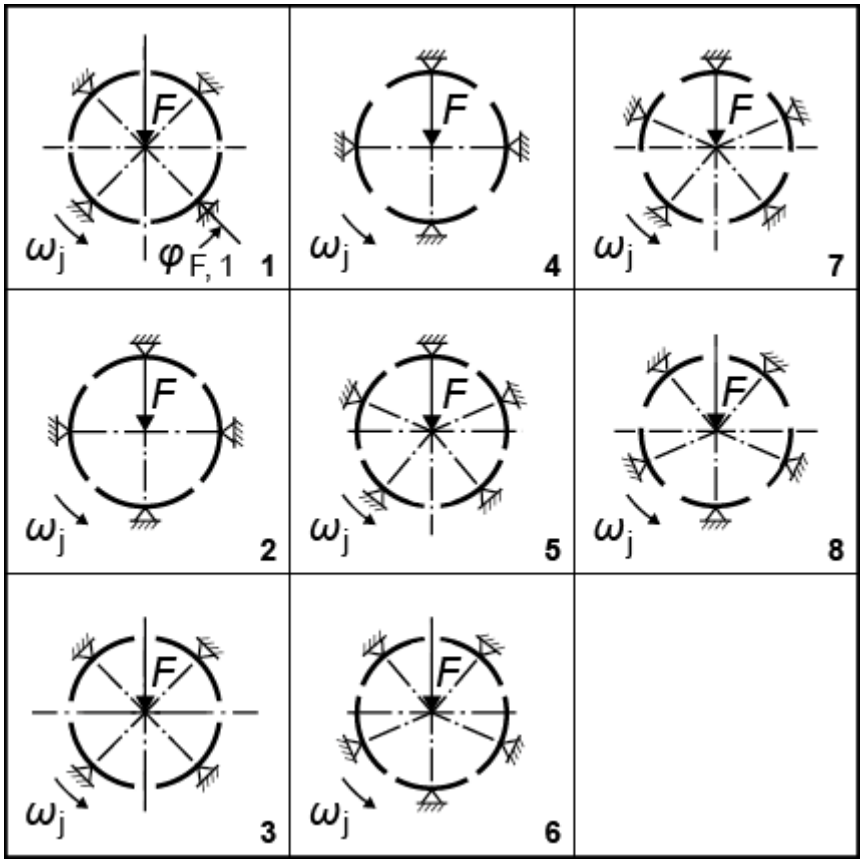


Abbildung 29.3: Anordnungen Kippsegmentgleitlager

1) Z=4;Ω=80°;φF,1=45°; ΔRB/CR=2,3,5;B/D=0.5,0.75,1
2) Z=4;Ω=80°;φF,1=0°; ΔRB/CR=3;B/D=0.75
3) Z=4;Ω=60°;φF,1=45°; ΔRB/CR=2,3,5;B/D=0.5,0.75
4) Z=4;Ω=60°;φF,1=0°; ΔRB/CR=3;B/D=0.5
5) Z=5;Ω=60°;φF,1=36°; ΔRB/CR=2,3,5;B/D=0.5,0.75
6) Z=5;Ω=60°;φF,1=0°; ΔRB/CR=3;B/D=0.5
7) Z=5;Ω=45°;φF,1=36°; ΔRB/CR=2,3,5;B/D=0.5
8) Z=5;Ω=45°;φF,1=0°; ΔRB/CR=3;B/D=0.5

29.6 Steifigkeit

Um die Steifigkeit des Gleitlagers zu bestimmen, wird die maximale Kraft an der engsten Stelle (Betriebspunkt) ermittelt.

Aus dieser maximalen Kraft kann die Steifigkeit an der engsten Stelle berechnet werden. Das diametrale Spiel (Exzentrizität) ist auch Resultat der Gleitlagerberechnung.

Im Protokoll werden die Ergebnisse für die Steifigkeit cr, das diametrale Spiel Pd und der Verlagerungswinkel β aufgelistet. Diese Resultate können in der Wellenberechnung eingegeben werden. Die Steifigkeit des Gleitlagers ist damit bestimmt.

29.7 Schmierungsanordnung

Die verschiedenen Schmierungsanordnungen sind in den nächsten drei Abbildungen dargestellt.

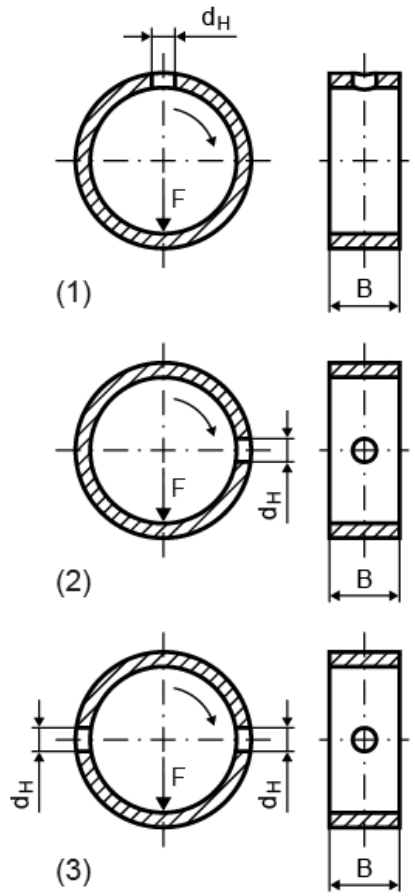


Abbildung 29.4: 1: Ein Schmierloch, entgegengesetzt zur Lastrichtung angeordnet. 2: Ein Schmierloch, um 90° gedreht zur Lastrichtung angeordnet. 3: Zwei Schmierlöcher, um 90° gedreht zur Lastrichtung angeordnet.

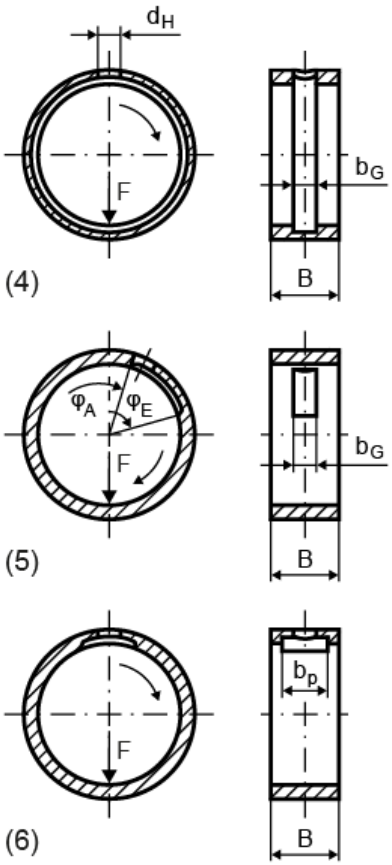


Abbildung 29.5: 4: Schmiernut (Ringnut). 5: Schmiernut (partielle Ringnut). 6: Schmiertasche, entgegengesetzt zur Lastrichtung angeordnet.

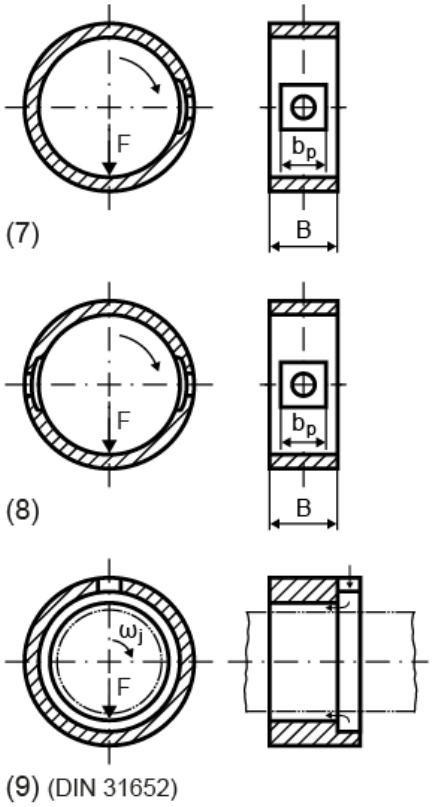


Abbildung 29.6: 7: Eine Schmiertasche, um 90° gedreht zur Lastrichtung angeordnet. 8: Zwei Schmiertaschen, um 90° gedreht zur Lastrichtung angeordnet. 9: Von einem Lagerrand über den gesamten Lagerumfang (nur DIN 31652 Entwurf)

29.8 Wärmeübergangskoeffizient

Falls der Wärmeübergangskoeffizient nicht genau bekannt ist, kann als Richtwert 15...20 (W/m^2K) angenommen werden.

29.9 Wärmeabgebende Oberfläche

Falls die wärmeabgebende Oberfläche nicht genau bekannt ist, kann als Richtwert 10 * d * b ... 20 * d * b angenommen werden. Diese Angabe wird nur bei Wärmeabgabe durch Konvektion benötigt.

d: Lagerdurchmesser
b: Lagerbreite

29.10 Öltemperaturen

Ölaustritt-Temperatur:

- Normalfall ca. 60°C
- Obere Grenze für übliche Mineralöle: 70 - 90°C

Öleintritt-Temperatur:

- Bei üblichem Kühler: 10°C tiefer als die Austritt-Temperatur
- Bei sehr gutem Kühler: 20°C tiefer als die Austritt- Temperatur

29.11 Mischungsfaktor

Der Mischungsfaktor, welcher bei der Berechnung nach DIN 31657, verwendet wird, sollte zwischen 0,4 und 0,6 liegen.
Ein Mischungsfaktor M=0 würde bedeuten, dass es keine Mischung in den Schmiertaschen gibt, bzw. der austretende Schmierstoffdurchsatz Q2 vollständig in den nächsten Schmierspalt fliesst.
Ein Mischungsfaktor M=1 wäre eine vollständige Mischung in den Schmiertaschen.

29.12 Auslegung Lagerspiel

Lagerspiel = d_Bohrung - d_Welle
Generell ergibt eine Vergrösserung des Lagerspiels eine Verbesserung der Stabilität und der Kühlung des Lagers, führt jedoch zu einer Reduktion der Tragfähigkeit.

- **Vorschlag nach Niemann**
  Vorschlag erfolgt für Metall-Lager im Maschinenbau nach Niemann, Band I, Tab. 15/2, [8].

  Für andere Werkstoffe gilt:

Grauguss- Lager	0.001 * d
Leichtmetalllager	0.0013 * d
Sintermetalllager	0.0015 * d
Kunststofflager	0.003 * d

d : Lagerdurchmesser

- **Vorschlag nach ISO 7902**
  Vorschlag erfolgt für Metall-Lager im Maschinenbau nach ISO 7902, Teil 3, Tab. 4, [71].
  Bei dieser Auslegung kann man entweder den Vorschlag nach ISO 7902 übernehmen oder das Spiel aus einer vorgegebenen Austritts-Temperatur (nur für Wärmeabfuhr über Schmierstoff) berechnen lassen.

- **Vorschlag nach DIN 31652**
  Vorschlag erfolgt für Metall-Lager im Maschinenbau nach ISO 7902, Teil 3, Tab. 4, [71]., da in der DIN-Norm kein Vorschlag vorhanden ist.
  Bei dieser Auslegung kann man entweder den Vorschlag nach ISO 7902 übernehmen oder das Spiel aus einer vorgegebenen Austritts-Temperatur (nur für Wärmeabfuhr über Schmierstoff) berechnen lassen.
- **Vorschlag nach DIN 31657**
  Vorschlag erfolgt für Gleitlager im Maschinenbau nach DIN 31657, Teil 4 [72].
  Bei dieser Auslegung kann man entweder den Vorschlag nach DIN 31657 übernehmen oder das Spiel aus einer vorgegebenen Austritts-Temperatur berechnen lassen.
- **Vorschlag nach K.Spiegel**
  Vorschlag für das Spiel nach K.Spiegel: Goettner-Gleichung
  Relatives Lagerspiel = (2.5+50.0/D)/1000.0 “mit D [mm]”
  Lagerspiel in mm: (2.5+50.0/D)/1000.0*D

29.13 Sommerfeldzahl

Die Sommerfeldzahl wird berechnet, da sie eine wichtige charakteristische Grösse von Gleitlagern ist.

Sommerfeldzahl > 1 tritt bei Lagern im Schwerlast-Bereich auf
Grenze für b/d: 0 < b/d ≤ 2

Sommerfeldzahl < 1 tritt bei Lagern im Schnell-Lauf-Bereich auf
Grenze für b/d: 0.5 < d/b ≤ 2

d: Lagerdurchmesser
b: Lagerbreite

29.14 Lagerbreite

Anhaltswert für die Lagerbreite in Niemann, Band I, Tab. 15/1, [8]
Normalbereich: b/d = 1..2

Anhaltswert für die Lagerbreite nach ISO 7902, [71]
Normalbereich: b/d = 0.125..1

Anhaltswert für die Lagerbreite nach DIN 31652, [74]
Normalbereich: b/d = 0.01..5

Anhaltswert für die Lagerbreite nach DIN 31657, [71]
Normalbereich: b/d <= 0.8, zur Berechnung von Qp wird b/d = 0.8 vorausgesetzt

d: Lagerdurchmesser
b: Lagerbreite

29.15 Zulässige Schmierfilmdicke

Der Vorschlag erfolgt nach ISO 7902, Teil 3, Tabelle 1 [71] oder DIN 31652, Teil 3, Tabelle 1 [74] .

Diese Tabelle enthält Erfahrungswerte. Dabei werden eine gemittelte Rautiefe < 4μ, geringe Formfehler und ausreichende Filterung des Schmierstoffes vorausgesetzt.

Für die DIN 31657 wird der Vorschlag nach Niemann übernommen, da in dieser Norm keiner vorhanden ist.

Beim Vorschlag nach Niemann wird durchmesserabhängig ein Wert bestimmt.

30 Hydrodynamische Axialgleitlager

In der DIN gibt es, je nach Bauart, zwei unterschiedliche Berechnungen von hydrodynamischen Axialgleitlagern.

- Berechnung von Axialsegmentlagern nach DIN 31653 [76]: Diese Norm gilt für Lager mit fest eingearbeiteten Keilflächen (siehe Abbildung 30.1), welche durch einen Schmierfilm von den Spurscheiben getrennt werden.
- Berechnung von Axialkippsegmentlagern nach ISO 12130, DIN 31654 [77]: Diese Norm gilt für Lager mit beweglichen Kippelementen (siehe Abbildung 30.2), welche durch einen Schmierfilm von den Spurscheiben getrennt werden.

Wenn man vom Einfluss des Druckmittelpunktes bei Axialkippsegmentlagern absieht, gilt für beide Normen derselbe Rechenablauf, deshalb wird die Berechnung nur einmal beschrieben. Abweichungen der beiden Normen werden dabei speziell erwähnt.

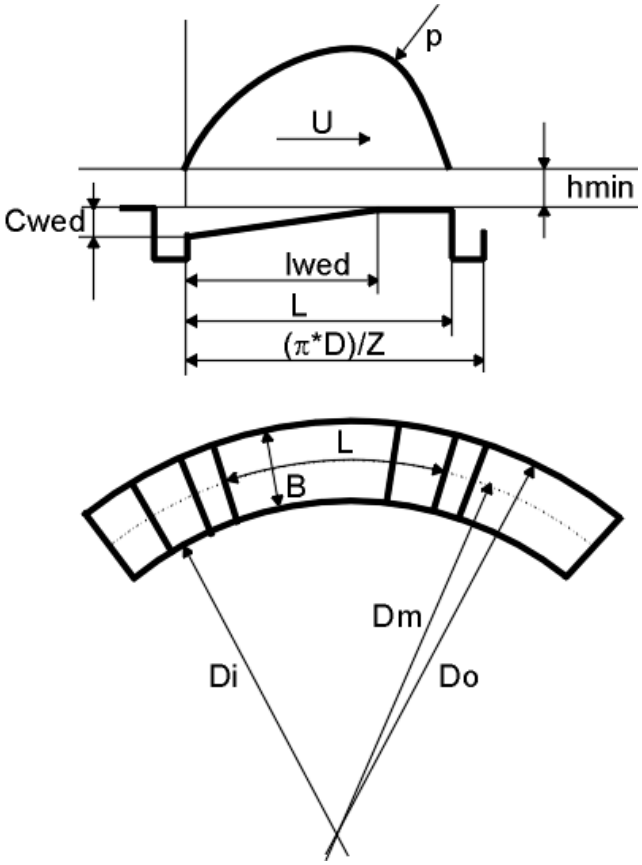


Abbildung 30.1: Axialsegmentlager nach DIN 31653

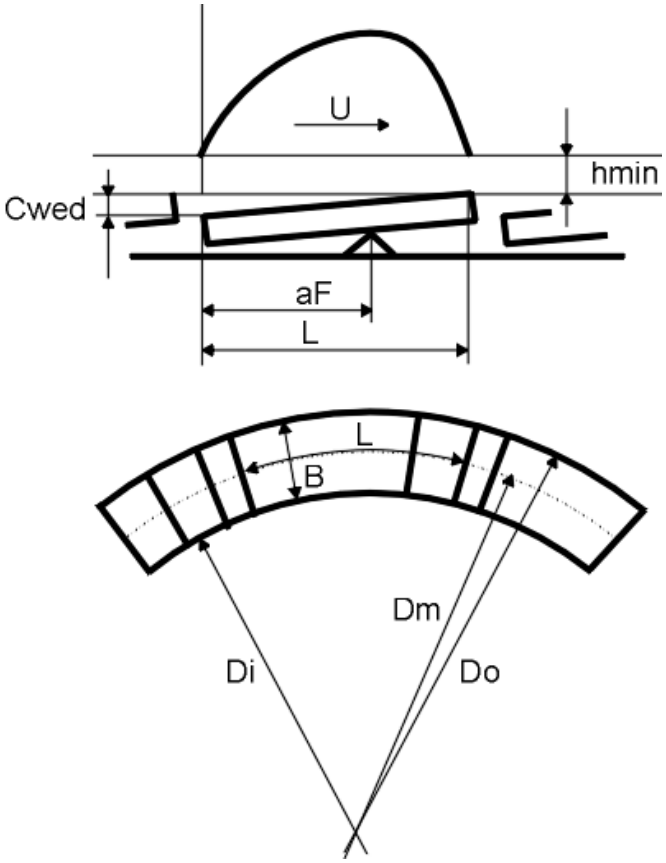


Abbildung 30.2: Axialkippsegmentlager nach ISO 12130, DIN 31654

30.1 Berechnung

Grundsätzlich beruht der Rechengang auf der Gleichung der Wärmebilanz am Lager. Bei den Berechnungen kann zwischen Konvektion und Umlaufschmierung ausgewählt werden.

- Drucklose geschmierte Lager (Eigenschmierung) führen die Wärme an die Umgebung (Konvektion) ab. Der Wärmeausdehnungskoeffizient Faktor kA ist nach Norm zwischen 15. . . 20 W/(m^2*K), in der Software ist der Wert standardmässig 20 W/(m^2*K), kann aber beeinflusst werden.
- Druckgeschmierte Lager führen die Wärme vorwiegend über den Schmierstoff ab. Hier muss ein Mischungsfaktor M bestimmt werden, der zwischen 0 und 1 ist, erfahrungsgemäss zwischen 0,4 und 0,6. In der Software ist der Wert 0,5 eingestellt, kann aber verändert werden.

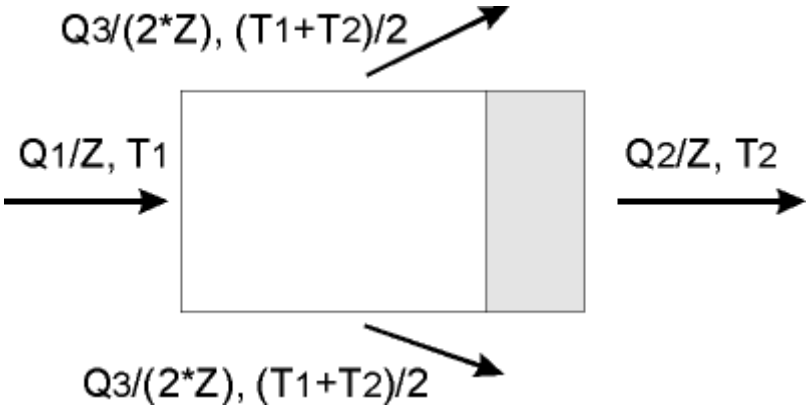


Abbildung 30.3: Schmierstoff- und Wärmebilanz eines Segmentes

Die Resultate der Berechnungen sind die Reibleistung, die kleinste Schmierfilmdicke sowie die Betriebstemperatur. Bei der Umlaufschmierung wird zusätzlich noch der Schmierstoffdurchsatz berechnet.

Die Lagerkraft (Stillstand) wird nur für die Auslegung der kleinstmöglichen Schmierfilmdicke benötigt und hat sonst keinen Einfluss. Die Tragkraftkennzahl, die Reibungskennzahl und der Schmierstoffdurchsatz werden nach den Formeln (nicht nach den Diagrammen oder Tabellen) der DIN 31653/ 31654 Teil 2 berechnet. Beim Axialkippsegmentlager wird das Verhältnis hmin/Cwed aus der Unterstützungsstelle des Kippsegments aF* berechnet, die Formel dazu befindet sich in der ISO 12130 Teil 2 oder in der DIN 31654 Teil 2.

30.2 Auslegungen

Die Lagerkraft (Nennbelastung) kann auch ausgelegt werden. Dazu werden jedoch alle anderen Eingangsgrössen benötigt. Die Lagerkraft wird aus dem eingegebenen Wert der kleinstmöglichen Schmierfilmdicke hlim berechnet.

Die kleinstmögliche Schmierfilmdicke hlim kann nach der DIN 31653 oder 31654 bestimmt werden. Je nach Gleitgeschwindigkeit, mittlerem Durchmesser und dem Kräfteverhältnis wird diese gemäss Formel berechnet.

Bei Konvektion:
Wenn die wärmeabgebende Oberfläche nicht bekannt ist, wird in der Norm eine Näherungsformel angegeben:
A = (15...20) * B * L * Z
Der Auslegen-Button neben der Eingabe der Oberfläche berechnet nach der Formel A = 15 *B *L*Z.

Bei Umlaufschmierung:
Die Austrittstemperatur ist erfahrungsgemäss ca. 10 bis 30 K höher als die Eintrittstemperatur. Der Auslegen-Button neben der Austrittstemperatur berechnet den Vorschlag mit 10 K Temperaturdifferenz.

30.3 Berechnung der volumenspezifischen Wärme

Die volumenspezifische Wärme kann unter **Berechnungen/Einstellungen** auf zwei Arten berechnet werden:

- **Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit**
- **Vereinfachte Annahme (wie in ISO 7902)**: $1.8*10^6$J/(m3*K)

30.4 Grenzwerte der Berechnung

Die Normen gelten nur für laminare Strömung im Schmierspalt. Dazu muss die Reynoldszahl unter dem kritischen Wert von 600 sein.
Weiter werden die Resultate auf die höchstzulässige Lagertemperatur Tlim, die kleinstmögliche Schmierfilmdicke hlim und die spezifische Lagerbelastung geprüft. Diese Grenzwerte sind in der Norm DIN 31653/ ISO 12130/ DIN 31654 Teil 3 festgelegt.

31 Antworten auf häufige Fragen

31.1 Überlagerung von Kerbwirkungen

Eine Überlagerung von Kerbwirkungen - beispielsweise ein Absatz mit Presssitz - sollte bei der konstruktiven Gestaltung der Welle möglichst vermieden werden. Wenn dies trotzdem vorkommt, so ist gemäss FKM-Richtlinie im ungünstigsten Fall die Gesamtkerbwirkungszahl K_f:

$$K_f = 1 + (K_{f1} - 1) + (K_{f2} - 1)$$

aus den Teil-Kerbwirkungszahlen K_{f1} und K_{f2} zu berechnen. In KISSsoft kann dieser Fall durch die Wahl **Eigene Eingabe** bei der Kerbwirkung (siehe Kapitel 26.5.14, Querschnittarten) eines freien Querschnitts (siehe Kapitel 25.2.7.1, Freier Querschnitt (Einfachkerbe)) ausgeführt werden.

Die Berechnung der Gesamtkerbwirkungszahl Kf kann wie folgt vorgenommen werden:

1. Es werden zwei Querschnitte (z.B. A-A und B-B) mit der gleichen y-Koordinate definiert.
2. Für den Querschnitt A-A wird durch Auswahl der Kerbart (z.B. Schulter) Kf1 berechnet. Die Kerbfaktoren werden direkt im Elementeditor (siehe Kapitel 25.1.4, Elementeditor) angezeigt.
3. Für den Querschnitt B-B wird das Verfahren wie in 2. beschrieben wiederholt.
4. Die resultierenden Kerbfaktoren für die beiden einzelnen Kerben werden notiert und die Kerbfaktoren Kf werden gemäss obiger Formel berechnet.
5. Nun werden die beiden Querschnitte A-A und B-B gelöscht und ein neuer freier Querschnitt C-C mit derselben y-Koordinate hinzugefügt. Im Elementeditor wird nun die Kerbwirkung **Eigene Eingabe** gewählt und die unter 4. berechneten Gesamtkerbwirkungszahlen werden eingetragen.

31.2 Kerbwirkungen bei Hohlwellen

Die in den Normen angegebenen Kerbfaktoren wurden alle für Vollwellen bestimmt. Für Hohlwellen sind dagegen keine Daten verfügbar. KISSsoft berechnet die Nennspannungen für Hohlwellen mit den Widerstandsmomenten unter Berücksichtigung des Innendurchmessers.

31.2.1 Kerbe an der Aussenkontur

Für „kleine" Innendurchmesser wird der Fehler bei der Rechnung mit den Kerbwirkungszahlen für Vollwellen relativ klein sein. Die Ergebnisse können dann sicherlich als Näherung dienen. Für „grosse" Innendurchmesser müssen die Kerbwirkungszahlen korrigiert werden.

Nach der FKM-Richtlinie von 2020, 7. Auflage, lassen sich die Kerbwirkungszahlen eines Rundstabes mit Längsbohrung für Biegung und Zug/Druck nicht zuverlässig aus den Kerbwirkungszahlen eines Rundstabes ohne Längsbohrung berechnen. Für Torsion und Rundstäbe

mit Umlaufkerbe, Absatz oder Konus ist die Kerbwirkungszahl des Rundstabes ohne Bohrung anzuwenden, aber mit der Nennspannung für den Rundstab mit Längsbohrung.

31.2.2 Kerbe an der Innenkontur

Für Kerben an der Innenkontur sind die Kerbfaktoren aus den Berechnungsmethoden ungeeignet.

31.3 Wechselfestigkeiten für neue Werkstoffe

Wenn ein neuer Werkstoff in die Datenbank eingetragen werden soll, werden neben den meist vorhandenen Daten für Streckgrenze und Zugfestigkeit auch Dauerfestigkeiten benötigt.

Hänchen gibt für eine Näherung der Biegewechselfestigkeit

$$\sigma_{bW} \approx 0.495 \cdot \sigma_B$$

und weitere Näherungen nach anderen Quellen an. Für die Zug- /Druckwechselfestigkeit werden

$$\sigma_{zdW} \approx 0.45 \cdot \sigma_B \quad oder \quad \sigma_{zdW} = 0.5\text{K}\ 0.6 \cdot \sigma_B$$

und für die Torsionswechselfestigkeit

$$\tau_{tW} \approx 0.55 \cdot \sigma_{bW} \quad oder \quad \tau_{tW} = 0.4\text{K}\ 0.5 \cdot \sigma_{bW}$$

angegeben.

Nach DIN 743 gelten folgende Näherungen:

$$\sigma_{bW} \approx 0.5 \cdot \sigma_B \quad \sigma_{zdW} \approx 0.4 \cdot \sigma_B \quad \tau_{tW} \approx 0.3 \cdot \sigma_B$$

Die FKM-Richtlinie gibt für Vergütungsstähle an (für andere Werkstofftypen gelten andere Werte):

$$\sigma_{W,zd} \approx 0.45 \cdot R_m \quad \tau_{W,s} \approx 0.26 \cdot R_m$$

31.4 Pfeilverzahnungen in der Wellenberechnung berücksichtigen

In der Wellenberechnung kann bei der Eingabe von Stirnrädern unter **Schrägungsrichtung** in der **Auswahlliste** die Pfeilverzahnung ausgewählt werden. Ein so charakterisiertes Zahnrad hat dann immer als Axiallast 0 N. Bei der Übernahme von Pfeilverzahnungen aus der Zahnradberechnung ((Checkbox **Daten aus Datei lesen** ist aktiviert) wird die Gesamtbreite (= linke Seite + Zwischennut + rechte Seite) sowie auch die Gesamtleistung übernommen. In der Wellenberechnung wird sowohl die Zwischennut als auch die tragende Verzahnung betrachtet. Damit ergibt sich im Normalfall eine recht brauchbare Modellierung.

Falls eine exaktere Modellierung erforderlich ist, müssen die beiden Zahnhälften einzeln eingegeben werden, die eine rechts schräg, die andere links schräg. Dies kann aber nicht durch direkte Übernahme aus der Zahnradberechnung erfolgen.

V
Verbindungen

Kapitel 32 - 45

32 Zylindrischer Press-Sitz

Die Berechnung basiert auf der vollständigen Norm DIN 7190-1. Sie berücksichtigt Längs-, Quer- und Ölpressverbände im elastischen Bereich. Folgende Einflüsse werden berücksichtigt bzw. können berechnet werden:

- Belastung in Umfangs- und Axialrichtung.
- Belastung durch Biegemoment und Radialkraft.
- Berechnung des maximalen Drehmomentes für eine schlupffreie Passung. Hinweis: Beim Auftreten von Schlupf in der Passung tritt Reibkorrosion durch Mikrogleiten auf.
- Einfluss der Fliehkraft.
- Nachrechnung eines elastisch-plastisch belasteten Pressverbandes nach DIN 7190-1 mit vorgegebenem Übermass (Spannungen und Dehnungen werden für den rein elastischen Fall berechnet)
- Berechnung von Naben mit mehrfachen Pressverbänden
- Darstellung der Spannungsverläufe (Vergleichs-, Tangential- und Radialspannungen)
- Darstellung der Toleranzlagen:
  - nur Abmasse berücksichtigt
  - Berücksichtigung der Temperatur und Fliehkraft (ohne Pressung)
  - Berücksichtigung der Temperatur, Fliehkraft und Pressung

Die Sicherheit des Pressverbandes gegen Rutschen und die Sicherheit des Werkstoffes von Welle und Nabe gegen Bruch- und Streckgrenze werden berechnet. Berücksichtigt wird der Einfluss der Fliehkraft auf die Aufweitung des Pressverbandes und die Spannungen in Welle und Nabe. Zur Eingabeerleichterung ist das Toleranzsystem nach DIN 7151 integriert (z. B. Eingabe eines Durchmessers mit Toleranzangabe 60 H7/f6). Neben der direkten Eingabe der Toleranz können Toleranzpaarungen basierend auf einzugebenden Mindestsicherheiten gegen Rutschen und für zulässige Werkstoffbeanspruchungen ausgelegt werden. Die Eingabe der Oberflächenrauigkeit basiert auf einer Qualität nach ISO 1302.

Berechnung der Pressung: Für den elastischen Fall gilt die Theorie der Mechanik für einen dicken Zylinder unter Innendruck und einen dicken Zylinder unter Aussendruck (z. B. [78], S.399, oder [8]).

Einfluss der Drehzahl:
Die Drehzahl wird gemäss der Theorie eines rotierenden Zylinders berücksichtigt nach der Theorie von Dubbel [28], C41.

Der Setzbetrag basiert auf den Formeln der DIN 7190-1.

Berechnung der Vergleichsspannung:
Die Berechnungsmethode der Vergleichsspannungshypothese kann unter **Berechnungen > Einstellungen** ausgewählt werden und ist genauer im Kapitel «Einstellungen» beschrieben.

Biegemoment und Radialkraft: Der Einfluss von Biegemoment und Radialkraft auf die Pressung wird berücksichtigt. Die zusätzliche Pressung beträgt:

$p_b = \frac{9}{2}\frac{M_b}{d_F l_f^{\,2}} \qquad p_r = \frac{F_r}{d_F l_F}$	(32.1)

Damit kein Klaffen auftritt, muss diese zusätzliche Pressung ausserdem kleiner als die minimale Pressung der Verbindung sein ($(p_b + p_r) < p_{min}$).

Diese Formeln wurden der Literatur nach Prof. Hartmann «Berechnung und Auslegung elastischer Pressverbindungen; S. 6 – 7» entnommen.

Weitere Daten werden gemäss folgender Tabelle berücksichtigt:

Abpresskraft: Nach Niemann [79] und [80], S 363

Schlupflose Übertragung: Nach Kollmann [81], Seiten 59-64

$T_{grenz} = \frac{\pi}{2} D F_3 \ \tau_R \frac{tan\,h\left(k\frac{l}{D_F}\right)}{k}$	(2.110)
$\tau_R = v_{ru} p$	(2.93)
$k = \sqrt{\frac{32}{1-Q_A^2}\frac{G_A}{G_I}}$	(2.107)

T_{grenz}: Grenzdrehmoment [Nmm]
D_F: Fugendurchmesser [mm]
τ_R: Schubspannung [N/mm²]
l: Länge des Pressverbandes [mm]
v_{ru} = Haftbeiwert [-]
p: Fugendruck [N/mm²]
G_A, GI: Schubmodul Welle/ Nabe [N/mm²]
Q_A: Durchmesserverhältnis
k: Konstante

Mikrogleiten: Wird das Drehmoment in einer Pressverbindung kontinuierlich gesteigert, so tritt beim Überschreiten des Grenzwertes für Mikrogleiten an der Stelle, wo das Drehmoment eingeleitet wird, ein lokaler Schlupf auf. Da das Drehmoment innerhalb des Presssitzes kontinuierlich abnimmt, tritt der Schlupf auch bei weiter zunehmendem Drehmoment nur in einem Teil der Presssitzlänge auf. Dieser Effekt wird als Mikrogleiten bezeichnet (einseitige Hin- und Her-Bewegung der Welle in der Nabe) und kann das Entstehen von Passungsrost bewirken. Weitere Erklärungen und Angaben zur Berechnung finden sich im Buch ”Welle- Nabe-Verbindungen” von Kollmann [81].

Anmerkung zur Berechnung nach Kollmann:
Das Grenzdrehmoment für Mikrogleiten wird nach den Gleichungen 2.93, 2.107 und 2.110 berechnet.

Montage: Angaben zur Montage sind im Protokoll zu finden. Die Temperaturdifferenz zum Aufziehen wird so berechnet, dass im Fall des maximalen Übermasses (dem schlimmsten Fall) noch das notwendige Fügespiel erreicht wird. Das Fügespiel kann in den «Einstellungen» bestimmt werden. Berechnet werden die Angaben für das Aufziehen mit der Welle bei Raumtemperatur sowie mit einer gekühlten Welle (Welle circa -150°C).

Nachrechnung eines elastisch-plastisch belasteten Pressverbandes nach DIN 7190-1:

Voraussetzungen: EI = EA, nyI = nyA, n = 0, diI = 0

Sind alle Voraussetzungen erfüllt, kann nach der DIN 7190-1 der sich einstellende Plastizitätsdurchmesser DPA des Aussenteils berechnet werden (Durchmesser bei welchem der plastische Bereich endet). Weiter wird der zugehörige Fugendruck und das Verhältnis zwischen Ringfläche qpA und dem Gesamtquerschnitt qA berechnet. (Der Erfahrungsgrenzwert nach DIN 7190-1 für hochbeanspruchte Pressverbände im Maschinenbau beträgt qpA/qA <= 0.3)

32.1 Toleranzeingabe

Toleranzen nach ISO/DIN: Bei Eingabe von Toleranzen in der Form: 60 H7/f6 müssen folgende Schritte beachtet werden:

- Geben Sie beim Fugendurchmesser als Wert 60 (mm) ein.
- Als Herstelltoleranz kann für die Nabe H7 bzw. f6 für die Welle eingegeben werden.
- Das Programm kontrolliert selbständig, ob die eingegebene Toleranz existiert und achtet automatisch auf die korrekte Schreibweise.

Eigene Toleranzen definieren: Durch Betätigen des Plus-Buttons neben dem Toleranzfeld erscheinen die aktuellen Abmasse für Welle und Nabe. Diese Eingaben können durch den Benutzer jederzeit verändert werden.

32.2 Reibungskoeffizienten

In den Tabellen 32.2 und 32.4 sind die Reibungskoeffizienten nach DIN 7190-1 dargestellt.

Werkstoffe	**Reibungskoeffizient**			
	trocken		geschmiert	
	ν_{II}	ν_{rI}	ν_{II}	ν_{rI}
E 335	0.11	0.08	0.08	0.07
GE 300	0.11	0.08	0.08	0.07
S 235JRG2	0.10	0.09	0.07	0.06
EN-GJL-250	0.12	0.11	0.06	0.05
EN-GJS-600-3	0.10	0.09	0.06	0.05
EN-AB-44000 ff.	0.07	0.06	0.05	0.04
CB495K	0.07	0.06	-	-
TiAl6V4	-	-	0.05	-
ν_{II}: in Längsrichtung - Lösen				

v_{rl}: in Längsrichtung - Rutschen

Tabelle 32.1: Reibungskoeffizienten von Längspressverbänden bei zügiger Beanspruchung nach DIN 7190-1

Werkstoffpaarung, Schmierung, Fügung	**Reibungskoeffizienten v_r, v_{rl}, v_u**
Stahl-Stahl-Paarung:	
Druckölverbände normal gefügt mit Mineralöl	0.12
Druckölverbände mit entfetteten Pressflächen	0.18
mit Glyzerin gefügt	
Schrumpfverband normal nach Erwärmung des	0.14
Aussenteils bis zu 300°C im Elektroofen	
Schrumpfverband mit entfetteten Pressflächen nach	0.20
Erwärmung im Elektroofen bis zu 300°C	
Stahl-Gusseisen-Paarung:	
Druckölverbände normal gefügt mit Mineralöl	0.10
Druckölverbände mit entfetteten Pressflächen	0.16
Stahl-MgAl-Paarung, trocken	0.10 bis 0.15
Stahl-CuZn-Paarung, trocken	0.17 bis 0.25
v_r: Rutschen	
v_{rl}: in Längsrichtung - Rutschen	
v_u: in Umfangsrichtung	

Tabelle 32.2: Reibungskoeffizienten von Querpressverbänden in Längs- und Umfangsrichtung beim Rutschen nach DIN 7190-1

32.3 Variabler Aussendurchmesser der Nabe

Bei einem gestuften Nabenaussendurchmesser wird anhand der einzelnen Durchmesser und Längen ein äquivalenter Durchmesser bestimmt, welcher für die Berechnung der Steifigkeit des Aussenteils verwendet wird. Die Eingabe erfolgt durch Klicken auf den Plus-Knopf, rechts vom Eingabefeld «Aussendurchmesser Nabe Da».

32.4 Aussendruck mit mehrteiligem Pressverband umrechnen

Bei überlagerten Presssitzen kann die von aussen einwirkende Pressung berücksichtigt werden. Diese zusätzliche Pressung wird für eine Reihe von Presssitzen definiert und von der Software automatisch berechnet (keine direkte Benutzereingabe). Die Eingabe erfolgt im Fenster **Mehrteiliger Pressverband** durch Aktiveren des entsprechenden Hakens. Der Knopf «Definieren» öffnet das Eingabefenster zur Definition der Pressverbände.

Grundsätzliche Bemerkungen:

- Die ersten zwei Zeilen entsprechen dem innersten Pressverband. Die Zeilen werden lediglich der Vollständigkeit halber in der Tabelle angezeigt. Vom Benutzer können die Werte für die Aussendurchmesser / Toleranzen der Nabe bearbeitet werden.
- Der Aussendurchmesser jedes Rings dient als Innendurchmesser des nachfolgenden Rings.
- Wird ein neuer Ring hinzugefügt, so werden die folgenden Standardwerte verwendet:
  - Aussendurchmesser = Innendurchmesser + 50 mm
  - Werkstoff und Rauigkeit entsprechen den Angaben der Nabe
  - Die Betriebstemperatur entspricht der Temperatur der Nabe
  - Die Toleranzklasse des Innendurchmessers entspricht der Toleranzklasse der Welle (z.B. s6)
  - Die Toleranzklasse des Aussendurchmessers entspricht der Toleranzklasse der Nabe (z.B. H7)

Die Pressung auf die Nabe wird für die folgenden drei Toleranzbedingungen berechnet:

- Mittlere Toleranz an jeder Kontaktfläche
- Worst case, d.h. maximale Überdimensionierung an jeder Kontaktfläche
- Best case, d.h. minimale Überdimensionierung an jeder Kontaktfläche

32.5 Werkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird auf den Plus-Button rechts neben der Auswahl geklickt, öffnet sich das Werkstofffenster. Durch Setzen des Hakens auf **Eigene Eingabe**, erscheint eine neue Maske, in welcher die Werkstoffdaten manuell eingegeben werden können.

► **Hinweis**

Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) angelegt werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

32.6 Einstellungen

In den modulspezischen Einstellungen (**Berechnungen** > **Einstellungen**) können grundlegende Eingaben zu der Berechnung, der Fügetemperatur, den Sicherheiten etc. gemacht werden.
Die Eingabe- und Auswahlfelder in den modulspezifischen Einstellungen sind nachfolgend erklärt:

- **Hypothese der Vergleichsspannung** nach [6] mit der Gestaltänderungshypothese:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2}$$

  Nach [81], S.13, mit der Schubspannungshypothese:
  $\sigma_v = \max(|\sigma_{\phi\phi} \ \sigma_{rr}|, |\sigma_{\phi\phi} \sigma_{rr}|)$

- **Montagetemperatur Welle/Nabe (Aufpressen)**
  Aus den Montagetemperaturen kann die benötigte Aufpresskraft berechnet werden.
- **Faktor Reibungskoeffizient (Aufpressen)**
  Hier kann man das Verhältnis von μe/μa definiert werden. Dieses Verhältnis beschreibt den Zusammenhang zwischen der Reibzahl zum Aufpressen und der axialen Reibzahl. Standardwert ist 1.3.
- **Faktor Reibungskoeffizient (Abpressen)**
  Hier kann man das Verhältnis von μII/μa definiert werden. Dieses Verhältnis beschreibt den Zusammenhang zwischen der Reibzahl zum Abpressen und der axialen Reibzahl. Der Standardwert beträgt 1.6.

  Hinweis:

  In der DIN 7190-1 sind nur Werte für das Abpressen gegeben. In der Ausgabe des Niemann Band I (1981), Tafel 18/3 S.363, gibt es auch Werte für das Aufpressen.

- **Berechnung der Fügetemperatur (Querpressverband)**
  Das Fügespiel kann entweder in Abhängigkeit vom Durchmesser der Fuge df (bei Erwärmung angepasst) oder als konstantes Fügespiel eingeben werden. Entsprechend wird die Fügetemperatur des Aussenteils berechnet. Zusätzlich kann die Wellentemperatur beim Fügen eingegeben werden.

  Mit dieser Temperatur und dem Fügespiel wird dann die Fügetemperatur der Nabe berechnet. Die Fügetemperatur der Nabe wird nur im Protokoll ausgegeben, wenn die Wellentemperatur beim Fügen zwischen -273 °C und 20 °C liegt.

  In den Einstellungen kann angewählt werden, ob die Welle vor dem Fügen unterkühlt wird und/oder die Nabe erwärmt wird. Ist ein Haken gesetzt, wird der jeweilige Wert für

den Wärmeausdehnungskoeffizient nach DIN 7190 verwendet. Standardmässig ist der Haken für das Unterkühlen der Welle gesetzt.

- **Sollsicherheiten**
  In den Einstellungen können die Sollsicherheiten gegen Rutschen, gegen Streckgrenze und gegen Bruchgrenze eingeben werden. Anhand der Sollsicherheiten werden bei den Auslegungen die benötigten Werte bestimmt. Die Sollsicherheiten gegen plastische Verformung werden zur Bestimmung des sich einstellenden Plastizitätsdurchmessers bei plastisch-elastischer Beanspruchung des Pressverbandes verwendet.
- **Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohdurchmesser bestimmen**
  Setzt man diesen Haken, wird der Festigkeitswert des Werkstoffes der Nabe anhand der Wandstärke und nicht anhand des Rohdurchmessers ermittelt.
- **Berechnung elastisch-plastisch beanspruchter Pressverbände zulassen**
  Setzt man diesen Haken, wird die Berechnung auch für elastisch-plastische Beanspruchung durchgeführt (nach DIN 7190-1), ansonsten nur für die elastische Beanspruchung.
- **Bei negativem Übermass im Betrieb weiterrechnen und Abmasse protokollieren**
  Bei negativem Übermass im Betrieb erscheint bei der Berechnung eine Fehlermeldung, welche normalerweise die Berechnung beendet, da es sich dann nicht mehr um eine Presspassung handelt. Damit die Abmasse bei hoher Betriebstemperatur anzeigt werden können, setzt man diesen Haken, mit welchem die Berechnung bei der Fehlermeldung weiterläuft. Im Protokoll wird dann nur der Abschnitt mit den Abmassen im Betrieb angezeigt.

32.7 Auslegungen

Mögliche Toleranzpaarungen der Welle / Nabe können gemäss ISO/DIN angezeigt und übernommen werden.

KISSsoft bietet eine sehr komfortable Auslegungsfunktion für geeignete Toleranzpaarungen. In der Datei M01-001.DAT sind standardisierte Toleranzpaarungen abgelegt. Über den Auslegen-Button neben dem Eingabefeld der Toleranz wird die Auslegungsmaske geöffnet.

Aufgrund der vorgegebenen Sollsicherheit (die unter Einstellungen verändert werden kann) werden alle Toleranzpaarungen bestimmt, welche die Anforderungen (ausreichende Rutschsicherheit sowie ausreichende Sicherheit gegen Bruch- und Streckgrenze) erfüllen. Die Resultate werden in einer Liste angezeigt.

Drehmoment, Axialkraft, Fugendurchmesser und Presssitzlänge

Das maximal übertragbare Drehmoment, die übertragbare Axialkraft, die notwendige Länge und der Durchmesser können nach den vorgegebenen Sollsicherheiten von KISSsoft ausgelegt werden.

33 Konischer Press-Sitz

Berechnung der Betriebssicherheit eines konischen Presssitzes. Bestimmung der Montagevorgaben.
Folgende **Rechenmethoden** stehen zur Verfügung:
- Methode nach Kollmann [81], Auslegung und Nachrechnung.
- Methode nach DIN 7190-2:2017

► **Hinweis:**

Unter dem Kegelwinkel β wird der Winkel zwischen Kegelflanke und Mittelachse verstanden. Der Öffnungswinkel α des Kegels ist doppelt so gross.

Anmerkungen zur Berechnung:

- Alle bekannten Untersuchungen beschränken sich auf den Fall, dass sowohl das Aussenteil als auch das Innenteil aus Werkstoffen mit identischem E- Modul besteht. (Kollmann)
- Bei der Methode nach DIN 7190-2 sollte, wenn unterschiedliche Materialien bei Welle und Nabe eingegeben werden, der Werkstoff mit dem höheren E-modul dem Wellenwerkstoff entsprechen.
- Kegelpressverbände sollten unbedingt mit oberer Anlage ausgeführt werden. Deshalb wird im Programm nur dieser Fall behandelt.
- Kegelpressverbände werden im Normalfall durch axiales Verspannen mittels einer Schraube gefügt. Der Fügeaufschub sollte durch eine Längenmessung kontrolliert werden, das Anziehen mit einem Drehmomentschlüssel ist weniger genau. Kegelpressverbände werden nur in Ausnahmefällen durch Aufpressen gefügt.
- Für die Berechnung nach Kollmann, ohne Verspannen mittels Schraube, wird ein spezieller Reibungskoeffizient in Längsrichtung verwendet. Der Reibungskoeffizient wird nach einer Artikelreihe von der Antriebstechnik 12 (1973) der Firma Voith bestimmt.

$$\mu^* = \mu \cdot \sqrt{1 - \frac{\tan^2 \beta}{\mu^2}}$$

Haftbeiwert beim Rutschen in Längsrichtung: Reibungskoeffizienten nach Untersuchungen von Galle (siehe Kollmann [81], Tab. 2.20):

Werkstoffpaarung	Vorangegangene Belastung	Haftbeiwert
Ck60/16MnCr5	-	0.299
42CrMo4/16MnCr5	-	0.269
31CrMoV9/31CrMoV9	-	0.247

Ck60/16MnCr5	U	0.407
42CrMo4/16MnCr5	U	0.297
31CrMoV9/16MnCr5	U	0.375
31CrMoV9/31CrMoV9	U	0.468
Ck60/16MnCr5	W	0.357
42CrMo4/16MnCr5	W	0.472
31CrMoV9/31CrMoV9	W	0.387

Legende Belastungsarten:

-	keine
U	Umlaufbiegebelastung
W	Wechseltorsionsbelastung

Haftbeiwerte für andere Kombinationen sind nicht bekannt, sie müssen geschätzt werden.

Haftbeiwerte bei Querpressverbänden in Längs- und Umfangsrichtung beim Rutschen: Reibungskoeffizienten nach DIN 7190 [82], Tab. 4 (siehe Kapitel 32.2, Reibungskoeffizienten).

33.1 Berechnung

Auslegung nach Kollmann: Bei Wahl dieser Methode wird die maximale Winkelabweichung γ_{max}, der Montageaufschub a_f sowie die Fügekraft anhand der Sollsicherheiten und der eingegebenen Belastung und Geometrie ausgelegt.

Nachrechnung nach Kollmann: Das übertragbare Moment wird bei keiner und bei maximaler Winkelabweichung berechnet.

Wahlweise können der Montageaufschub af oder die Montageaufschubkraft Ffmin eingegeben werden.

Bei der Nachrechnung werden die Sicherheiten gegen die Streckgrenze und gegen Rutschen berechnet.

Bei den Sicherheiten nach Kollmann werden die Sollsicherheiten miteingerechnet, welche unter **Berechnung** → Einstellungen definiert werden können.

Berechnung nach DIN 7190-2:2017: Bei dieser Rechenmethode werden aus vorgegebenem Drehmoment, Aufschubweg und allen Geometrieeingaben das Rutschmoment, die Fügekraft und die Axialkraft berechnet für den bereits zusammengefügten Zustand. Daraus resultiert eine Sicherheit gegen Rutschen. Sind verschiedene Aussendurchmesser der Nabe oder verschiedene Innendurchmesser der Welle vorhanden, können diese als Scheiben definiert werden (max. 7). Die Werte werden für alle Scheiben einzeln gerechnet und dann addiert. Für den Fugendruck wird der maximale Wert verwendet.

$$S_R = T_R / T_{\max}$$

Die Sicherheit gegen Rutschen S_R sollte bei zentrischer Lasteinleitung einen Mindestwert von S_{Rmin} > 1.3 erreichen.

Weiter werden durch eine manuell einzugebende Fügekraft bei Montage p_{FA} die wirkenden Vergleichsspannungen berechnet. Die maximale Vergleichsspannung wird mit der Streckgrenze des jeweiligen Materials verglichen.Dadurch wird die Sicherheit bestimmt. Die maximalen Vergleichsspannungen treten jeweils bei den Innendurchmessern der Nabe bzw. Welle auf, wenn eine Hohlwelle vorhanden ist.

$$S_P = R_{p0,2} / \sigma_{v\max}$$

Die Sicherheit gegen Streckgrenze S_P (plastisches Fliessen) sollte einen Wert von S_{Pmin} > 1.3 erreichen, damit es bei der Montage und Demontage zu keiner plastischen Verformung der Bauteile kommt.

33.2 Anwendungsfaktor

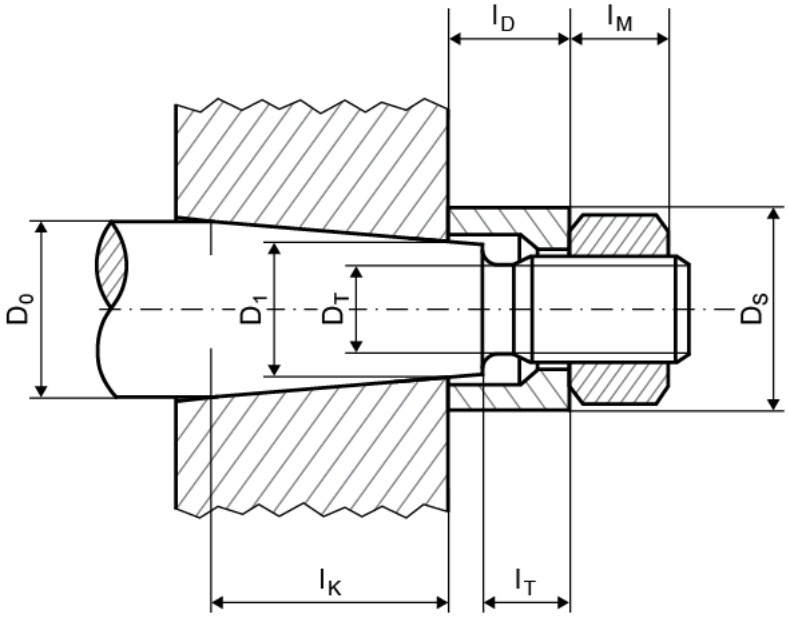
Die Definition des Anwendungsfaktors ist analog zur Stirnradberechnung:

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
	gleich mässig	**mässige Stösse**	**mittlere Stösse**	**starke Stösse**
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 33.1: Anwendungsfaktor bei Berechnungen nach DIN 6892; ausführlichere Angaben finden Sie in DIN 3990, DIN 3991, ISO 6336.

33.3 Axiales Verspannen mit Mutter

Durch axiales Verspannen (Anziehen der Mutter) werden den Teilen axiale Relativverschiebungen aufgezwungen, welche zu Querdehnungen führen. Dadurch wird der Fugendruck in der Wirkfläche erhöht. Die benötigten Eingabewerte sind in der untenstehenden Skizze ersichtlich.



33.4 Variabler Aussendurchmesser der Nabe

Bei einem gestuften Nabenaussendurchmesser wird durch die einzelnen Durchmesser und Längenelemente ein äquivalenter Durchmesser bestimmt. Dieser wird für die Berechnung der Steifigkeit des Aussenteils verwendet. Die Eingabe der Durchmesser erfolgt über den Plus-Knopf, rechts vom Eingabefeld des Aussendurchmessers der Nabe D_{aA}.

33.5 Konizität

Der Kegelwinkel kann durch Klicken auf den Plus-Knopf, rechts vom Eingabefeld des halben Kegelwinkels β, mittels zwei Arten bestimmt werden:

- **Durch Eingabe einer Konizität:**
  Die Konizität ist wie folgt definiert:
  $x = l/(D_0-D_1)$; x entspricht dem einzugebenden Wert.
- **Durch Auswahl eines Morsekegels:**
  Die Morsekegel sind in der DIN 228 definiert und haben eine Konizität zwischen 1:19,212 und 1:20,02.

33.6 Werkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird die Option Eigene Eingabe aktiviert, können die Werkstoffdaten manuell eingegeben werden.
Alternativ können eigene Werkstoffe auch direkt in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool

und externe Tabellen) angelegt und gespeichert werden. Dadurch können diese auch in anderen Berechnungen verwendet werden.

33.7 Einstellungen

In den Modulspezifischen Einstellungen (Berechnung → Einstellungen) können die Sollsicherheiten gegen Rutschen und gegen Streckgrenze definiert werden. Des Weiteren können folgende Aspekte berücksichtigt werden:

Wählt man Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohdurchmesser bestimmen wird der Festigkeitswert des Werkstoffes der Nabe anhand der Wandstärke und nicht anhand des Rohdurchmessers ermittelt.

Ist der Haken Pressung bei beiden Durchmessern berücksichtigen (Kollmann) gesetzt, wird die Pressung am grossen und am kleinen Kegeldurchmesser berücksichtigt. Sonst wird nur die Pressung am grossen Durchmesser verwendet.

► **Hinweis:**

Diese Anmerkung gilt nur für die Methode nach Kollmann. Nach DIN 7190-2 wird der mittlere Durchmesser für die Berechnung verwendet.

In den Einstellungen können die **Sollsicherheiten gegen Rutschen und gegen Streckgrenz**e eingeben werden. Anhand der Sollsicherheiten werden bei den Auslegungen die gesuchten Werte ermittelt.

Für die Methode nach **Kollmann** gilt für die Sollsicherheit gegen Rutschen eine Mindestsicherheit von 1.0. Die Sollsicherheit gegen Streckgrenze beträgt 2.0 als Standardwert.

Nach der **DIN 7190-2** wird empfohlen, dass die Sicherheit gegen Streckgrenze 1.2 betragen sollte, damit auch bei der hydraulischen Demontage kein plastisches Fliessen auftreten sollte.

Die Sicherheit gegen Rutschen sollte nach zentrischer Lasteinleitung mindestens 1.2 betragen.

33.8 Auslegungen

Das maximal übertragbare Drehmoment, der zulässige Kegelwinkel (für Selbsthemmung) und die Sitzlänge zur Übertragung des maximalen Drehmomentes können von KISSsoft ausgelegt werden.

Das Drehmoment und die Sitzlänge werden anhand der definierten Sollsicherheiten ausgelegt.

Bei der Nachrechnung nach **Kollmann** kann wahlweise der Montageaufschub oder die Montageaufschubkraft anhand der Sollsicherheit gegen Rutschen ausgelegt werden.

Nach der **DIN 7190-2** werden die Auslegungen anhand der Sollsicherheit gegen Rutschen ausgelegt, ausser der Fügedruck, dieser wird anhand der Sollsicherheit gegen Streckgrenze ausgelegt.

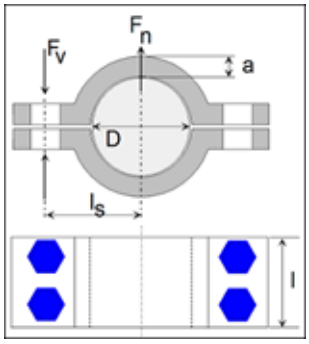
34 Klemmverbindungen

Klemmverbindungen werden bei der Übertragung kleiner bis mittlerer Drehmomente (geringe Schwankungen) eingesetzt.

Bei den Klemmverbindungen gibt es zwei verschiedene Konfigurationen, welche berechnet werden können:

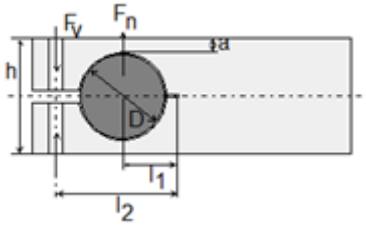
- Geteilte Nabe

  Für die geteilte Nabe wird angenommen, dass die Fugenpressung gleichmässig über den ganzen Fugenumfang verteilt ist. Dabei wird zwischen gleichmässiger, cosinusförmiger Flächenpressung und linienförmiger Berührung unterschieden.



- Geschlitzte Nabe

  Empfohlen wird eine möglichst enge Passung (Naben werden auch auf Biegung beansprucht), so dass eine überwiegend linienförmige Pressung zu erwarten ist. Die Berechnung erfolgt für den ungünstigsten Fall der linienförmigen Pressung.



► **Hinweis**

Die Berechnungen der Sicherheit gegen Rutschen und der Flächenpressung basieren auf der Literatur Roloff Matek [83], die Berechnung der Biegung erfolgt nach Decker [84].

34.1 Berechnungen

Geteilte Nabe:

Für die Berechnung der geteilten Nabe wird ein zusätzlicher Faktor bei der Flächenpressung und der Sicherheit gegen Rutschen verwendet. Dies variiert je nach Flächenpressungsart:

- K = 1 → gleichmässige Flächenpressung

- K= π^2/8 → cosinusförmige Flächenpressung
- K = π/2 → linienförmige Berührung

In KISSsoft kann die Art der Pressung in einer Auswahlliste im Fenster Basisdaten gewählt werden..

Formel für die Flächenpressung:

$$pF = \frac{2 \cdot KA \cdot T \cdot SH \cdot K}{\pi \cdot D^2 \cdot ls \cdot \mu}$$

Formel für die Sicherheit gegen Rutschen:

$$SH = \frac{Fkl \cdot i \cdot \pi \cdot D \cdot \mu}{2 \cdot KA \cdot T \cdot K}$$

Formel zur Berechnung der Biegung:

$$\sigma B = \frac{0{,}2 \cdot Fkl \cdot i \cdot ls}{2 \cdot Wb}$$

Geschlitzte Nabe:

Formel für die Flächenpressung:

$$pF = \frac{i \cdot Fkl \cdot l2}{D \cdot l \cdot l1}$$

Formel für die Sicherheit gegen Rutschen:

$$SH = \frac{Fkl \cdot i \cdot D \cdot \mu \cdot l2}{KA \cdot T \cdot l1}$$

Formel zur Berechnung der Biegung:

$$\sigma B = \frac{0{,}3 \cdot Fkl \cdot i \cdot (l2 - l1)}{Wb}$$

Kurzzeichenbeschreibung:

pF: Flächenpressung [N/mm2]

KA: Anwendungsfaktor

T: Nenndrehmoment [N]

SH: Sicherheit gegen Rutschen

K: Korrekturfaktor Flächenpressung

l: Fugenbreite [mm]

D: Fugendurchmesser [mm]

lS: Abstand Schraube-Wellenmitte [mm]

l1: Abstand Normalkraft-Drehpunkt [mm]

l2: Abstand Klemmkraft-Drehpunkt [mm]

μ: Reibwert

σB: Biegespannung [N/mm2]
Fkl: Klemmkraft pro Schraube[N]
i: Anzahl Schrauben
Wb: Widerstandsmoment [mm3]

34.2 Auslegungen

Das übertragbare Nenndrehmoment T, die Klemmkraft pro Schraube F_{Kl} und die Anzahl Schrauben i können gemäss vorgegebener Sollsicherheit ausgelegt werden.

34.3 Einstellungen

Sollsicherheit gegen Rutschen SSH: Die Sollsicherheit gegen Rutschen SSH kann in den modulspezifischen Einstellungen vorgegeben werden. Sie wird bei der Auslegung des übertragbaren Nenndrehmoments T, der Klemmkraft pro Schraube F_{Kl} und der Anzahl Schrauben i verwendet.

Faktor zulässige Flächenpressung p_{Fact}: Falls für die Nabe als Werkstoff Grauguss ausgewählt wird, wird für die Berechnung der zulässigen Pressung die Zugfestigkeit mit dem Faktor p_{Fact} multipliziert.

pzul =pFact*Rm (Standardwert ~ 0,35 bei einem Pressverband)

Bei allen anderen Werkstoffen wird für die Berechnung der zulässigen Pressung dieser Faktor mal die Streckgrenze gerechnet.

pzul =pFact*Rp (Standardwert ~ 0,35 bei einem Pressverband)

34.4 Werkstoffe

In der Auswahlliste im Fenster Werkstoffe können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird auf den Plus-Button neben der Auswahl gedrückt, öffnet sich das Werkstofffenster. Beim Aktivieren der Option Eigene Eingabe erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) hinterlegt werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

35 Passfeder

Die Passfeder ist wohl die gebräuchlichste Welle-Nabe-Verbindung. Sie dient insbesondere der Sicherstellung der Drehmomentübertragung. Ihre Geometrie ist seit langem durch die DIN 6885 [85] genormt, für die Kontrolle der ausreichenden Sicherheit der Drehmomentübertragung hingegen musste bisher auf die Fachliteratur zurückgegriffen werden [8]. Die DIN-Norm 6892 [86] dokumentiert die verschiedenen Berechnungsmethoden für den Nachweis von Passfeder-Verbindungen.

Bei Passfederverbindungen müssen **zwei Kontrollen** durchgeführt werden:

1. Die Überprüfung der Drehmomentübertragung mittels Kontrolle der auftretenden Flächenpressung an Welle, Nabe und Passfeder.
2. Die Kontrolle der Dauerfestigkeit der Welle aufgrund der Kerbwirkung durch die Passfedernut. Dieser Effekt ist schon in der DIN 743 [65] dokumentiert, die für die eigentliche Nachrechnung der Wellenfestigkeit eher zu empfehlen ist als die DIN 6892.

Besondere Merkmale der Berechnung nach DIN 6892:

- Passfederverbindungen werden in der Praxis meist mit einem leichten Presssitz kombiniert. Bei der Berechnung wird deshalb die Verminderung des an der Passfeder auftretenden Drehmomentes durch den Presssitz berücksichtigt.
- Der Nachweis erfolgt für das Nenndrehmoment sowie für das im Verlauf der gesamten Betriebsdauer tatsächlich auftretende Spitzenmoment. Die Berechnung der Dauerfestigkeit über dem Nenndrehmoment berücksichtigt insbesondere die Anzahl der Lastrichtungswechsel, die sich erfahrungsgemäss schädigend auf die Passfeder auswirken.
- Die Art der Lastein- bzw. -ableitung ist für die Betriebssicherheit von Passfederverbindungen von grosser Bedeutung. Dieser Effekt wird durch einen sehr differenzierten Lastverteilungsfaktor berücksichtigt.
- Die Werte für die zulässige Pressung werden von der Streckgrenze abgeleitet. Damit können diese Angaben für übliche und unüblichere Werkstoffe entsprechend der Norm hergeleitet werden. Über einen Härteeinflussfaktor wird auch die Oberflächenbehandlung berücksichtigt.

Die **Berechnungsmethode B** der DIN 6892 schreibt einen differenzierten Rechengang vor, um die Betriebssicherheit von Passfederverbindungen praxisnah nachzuweisen. Die ebenfalls angebotene Methode C ist sehr stark vereinfacht.

35.1 Hauptmaske

In der Eingabemaske Geometrie können im Auswahlmenü Norm folgende **Rechennormen** ausgewählt werden:

- Eigene Eingabe
- DIN 6885.1: 1968 Standard
- DIN 6885.1: 1968 Form G, H, J

- DIN 6885.2: 1967
- DIN 6885.2: 1956
- ANSI B17.1-1967 (R1998) Square
- ANSI B17.1-1967 (R1998) Rectangular

Durch Wahl einer Rechennorm und Definition der Belastung werden die Sicherheiten von Welle, Nabe und Passfeder (Flächenpressung) und der Passfeder (Scherung) berechnet.

Als **Rechenmethoden** stehen zur Verfügung:
DIN 6892 B [86]
DIN 6892 C [86]

Bei der Berechnung werden sowohl die Toleranzen der Keilrundungsradien als auch die Kraftangriffsrichtung berücksichtigt. Die Anzahl Passfedern und der Anwendungsfaktor können ebenfalls eingegeben werden.

Erläuterungen zur Abbildung (siehe Abbildung 35.1):

→	Zuleitung oder Ableitung des Drehmoments
o	Beginn der Passfeder
F_u	Mitte des Kraftangriffs an der Nabe

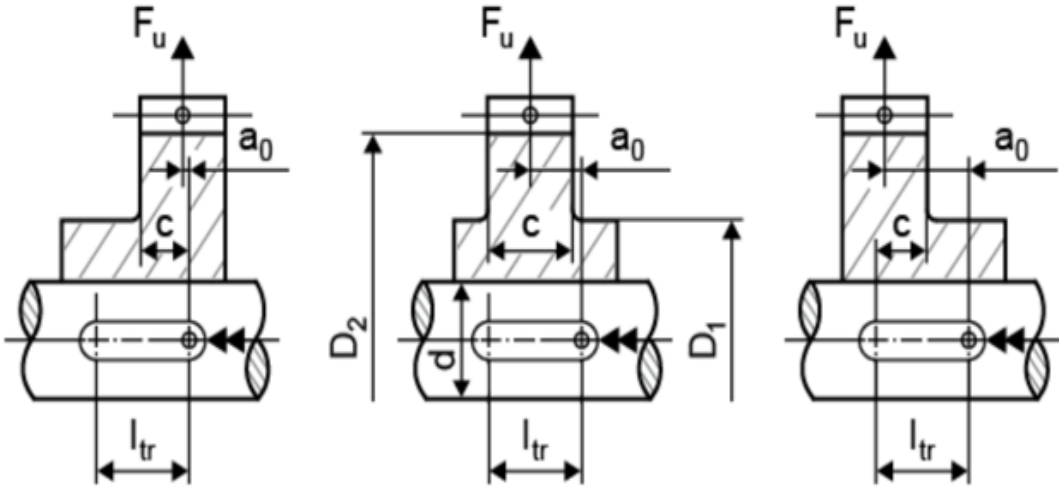


Abbildung 35.1: Passfeder: Krafteinleitung.

Tragende Passfederlänge: Die tragende Passfederlänge wird nach DIN 6892 wie folgt definiert:
Rundstirnige Passfederform - (A, E, C nach DIN 6885) --> $l_{tr} = l_{eff} - b$
Geradstirnige Passfederform - (B, D, F, G, H, J nach DIN 6885) --> $l_{tr} = l_{eff}$

	l_{eff}	Effektive Passfederlänge
	l_{tr}	Tragende Passfederlänge
	b	Breite der Passfeder

Reibschlussmoment: Passfederverbindungen werden in der Praxis meist mit einem leichten Presssitz kombiniert. Bei der Berechnung wird infolge der Verminderung des an der Passfeder

auftretenden Drehmomentes durch den Presssitz berücksichtigt. Dieser Einfluss wird nur bei Berechnungen nach DIN 6892 B berücksichtigt.

Häufigkeit der Lastspitze: Für die Bestimmung der Sicherheit bezüglich des Maximaldrehmoments ist die Angabe der geschätzten Anzahl der Drehmomentspitzen wichtig. Dieser Einfluss wird nur bei Berechnungen nach DIN 6892 B berücksichtigt.

35.1.1 Zusätzliche Eingaben für DIN 6892 Methode B

Bei Auswahl der Rechenmethode nach DIN 6892 B können folgende Angaben in die Maske Geometrie eingegeben werden:

- Kantenbruch an der Welle
- Kantenbruch an der Nabe
- Kleiner Aussendurchmesser der Nabe D_1
- Grosser Aussendurchmesser der Nabe D_2
- Breite c zu Aussendurchmesser D_2
- Abstand a_0 (siehe Abbildung 35.1)
- Drehmomentverlauf: Angabe, ob ein wechselndes Moment vorliegt oder nicht.

► **Hinweis:**

Liegt ein **wechselndes Drehmoment** vor, kann man zusätzlich das rückwärts wirkende Drehmoment definieren. Wenn dieses Rückwärtsdrehmoment grösser als das minimal wirkende Reibschlussmoment ($T_{maxR} \leq T_{Rmin}$*qeq; qeq = 0.5) ist, dann wird der Lastrichtungswechselfaktor $f_w = 1$ gesetzt.
Wenn ($T_{maxR} > T_{Rmin}$*qmax und $T_{max} > T_{Rmin}$*qmax; qmax = 0.8), also auch das maximale Drehmoment, grösser als das minimial wirkende Reibschlussmoment ist, dann wird unter Berücksichtigung der Häufigkeit der Lastrichtungswechsel der Lastrichtungswechselfaktor bestimmt (aus Diagramm; $f_w<1$).
Wirkt ein wechselndes Drehmoment, und die Grenzwerte der Norm werden nicht überschritten, die Bedingungen nicht erfüllt, wird der Wert für den Lastrichtungswechselfaktor f_w nach unten stehendem Diagramm, Tabelle 7 der Norm DIN 6892, bestimmt, da dies in der Norm nicht beschrieben ist.

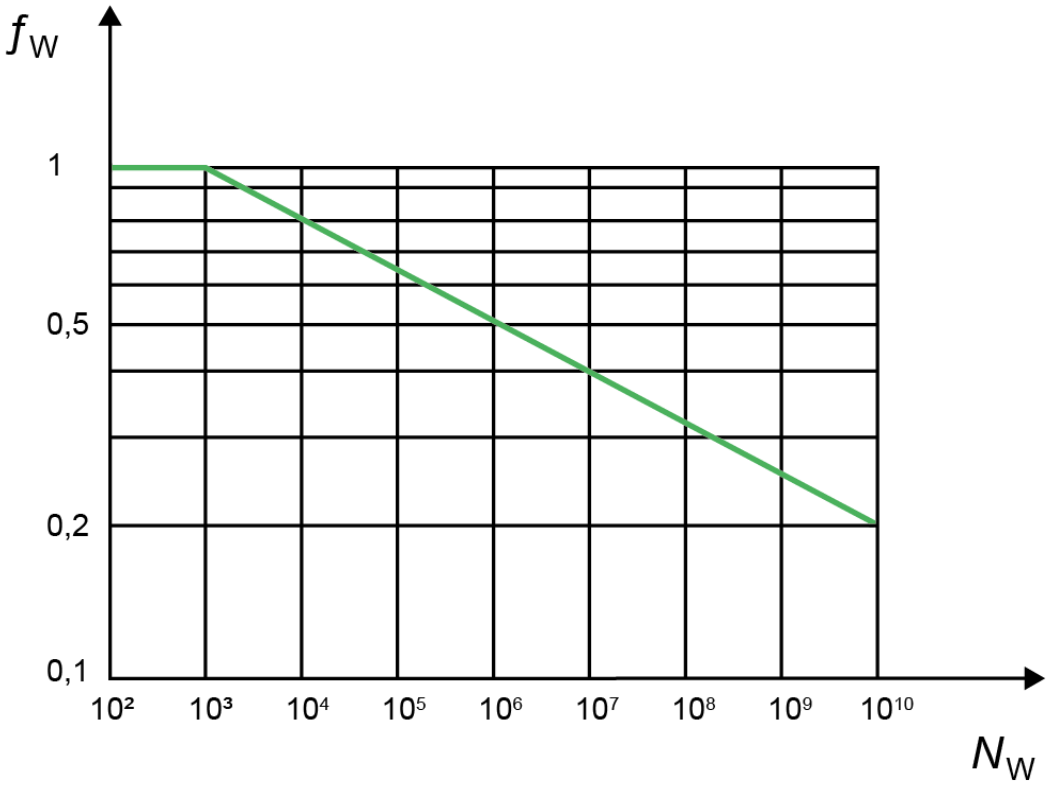


Abbildung 35.2: Lastrichtungswechselfaktor für wechselseitige Belastung, Bild 6, DIN 6892

- Zur Berechnung mit dem äquivalenten Torsionsmoment ist mit dem Faktor q = 0.5 zu rechnen. Die Formel entspricht der Formel mit maximalem Torsionsmoment, also (T_{eqR} > T_{Rmin}*q; q = 0.5).
- **Häufigkeit des Lastrichtungswechsels:** Die Anzahl der Drehmomentwechsel während der gesamten Lebensdauer (nur bei wechselndem Drehmoment notwendig) sind als Eingabe zu definieren.

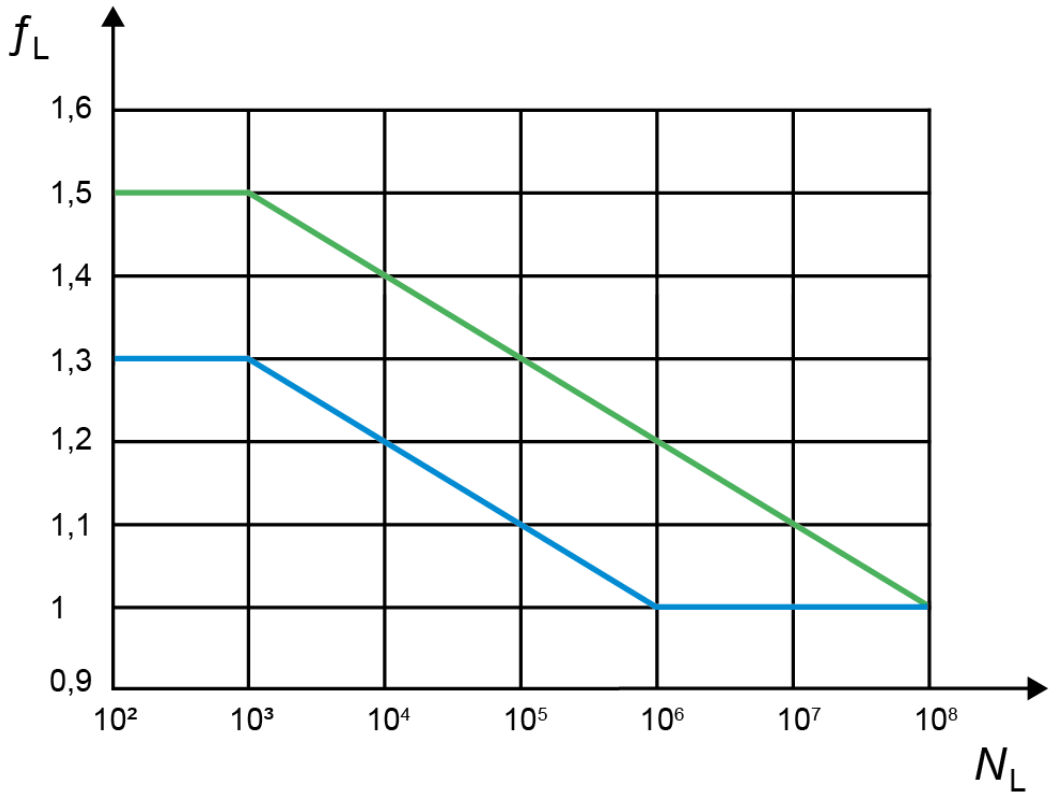


Abbildung 35.3: Spitzenlastfaktor, Bild 7, DIN 6892

► **Hinweis:**

Die grüne Linie zeigt einen duktilen Werkstoff, die blaue Linie einen spröden Werkstoff.

35.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Stirnradberechnung:

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
	gleich mässig	**mässige Stösse**	**mittlere Stösse**	**starke Stösse**
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25 oder höher

Tabelle 35.1: Vorschläge für den Anwendungsfaktor bei Berechnungen nach DIN 6892. Ausführlichere Angaben finden Sie in DIN 3990, DIN 3991, ISO 6336.

Vorschläge für den Anwendungsfaktor aus anderen Literaturen: (siehe Tabelle 35.2), (siehe Tabelle 35.3)

Art der Maschine	**Kennzeichnende Arbeitsweise**	**Art der Stösse**	**Betriebsfaktor**
Turbinen, Gebläse	gleichförmig umlaufende Bewegungen	leicht	1.0 . . . 1.1
Brennkraftmaschine	hin- und hergehende Bewegungen	mittel	1.2 . . . 1.5
Pressen, Sägegatter	hin- und hergehende, stossende Bewegungen	stark	1.6 . . . 2.0
Hämmer, Steinbrecher	schlagartige Bewegungen	sehr stark	2.1 . . . 3.0

Tabelle 35.2: Anwendungsfaktor nach Roloff/Matek [87].

	Oberflächen gegen einander gepresst	**Oberflächen gegeneinander gleitend ohne Last**	**Oberflächen gegeneinander gleitend unter Last**
Last konstant	1.0	2.0	6.0
Last pulsierend mittlere Stösse	1.5	3.0	9.0
Last wechselnd mittlere Stösse	3.0	6.0	18.0
Last pulsierend starke Stösse	2.0	4.0	12.0
Last wechselnd starke Stösse	6.0	8.0	36.0

Tabelle 35.3: Anwendungsfaktor mit Berücksichtigung des Lastverhaltens nach Professor Spinnler [88].

35.3 Traganteilfaktor

Traganteilfaktor nach DIN 6892, [86]:
$K_v=1/(i*\phi)$

$\phi = 1$	bei einer Passfeder
$\phi = 0.75$	bei zwei Passfedern zur Berechnung der äquivalenten Flächenpressung
$\phi = 0.9$	bei zwei Passfedern zur Berechnung der maximalen Flächenpressung

mehr als zwei Passfedern sind unüblich

Der Traganteilfaktor wird von KISSsoft basierend auf der Anzahl Passfedern gesetzt.

35.4 Eigene Eingaben

Mit der Option Eigene Eingabe können Sie für die Geometrie der Passfeder von der DIN 6885 abweichende Angaben machen. Hierzu ist in der Eingabemaske Geometrie die Norm auf Eigene Eingabe zu stellen und dann der Plus-Button zu drücken.

► **Hinweis**

Für die Werte des Kantenbruchs und der beiden Nutentiefen sollte - wenn ein oberes und unteres Abmass bekannt ist - der Mittelwert angegeben werden. Der Wert für die Anhebeschräge a ist nur bei den Passfederformen G, H und J nach der Norm DIN 6885.1 zu definieren.

35.5 Zulässige Pressung

Die zulässigen Werte werden aufgrund der Streckgrenze (bzw. Bruchgrenze bei spröden Werkstoffen) berechnet.

35.6 Werkstoffe

In der Auswahlliste, in der Maske Werkstoffe, können Werkstoffe nach Norm gewählt werden. Wird die Option Eigene Eingabe aktiviert, erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) hinterlegt werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

35.7 Einstellungen

- Rechenmethode: Hier kann zwischen der **DIN 6892 Methode B und Methode C** gewählt werden. Standardeinstellung ist die Methode B, da die Methode C sehr stark vereinfacht ist.
- **Sollsicherheit:** Unter den Einstellungen kann man die Sollsicherheiten der einzelnen Teile der Verbindung eingeben. Nach Niemann, Band I, 5.Auflage (2019), wird die Mindestsicherheit für duktile Werkstoffe im Bereich 1,0…1,3 und für spröde Werkstoffe im Bereich von 1,3…2,0 angesetzt. Anhand der Sollsicherheiten werden bei den Auslegungen die gesuchten Werte bestimmt.

- Stützfaktoren Welle, Nabe und Passfeder: Die Stützfaktoren sind in der DIN 6892 je nach Werkstoff und Bauteil unterschiedlich. Die Faktoren bewegen sich in einem bestimmten Bereich. In KISSsoft werden die minimalen Werte verwendet. Diese Werte können überschrieben werden, dazu sind die Haken zu setzen.
- Pressbelastung der Passfeder berücksichtigen: Bei der Auslegung des übertragbaren Drehmomentes (Auslegen-Button) wird auch die zulässige Pressung der Passfeder berücksichtigt.
- Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohdurchmesser bestimmen: Bei der Bestimmung der Festigkeitswerte der Nabe wird entweder der Aussendurchmesser (Nabe wurde aus dem Vollen gearbeitet) oder die Wandstärke der Nabe (Nabe wurde als Ring wärmebehandelt) genommen.
- Anordnung von 2 Passfedern symmetrisch: In der Grafik der Passfederanordnung werden 2 Passfedern standardmässig 120° versetzt angeordnet. Mit dieser Option kann erreicht werden, dass die Anordnung der 2 Passfedern symmetrisch erfolgt.

35.8 Auslegungen

Bei der Auslegung wird der gesuchte Wert so bestimmt, dass gerade die gewünschte Sollsicherheit (Eingabe unter Berechnungen→ Einstellungen) erreicht wird. Um die Resultate im unteren Teil des Hauptfensters zu sehen, muss die Berechnung anschliessend an die Auslegung ausgeführt werden.
Mögliche Auslegungen:

- Übertragbares Nenndrehmoment
- Notwendige Passfederlänge in Welle und Nabe

Hierzu gibt es das Tutorial „Passfeder", wo speziell die Nachrechnung einer Passfeder behandelt wird.

36 Keilwelle

Keilwellenverbindungen werden häufig für schiebbare, formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen eingesetzt.

Haupteinsatzgebiete: Fahrzeuggetriebe, Werkzeugmaschinen.

Für Keilwellen wird eine Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) durchgeführt. Die Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) mit der Bestimmung der Sicherheiten erfolgt nach der klassischen Literatur ([8]). Die Berechnung nach Niemann basiert auf der DIN 6892 (Passfederberechnung) an.

36.1 Normprofile

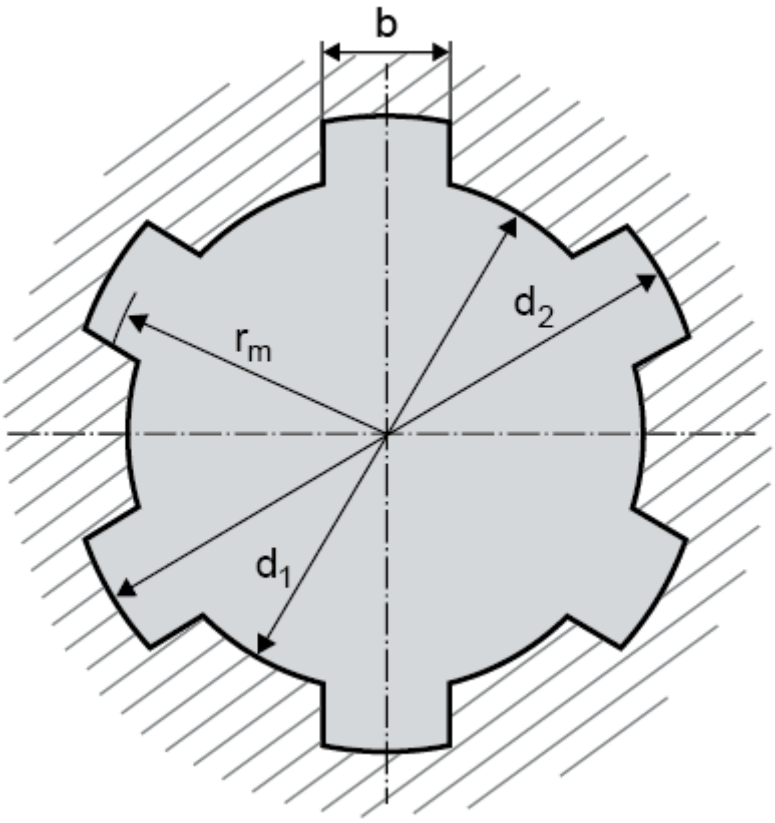
Folgende Normen stehen in der Auswahlliste zu Verfügung:

- **DIN ISO 14: 1986 (leichte Reihe)**
- **DIN ISO 14: 1986 (mittlere Reihe)**
- **DIN 5464: 2010 (schwer, für Fahrzeuge)**
- **DIN 5471: 1974 (für Werkzeugmaschinen)**
- **DIN 5472: 1980 (für Werkzeugmaschinen)**
- **Eigene Eingabe**

Bei der Keilwellenverbindung werden nach der Normauswahl die entsprechenden Aussen-/ und Innendurchmesser, die Anzahl Keile sowie die Breite angezeigt.

► **Hinweis:**

Mit der Option Eigene Eingabe kann ein beliebiges Keilwellenprofil definiert werden. Die geometrischen Paramater basieren auf folgender Abbildung.



36.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Passfederberechnung:

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
	gleich mässig	**mässige Stösse**	**mittlere Stösse**	**starke Stösse**
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 36.1: Anwendungsfaktor nach DIN 6892

36.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel

Bei der Auswahl des Lastverlaufs kann folgende Auswahl getroffen werden:

1. Kein Wechselmoment
2. Mit Wechselmoment

Wird die Berechnung **mit Wechselmoment** ausgeführt, wird zusätzlich mit der Häufigkeit der Lastrichtungswechsel nach DIN 6892, Bild 7, ein Lastrichtungswechselfaktor f_w bestimmt. Bei der Auswahl **Kein Wechselmoment** wird der Faktor auf 1.0 gesetzt.

36.4 Auftretende Flankenpressung

Für die Berechnung der auftretenden Flankenpressung gilt folgende Formel, welche für die äquivalente und für die maximale Belastung durchgeführt wird:

$p(eq,max)=k_{\varphi\beta}(eq,max) * k_{\lambda e} * T * 2000/(d_m * l_{tr} * h * z)$

$k_{\varphi\beta}$: Anteilfaktor	l_{tr}: tragende Länge
$k_{\lambda e}$: Längenfaktor	h: Keilhöhe
T: Drehmoment	z: Anzahl Keile
d_m: mittlerer Durchmesser	

36.5 Längenfaktor

Zur Belastung wird ein **Längenfaktor $K_{\lambda e}$** dazu multipliziert. Dieser Faktor berücksichtigt die Lastverteilung über die tragende Länge infolge Verdrillung von Welle und Nabe.

Der Längenfaktor ist vom Ersatzdurchmesser abhängig, welcher aus der tragenden Länge, dem kleinen und dem grossen Nabenaussendurchmesser und der Breite c zum Aussendurchmesser bestimmt wird. Zusätzlich wird der Abstand a_0 für die Bestimmung des Längenfaktors verwendet. Dieser Faktor ist in einem Diagramm im Buch von Niemann dargestellt.

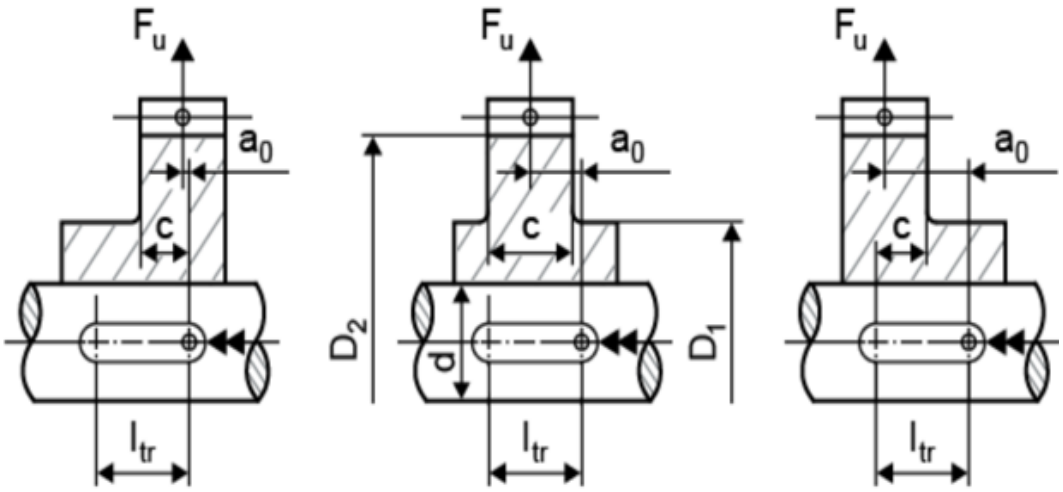


Abbildung 36.1: Keilwellen: Krafteinleitung.

36.6 Anteilfaktor

Zur Berechnung der auftretenden Flankenpressung wird ein **Anteilfaktor $k_{\varphi\beta}$** miteinbezogen, welcher mit der Belastung multipliziert wird. Zwischengrössen, welche nicht explizit in der Tabelle vorhanden sind, werden linear interpoliert.

Formschlussverbindung	**Zahnwellenverbindung mit Evolventenflanken - Toleranzfelder nach DIN 5480**					
	H5/IT4	**H7/IT7**	**H8/IT8**	**H9/IT9**	**H11/IT11**	**Grösstwert**
$k_{\varphi\beta}$eq	1.1	1.3	1.5	2	4	z/2
$k_{\varphi\beta}$max	1	1.1	1.3	1.7	3	z/2

Tabelle 36.2: Anteilfaktor nach Niemann

36.7 Zulässige Pressung

Die zulässigen Werte werden aufgrund der Streckgrenze (bzw. Bruchgrenze bei spröden Werkstoffen) berechnet. Für die Dauerbeanspruchung mit T_{eq} gilt:

Für **duktile Werkstoffe**:
$p_{eq}=f_s * f_H * R_p$

Für **spröde Werkstoffe**:
$p_{eq}=f_s * R_m$

Baustahl	**Werkstoff**	**f_s**
Welle	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.3
	GJL	1.1

Nabe	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.5
	GJL	2.0

Tabelle 36.3: Stützfaktor nach DIN 6892

In KISSsoft wird jeweils der minimale Wert für den Stützfaktor fs verwendet.

Mit dem **Stützfaktor f_s** wird eine Stützwirkung berücksichtigt, welche bei druckbeanspruchten Bauteilen auftritt.
Der **Härteeinflussfaktor f_H** berechnet sich aus dem Verhältnis von Oberflächen- zu Kernhärte bei oberflächengehärteten Bauteilen.
Der Härteeinflussfaktor ist für einsatzgehärteten Stahl 1.15, ansonsten wird er auf 1.0 gesetzt. Die Werte für diesen Faktor sind nach DIN 6892.

Für die Berechnung mit dem Spitzenmoment gilt:

$p_{max}=f_L * p_{eq}$

f_L ist der **Lastspitzenfaktor**, welcher von der Werkstoffart und der Häufigkeit der Lastspitze abhängt. Dieser Faktor wird in einem Diagramm in der DIN 6892 dargestellt.

36.8 Werkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird die Option Eigene Eingabe aktiviert, erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank(siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) hinterlegt werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

36.9 Einstellungen

Unter Berechnungen → Einstellungen kann man die Sollsicherheiten der einzelnen Teile der Verbindung eingeben. Nach Niemann, Band I, 5.Auflage (2019), wird die Mindestsicherheit für duktile Werkstoffe im Bereich 1,0…1,3 und für spröde Werkstoffe im Bereich von 1,3…2,0 angesetzt. Anhand der Sollsicherheiten werden bei den Auslegungen die gesuchten Werte bestimmt.

Die **Stützfaktoren** von der Welle und der Nabe sind in der DIN 6892 je nach Werkstoff und Bauteil unterschiedlich. Die Faktoren bewegen sich in einem bestimmten Bereich. In KISSsoft werden die minimalen Werte verwendet. Diese Werte können überschrieben werden.

Wird der Haken bei Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohdurchmesser bestimmen gesetzt, wird der Festigkeitswert des Werkstoffes der Nabe anhand der Wandstärke und nicht anhand des Rohdurchmessers ermittelt.

36.10 Auslegungen

Bei der Auslegung wird der gesuchte Wert so bestimmt, dass gerade die gewünschte Sollsicherheit (Eingabe unter Berechnungen → Einstellungen) erreicht wird. Um die Resultate im unteren Teil des Hauptfensters zu sehen, muss nach der Auslegung die Berechnung durchgeführt werden. Mögliche Auslegungen:

- Übertragbares Nenndrehmoment T_n
- Übertragbares Maximaldrehmoment T_{max}
- Tragende Länge l_{tr}

37 Zahnwelle (nur Festigkeit)

Zahnwellen sind Stirnradverzahnungen mit verkürzter Zahnhöhe und einem grossen Eingriffswinkel (normalerweise 30°). In KISSsoft werden zwei verschiedene Berechnungsmodule für Zahnwellen angeboten. Die Geometrie und Toleranzen für die Herstellung sowie die Festigkeitsberechnung befinden sich im Kapitel Zahnwellen (Geometrie und Festigkeit) 38 unter den Verbindungen.

Für Zahnwellen wird eine Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) durchgeführt. Weitere Normen können hinzugefügt werden. Die Daten von Verzahnungen sind in der Datenbank definiert, dadurch lässt sich die Verwendung der firmenintern vorgeschriebenen Profile erzwingen. Die Berechnung der Fabrikationsmasse und Toleranzen kann mit dem KISSsoft-Modul Zahnwelle (Geometrie und Festigkeit) ausgeführt werden. Die Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) mit der Bestimmung der Sicherheiten erfolgt nach der klassischen Literatur ([8]).

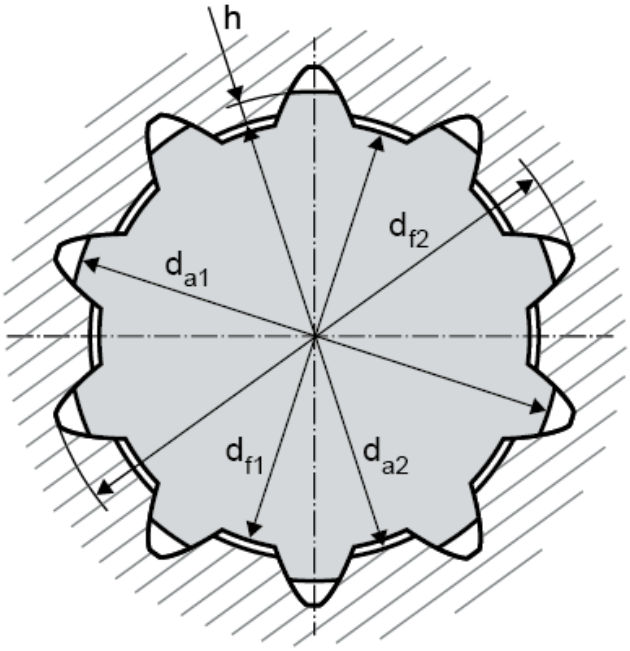
37.1 Normprofile

Folgende Normen stehen in der Auswahlliste zur Verfügung:

- **Eigene Eingabe nach DIN**
- **DIN 5480**
- **DIN 5481 (Kerbzahnprofil)**
- **DIN 5482 (Kerbzahnprofil)**
- **Eigene Eingabe nach ISO**
- **ISO 4156**
- **Eigene Eingabe nach ANSI B92.1**
- **Eigene Eingabe nach ANSI B92.2M**
- **ANSI B92.1**
- **ANSI B92.2M**

Bei der Kerbverzahnung werden nach der Normauswahl die entsprechenden Werte in der Liste angezeigt.

d_{a1}: Kopfkreisdurchmesser der Welle	z: Zähnezahl
d_{a2}: Kopfkreisdurchmesser der Nabe	x: Profilverschiebungsfaktor
m: Modul	



► **Hinweis:**

Mit der Option Eigene Eingabe können für die Kerbverzahnung eigene Eingaben gemacht werden. Wichtig dabei ist vor allem, dass der Kopfkreisdurchmesser der Welle grösser ist als derjenige der Nabe, wenn nicht wird ein Fehler ausgegeben.

37.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Passfederberechnung:

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
	gleich mässig	**mässige Stösse**	**mittlere Stösse**	**starke Stösse**
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 37.1: Anwendungsfaktor nach DIN 6892

37.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel

Bei der Auswahl des Lastverlaufs kann folgende Auswahl getroffen werden:

1. Kein Wechselmoment
2. Mit Wechselmoment

Wird die Berechnung **mit Wechselmoment** ausgeführt, wird zusätzlich mit der Häufigkeit der Lastrichtungswechsel nach DIN 6892, Bild 7, ein Lastrichtungswechselfaktor f_w bestimmt. Bei der Auswahl **Kein Wechselmoment** wird der Faktor auf 1.0 gesetzt.

37.4 Auftretende Flankenpressung

Für die Berechnung der auftretenden Flankenpressung gilt folgende Formel, welche für die äquivalente und für die maximale Belastung durchgeführt wird:

$p(eq,max)=k_{\varphi\beta}(eq,max) * k_{\lambda e} * T * 2000/(d_m * l_{tr} * h * z)$

$k_{\varphi\beta}$: Anteilfaktor	l_{tr}: tragende Länge
$k_{\lambda e}$: Längenfaktor	h: Keilhöhe
T: Drehmoment	z: Anzahl Keile
d_m: mittlerer Durchmesser	

► **Hinweis:**

Wenn pmax < peq wird pmax = peq gesetzt.

37.5 Längenfaktor

Zur Belastung wird ein Längenfaktor $K_{\lambda e}$ dazu multipliziert. Dieser Faktor berücksichtigt die Lastverteilung über die tragende Länge infolge Verdrillung von Welle und Nabe.

Der Längenfaktor ist vom Ersatzdurchmesser abhängig, welcher aus der tragenden Länge, dem kleinen und dem grossen Nabenaussendurchmesser und der Breite c zum Aussendurchmesser bestimmt wird. Zusätzlich wird der Abstand a_0 für die Bestimmung des Längenfaktors verwendet. Der Längenfaktor is nach den Diagrammen Bild 4 - Bild 6 der DIN 6892:2012.

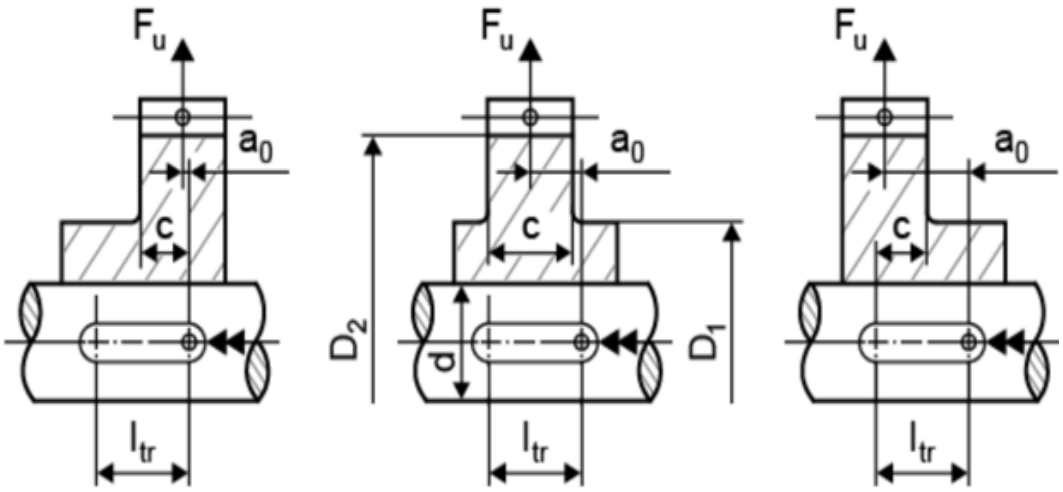


Abbildung 37.2: Kerbverzahnung: Krafteinleitung.

► **Hinweis:**

Die empfohlenen Werte für $K_{\lambda e}$ nach Niemann gelten für Zahnwellenverbindungen, welche nur durch Torsion beansprucht sind. Bei zusätzlicher Beanspruchung durch Biegung oder Querkräfte können sehr viel höhere lokale Belastungen entstehen. Solche Fälle müssen mit genaueren Methoden überprüft werden.

37.6 Anteilfaktor

Bei Profilen nach DIN wird die Herstellqualität nach DIN direkt als 'Toleranzfeld nach DIN 5480' eingesetzt und damit nach der untenstehenden Tabelle der Wert von $k_{\varphi\beta}$ bestimmt.

Bei Profilen nach ISO und ANSI wird die eingegebene Herstellqualität +4 (siehe Abschnitt 'Toleranzen') genommen und als 'Toleranzfeld nach DIN 5480' eingesetzt, mit diesem Wert wird dann $k_{\varphi\beta}$ bestimmt.

Formschlussverbindung	**Zahnwellenverbindung mit Evolventenflanken - Toleranzfelder nach DIN 5480**					
	H5/IT4	**H7/IT7**	**H8/IT8**	**H9/IT9**	**H11/IT11**	**Grösstwert**
$k_{\varphi\beta}$eq	1.1	1.3	1.5	2	4	z/2
$k_{\varphi\beta}$max	1	1.1	1.3	1.7	3	z/2

Tabelle 37.2: Anteilfaktor nach Niemann

► **Hinweis:**

Die empfohlenen Werte für $k_{\varphi\beta}$ nach Niemann gelten für Zahnwellenverbindungen, welche **nur durch Torsion beansprucht** sind. Bei zusätzlicher Beanspruchung durch Biegung oder Querkräfte können

sehr viel höhere lokale Belastungen entstehen. Solche Fälle müssen mit genaueren Methoden überprüft werden.

37.7 Zulässige Pressung

Die zulässigen Werte werden aufgrund der Streckgrenze (bzw. Bruchgrenze bei spröden Werkstoffen) berechnet. Für Dauerbeanspruchung mit T_{eq} gilt:

Für **duktile Werkstoffe**:

$p_{eq}=f_s * f_H * R_p$

Für **spröde Werkstoffe**:

$p_{eq}=f_s * R_m$

Baustahl	**Werkstoff**	**f_s**
Welle	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.3
	GJL	1.1
Nabe	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.5
	GJL	2.0

Tabelle 37.3: Stützfaktor nach DIN 6892

In KISSsoft wird jeweils der minimale Wert für den Stützfaktor fs verwendet.

Mit dem **Stützfaktor f_s** wird eine Stützwirkung berücksichtigt, welche bei druckbeanspruchten Bauteilen auftritt.

Der **Härteeinflussfaktor f_H** berechnet sich aus dem Verhältnis von Oberflächen- zu Kernhärte bei oberflächengehärteten Bauteilen.

Der Härteeinflussfaktor ist für einsatzgehärteten Stahl 1.15, ansonsten wird er auf 1.0 gesetzt. Die Werte für diesen Faktor sind nach DIN 6892.

Für die Berechnung mit dem Spitzenmoment:

$p_{max}=f_L * p_{eq}$

f_L ist der **Lastspitzenfaktor**, welcher von der Werkstoffart und der Häufigkeit der Lastspitze abhängt. Dieser Faktor wird in einem Diagramm in der DIN 6892 dargestellt.

37.8 Werkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.

Wird die Option Eigene Eingabe aktiviert, erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) hinterlegt werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

37.9 Einstellungen

Unter Berechnungen → Einstellungen kann man die Sollsicherheiten der einzelnen Teile der Verbindung eingeben. Nach Niemann, Band I, 5.Auflage (2019), wird die Mindestsicherheit für duktile Werkstoffe im Bereich 1,0…1,3 und für spröde Werkstoffe im Bereich von 1,3…2,0 angesetzt. Anhand der Sollsicherheiten werden bei den Auslegungen die gesuchten Werte bestimmt.

Die **Stützfaktoren** von der Welle und der Nabe sind in der DIN 6892 je nach Werkstoff und Bauteil unterschiedlich. Die Faktoren bewegen sich in einem bestimmten Bereich. In KISSsoft werden die minimalen Werte verwendet. Diese Werte können überschrieben werden.

Wird der Haken bei Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohdurchmesser bestimmen gesetzt, wird der Festigkeitswert des Werkstoffes der Nabe anhand der Wandstärke und nicht anhand des Rohdurchmessers ermittelt.

37.10 Auslegungen

Bei der Auslegung wird der gesuchte Wert so bestimmt, dass gerade die gewünschte Sollsicherheit (Eingabe unter Berechnungen → Einstellungen) erreicht wird. Um die Resultate im unteren Teil des Hauptfensters zu sehen, muss nach der Auslegung die Berechnung durchgeführt werden. Mögliche Auslegungen:

- Übertragbares Nenndrehmoment T_n
- Übertragbares Maximaldrehmoment T_{max}
- Tragende Länge l_{tr}

38 Zahnwelle (Geometrie und Festigkeit)

Die Geometrie und die Kontrollmasse von Zahnwellen und Naben können nach DIN 5480 (Ausgabe 1986), ISO 4156, ANSI B92.1 oder ANSI B92.2M berechnet werden. Eine Festigkeitsberechnung nach Niemann, DIN 5466 und AGMA 6123-C16 ist ebenfalls enthalten.

Die Geometrieprofile nach DIN 5481 (2019) und nach DIN 5482 (1973) sind in Dateien gespeichert.

Wird die Datei für das gewünschte Profil geöffnet, werden alle benötigten Einstellungen der Geometrie in den KISSsoft-Masken vollzogen.

38.1 Berechnungsgrundlagen

38.1.1 Allgemeines

Für Kupplungen werden häufig evolventische Kurzverzahnungen verwendet. Sehr verbreitet sind Verzahnungen mit einem grossen Eingriffswinkel $\alpha_n = 30°$. Zur Steigerung der Festigkeit wird - im Vergleich zu normalen Verzahnungen - mit einer um etwa die Hälfte gekürzten Zahnhöhe gerechnet. Sehr verbreitet ist die Kupplungsverzahnung nach DIN 5480. Diese Norm gibt genaue Angaben zur Geometrie- und Toleranzberechnung. Die Festigkeitsberechnung wird nach der in der Literatur üblichen Methode durchgeführt [89],[66].

► **Hinweis**

Das Trägheitsmoment wird wie folgt berechnet: Als Innendurchmesser der Welle wird $d_i = 0$, als Aussendurchmesser der Nabe das aufgerundete Ergebnis von $d_i = d_f + 4m_n$ gesetzt. Das Trägheitsmoment wird dann für den Zylinder zwischen d_i und $(d_a + d_f)/2$ bestimmt.

38.1.2 Berechnung von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit Durchmesserzentrierung

Durchmesserzentrierte Verbindungen zentrieren sich in den äusseren oder inneren Durchmessern. Für die Aussenzentrierung gilt der Nabenfusskreisdurchmesser mit Wellenkopfkreis und für die Innenzentrierung der Nabenkopfkreisdurchmesser mit Wellenfusskreis. Die Verzahnung dient dabei nur der Mitnahme. Die Verbindung muss deshalb genügend **Flankenspiel** vorweisen, um eine Überbestimmung der Zentrierung zu vermeiden. Durchmesserzentrierte Verbindungen erfordern - wegen der engen Toleranzen der Zentrierdurchmesser zur Begrenzung des Mittenversatzes - einen erhöhten Fertigungsaufwand. Sie sind daher nur in Ausnahmefällen einsetzbar.

Zur Berechnung durchmesserzentrierter Verbindungen gehen Sie wie folgt vor:

1. Öffnen Sie im Berechnungsmodul Verbindungen > Zahnwellen (Geometrie und Festigkeit) den Reiter Bezugsprofil. Wählen Sie in der Dropdownliste Bezugsprofil für die Welle und die Nabe die Option DIN 5480 AUSSEN-zentriert (Welle) bzw. AUSSEN-zentriert (Nabe).

2. Öffnen Sie das Eingabefenster Toleranzen über den entsprechenden Reiter. Stellen Sie sicher, dass in den Checkboxen rechts neben den Eingabefeldern Kopfkreisabmass (oberes/unteres) und Fusskreisabmass (oberes/unteres) sowohl für Welle als auch für Nabe kein Haken gesetzt ist. Dann werden die Empfehlungen nach DIN 5480 als Toleranzen verwendet.

Für den **Kopfkreis** gilt:

- Bei Aussenzentrierung h6 für den Wellenkopfkreis und H11 für den Nabenkopfkreis
- Bei Innenzentrierung h11 für den Wellenkopfkreis und H7 für den Nabenkopfkreis

Für den **Fusskreis** gilt:

- Bei Aussenzentrierung h14 für den Wellenfusskreis und H7 für den Nabenfusskreis
- Bei Innenzentrierung h6 für den Wellenfusskreis und H14 für den Nabenfusskreis

Für die **Zahndickenabmasse** wird 9H/9e empfohlen.

38.1.3 Berechnung von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit Flankenzentrierung

Bei **flankenzentrierten Verbindungen** dienen die Flanken für die Zentrierung und die Mitnahme. Die Nennmasse der Fusskreisdurchmesser für die Welle und die Nabe flankenzentrierter Verbindungen sind die mit hfP = 0.55*m berechneten **theoretischen Fusskreisdurchmesser**. Alle Bezugugsprofile ohne die Anmerkung AUSSEN-zentriert oder INNEN-zentriert stehen für flankenzentrierte Zahnwellenverbindungen.

Die für die spanenden Herstellverfahren gültigen Abmasse überdecken die zugehörige grösstmögliche Fusshöhe (hfP=0.65*m) und die Abmasse der Fusskreisdurchmesser. Das Toleranzfeld für den Fusskreisdurchmesser der Zahnlücke ist 9H und für den Fusskreisdurchmesser der Nabe 11a.

Für **flankenzentrierte Zahnwellen** gilt:

- Naben-Kopfkreisdurchmesser da2 mit Toleranzfeld H11
- Wellen-Kopfkreisdurchmesser da1 mit Toleranzfeld h11
- Abmass für den Naben-Fusskreisdurchmesser df2, berechnet mit Adf2 = (0.2*m+1.73*(Ae+TG))
- Abmass für den Wellen-Fusskreisdurchmesser df1, berechnet für Zerspanen: mit Adf1 = -(0.2*m+(1.73*As+TG)); für Kaltwalzen: mit Adf1 = -0.76*m

Diese Beschreibung ist für die Berechnung der Fusskreistoleranzen nach der Grundnorm DIN 5480-1, Tabelle 5.

Unter Berechnungen→ Einstellungen → Allgemein kann ausgewählt werden, ob die Fusskreistoleranzen nach dem Herstellverfahren (DIN 5480-16, 4.3.1) oder nach der Grundnorm (DIN 5480-1, Tabelle 5) berechnet werden sollen.

Bei der Berechnung der Fusskreistoleranzen nach der Grundnorm DIN 5480-1 (Tabelle 5) werden die Fussformkreisdurchmesser nach den Formeln Seite 13 berechnet:

Wellen-Fussformkreisdurchmesser: dFf1 = |da2| - 2*cFmin

Naben-Fussformkreisdurchmesser: dFf2 = -(da1 + 2*cFmin);

cFmin kommt aus Tabelle 4 der Norm DIN 5480-1.

Liegen entweder der Bezugsdurchmesser oder der Modul ausserhalb des definierten Bereiches, wird der nächstliegende Randwert der Tabelle als cFmin gesetzt.

Als Toleranzband wird dasselbe Toleranzband verwendet wie für den Fusskreisdurchmesser berechnet.

38.1.4 Toleranz des Fusskreisdurchmessers ΔDre, ΔDri nach ANSI B92.1 berechnen

In der ANSI B92.1:1996 hat es einen Druckfehler auf Seite 145, wo ΔDre, ΔDri berechnet werden. Der Faktor 2 sollte nach der Verzahnungstheorie nicht in der Formel enthalten sein. In KISSsoft wurde dieser Fehler korrigiert. Da durch diesen Fehler in der Vergangenheit einige Werkzeuge bei Firmen falsch ausgelegt worden sind, wurde diese Option (Haken in den modulspezifischen Einstellungen) in KISSsoft hinzugefügt, damit auch mit einer zu grossen Toleranz gerechnet werden kann.

38.2 Basisdaten

38.2.1 Geometrienormen

Für die meisten der in der Liste aufgeführten Normen stehen sowohl die Komplettfassung als auch die Vorzugsreihen zur Verfügung. Über das Datenbanktool (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) können eigene Normreihen hinzugefügt oder bestehende Richtlinien erweitert werden. In der Datei M02C-001.dat im Ordner dat des KISSsoft-Installationsverzeichnisses ist bspw. die Vorzugsreihe der DIN 5480 hinterlegt. Jede Zeile entspricht einem Eintrag der Liste Profil definieren und nutzt folgende Syntax:

d_{a1}	d_{a2}	m_n	z	x*

wobei

d_{a1}	Kopfkreisdurchmesser Welle
d_{a2}	Kopfkreisdurchmesser Nabe
m_n	Normalmodul
z	Zähnezahl
x^*	Profilverschiebungsfaktor Welle

► **Beispiel:**

```
#Units:mm|mm|mm||
3.50|2.72|.5|6|0.00
4.00|3.18|.5|7|0.00
4.50|3.66|.5|8|0.00
5.00|4.14|.5|9|0.00
5.50|4.62|.5|10|0.00
6.00|5.11|.5|11|0.00
```

Abbildung 38.1: Beispieleintrag in M02C- 001.dat

Der markierte Eintrag in der Abbildung (siehe Abbildung 38.1) steht für d_{a1} = 5.5mm, d_{a2} = 4.62mm, m_n = 0.5mm, z = 10 und x^* = 0.

► **Hinweis**

Die Eingabefelder Normalmodul, Zähnezahl und Profilverschiebungsfaktor können nur bei der Auswahl von Eigene Eingabe in der Dropdownliste für die Geometrienorm editiert werden.

38.2.2 Normalmodul

Eingegeben wird der Normalmodul. Sind stattdessen Teilung, Stirnmodul oder Diametral Pitch bekannt, kann über den Umrechnen-Button ein Dialogfenster geöffnet werden, das die Umrechnung ermöglicht.

38.2.3 Eingriffswinkel im Normalschnitt αn

Der Normaleingriffswinkel am Teilkreis ist auch der Flankenwinkel des Bezugsprofils. Für Kerbverzahnungen beträgt der Eingriffswinkel üblicherweise α_n = 30°.

38.2.4 Zähnezahl

Bei einem Innenzahnrad muss gemäss DIN 3960 die Zähnezahl negativ angegeben werden. Die Zähnezahlen von Welle und Nabe sind gleich gross, aber mit unterschiedlichem Vorzeichen.

38.2.5 Profilverschiebungsfaktor

Das Werkzeug kann während der Herstellung verschoben werden. Der Abstand zwischen dem Herstellwälzkreis und der Bezugsline des Werkzeugs nennt sich Profilverschiebung. Bei einer **positiven Profilverschiebung** wird das Werkzeug weiter aus dem Material herausgezogen, wodurch sich die Zahndicke am Fuss erhöht und am Kopf verringert. Bei einer **negativen Profilverschiebung** fährt das Werkzeug dagegen weiter in das Material hinein, wodurch sich die

Zahndicke verkleinert und auch Unterschnitt eher auftreten kann. Für die Faktoren von Ritzel und Rad gilt:

$$x_1^* = -x_2^*$$

Über den Umrechnen-Button kann der Profilverschiebungsfaktor von KISSsoft aus gemessenen Daten oder aus Zeichnungsangaben bestimmt werden.
Folgende Optionen stehen zur Auswahl:

- **Zahnweite**: Dazu muss die Zahnweite und die Messzähnezahl eingegeben werden. Diese Option kann nicht für (Innen-)Schrägverzahnungen genutzt werden, da die Zahnweite in dem Fall nicht messbar ist.
- **Kugelmass:** Dazu muss dieses Mass und der Durchmesser des Messkörpers eingegeben werden. Das Kugelmass unterscheidet sich vom Rollenmass bei Schrägverzahnung und ungerader Zähnezahl, siehe Rollenmass.
- **Rollenmass:** Dazu muss dieses Mass und der Durchmesser des Messkörpers eingegeben werden. Bei Schrägverzahnung und ungerader Zähnezahl ist eine Mindestbreite erforderlich, so dass die Messung durchgeführt werden kann. Bei einer Innenschrägverzahnung kann das Rollenmass nicht gemessen werden.
- **Kopfkreis:** Diese Berechnung ist eher ungenau, weil der Kopfkreis nicht immer nur von der Profilverschiebung abhängt.
- **Zahndicke am Teilkreis:** Dazu muss die Zahndicke eingegeben werden, wobei zusätzlich festgelegt werden kann, ob es sich um die Bogenlänge oder Sehne, Stirn- oder Normalschnitt handelt.
- **Zahndicke an beliebigen Durchmesser:** Hier wird die Zahndickensehne im Normalschnitt an beliebigem Durchmesser, der durch die Höhe über der Sehne ha (ab da ohne Abmasse) definiert ist, angegeben. Diese Option wird verwendet, wenn die Zahndicke nicht am Bezugsdurchmesser sondern nur an einem beliebigen Durchmesser vorhanden ist. Sie kann auch bei Stossrädern verwendet werden, um den Profilverschiebungsfaktor zu ermitteln. Diese Umrechnung ist genau, aber da sie auf einem iterativen Prozess beruht, kann es in einigen Fällen zu kleinen Abweichungen kommen.

► **Hinweis**

Profilverschiebungsfaktor von Welle und Nabe sind betragsmässig gleich gross.

38.2.6 Qualität und Toleranzen

Erreichbare Qualitäten sind in der folgenden Tabelle dargestellt.

Herstellverfahren	**Qualität nach DIN/ISO**		
Schleifen	2	. . .	7

Schaben	5	. . .	7
Hobeln	(5)6	. . .	9
Fräsen	(5)6	. . .	9
Stossen	(5)6	. . .	9
Stanzen, Sintern	8	. . .	12

Tabelle 38.1: Qualitätszahlen für verschiedene Herstellverfahren

Toleranzen bei Zahnwellen

Zum Vergleich haben wir ein Beispiel für die Toleranzen nach DIN 5480, ISO 4156 und ANSI B92.1 (Zahnwelle) und für die Toleranzen ISO 1328 (Stirnradpaar) der Qualität 6 (aussen) und Qualität 7 (innen) gerechnet.

Die Resultate für die ISO 4156 Qualität sind 3-4 Qualitätsstufen höher als dieselben Resultate der DIN 5480 Qualität.

Die ANSI B92.1 liefert dieselben Resultate wie die der ISO 4156.

Das ist sehr verwirrend, den bei allen anderen Zahnrädern (geradverzahnte und schrägverzahnte Stirnräder, Kegelräder, Schnecken, ...) liefern die Qualitätsnummern für die DIN, ISO und AGMA meistens sehr ähnliche Toleranzresultate.

38.2.7 Geometrieeingaben Niemann

Geometrieeingaben, welche nur bei der **Festigkeitsberechnung nach Niemann** verwendet werden, sind:

- Durchmesser Wellenbohrung d_i
- Grosser Aussendurchmesser Nabe D

Bei der Durchführung der Berechnung nach Niemann sind noch zusätzliche Werte einzugeben. Je nach Position der Last kann ein Wert a0 eingegeben werden. Hat man eine abgesetzte Nabe müssen zusätzlich der kleine Aussendurchmesser der Nabe D und die Breite des Nabenteils c (mit D) eingegeben werden. Wie diese Werte definiert sind, zeigt folgende Skizze:

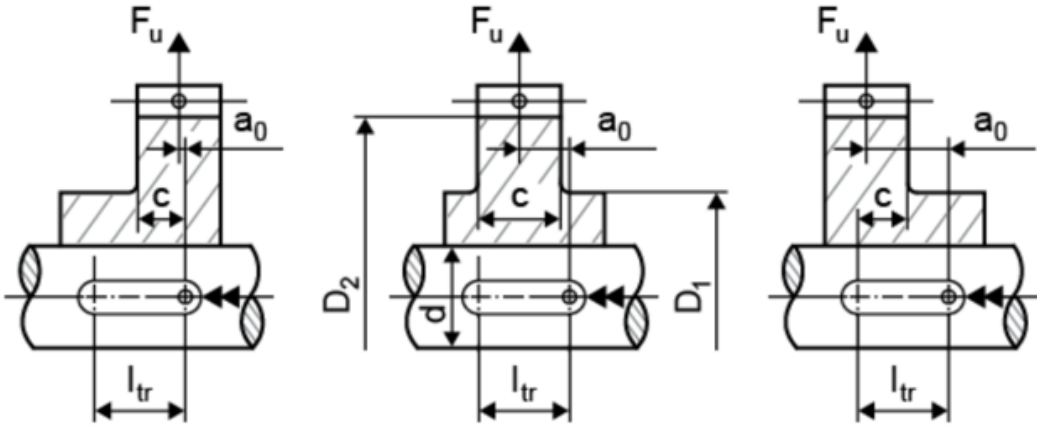


Abbildung 38.2: Parameterdefinition nach Niemann

38.2.8 Details der Geometrie

Durch Klicken auf den **Details-Button** oben rechts im Eingabefenster Geometrie öffnet sich ein neues Fenster Details der Geometrie definieren. Darin können Zeichnungsnummern für Welle und Nabe eingegeben werden. Auch ein Auslauf der Verzahnung kann eingegeben werden.

38.2.9 Details der Festigkeit definieren

Die Festigkeitsberechnung wird entweder nach Niemann [8], nach DIN 5466 oder AGMA 6123-C16 durchgeführt. Die DIN 5466 befindet sich noch in der Entwicklung, deshalb gibt es dazu keine weiteren Erläuterungen. Für die Berechnung nach DIN 5466 und nach Niemann sind zusätzliche Eingaben erforderlich (siehe Kapitel 37, Zahnwelle (nur Festigkeit)).

38.2.9.1 Anwendungsfaktor

Mit dem Anwendungsfaktor werden Unsicherheiten in der Lastannahme sowie Stösse berücksichtigt, wobei $K_A \geq 1.0$. Einen Hinweis auf die Grösse des Faktors gibt die folgende Tabelle. Ausführlichere Angaben finden Sie in der ISO 6336, DIN 3990 und DIN 3991.

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
	gleich mässig	**mässige Stösse**	**mittlere Stösse**	**starke Stösse**
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 38.2: Zuordnung Arbeitsweise - Anwendungsfaktor

38.2.9.2 Festigkeitsmethode nach Niemann/Winter

38.2.9.2.1 Lastverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel

Bei der Auswahl des **Lastverlaufs** kann folgende Auswahl getroffen werden:

1. Kein Wechselmoment
2. Mit Wechselmoment

Wird die Berechnung **mit Wechselmoment** ausgeführt, wird zusätzlich mit der **Häufigkeit der Lastrichtungswechsel NW** nach DIN 6892, Bild 7, ein Lastrichtungswechselfaktor fw bestimmt. Bei der Auswahl **Kein Wechselmoment** wird der Faktor auf 1.0 gesetzt. Diese Eingaben sind nur für die Berechnung nach Niemann gefordert.

$p_{eq}=f_w * p_{zul}$

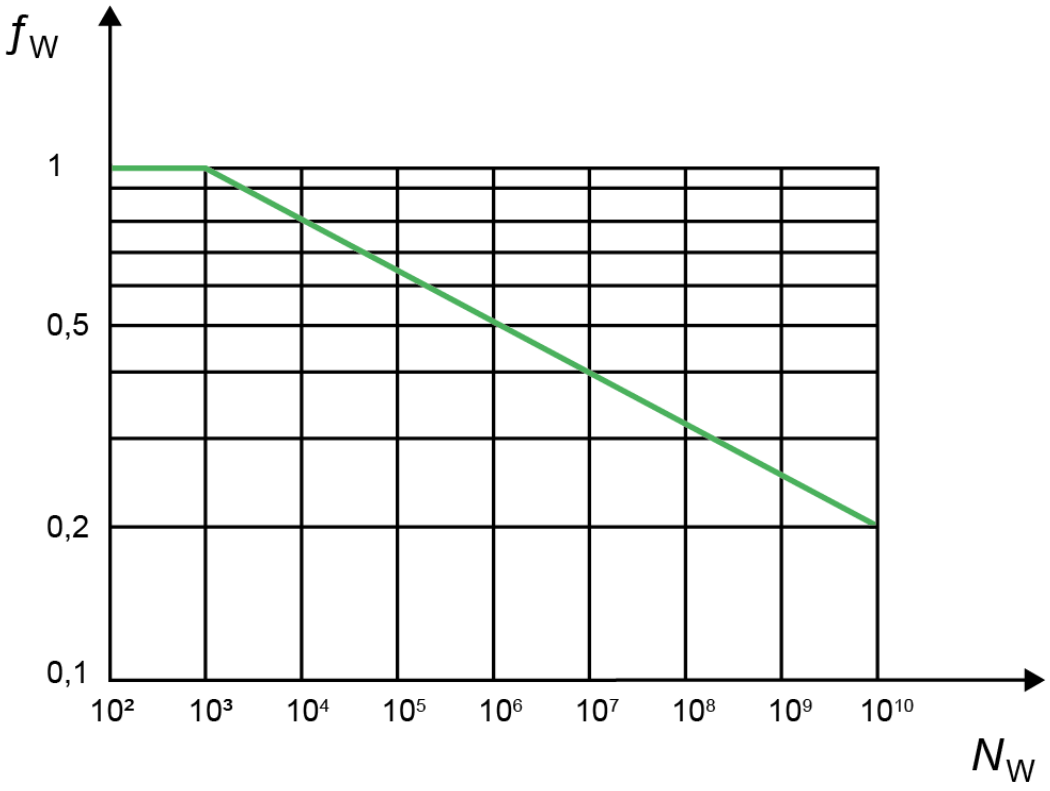


Abbildung 38.3: Grafik analog DIN 6892 Bild 7: Lastrichtungswechselfaktor für wechselseitige Belastung

38.2.9.2.2 Häufigkeit der Lastspitze

fL ist der Lastspitzenfaktor, welcher von der Werkstoffart und der Häufigkeit der Lastspitzen NL abhängt. Dieser Faktor wird in einem Diagramm in der DIN 6892 dargestellt und als Eingabewert bei der Berechnung nach Niemann benötigt.

Für die Berechnung mit dem **Spitzenmoment** gilt:

$p_{max}=f_L * p_{zul}$

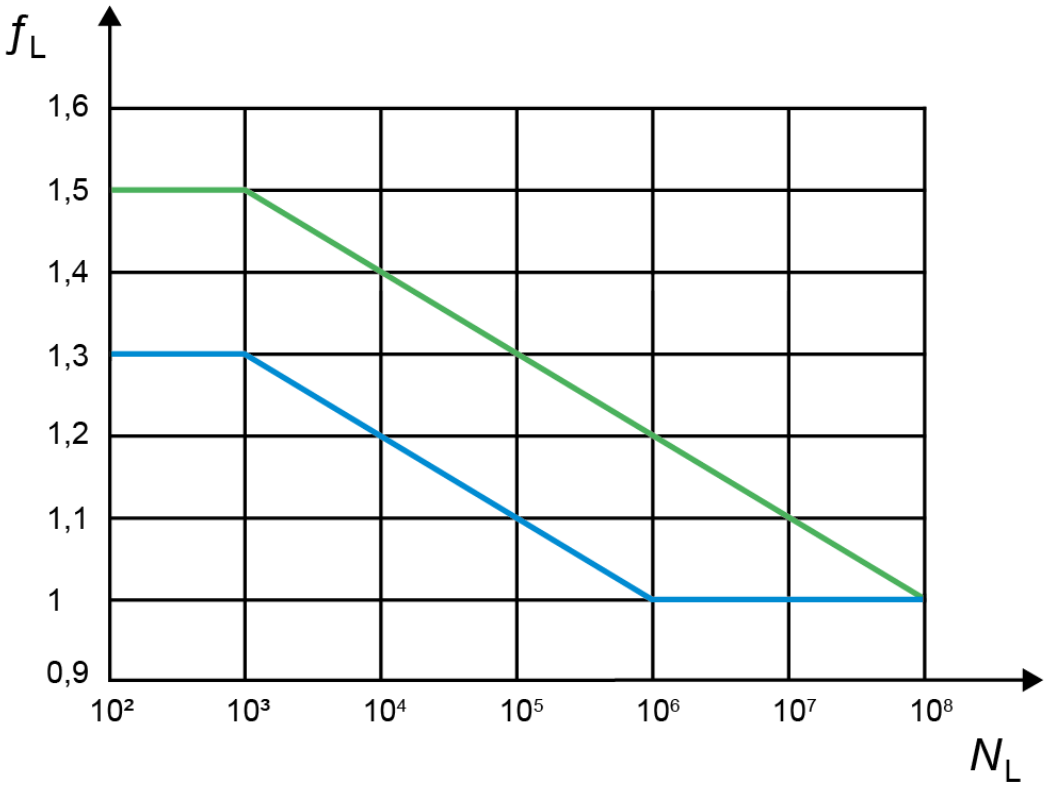


Abbildung 38.4: Grafik analog Niemann (DIN 6892 Bild 8): Lastspitzenfaktor

- grüne Linie: duktiler Werkstoff
- blaue Linie: spröder Werkstoff

38.2.9.2.3 Stützfaktoren

Die Stützfaktoren von der Welle und der Nabe sind in der DIN 6892 je nach Werkstoff und Bauteil unterschiedlich. Die Faktoren bewegen sich in einem bestimmten Bereich. In KISSsoft werden die minimalen Werte verwendet. Diese Werte können in diesem Fenster überschrieben werden.

38.2.9.3 Festigkeitsmethode DIN 5466

38.2.9.3.1 Resultierende Querkraft

Querkräfte senkrecht zur Wellenachse verursachen einen beidseitigen Flankenkontakt auf der gegenüberliegenden Seite des Angriffspunkts.

38.2.9.3.2 Spannungsverhältnis R

Spannungsverhältnisse sind das Verhältnis von Unter- und Oberspannung bzgl. einer bestimmten Lastart, wie z.B. dem Drehmoment. Dabei beziffert *R* = -1 ein rein wechselndes , *R* = 0 ein rein schwellendes Spannungsverhältnis.

38.2.9.3.3 Breiten- und Umfangsfaktor

Durch das Setzen eines Hakens in der Checkbox rechts neben dem Eingabefeld dieser Faktoren können die Werte manuell überschrieben werden. Ansonsten werden sie berechnet und können sich im Bereich [3, 5] bewegen. Da sie zur Bestimmung der Lastüberhöhung miteinander multipliziert werden, können – gegenüber der Berechnungsmethode nach Niemann – bis zu 20-fach geringere Sicherheiten resultieren.

38.2.9.4 Festigkeitsmethode AGMA 6123-B06

Diese Norm gilt für die Auslegung eines geschlossenen Planetengetriebes. Des Weiteren ist auch ein Teil enthalten, in welchem eine Zahnwelle berechnet wird (Kapitel 10.4).

Bei dieser Rechenmethode wird ein zulässiges Drehmoment für die Kontaktspannung und ein zulässiges Drehmoment für das Fressen und die Verschleissfestigkeit berechnet.

Sowohl die zulässige Scherspannung ssA als auch die zulässige Kontaktspannung scA werden aus der Kernhärte des Werkstoffes (HRC-Wert) berechnet.

Die berechneten zulässigen Drehmomente werden mit dem maximalen Drehmoment Tmax (Tnenn*KA) verglichen. Dadurch wird die Sicherheit berechnet.

Unter Berechnungen > Einstellungen können Sollsicherheiten definiert werden, welche für die Bestimmung der Sicherheitsfaktoren und für die Auslegungen verwendet werden.

Als zusätzliche Eingaben der Rechenmethode ist der Fluchtungstyp und je nach Auswahl der Fluchtungswinkel zu definieren.

Mit den Eingaben kann der Breitenlastfaktor Km bestimmt werden.

► **Hinweis:**

Bei der Berechnung der Scherspannung wird vorausgesetzt, dass die Belastung von der halben Anzahl der Zähne getragen wird, bei der Berechnung gegen Fressen und Verschleissfestigkeit wird vorausgesetzt, dass die Belastung (Verschleiss) auf alle Zähne wirkt.

Ist ein dünner Kranz mit hoher Drehzahl im Einsatz, sollte dieser auf Kranzbruch geprüft werden. Die AGMA 6123 hat dazu eine Berechnung, welche in 3 Teile unterteilt ist, die radiale Komponente, die Zugspannung und die zentrifugale Ringspannung.

Aus den Komponenten lässt sich dann eine Gesamtzugspannung auf den Ring berechnen, welcher mit der zulässigen Spannung (aus der Kernhärte umgerechnet) verglichen wird. Dadurch wird die Sicherheit berechnet.

Bei der Berechnung der Sicherheit gegen Kranzbruch wird vorausgesetzt, dass die Belastung von der halben Anzahl der Zähne getragen wird.

Die Formeln der einzelnen Berechnungen sind am Ende des Berechnungsprotokolls zu finden.

38.2.9.5 Ballige Verzahnung Dudley

Für ballige Zahnwellen, die Zahnwelle mit einer Modifikation Balliger Zahn ausgeführt, kann die Flächenpressung mit der Rechenmethode nach Dudley [90] nachgewiesen werden.

Diese Rechenmethode erfordert die zusätzliche Eingabe der Anzahl Umdrehungen, wenn bei der AGMA-Rechenmethode der Fluchtungstyp nicht ausgerichtet, breitenballig ausgewählt ist. Die Werte dieser Berechnung werden zusätzlich zu den AGMA 6123 Resultaten im Protokoll in einem speziellen Block ausgewiesen.

38.2.10 Werkstoffe

Die in den Dropdownlisten angezeigten Werkstoffe stammen aus der Werkstoffdatenbank. Wenn Sie den gewünschten Werkstoff hier nicht finden, können Sie über Eigene Eingabe einen neuen Eintrag erstellen oder den Werkstoff zuerst in die Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) eintragen. Klicken Sie dazu auf den Plus-Button. Dann öffnet sich das Werkstoff Nabe/Welle- Fenster, in dem Sie aus einer Liste der Datenbank einen Werkstoff wählen können. Die Auswahl von Eigene Eingabe ermöglicht es Ihnen, die Werkstoffparameter einzeln zu übergeben, was dem Neuen Eintrag erstellen-Fenster des Datenbanktools entspricht.

38.3 Toleranzen

38.3.1 Zahndickentoleranz

Über die Dropdownliste Zahndickentoleranz stehen Ihnen die unten aufgeführten Optionen zur Verfügung.

Die Abmasse für **Actual** (smax, smin, emax, emin) entsprechen der Einzelmessung (Zahnweite oder Rollenmass gemessen an der Verzahnung), die Abmasse für **Effective** (svmax, svmin, evmax, evmin) entsprechen der Messung mit Lehren (alle Zähne gemeinsam kontrolliert). Das Verzahnungsspiel einer Spline-Verbindung ergibt sich dementsprechend aus den Effective-Abmassen. Die Effective-Abmasse beinhalten zusätzlich zu den Zahndickenabmassen des Einzelzahns auch noch eine Teilungs-und Formfehler-Komponente. Die Effective-Abmasse sind folglich **theoretische Werte**. Sie sind kleiner (der Zahn ist dicker) als mit den Actual-Abmassen.

► Hinweis

Gemäss Norm werden bei der Welle die Abmasse für die Zahndicke (smax, smin) angegeben, bei der Nabe gelten die Abmasse hingegen für die Zahnlücke (emax, emin).

Falls die Zahndicken-Toleranz auf eigene Eingabe gestellt wird, kann bei der Welle svmax (Maximalabmass **Effective**) eingegeben werden, svmin wird berechnet, da die Beziehung gilt:

svmin – smin = svmax – smax

Zusätzlich können dann auch über den Haken bei **Actual** die Einzelmessungs-Abmasse vorgegeben werden. Falls der Haken nicht gesetzt wird wird sowohl die Differenz svmax–smax (Teilungs-und Formfehler-Komponente) als auch das Toleranzintervall smax-smin entsprechend der Norm für die gewählte Qualität gesetzt.

Dasselbe gilt auch analog für die Nabe.

► **Hinweis**

Die Berechnung des **Verdrehflankenspiels** und des **Normalflankenspiels** erfolgt mit den Formeln für Zahnradpaare, wobei jt.act, jn.act den Angaben für **Actual** entsprechen und jt.eff, jn.eff den Angaben für **Effective**. Beim Radialspiel muss berücksichtigt werden, dass sich alle Zähne beim Verschieben berühren können. Das Zahnpaar, bei dem die Verschieberichtung mit der Normalen zur Flanke am genauesten übereinstimmt, macht zuerst Kontakt. Das Radialspiel entspricht deshalb dem Normalspiel im Stirnschnitt (jr = jt * cos(alfa)). Zusätzlich wird kontrolliert, ob das Kopfspiel so klein ist, dass das Radialspiel dadurch zusätzlich beschränkt wird.

38.3.1.1 DIN 5480

Die DIN 5480 hat gegenüber ISO 4156 oder ANSI 92.1 die Besonderheit, dass bei der Welle immer sveffmin = svmax und bei der Nabe eveffmax = svmin gilt. Deshalb wird sveffmin und eveffmax nicht angezeigt.

► **Hinweis**

Die Toleranzbreite bei den Angaben für Lehren sind grösser auf Grund des Taylorschen Grundsatzes [91].

38.3.1.2 ANSI 92.1 und ISO 4156/ANSI 92.2M

Wenn die Zahndickentoleranz als Eigene Eingabe definiert werden soll, müssen folgende Punkte beachtet werden:

- Entsprechend dem üblichen Toleranzsystem für Stirnräder wird das Zahndickenabmass sv für die **Effective** Zahndicke bei Gesamtmessung (Kaliber) eingegeben.
- Die **Actual** Zahndicke s wird bei Einzelmessung mit den folgenden Gleichungen ermittelt. Sie gelten für die Zahndicke der Welle, beziehungsweise für die Zahnlücke der Nabe.

$s_{max} = s_{v,max} - \lambda$	(38.1)
$s_{min} = s_{v,min} - \lambda$	(38.2)

38.3.2 Effective/Actual

Durch Klicken auf den Umrechnen-Button im Reiter Toleranzenneben dem Eingabefeld **Effective (max/min**) öffnet sich das Fenster Zahndickenabmasse Effective(Actual) für Welle/Nabe umrechnen. Mit Eingaben in die Maske können die **Effective/ Actual Zahndickenabmasse** umgerechnet

werden. Als Eingaben sind entweder die Zahnweite, Kugel- oder Rollenmass oder die Zahndicke möglich.

38.3.3 Messkörperdurchmesser Welle/Nabe

In der implementierten DIN 5480, Teil 1, ist ein Auszug der nach DIN 3977 zu verwendenden Messrollendurchmesser aufgeführt. Es steht Ihnen frei, den Umfang verfügbarer Rollendurchmesser in der Datei Z0Rollen.dat im Ordner dat Ihres KISSsoft-Installationsverzeichnis zu erweitern.

38.4 Lehren

Zahnwellenverbindungen werden häufig mit Lehren kontrolliert.

Gutlehren sind immer vollverzahnt (Zähne rundherum) und prüfen die Toleranzgrenze **effective**. Bei Naben beträgt die Zahnlücke **min. effective** und bei Wellen ist die Zahndicke **max. effective.**

Ausschusslehren sind immer sektorverzahnt (jeweils, je nach Zähnezahl des Prüflings, 2-7 Zähne gegenüber liegend) und prüfen die Toleranzgrenze **actual** . Bei Naben ist die Zahnlücke **max. actual** und bei Wellen die Zahndicke **min. actual**. Die aussenliegenden Flanken jedes Sektors werden genügend freigestellt (Flankenrücknahme, siehe 1 im Bild), da sie nicht genau messbar sind.

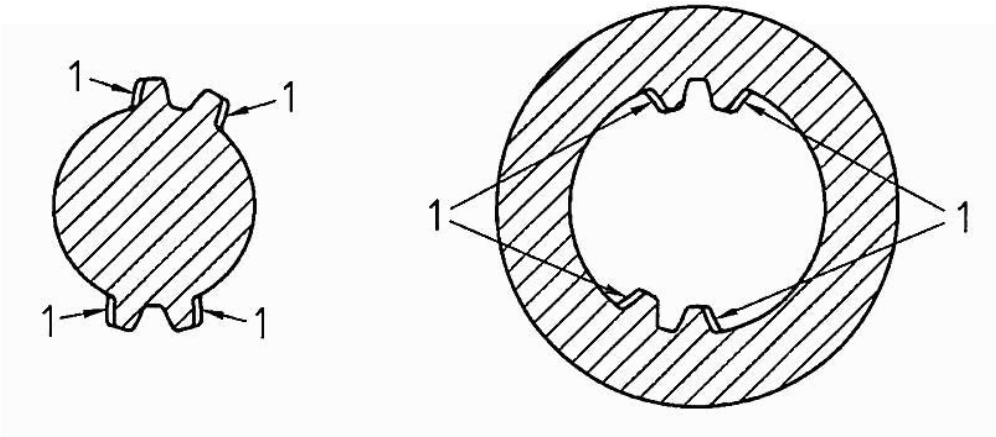


Abbildung 38.5: Darstellung von Lehren

Die Abmasse von Lehren nach ISO 4156 und DIN 5480-15 werden alle von KISSsoft berechnet. Dazu muss unter Protokoll die Option Konstruktion von Lehren aufgerufen werden. Für Profile nach ANSI gibt es keine automatische Berechnung der Lehrenmasse.

Die DIN 5480-15 ist auf den Eingriffswinkel von 30° beschränkt. Die Eingriffswinkel 37.5° und 45° sind in der ISO 4156 definiert. In der DIN 5480-15 sind Daten für einen Modulbereich von 0.5 bis 10 mm und eine maximale Zähnezahl von 100 des Prüflings angegeben. Für Grössen, welche ausserhalb der Angaben der DIN 5480-15 liegen, werden keine Angaben im Protokoll ausgegeben.

Nach der DIN 5480-15 sollte ein berechneter **Abmassfaktor AF1** für die Messrollen angegeben werden, falls die Messrollen nicht exakt mit dem Sollmass übereinstimmen. Das Mass **AF1** wird dann als Multiplikationsfaktor auf den Mittelwert der Abmasse der beiden Messrollen gerechnet. Somit

kann die Toleranz für das Mass über Rollen bestimmt werden. Da dieser Wert nicht bekannt ist, wird auf diese Berechnung in KISSsoft verzichtet.

38.5 Balliger Zahn

Die Geometrie für einen balligen Zahn auf einer Welle kann in den Welle-Nabe-Verbindungen definiert werden. Zurzeit wird nur die 3D-Geometrie der Welle erzeugt. Die Eingabefelder für die Definition des balligen Zahns befinden sich im Tab Modifikationen. Zahnwellenverbindungen dieser Art können als Kupplung eingesetzt werden, um einen eventuell auftretenden axialen Wellenversatz zu kompensieren. Ein Beispiel für die Geometrie Balliger Zahn ist in der folgenden Abbildung zu sehen.

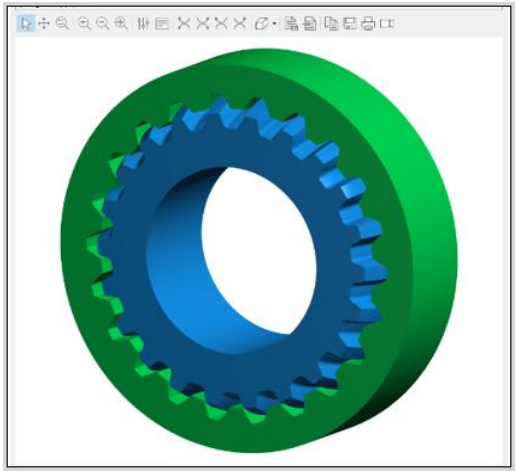


Abbildung 38.6: Balliger Zahn auf Welle in Welle-Nabe-Verbindungen

38.6 Zahnform

Für die Erzeugung der Zahnformen von Zahnwellenverbindungen, stehen im Reiter Zahnform sechs unterschiedliche Toleranzlagen der Zahndicke (actual, effective) und vier verschiedene Durchmessertoleranzlagen zur Auswahl.

Standardeinstellung ist dabei das mittlere Abmass (Mittelwert) für die Zahndicken und die Durchmesser. Die resultierenden Durchmesser und Zahndicken können nach dem Berechnen aus dem Zahnformprotokoll entnommen werden.

► **Hinweis**

Damit die Durchmessertoleranzauswahl auf den Fusskreisdurchmesser einen Einfluss hat, ist der Haken neben dem Fusskreisabmass im Reiter Bezugsprofil zu setzen. Ansonsten wird für die Berechnung des Fusskreisdurchmessers ausschliesslich die Toleranz der Zahndicke verwendet.

Wird der Haken nicht gesetzt, wird eine Standardtoleranz nach Norm für den Fusskreisdurchmesser verwendet und somit die Auswahl der Durchmessertoleranz für die Berechnung des Fusskreisdurchmessers nicht verwendet.

39 Polygon

Mit Polygonverbindungen können höchstbelastete Welle-Nabe-Verbindungen ausgeführt werden. Insbesondere wird die Festigkeit der Welle auf Grund der geringen Kerbwirkung der Verbindung nicht reduziert.

Für Polygonwellen wird eine Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) durchgeführt. Weitere Normen können hinzugefügt werden.

Für die Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) mit der Bestimmung der Sicherheiten stehen zwei Methoden zur Auswahl:

- Niemann/Winter, Band I (4.Auflage) [8].
- DIN 32711-2 (P3G-Profile) [92]/ DIN 32712-2 (P4C-Profile) [93]

Bei der Berechnung nach DIN wird nur der statische Lastfall betrachtet. Bei der Methode nach Niemann können zusätzlich der Einfluss durch ein Wechselmoment oder die Lastspitzen berechnet werden.

39.1 Normprofile

Folgende Normprofile stehen in der Auswahlliste zur Verfügung:

- **Polygon P3G-Profil DIN 32711-1:2023**
- **Polygon P4C-Profil DIN 32711-1:2009**

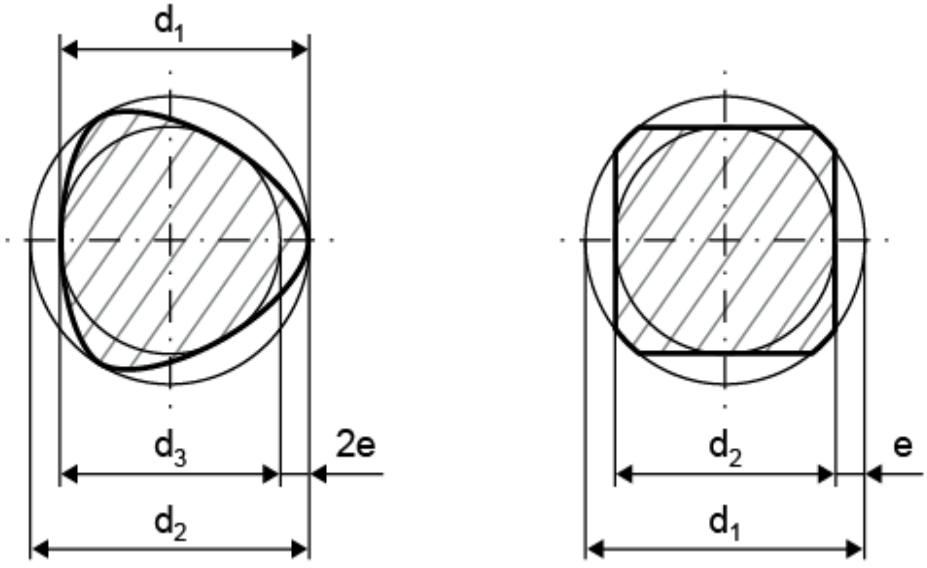


Abbildung 39.1: Polygonprofile

Beim **P3G-Profil**, [94] Teil 1-2, werden nach der Normauswahl in der Liste der Mittelkreisdurchmesser d1, der Aussenkreisdurchmesser d2, der Innenkreisdurchmesser d3, die Exzentrizität e und der Faktor Nabenwand y angezeigt.
Beim **P4C-Profil**, [95] Teil 2, [93] Teil1, werden in der Liste der Aussenkreisdurchmesser d2, der Innenkreisdurchmesser d3, die Exzentrizität e und der Faktor Nabenwand y angezeigt.

39.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Passfederberechnung:

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
	gleich mässig	**mässige Stösse**	**mittlere Stösse**	**starke Stösse**
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 39.1: Anwendungsfaktor nach DIN 6892

39.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel

Dieser Einfluss kann nur bei der Berechnungsmethode nach Niemann geltend gemacht werden.

Bei der Auswahl des Drehmomentverlaufs gibt es zwei Positionen zur Auswahl:

1. Kein Wechselmoment
2. Mit Wechselmoment

Wird die Berechnung **mit Wechselmoment** ausgeführt, wird zusätzlich mit der Häufigkeit der Lastrichtungswechsel nach DIN 6892, Bild 7, ein Lastrichtungswechselfaktor f_w bestimmt. Bei der Auswahl **Kein Wechselmoment** wird der Faktor auf 1.0 gesetzt.

39.4 Auftretende Flankenpressung

Methode nach Niemann: Für die Berechnung der auftretenden Flankenpressung gilt folgende Formel, welche für die äquivalente und für die maximale Belastung durchgeführt wird:

Profil P3G:

p(eq,max)=*T* * 1000/(l_{tr} * d1 * (0.75 * π * e + 0.05 * d1))

Projektionsfläche = l_{tr} * n * 2 * e; (n = 3)

d_1: Mittelkreisdurchmesser	*T*: Drehmoment
l_{tr}: tragende Länge	*e*: Exzentrizität

Profil P4C:

er = (d2 - d3) / 4; dr = d3 + 2 * e

p(eq,max)=*T* * 1000/(l_{tr} * (π *dr* er + 0.05 * d2^2))

Projektionsfläche = l_{tr} * n * 2 * er; (n = 4)

d_2: Aussenkreisdurchmesser	T: Drehmoment
l_{tr}: tragende Länge	e: Exzentrizität
d_r: rechnerischer theoretischer Durchmesser	e_r: rechnerische Exzentrität
d_3: Innenkreisdurchmesser	

Methode nach DIN: Für die Berechnung der auftretenden Flankenpressung gilt folgende Formel:

Profil P3G:

p=T * 1000/(l_{tr} * d1 * (0.75 * π * e + 0.05 * d1))

d_1: Mittelkreisdurchmesser	T: Drehmoment
l_{tr}: tragende Länge	e: Exzentrizität

Profil P4C:

er = (d2 - d3) / 4; dr = d3 + 2 * e

p=T * 1000/(l_{tr} *dr (π * er + 0.05 * dr))

d_2: Aussenkreisdurchmesser	T: Drehmoment
l_{tr}: tragende Länge	e: Exzentrizität
d_r: rechnerischer theoretischer Durchmesser	e_r: rechnerische Exzentrizität
d_3: Innenkreisdurchmesser	

39.5 Zulässige Pressung

Methode nach Niemann: Die zulässigen Werte werden aufgrund der Streckgrenze (bzw. Bruchgrenze bei spröden Werkstoffen) berechnet. Für Dauerbeanspruchung mit T_{eq} gilt:

Für **duktile Werkstoffe**

$p_{eq}=f_s * f_H * R_p$

Für **spröde Werkstoffe**:

$p_{eq}=f_s * R_m$

Baustahl	**Werkstoff**	**f_s**
Welle	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.3
	GJL	1.1
Nabe	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.5
	GJL	2.0

Tabelle 39.2: Stützfaktor nach DIN 6892

In KISSsoft wird jeweils der minimale Wert für den Stützfaktor fs verwendet.

Mit dem **Stützfaktor f_s** wird eine Stützwirkung berücksichtigt, welche bei druckbeanspruchten Bauteilen auftritt.
Der **Härteeinflussfaktor f_H** berechnet sich aus dem Verhältnis von Oberflächen- zu Kernhärte bei oberflächengehärteten Bauteilen.
Der Härteeinflussfaktor beträgt für einsatzgehärteten Stahl 1.15, ansonsten wird er auf 1.0 gesetzt. Die Werte für diesen Faktor sind nach DIN 6892.

Für die Berechnung mit dem Spitzenmoment gilt:

$p_{max}=f_L * p_{eq}$

f_L ist der **Lastspitzenfaktor**, welcher von der Werkstoffart und der Häufigkeit der Lastspitze N_w abhängt. Dieser Faktor wird in einem Diagramm in der DIN 6892 dargestellt.

Methode nach DIN: Die zulässige Flächenpressung bei Welle bzw. Nabe bei den Polygon-Profilen P3G und P4C beträgt:

$p_{zul} = 0.9 * R_{p0.2}$

39.6 Werkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird die Option Eigene Eingabe aktiviert, erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank(siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) hinterlegt werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

39.7 Einstellungen

Unter Berechnungen --> Einstellungen kann man die Sollsicherheiten der einzelnen Teile der Verbindung eingeben. Nach Niemann, Band I, 5.Auflage (2019), wird die Mindestsicherheit für duktile Werkstoffe im Bereich 1,0…1,3 und für spröde Werkstoffe im Bereich von 1,3…2,0 angesetzt. Anhand der Sollsicherheiten werden bei den Auslegungen die gesuchten Werte bestimmt.

Die **Stützfaktoren** von der Welle und der Nabe sind in der DIN 6892 je nach Werkstoff und Bauteil unterschiedlich. Die Faktoren bewegen sich in einem bestimmten Bereich. In KISSsoft werden die minimalen Werte verwendet. Diese Werte können überschrieben werden.

Wählt man Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohdurchmesser bestimmen wird der Festigkeitswert des Werkstoffes der Nabe anhand der Wandstärke und nicht anhand des Rohdurchmessers ermittelt.

39.8 Auslegungen

Bei der Auslegung wird der gesuchte Wert so bestimmt, dass gerade die gewünschte Sollsicherheit (Eingabe unter Berechnungen --> Einstellungen) erreicht wird. Um die Resultate im unteren Teil des Hauptfensters zu sehen, muss nach der Auslegung die Berechnung durchgeführt werden. Mögliche Auslegungen:

- Übertragbares Nenndrehmoment T_n
- Übertragbares Maximaldrehmoment T_{max} (nur bei Niemann)
- Tragende Länge l_{tr}

39.9 Grafik

Die Polygonform wird anhand der Formeln der jeweiligen DIN-Norm (32711-1/ 32712-1) bestimmt und als Grafik angezeigt, welche als Bilddatei oder als DXF-Datei exportiert werden kann.

Gleichung der Polygonkurve (Profil P3G, DIN 32711-1):

$$x(\alpha) = [Dm/2 - e \cdot cos(3 \cdot \alpha)] \cdot cos(\alpha) - 3 \cdot e \cdot sin(3 \cdot \alpha) \cdot sin(\alpha)$$
$$y(\alpha) = [Dm/2 - e \cdot cos(3 \cdot \alpha)] \cdot sin(\alpha) + 3 \cdot e \cdot sin(3 \cdot \alpha) \cdot cos(\alpha)$$

Gleichung der Polygonkurve (Profil P4C, DIN 32712-1):

$$x(\alpha) = [Dm/2 - e \cdot cos(4 \cdot \alpha)] \cdot cos(\alpha) - 4 \cdot e \cdot sin(4 \cdot \alpha) \cdot sin(\alpha)$$
$$y(\alpha) = [Dm/2 - e \cdot cos(4 \cdot \alpha)] \cdot sin(\alpha) + 4 \cdot e \cdot sin(4 \cdot \alpha) \cdot cos(\alpha)$$

40 Scheibenfeder

Verbindungen mit Scheibenfedern werden nur noch selten eingesetzt, da durch die tiefe Nut eine hohe Kerbwirkung entsteht. Die Verbindung ist insbesondere in der Feinwerktechnik verbreitet.

Für Scheibenfedern wird eine Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) durchgeführt. Weitere Normen können hinzugefügt werden. Die Berechnung der Belastung von Welle und Nabe (Flächenpressung) mit der Bestimmung der Sicherheiten erfolgt nach der klassischen Literatur [8]. Die Berechnung nach Niemann lehnt sich an die DIN 6892 (Passfederberechnung) an.

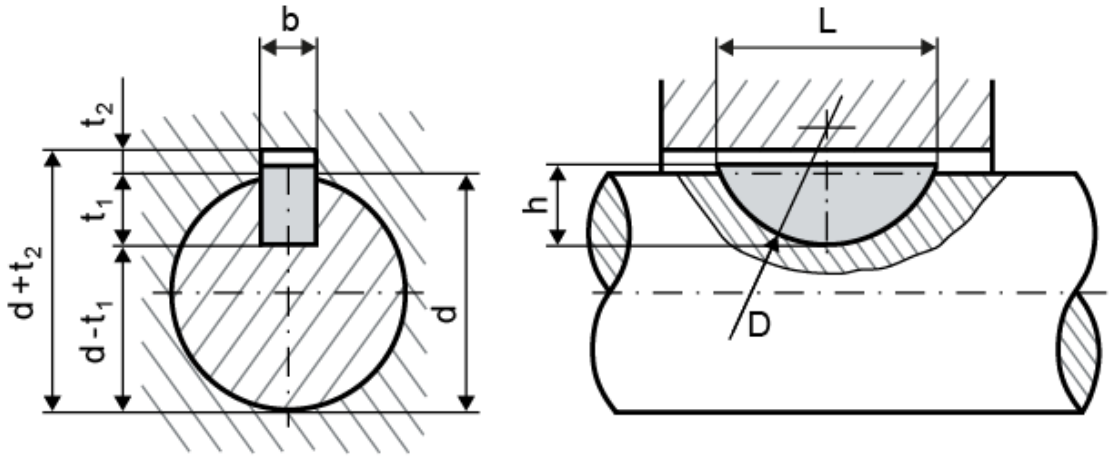
40.1 Normprofile

Folgende Normen stehen in der Auswahlliste zu Verfügung:

- DIN 6888, Reihe A (hohe Nabennut)
- DIN 6888, Reihe B (niedrige Nabennut)
- Eigene Eingabe

Bei der Scheibenfeder werden nach der Normauswahl die entsprechenden Werte angezeigt.

b: Breite	d: Durchmesser
h: Höhe	t_1: Nutentiefe Welle



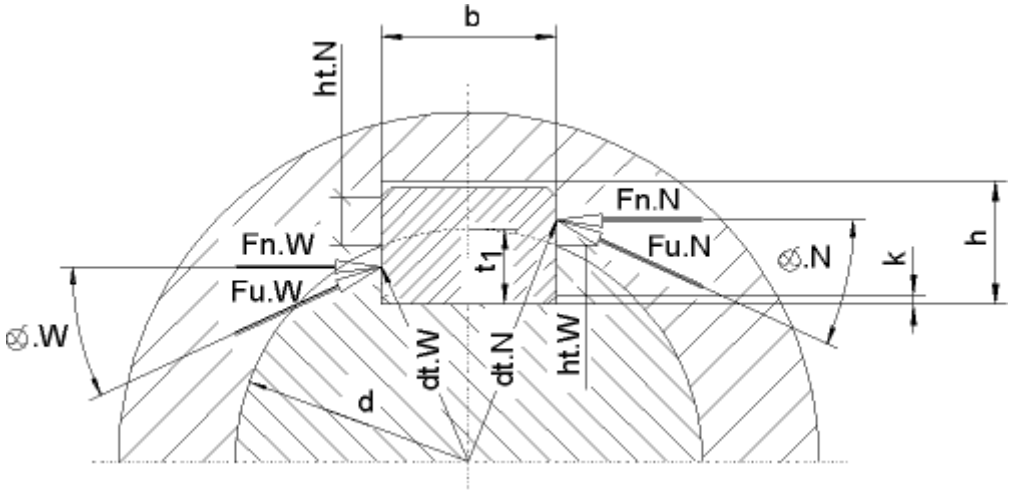


Abbildung 40.1: Scheibenfeder mit Umfangs- und Normalkräften für die Berechnung nach Niemann

► **Hinweis:**

Mit der Option Eigene Eingabe können beliebige Scheibenfedern definiert werden.

40.2 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor ist gleich definiert wie in der Passfederberechnung:

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	**Arbeitsweise der getriebenen Maschine**			
	gleich mässig	**mässige Stösse**	**mittlere Stösse**	**starke Stösse**
gleichmässig	1.00	1.25	1.50	1.75
leichte Stösse	1.10	1.35	1.60	1.85
mässige Stösse	1.25	1.50	1.75	2.00
starke Stösse	1.50	1.75	2.00	2.25

Tabelle 40.1: Anwendungsfaktor nach DIN 6892

40.3 Drehmomentverlauf/ Häufigkeit der Lastrichtungswechsel

Bei der Auswahl des Drehmomentverlaufs stehen zwei Positionen zur Auswahl:

1. Kein Wechselmoment
2. Mit Wechselmoment

Wird die Berechnung **mit Wechselmoment** ausgeführt, wird zusätzlich mit der Häufigkeit der Lastrichtungswechsel nach DIN 6892, Bild 7, ein Lastrichtungswechselfaktor f_w bestimmt. Bei der Auswahl **Kein Wechselmoment** wird der Faktor auf 1.0 gesetzt.

40.4 Auftretende Flankenpressung

Für die Berechnung der auftretenden Flankenpressung gilt folgende Formel, welche für die äquivalente und für die maximale Belastung durchgeführt wird:

$p(eq,max)=k_{\varphi\beta}(eq,max) * k_1 * T * 2000/(d * l_{tr} * h_{tw} * z)$

$k_{\varphi\beta}$: Anteilfaktor	l_{tr}: tragende Länge
k_1: Längenfaktor	h_{tw}: tragende Höhe (Welle)
T: Drehmoment	z: Anzahl Scheibenfedern
d: Wellendurchmesser	

40.5 Längenfaktor

Zur Belastung wird ein **Längenfaktor k_1** dazu multipliziert, welcher die Lastverteilung über die tragende Länge infolge Verdrillung von Welle und Nabe berücksichtigt. Der Längenfaktor ist vom Ersatzdurchmesser abhängig, welcher aus der tragenden Länge, dem kleinen und dem grossen Nabenaussendurchmesser und der Breite c zum Aussendurchmesser bestimmt wird. Zusätzlich wird der Abstand a_0 für die Bestimmung des Längenfaktors verwendet. Dieser Faktor ist in einem Diagramm im Buch Niemann dargestellt.

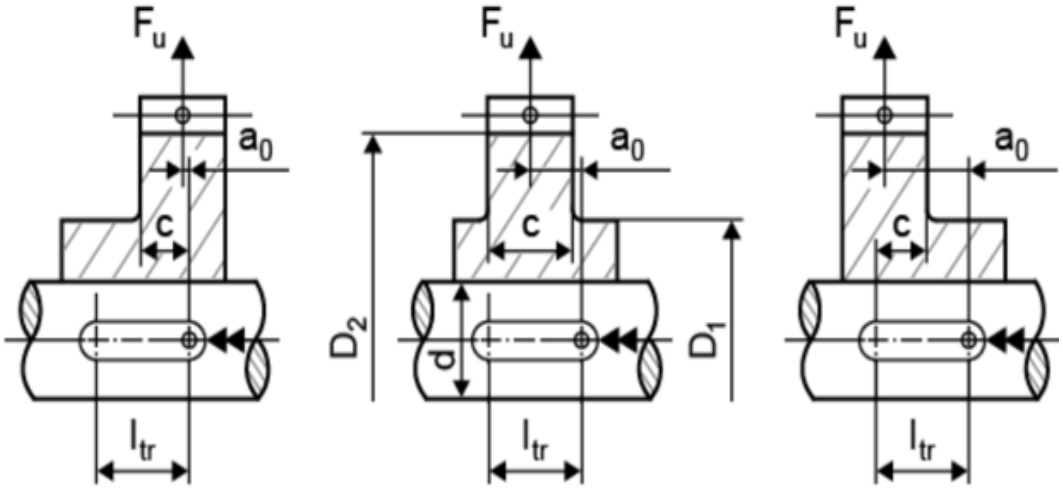


Abbildung 40.2: Scheibenfeder: Krafteinleitung.

40.6 Anteilfaktor

Zur Berechnung der auftretenden Flankenpressung wird ein Anteilfaktor $k_{\varphi\beta}$ miteinbezogen, welcher auch mit der Belastung multipliziert wird. Zwischengrössen, welche nicht in der Tabelle vorhanden sind, werden linear interpoliert.

Formschluss-verbindungen	**Zahnwellenverbindung mit Evolventenflanken Toleranzfelder nach DIN**					
	H5/IT4	**H7/IT7**	**H8/IT8**	**H9/IT9**	**H11/IT11**	**Grösstwert**
$k_{\varphi\beta}$eq	1.1	1.3	1.5	2	4	z/2
$k_{\varphi\beta}$max	1	1.1	1.3	1.7	3	z/2

Tabelle 40.2: Anteilfaktor nach Niemann

40.7 Zulässige Pressung

Die zulässigen Werte werden aufgrund der Streckgrenze (bzw. Bruchgrenze bei spröden Werkstoffen) berechnet. Für Dauerbeanspruchung mit T_{eq} gilt:

Für **duktile Werkstoffe**:

$p_{eq}=f_s * f_H * R_p$

Für **spröde Werkstoffe**:

$p_{eq}=f_s * R_m$

Baustahl	**Werkstoff**	**f_s**
Passfeder	Baustahl, Blankstahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl	1,1
Welle	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.3
	GJL	1.1
Nabe	Baustahl, Vergütungsstahl, einsatzgehärteter Stahl, GJS, GS	1.5
	GJL	2.0

Tabelle 40.3: Stützfaktor nach DIN 6892

In KISSsoft wird jeweils der minimale Wert für den Stützfaktor fs verwendet.

Mit dem **Stützfaktor f_s** wird eine Stützwirkung berücksichtigt, welche bei druckbeanspruchten Bauteilen auftritt.

Der **Härteeinflussfaktor f_H** berechnet sich aus dem Verhältnis von Oberflächen- zu Kernhärte bei oberflächengehärteten Bauteilen.

Der Härteeinflussfaktor ist für einsatzgehärteter Stahl 1.15, ansonsten wird er 1.0 gesetzt. Die Werte für diesen Faktor sind nach DIN 6892.

Für die Berechnung mit dem Spitzenmoment gilt:

$p_{max}=f_L * p_{eq}$

f_L ist der **Lastspitzenfaktor**, welcher von der Werkstoffart und der Häufigkeit der Lastspitze abhängt. Dieser Faktor wird in einem Diagramm in der DIN 6892 dargestellt.

40.8 Werkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird die Option Eigene Eingabe aktiviert, erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) hinterlegt werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

40.9 Einstellungen

Unter Berechnungen --> Einstellungen kann man die Sollsicherheiten der einzelnen Teile der Verbindung eingeben. Nach Niemann, Band I, 5.Auflage (2019), wird die Mindestsicherheit für duktile Werkstoffe im Bereich 1,0…1,3 und für spröde Werkstoffe im Bereich von 1,3…2,0 angesetzt. Anhand der Sollsicherheiten werden bei den Auslegungen die gesuchten Werte bestimmt.

Die **Stützfaktoren** von der Welle, der Nabe und der Scheibenfeder sind in der DIN 6892 je nach Werkstoff und Bauteil unterschiedlich. Die Faktoren bewegen sich in einem bestimmten Bereich. In KISSsoft werden die minimalen Werte verwendet. Diese Werte können überschrieben werden.

Ist der Haken Pressbelastung der Passfeder berücksichtigen gesetzt, werden die Werte der Scheibenfeder bei den Auslegungen miteinbezogen. Ansonsten werden die Auslegungen nur anhand der Werte von Welle und Nabe ausgeführt.

Wählt man Werkstofffestigkeit mit Wandstärke als Rohdurchmesser bestimmen wird der Festigkeitswert des Werkstoffes der Nabe anhand der Wandstärke und nicht anhand des Rohdurchmessers ermittelt.

40.10 Auslegungen

Bei der Auslegung wird der gesuchte Wert so bestimmt, dass gerade die gewünschte Sollsicherheit (Eingabe unter Berechnungen→ Einstellungen) erreicht wird. Um die Resultate im unteren Teil des Hauptfensters zu sehen, muss nach der Auslegung die Berechnung durchgeführt werden.

Mögliche Auslegungen:

- Übertragbares Nenndrehmoment T_n

41 Bolzen und Stifte

Bolzen- und Stiftverbindungen werden je nach Anwendungsfall in 5 Berechnungstypen unterteilt:

- Querstift unter Drehmoment
  Bei Querstiftverbindungen werden bei grösseren Kräften die Flächenpressung der Welle und Nabe und die Abscherung des Stiftes geprüft.
- Längsstift unter Drehmoment
  Längsstiftverbindungen werden auf Flächenpressung der Welle und Nabe und Abscheren des Stiftes beansprucht.
- Steckstift unter Biegekraft
  Bei Steckstiftverbindungen wird der Stift durch ein Moment auf Biegung und durch eine Querkraft auf Schub beansprucht. Berechnet werden dabei die Abscherung, die Flächenpressung und die Biegung des Stiftes sowie die Flächenpressung des Bauteils.
- Querbelastete Bolzenverbindung (zweischneidig)
  Der Bolzen wird bei dieser Anordnung auf Biegung, Schub und Flächenpressung beansprucht. Bei der Bolzenberechnung wird je nach Passungen der Verbindungsstellen zwischen Stange - Bolzen und Gabel - Bolzen unterschieden. Erfahrungsgemäss ist bei nicht gleitenden Flächen die Biegung und bei gleitenden Flächen die Flächenpressung der entscheidende Wert für die Auslegung.
- Bolzen in Kreisanordnung (einschneidig)
  Bei dieser Anordnung wird das wirkende Drehmoment gleichmässig auf die einzelnen Bolzen/ Stifte aufgeteilt. Somit werden die Welle und die Nabe auf Flächenpressung und der einzelne Bolzen/Stift auf Abscheren belastet. Weiter werden die maximale Scherspannung (berechnet nach Roloff Matek [83], S. 254) und die minimale Sicherheit für den Bolzen ausgegeben.

Die Berechnung der Belastungen von Bolzen, Welle und Nabe (oder Bauteil) mit der Bestimmung der Sicherheiten erfolgt nach der klassischen Literatur (Niemann, Maschinenelemente I, 4. Auflage, 2005 [8]), **ausgenommen Bolzen in Kreisanordnung**.

Die Berechnung der Querschnittsfläche und des Widerstandsmomentes gegen Biegung von Spiral- und Spannstiften(-hülsen) wird gemäss Decker [84] berechnet. Bei Konfigurationen, bei denen Bolzen, Spiral- und Spannstifte(-hülsen) ausschliesslich auf Scherung beansprucht werden, wird die zulässige Scherkraft der jeweiligen DIN EN ISO-Norm der Stifte entnommen.

41.1 Einflussfaktoren

Bei der Berechnung der einzelnen Verbindungen werden einige Faktoren benötigt, die je nach Belastung, Bauart etc. festgelegt sind:

- Anwendungsfaktor K_A
- Dynamikfaktor:
  ruhende Last: Cd = 1; Schwelllast: Cd = 0,7; Wechsellast: Cd = 0,5;

bei Spiralspannstiften und Spiralstiften (-hülsen):
ruhende Last: Cd = 1; Schwelllast: Cd = 0,75; Wechsellast: Cd = 0,375;

- Minderungsfaktoren für Vollstift/ Kerbstift
  Vollstift: Ck = 1; Kerbstift (Biegung, Schub): Ck = 0,7; Kerbstift Pressung: Ckp = 0,8;

Da die zulässigen Werkstoffwerte in der Literatur sehr tief liegen, wurden zusätzliche Werkstofffaktoren (Faktor für zulässige Flächenpressung / Schubspannung / Biegespannung) eingeführt. Die Faktoren können unter Berechnung → Einstellungen festgelegt werden.

41.2 Werkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.

Wird die Option Eigene Eingabe aktiviert, erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) hinterlegt werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

41.3 Einstellungen

Unter Berechnung → Einstellungen können Faktoren für zulässige Flächenpressung / Schubspannung / Biegespannung sowie Sollsicherheiten definiert werden.

Bei sämtlichen Bauteilen, Bolzen und Stiften ausser bei Spiral- und Spannstiften (-hülsen) werden die eingegebenen Faktoren mit der Zugfestigkeit Rm multipliziert. Dadurch werden die zulässigen Werte bestimmt.

Bei Spiralspann- und Spannstiften (-hülsen) werden die zulässigen Werte direkt aus einer Datei gelesen und sind nicht von der Zugfestigkeit Rm abhängig.

41.4 Zulässige Werte

Vollstifte/ Bolzen/ Kerbstifte: Bei sämtlichen Bauteilen, Bolzen und Stiften ausser bei Spiral- und Spannstiften (-hülsen) werden die eingegebenen Faktoren (Eingabe unter Berechnung → Einstellungen) mit der Zugfestigkeit Rm multipliziert. Dadurch werden die zulässigen Werte bestimmt.

Spiralspann- und Spiralstifte (-hülsen): Bei Spiralspannstiften und Spiralstiften (-hülsen) werden die zulässigen Werte aus einer Datei gelesen.

Bei Konfigurationen, welche nur auf Scherung beansprucht werden, werden die zulässigen Werte für die Scherkraft der jeweiligen DIN EN ISO-Norm der Stifte entnommen.

Diese Werte für die Mindest-Abscherfestigkeit sind für einen zweischneidigenden Fall in den Normen dargestellt. Liegt der einschneidige Berechnungsfall vor, kann die Mindest-Abscherkraft (zweischneidig) der Norm halbiert werden. Dies wurde in der alten Norm (z.B. DIN 1481:1978) so beschrieben.

Die zulässigen Werte für die Schub- und Biegespannung sowie für die Flächenpressung bei unterschiedlichen Lastfällen kann der Literatur nach Niemann entnommen werden.

Als Standardwerte wurden die zulässigen Werte für den Werkstoff E295 entnommen und den Faktoren zugewiesen.
Werkstoff E295:
Zugfestigkeit: Rm = 490 N/mm2
Flächenpressung: $\rho_{zul,r}$ = 126 N/mm2
Schubspannung: $\tau_{szul,r}$ = 70 N/mm2
Biegespannung: $\sigma_{bzul,r}$ = 112 N/mm2
Damit resultiert:
Faktor Flächenpressung: 0.25
Faktor Schubspannung: 0.14
Faktor Biegespannung: 0.22

41.5 Auslegungen

Mit dem Auslegen-Button neben dem Durchmesser und dem Nenndrehmoment können Werte basierend auf Sollsicherheiten ausgelegt werden.

42 Schrauben

KISSsoft berechnet Schraubenverbindungen nach der VDI 2230 (2015). Nebst den zur Verfügung stehenden Tabellen mit den Normwerten enthält die Software Möglichkeiten zur Eingabe von eigenen Definitionen für die meisten Vorgabewerte wie z.B. Geometrie- und Materialdaten. Obwohl die VDI 2230 ohne Iterationen auskommt und deshalb von Hand durchrechenbar ist, liegt mit den flexiblen Eingabe- und Änderungsmöglichkeiten der Nutzen einer Softwarelösung auf der Hand. Die Interpretation der Resultate und korrekte Eingabe der Werte setzen trotzdem eine tiefere Kenntnis der VDI 2230 voraus.

Die VDI 2230 vergleicht die Montagevorspannkraft FM, bzw. FMzul, mit den minimal und maximal erforderlichen Montagevorspannkräften FMmin und FMmax. FMzul basiert auf der zulässigen Belastung der Schraube. FMmax und FMmin beschreiben die für die Funktion der Verbindung minimal erforderlichen Vorspannkräfte.

Die minimal erforderliche Montagevorspannkraft FMmin wird aus der Betriebskraft FA, den Nachgiebigkeiten der Teile und der Schraube, dem Setzverlust FZ, den thermischen Kräften Fvth und der erforderlichen Klemmkraft FKerf errechnet. FMmax kann mit Beachtung der Streuung des Anziehverfahrens (Anziehfaktor αA) aus FMmin errechnet werden.

$F_{M\max} = \alpha_A \cdot F_{M\min}$	(42.1)
$F_{M\max} = \alpha_A \cdot \left[F_{Kerf} + (1-\phi)\cdot F_A + F_Z + \Delta F_{vth}\right]$	(42.2)

Die maximal erforderliche Montagevorspannkraft FMmax muss kleiner sein als die zulässige Vorspannung der Schraube FMzul. Äquivalent zu diesem Vergleich ist der Vergleich der minimal erforderlichen Montagevorspannkraft FMmin mit der minimal erreichten Vorspannkraft beim Anziehen FM/αA:

$F_{M\max} \overset{!}{<} F_M \qquad F_{M\min} \overset{!}{<} \frac{F_M}{\alpha_A}$	(42.3)

42.1 Besonderheiten in KISSsoft

In der VDI 2230 werden die Werte für die Vorspannkraft FM bei Ausnützung von 90% der Streckgrenze und für das Anziehmoment den Tabellen A1 bis A4 entnommen. Diese Werte sind gerundet (Rundungsfehler <= 1%). KISSsoft hingegen berechnet die Werte mit den den Tabellen zugrundeliegenden Gleichungen. Die Resultate sind damit allgemeiner als die tabellierten Werte und können von diesen geringfügig abweichen.

42.2 Eingaben Tab Belastung

In diesem Tab wird die Konfiguration der Schraubenverbindung mit den Belastungen definiert. Weiter können Krafteinleitung, exzentrische Belastung/ Vorspannung, Temperaturen und bei Wahl

‘Schraubennachweis mit FEM Resultaten’ auch diese in diesem Tab eingegeben werden. Die Werte gelten für die Betriebsbedingungen.

42.2.1 Betriebsdaten

Im Tab Basisdaten werden die Betriebsdaten eingegeben. Dabei kann zwischen den folgenden Verspannungskonfigurationen gewählt werden:

1. Schraubenverbindung unter Längskraft (einzelne Schraube)
2. Schraubenverbindung unter Längs- und Querkraft (einzelne Schraube)
3. Flanschverbindung mit Drehmoment und Kräften (mehrere Schrauben)
4. Mehrschraubenverbindung mit beliebiger Schraubenposition
5. Schraubennachweis mit FEM-Resultaten

Die Betriebskräfte die auf die Schraubenverbindung wirken werden in der VDI 2230 als bekannt vorausgesetzt. In KISSsoft können Sie je nach Wahl der Konfiguration äussere Kräfte und Momente eingeben. Bei Konfigurationen mit mehreren Schrauben berechnet KISSsoft aus den Eingaben für die Gesamtverbindung dann die Axial- und Vorspannkraft an einer einzelnen Schraube.

Bei einer verschraubten Verbindung mit Querlast wird diese Querlast durch die Reibungskräfte zwischen den verschraubten Teilen aufgenommen. Die Reibungskräfte ergeben sich aus dem Reibungskoeffizienten und der Vorspannkraft. Das Torsionsmoment wirkt dabei an der Stelle des Reibradius, dieser Radius ergibt sich aus den Abmessungen der verspannten Teile.

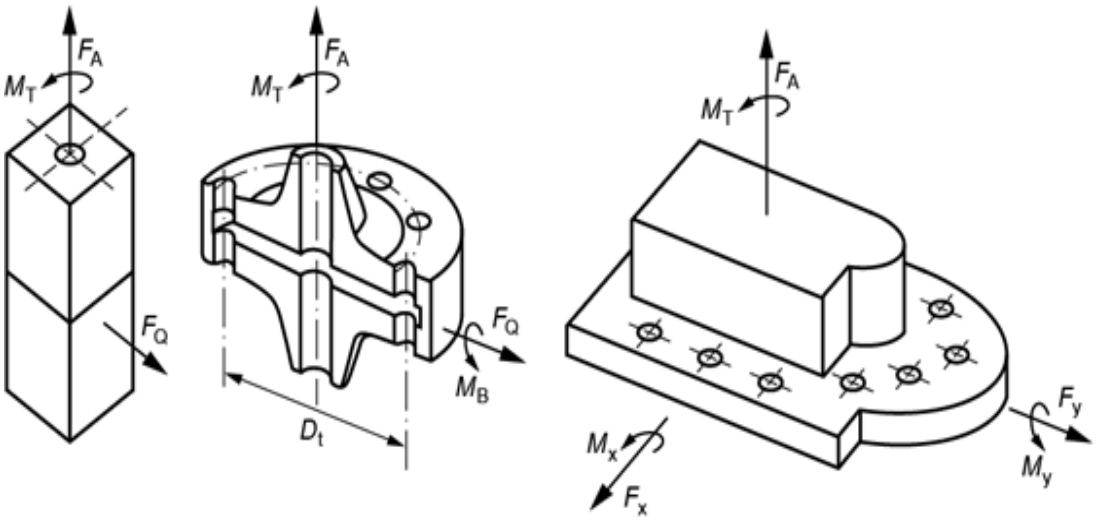


Abbildung 42.1: Verspannungskonfigurationen: 1/2, 3 und 4

42.2.1.1 Schraubenverbindung unter Längs und Querkraft (einzelne Schraube)

In der zweiten Konfiguration wird die notwendige Klemmkraft für Querkraftübertragung aus Querkraft F_Q, Drehmoment M_T , Reibwert μ_T , Reibradius r_a und der Anzahl kraftübertragenden Trennfugen q_T berechnet:

$F_{KQ} = \frac{1}{\mu \cdot q_T} \cdot \left(F_Q + \frac{M_T}{ra} \right)$	(42.5)
$F_{Kerf} \geq \max\left(F_{KA} + F_{KP}, F_{KQ}\right)$	(42.6)

F_{KQ}	Notwendige Klemmkraft zur Übertragung einer Querkraft und/oder eines Drehmomentes durch Reibschluss
F_{KP}	Notwendige Klemmkraft zur Absicherung einer Dichtfunktion (bei Auftreten von Innendruck)
μ_T	Haftreibungszahl in der Trennfuge (bei Auftreten von Querkräften oder Drehmomenten), → (siehe Abbildung 42.2).
ra	Der sich aus den Abmessungen der verspannten Teile ergebende Reibradius, an den das Torsionsmoment angreift.

42.2.1.2 Schraubenverbindung unter Längskraft (einzelne Schraube)

Die auftretenden Axialkräfte F_{Amax} und F_{Amin} werden direkt eingegeben. Die erforderliche Klemmkraft F_{Kerf} wird gemäss

$F_{Kerf} = \max\left(F_{KA} + F_{KP}, F_{KQ}\right)$	(42.4)

basierend auf der notwendigen Klemmkraft für Querkraftübertragung F_{KQ} und Dichtfunktion F_{KP} berechnet. F_{KA} ist dabei die erforderliche Klemmkraft um Klaffen zu verhindern und wird von der Software berechnet.

42.2.1.3 Flanschverbindung mit Drehmoment und Kräften (mehrere Schrauben)

Die Berechnung der Kräfte an der Einzelschraube bei Flanschverbindungen (mit Beanspruchung durch Drehmoment und/oder Querkraft und/oder Biegemoment und/oder Axialkraft) erfolgt nach [96] sowie teilweise nach [87], Bsp. 8.4:

$F_{KQe} = \frac{1}{n \cdot \mu_T} \left(\frac{2000 \cdot M_T}{dt} + F_Q \right)$	(42.7)
$F_{KPe} = \frac{F_{KP}}{n}$	(42.8)
$F_{Kerf} = \max\left(F_{KA} + F_{KP}, F_{KQ}\right)$	(42.9)

$F_{Bo} = \frac{1}{n}\left(F_{A\max} + \frac{4000 \cdot M_B}{dt}\right)$	(42.10)
$F_{Bu} = \frac{1}{n}\left(F_{A\min} - \frac{4000 \cdot M_B}{dt}\right)$	(42.11)

dt	Schraubenteilkreisdurchmesser
n	Anzahl Schrauben
μ_T	Reibkoeffizient zwischen den verschraubten Bauteilen, (siehe Abbildung 42.2)
F_Q	Querkraft auf Konfiguration
F_{Amax}	Axialkraft auf Konfiguration (maximal)
F_{Amin}	Axialkraft auf Konfiguration(minimal)
F_{Bo}	Obere Betriebskraft auf der am höchsten beanspruchten Schraube
F_{Bu}	Untere Betriebskraft auf der am höchsten beanspruchten Schraube
F_{KP}	Dichtkraft für Konfiguration
M_B	Biegemoment auf Konfiguration
M_T	Drehmoment auf Konfiguration
F_{Kerf}	Erforderliche Klemmkraft
F_{KQ}	Notwendige Klemmkraft (z. B. für Reibschluss)
F_{KP}	Notwendige Klemmkraft für Dichtfunktion (bei Innendruck)
F_{KA}	Notwendige Klemmkraft um Aufklaffen bei exzentrischer Belastung zu vermeiden

Wenn Sie eine Flanschverbindung als Konfiguration wählen, ist es meist sinnvoll, die Geometrie der verspannten Teile als **Kreisringsegment** zu definieren.

Die Ergebnisse der VDI 2230 bei Flanschverbindungen sind erfahrungsgemäss zumeist sehr pessimistisch. Um realistischere Ergebnisse zu erzielen, bietet es sich an, den Reibwert zwischen den Teilen heraufzusetzen.

Näherungsbeiwerte der Haftreibungszahl μ_T in der Trennfuge (VDI 2230)

Stoffpaarung	Haftreibungszahl μ_T	
	trocken	geschmiert
Stahl – Stahl/Stahlguss (allgemein)	0.10 ... 0.30	0.07 ... 0.12
Stahl – Stahl; gereinigt	0.15 ... 040	/
Stahl – Stahl; einsatzgehärtet	0.04 ... 0.15	/
Stahl – GJL	0.11 ... 0.24	0.06 ... 0.10
Stahl – GJL; gereinigt	0.26 ... 0.31	/
Stahl – GJS	0.10 ... 0.23	/
Stahl – GJS; gereinigt	0.20 ... 0.26	/
GJL – GJL	0.15 ... 0.30	0.06 ... 0.20
GJL – GJL; gereinigt/entfettet	0.09 ... 0.36	/
GJS – GJS	0.25 ... 0.52	0.08 ... 0.12
GJS – GJS; gereinigt/entfettet	0.08 ... 0.25	/
GJL – GJS	0.13 ... 0.26	/
Stahl – Bronze	0.12 ... 0.28	0.18
GJL – Bronze	0.28	0.15 ... 0.20
Stahl – Kupferlegierung	0.07 ... 0.25	/
Stahl – Aluminiumlegierung	0.07 ... 0.28	0.05 ... 0.18
Aluminium – Aluminium	0.19 ... 0.41	0.07 ... 0.12
Aluminium – Aluminium; gereinigt/entfettet	0.10 ... 0.32	/

Abbildung 42.2: Haftreibungszahlen in der Trennfuge nach [1]

42.2.1.4 Mehrschraubenverbindung mit beliebiger Schraubenposition

Bei der Mehrschraubenverbindung können Schrauben mit beliebiger Position definiert werden auf die eine Querkraft und ein Biegemoment in zwei Richtungen sowie ein Torsionsmoment wirkt. Die Eingaben dieser Schraubenpositionen befinden sich im Tab Schraubenposition. Die Lastaufteilung auf die Schrauben wird unter der Annahme starrer Platten berechnet, die an den Schraubenpositionen mit Federn verbunden sind. Kräfte, welche nicht auf dem Schwerpunkt wirken, müssen auf den Schwerpunkt verschoben werden, damit sie eingegeben werden können. Mit der Eingabe eines Faktors können unterschiedliche Schraubendurchmesser abgebildet werden.

Bei der Schraube für die der Nachweis geführt wird, ist der Faktor = 1 zu setzen. Der Nachweis wird immer mit der im Reiter Basisdaten definierten Schraube geführt. Für alle anderen Schrauben in der Anordnung kann der Faktor grösser oder kleiner 1 gesetzt werden. Der Faktor beschreibt das Querschnittsverhältnis der grösseren oder kleineren Schraube zu derjenigen Schraube, für die der Nachweis geführt wird. Zum Beispiel muss für eine Schraube mit doppeltem Querschnitt ein Faktor = 2 eingegeben werden.

Zur Berechnung der Schrauben gibt es die folgenden Möglichkeiten:

- **Nachweis aller Schrauben**
  Die Sicherheiten aller Schrauben werden in einer Tabelle in der Resultateübersicht oder im Protokoll dargestellt. Daraus kann man sich die kritischste Schraube aussuchen und diese dann in einem zweiten Schritt nachweisen.
  Diese Option ist nur sinnvoll, wenn bei der Definition die Faktoren = 1 sind.
- **Nachweis einer einzelnen Schraube**
  Durch die Eingabe der Schraubennummer kann man die entsprechende Schraube nachweisen.

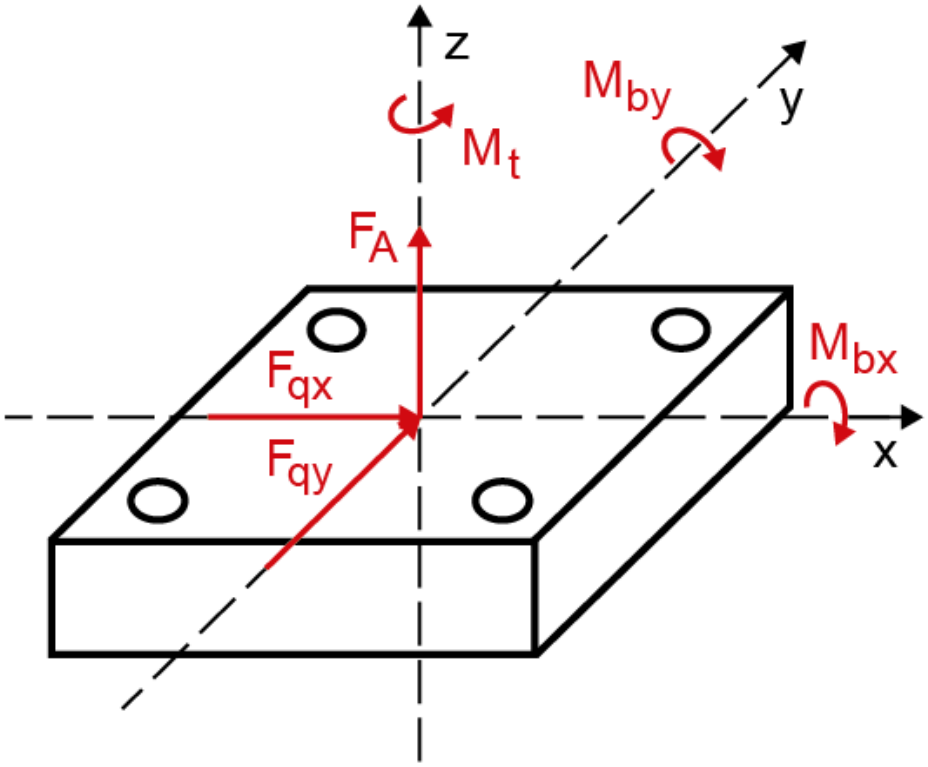


Abbildung 42.3: Definitionen der Kräfte und Momente in KISSsoft

Nachdem die Betriebsdaten in dem Reiter Basisdaten eingegeben wurden, können die Schraubenpositionen im Reiter Schraubenposition definiert werden. Die Schraubenpositionen werden in einer Tabelle eingegeben oder aus einer Datei eingelesen. Die resultierenden Axialkräfte sowie die erforderlichen Klemmkräfte für Querkraftübertragung werden ebenfalls in der Tabelle angezeigt.

Als Option kann ein zusätzlicher Faktor für Druckschrauben definiert werden, wenn davon ausgegangen wird, dass Druck durch den Kontakt der Platten direkt übertragen wird. Mit dem Faktor für Druckschrauben lässt sich die neutrale Faser verschieben. In [83] wird unter dem Stichwort Konsolanschlüsse z.B. ein Druckmittelpunkt von 1/4 Plattenhöhe angenommen.

Wenn die Option Maximale erforderliche Klemmkraft verwenden deaktiviert wird, wird die erforderliche Klemmkraft der jeweiligen Schraube für die Berechnung verwendet.

Für die Berechnung der erforderlichen Klemmkraft kann das Vorzeichen der Querkräfte optional berücksichtigt werden. Schubkräfte durch Torsion und Querkraft addieren sich dann an bestimmten Orten und sind entgegengerichtet an anderen Orten. Das Vorzeichen sollte nur berücksichtigt werden, wenn die Richtung der Querkräfte bekannt und konstant ist. Standardmässig werden die Beträge aller Schubkräfte unabhängig von der Wirkrichtung aufsummiert.

Über den Auslegen-Button in der Tabelle (oben rechts) im Reiter Schraubenposition öffnet sich ein Fenster, in dem man verschiedene Konfigurationen eingeben kann. Die gewählte Anzahl Schrauben wird anschliessend automatisch in der gewählten Konfiguration in regelmässigen Abständen angeordnet.

Mögliche Konfigurationen sind:

- Linie (Eingaben: Anfangspunkt, Endpunkt, Anzahl Schrauben)
- Kreis (Eingaben: Mittelpunkt, Radius, Anzahl Schrauben)
- Kreissegment (Eingaben: Radius, Anfangswinkel, Endwinkel, Anzahl Schrauben)

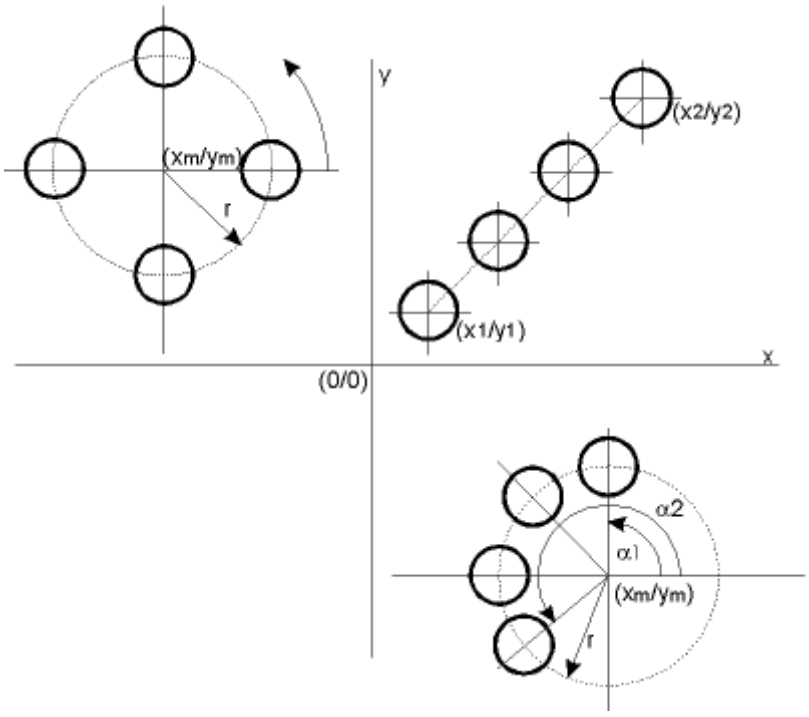


Abbildung 42.4: Möglichkeiten der Positionsauslegung

42.2.1.5 Schraubennachweis mit FEM-Resultaten

Folgende Verhalten können bei einer FEM Berechnung (anstelle einer Berechnung nach VDI 2230 Blatt 1) berücksichtigt werden:

- Nichtlineares Materialverhalten (z.B. Plastizität oder Kriechen)
- Nichtlinearen Randbedingungen (z.B. Lastabhängigkeit der Kontaktflächen),
- Geometrischer Nichtlinearität (z.B. grosse Verformungen bei der Simulation des Anziehvorganges)

Nach der VDI 2230 Blatt 2 - Mehrschraubenverbindungen - wird die FEM-Modellierung in 4 Modellklassen unterteilt:

Modellklasse I:

Die Bohrung wird nicht abgebildet, die Trennfuge wird entweder durchgängig vernetzt oder verbunden durch eine starre Kopplung und einem Referenzknoten pro Schraube.

Modellklasse II:

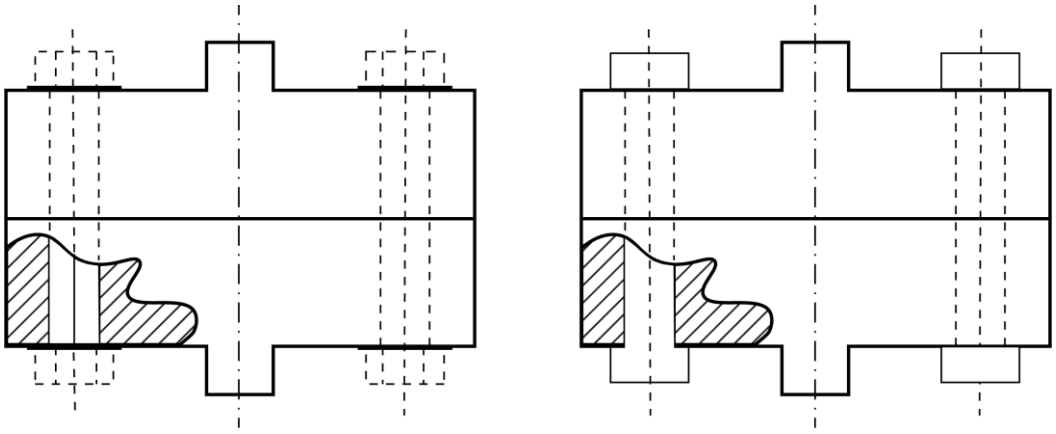
Die Schraube wird als Balken oder Federelement abgebildet (mit translatorisch und rotatorischen Freiheitsgraden Abschnittsweise idealisiert). Trennfuge mit Kontaktdefinition.

Modellklasse III:

Die Schraube wird als Zylinder mit grossen Zylindern an den Enden 3D dargestellt. Die Trennfuge und Auflageflächen werden mit Kontaktdefinitionen in der FEM-Berechnung versehen. Der Zylinder hat den Kerndurchmesser des Gewindes.

Modellklasse IV:

Die Schraube mit den exakten Gewindegeometrie ausmodelliert. Der Montage- und der Betriebszustand werden dabei unterschieden.



Ein Nachweis nach VDI 2230 Blatt 1 mit FEM Resultaten ist eigentlich nur für die Modellklassen II und III sinnvoll. Bei der Modellklasse I hat man zu wenig aussagekräftige Resultate, um einen Nachweis nach VDI 2230 Blatt 1 zu führen. Wenn man die Modellklasse IV verwendet, hat man eigentlich schon alle Resultate und sollte den Nachweis auf eine andere Weise vollziehen als nach der VDI 2230 Blatt 1.

Im Tab Resultate aus FEM-Berechnung können die Modellklassen direkt in der Liste ausgewählt werden.

Listenpositionen Modellklasse II und Modellklasse III:

Hauptunterschied der Modellierung ist, dass die Schraubennachgiebigkeit nur bei der Modellklasse III bestimmt werden kann.

Bei diesen Listenpositionen wird für die Berechnung des Setzbetrages die Konfiguration "Schraubenverbindung unter Längs- und Querkraft" vorausgesetzt.

Die FEM Resultate werden in KISSsoft wie folgt in die Berechnung nach VDI 2230 Blatt 1 eingebunden:

R0, R1	nach VDI 2230 Blatt 1
R2	Klemmkraft für die Dichtfunktion FKP kann direkt in den Basisdaten eingegeben werden, falls diese aus der FEM Berechnung ermittelt wurden. Die Abhebekraft FKab kann direkt im FEM bestimmt und hier eingegeben werden. Falls die Resultate nicht definiert werden, wird eine Bestimmung nach VDI 2230 Blatt 1 durchgeführt. Querkraftübertragung FKQ wird nach VDI 2230 Blatt 1 ermittelt.
R3	Bei der Modellklasse II und III wird die Nachgiebigkeit der Platten aus den Resultaten aus der FEM-Berechnung entnommen. Bei der Modellklasse III wird auch die Schraubennachgiebigkeit aus den Resultaten der FEM Berechnung entnommen. Bei der Modellklasse II wird die Schraubennachgiebigkeit nach VDI 2230 Blatt 1 berechnet. Die Setzbeträge werden nach VDI 2230 Blatt 1 abgeschätzt.
R4	Setzbeträge werden nach VDI 2230 Blatt 1 bestimmt, Fv'th wird direkt als Resultat aus FEM eingegeben.
R5	Fv'th wird direkt als Resultat aus FEM eingegeben, Fkerf, φen, Famax, Fz aus VDI 2230 Blatt 1 -> Ermittlung von FMmin.
R6	Fmmax = αA*FMmin.
R7	Montagebeanspruchung wird in KISSsoft nach VDI 2230 Blatt 1 berechnet. Wäre mit FEM nur mit extremem Aufwand berechenbar.
R8	FV'th wurde bei der Berechnung von Fsmax (Gesamtschraubenkraft) miteinbezogen. Wenn FV'th > 0 wird es zu 0 gesetzt, nach R8/1, VDI 2230 Blatt 1. Alles andere σz, τmax, σredB wird nach VDI 2230 Blatt 1 gerechnet.
R9	FSA, MSA als Eingabe aus den FEM Resultaten. Obere und untere Grenze eingebbar. Nachweis der Schwingfestigkeit nach VDI 2230 Blatt 1 (R9/2). Die zulässigen Werte werden nach VDI 2230 Blatt 1 bestimmt. Die Temperatureinflüsse sind direkt in FEM-Resultaten enthalten.
R10	pBmax aus den FEM Resultaten bei Modellklasse III möglich, sonst Berechnung nach VDI 2230 Blatt 1. Wenn keine Werte für die zulässige Flächenpressung pGmax bekannt sind, ist eine direkte Berechnung im FEM sinnvoll, sonst nicht.
R11	Bei den Modellklassen I bis III ist die Mindesteinschraubtiefe nicht realistisch abbildbar. Bei der Modellklasse IV wäre es nur durch sehr aufwendige Modellierung möglich. Die Berechnung wird nach VDI 2230 Blatt 1 durchgeführt.

R12	Berechnung in KISSsoft nach VDI 2230 Blatt 1. Die Eingabegrössen werden dabei aus der FEM-Berechnung ermittelt.
R13	nicht angewandt.

Listenposition Modellklasse III (nur Kräfte und Momente, ohne Nachgiebigkeiten):

Hauptunterschied zu den anderen Methoden ist, dass man die Berechnung ohne Definition der Nachgiebigkeiten durchführt.

Bei dieser Listenposition wird der Krafteinleitungsfaktor fix auf n=1 gesetzt.

Die erforderlichen FEM Resultate, damit man einen Nachweis nach VDI 2230 Blatt 1 führen kann, werden in folgender Zusammenstellung der Berechnungsschritte zusammengestellt:

R0	Die Geometrie ist gemäss VDI 2230 in FEM zu definieren. In KISSsoft ist bei den verspannten Teilen auf "Platten" zu stellen.
R1	Anziehfaktor nach VDI 2230 Blatt 1
R2-R6	Werden im FEM-Modell bestimmt. Resultierende sind: FM, FM/α (kann abweichen, da reeller Wert), FKP, FSmax, FKR. FKQ, welches mit den Werten FQ, Mt, ra bestimmt wird, wird für die Berechnung Sicherheit Gleiten verwendet.
R7	Montagebedingungen: FMzul = FMtab bei 90% Belastung, ansonsten σredMzul =v*Rp0.2. Mit FM Wert zur Berechnung von σredM aus FE.
R8	Betriebsbedingungen: FSmax ist Resultat in der FEM-Berechnung. σz, τmax, σredB wird nach VDI 2230 Blatt 1 gerechnet. SF = Rp0,2/σzmax
R9	FSA, MSA Werte aus den FEM Resultaten. Obere und untere Grenze eingebbar. Nachweis der Schwingfestigkeit nach VDI 2230 Blatt 1 (R9/2). Die zulässigen Werte werden nach VDI 2230 Blatt 1 bestimmt. Die Temperatureinflüsse sind direkt in FEM-Resultaten enthalten. σAbo = FSA,o/As + MSA,o/Ws; σAbu = FSA,u/As + MSA,u/Ws SD = σAS/σab σAS nach den Formeln VDI 2230 Blatt 1 gerechnet.
R10	Zulässige Flächenpressung pGzul (unter Kopf und Mutter) sind Eingabegrössen. Montage: pMmax = FMzul/Apmin Betrieb: pBmax/Apmin SP = pGzul/PM,Bmax
R11	Mindesteinschraubtiefe nicht berechnet.

R12	FKR ist eine Eingabegrösse, FKerf berechnet nach VDI 2230 Blatt1, Zwischenresultat FKQ aus Eingabegrössen FQ,Mt und ra berechnet. SG = FKR/FKerf
R13	nicht angewandt.

42.2.2 Abstände bei exzentrischer Belastung/Verspannung

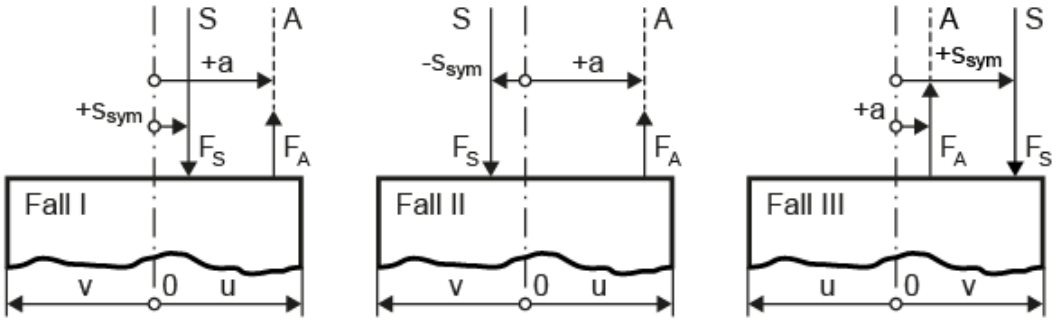


Abbildung 42.5: Mögliche Belastungsfälle bei exzentrischer Verspannung

Wie aus der Abbildung ersichtlich ist, legt die Schwerpunktachse des Verspannungskörpers 0 - 0 den Nullpunkt der Abstände fest. Der Abstand a zwischen Kraftwirkungslinie A - A und Schwerpunktachse 0 - 0 ist stets positiv einzusetzen. Der Abstand s_{sym} zwischen Schraubenachse S - S und Schwerpunktachse 0 - 0 wird positiv eingesetzt, wenn die Schraubenachse S - S und die Kraftwirkungslinie A-A auf derselben Seite der Schwerpunktachse 0 - 0 liegen, sonst wird er negativ.

Das Mass u definiert den Abstand von der Schwerpunktsachse 0 - 0 zu dem Punkt, wo zuerst Klaffen auftritt. Dies ist der Abstand zur rechten Seite in den Fällen I und III aber der Abstand zur linken Seite im Fall II. In den Fällen I und III ist u positiv im Fall II negativ einzusetzen, diese Vorzeichenregelung ist gemäss VDI 2230 Blatt 1.

42.2.3 Krafteinleitung

In der VDI-Richtlinie sind Gleichungen zur Berechnung des Krafteinleitungsfaktors angegeben. Es ist eine Konfiguration gemäss Abbildung auszuwählen (siehe Abbildung 42.6). Dabei sollte die Trennfuge im grau markierten Bereich liegen. Die Länge der verspannten Teile h, der Abstand zum Anschlusskörper a_k und die Länge des Anschlusskörpers l_A (siehe Abbildung 42.7) bestimmen dann die Lage des Kraftangriffspunktes und damit den Krafteinleitungsfaktor.

Bei Einschraubverbindungen (ESV) stehen nur die Konfigurationen SV1, SV2 und SV4 zur Verfügung.

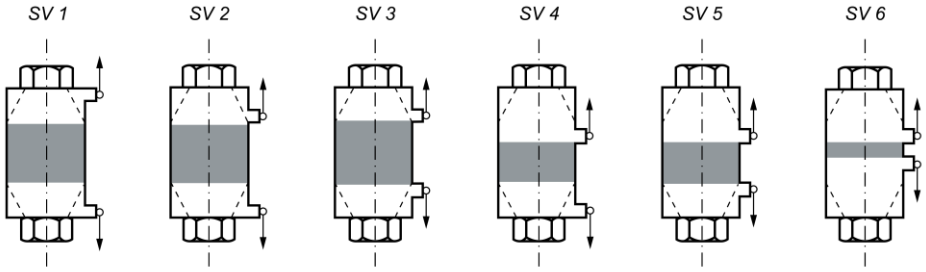


Abbildung 42.6: Konfigurationen für die Bestimmung des Krafteinleitungsfaktors analog VDI 2230 (Ausgabe 2015).

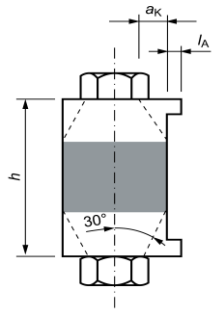


Abbildung 42.7: Eingaben für die Bestimmung des Krafteinleitungsfaktors analog VDI 2230 (Ausgabe 2015).

42.3 Eingaben Tab Schraube/Mutter

42.3.1 Schraubendaten

Als Schraubendaten können Typ, Geometrie, Oberflächenrauigkeiten und Festigkeitsklasse der Schraube definiert werden.

Schraubentyp: Zur Definition des Schraubentyps kann auf folgende Normschrauben aus der Datenbank zurückgegriffen werden:

DIN EN ISO 4762	Zylinderschraube mit Innensechskant
DIN 7984	Zylinderschraube mit Innensechskant mit niedrigem Kopf
	Regelgewinde M3.0 - M24.0
DIN EN ISO 4014	Sechskantschraube mit Schaft (früher DIN 931 T1)
DIN EN ISO 4017	Sechskantschraube ohne Schaft (früher DIN 933)
DIN EN ISO 1207	Zylinderschraube mit Schlitz

DIN EN ISO 8765	Sechskantschraube mit Schaft, metrisches Feingewinde (A B)
	Feingewinde M8.0 - M64
DIN EN ISO 8676	Sechskantschraube ohne Schaft, metrisches Feingewinde (A B)
	Feingewinde M8.0 - M64
DIN EN 1662	Sechskantschraube mit Flansch, leichte Reihe, Form F
	Regelgewinde M5.0 - M16
DIN EN 1662	Sechskantschraube mit Flansch, leichte Reihe, Form U
	Regelgewinde M5.0 - M16
DIN EN 1665	Sechskantschraube mit Flansch, schwere Reihe, Form F
	Regelgewinde M5.0 - M20
DIN EN 1665	Sechskantschraube mit Flansch, schwere Reihe, Form U
	Regelgewinde M5.0 - M20
ASME B18.2.1	Square bolts, UNC-Gewinde, 0.25-1.5in
ASME B18.2.1	Hex bolts, UNC-Gewinde, 0.25-4in
ASME B18.2.1	Heavy hex bolts, UNC-Gewinde, 0.5-3 in
ASME B18.2.1	Hex cap screws, UNC-Gewinde, 0.25-3 in
ASME B18.2.1	Heavy hex screws, UNC-Gewinde, 0.5-3 in

Nenndurchmesser: Der Nenndurchmesser kann frei eingegeben oder nach Eingabe der Betriebsdaten über einen Auslegen-Button grob ausgelegt werden. Diese Auslegungsfunktion führt meist zu zu grossen Schraubendurchmessern und eine Eingabe um 1 oder 2 Normgrössen tiefer ist empfehlenswert.

Schraubenlänge: Die Länge der Schraube kann bei eigener Eingabe der Schraubengeometrie frei eingegeben werden. Andernfalls wird nach einer Eingabe die Länge der Schraube auf die nächste Normlänge gesetzt.

Oberflächenrauigkeit Gewinde/Kopfauflage: Die Oberflächenrauigkeiten beeinflussen den Setzbetrag und somit den Vorspannkraftverlust der Schraubenverbindung.

Festigkeitsklasse: Hinter der Eingabe für die normierten Festigkeitsklassen, können über den Knopf Definieren... eigene Festigkeitswerte definiert werden. Die Scherfestigkeitsverhältnisse sind nach der Tabelle 5.5/2 der VDI 2230 Blatt 1 (2015) je nach Festigkeitsklasse gesetzt, die Werte können überschrieben werden.

Eigene Definition von Schraubengeometrie: Um eine eigene Schraubengeometrie zu definieren, muss die Auswahlliste Schraubentyp auf Eigene Eingabe gesetzt werden. Damit wird der Plus-Button aktiviert und kann für die Eingaben der Schraubengeometrie genutzt werden.

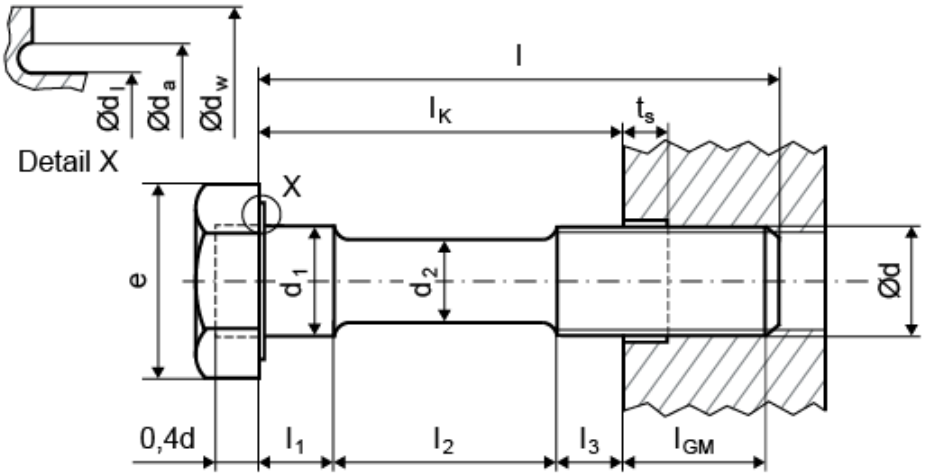


Abbildung 42.8: Schraubengeometrie

Tab **Allgemein:** Angabe der Dimensionen des Schraubenkopfes sowie des Bohrungsdurchmessers, falls eine Schraube mit Bohrung vorhanden ist.

Tab **Gewinde:** Angabe zur Norm, der Grösse des Gewindes der Steigung sowie der Gewindelänge. Definition der Faktoren, welche zur Berechnung des Flankendurchmessers d_2 und des Kerndurchmessers d_3 verwendet werden ($d_2 = d - d_2\text{faktor}\cdot P$; $d_3 = d - d_3\text{faktor}\cdot P$).

Tab **Schraubenschaft:** Angaben zu den einzelnen Schraubenquerschnitten. Der Plus-Button fügt einen neuen Querschnitt zu, der Button — entfernt den angewählten Querschnitt. Mit dem Button ✕ werden alle Querschnitte gelöscht.

42.3.2 Art der Schraubenverbindung

Um die Art der Verschraubung zu definieren muss Mutter oder Sackloch aktiviert werden. Dies entspricht der Unterscheidung nach VDI für Durchsteck- und Einschraubverbindungen. Ein Klick auf den jeweiligen Button Definieren... öffnet den entsprechenden Eingabedialog für Zusatzeingaben zur Mutter oder zum Sackloch.

Sackloch

Die Senkungstiefe t_s beschreibt eine Anfräsung ohne Gewinde, die hauptsächlich zur Verlängerung der Klemmlänge dient (siehe Abbildung 42.8).

Mutter

In der Maske der Mutterdefinition kann man die Norm für die Geometrie auswählen oder die Dimensionen durch Auswahl von Eigene Eingabe selbst definieren.

Für die Berechnung der Einschraubtiefe kann man wahlweise aus der Festigkeitsklasse die Härte (nach DIN EN ISO 898-2) oder aus dem Werkstoff direkt die Scherfestigkeit definieren.

Bei beiden Varianten ist auch Eigene Eingabe möglich. Bei Eingabe der Festigkeitsklasse muss zusätzlich das Verhältnis der Scherfestigkeit zur Bruchfestigkeit (τBM/Rm) definiert werden.

Der eingegebene Härtewert wird intern mit der Härteumrechnung in die Zugfestigkeit umgerechnet. Die Zugfestigkeit Rm multipliziert mit dem Verhältnis (τBM/Rm) ergibt dann auch die Scherfestigkeit (τBM).

Für Muttern mit Regelgewinde (auch UNC) wurde der jeweils minimale Härtewert der Festigkeitsklasse der Tabelle 6 und für Feingewinde (auch UNF) der minimale Härtewert der Festigkeitsklasse aus Tabelle 7 der DIN EN ISO 898-2 entnommen.

► **Hinweis**

Wenn die Abmessung der Trennfugenfläche DA nur gering grösser ist als der Auflagedurchmesser des Schraubenkopfes dw sind diese als Durchsteckverbindung (Verformungskörper beachten) zu berechnen.
(DA bis ~1,4*dw)

42.3.3 Unterlegscheiben

Um eine Unterlegscheibe zwischen Mutter und Teil oder/und Kopf und Teil anzubringen, können die jeweiligen Haken aktiviert werden.

Aktiviert man unter Berechnung/Einstellungen den Haken Eigene Wärmedehnung von Unterlegscheiben bestimmen, kann man zusätzlich den Wärmeausdehnungskoeffizienten definieren, welcher bei der Berechnung der Vorspannkraftdifferenz verwendet wird. Eine genauere Beschreibung finden Sie im Kapitel 'Einstellungen'.

42.3.4 Dehnhülsen ohne äussere Kräfte

In dem Dialog für die Dehnhülsen kann man die Länge der jeweiligen Dehnhülse eingeben. Bei der Einschraubverbindung ist eine Dehnhülse unter dem Schraubenkopf, bei der Durchsteckverbindung unter dem Schraubenkopf und unter der Mutter möglich.
Auf die Dehnhülsen, welche hier definiert sind, dürfen keine Aussenkräfte angreifen. Diese Hülsen sind zu verwenden, um den Abstand zwischen Schraubenkopf bzw. Mutter und dem Bauteil zu erzeugen.

Die Dehnhülsen werden bei der Auslegung der Länge, bei der Berechnung der Nachgiebigkeiten und bei der Längenausdehnung bei Betriebstemperatur berücksichtigt.

42.3.5 Einschraubtiefe

Wenn man den Haken Einschraubtiefe aktiviert, kann die Einschraubtiefe berechnet und die Abstreiffestigkeit des Gewindes nach VDI 2230 Kapitel 5.5.5 überprüft werden.

Über den Plus-Button können die Daten zur Einschraubtiefe definiert werden. Bei den Auslegen-Buttons werden jeweils Standardwerte gesetzt, welche aus den Eingaben der Hauptmaske berechnet wurden.

Die Einschraubtiefe meffmin wird mit der Bruchfestigkeit R_m des Schraubenwerkstoffes gerechnet (theoretisch), die Einschraubtiefe m_{effmax} wird für Bolzen und Innengewinde (mit R_{mmax}, d_{min} oder d_{2min} und D_{2max} oder D_{1max} nach VDI 2230 Blatt 1, Gleichung 210/ 213) gerechnet, in den Resultaten wird dann der kritischere Fall angegeben.

Standardwert für den Faktor R_{mmax}/R_m ist 1,2, was in der VDI 2230 als praxisbezogener Wert angegeben wird.
Der Faktor R_{mmax}/R_m kann unter Berechnung > Einstellungen verändert werden.

Damit der ungünstigste Fall (VDI 2230, Formel 210) gerechnet werden kann, muss die Toleranz des Gewindes noch miteinbezogen werden.
Für die Toleranzen nach ISO 965-1 kann in einer Auswahlliste bei dem minimalen Aussendurchmesser der Schraube d_{min}, dem maximalen Flankendurchmesser des Innengewindes D_{2max}, dem minimalen Flankendurchmesser des Schraubengewindes d_{2min} und dem minimalen Kerndurchmesser des Innengewindes D_{1max} die gewünschte Toleranz ausgewählt werden. Sollen die Toleranzen nach einer anderen Norm definiert werden, muss in der Auswahlliste auf Eigene Eingabe gestellt und die entsprechenden Werte eingegeben werden.

Wird der Auslegen-Button betätigt, wird der nominale Wert ohne Toleranz ins entsprechende Feld gesetzt.

Im Hauptprotokoll werden die Spannungen, die Mindesteinschraubtiefe und die Sicherheit gegen Abscheren bei Belastung mit der maximalen Vorspannkraft der Verbindung angezeigt.

42.4 Eingaben Tab Montage

42.4.1 Vorgaben

Bei der Berechnung kann entweder die Ausnutzung der Streckgrenze, die Montagevorspannkraft, das maximale Anziehdrehmoment oder beide Anziehdrehmomente als Vorgaben festgelegt werden. Wenn maximales und minimales Anziehdrehmoment vorgegeben werden, dann wird der Anziehfaktor aus dieser Drehmomentstreuung und der Reibwertstreuung berechnet. Weiter können hier Angaben zu Lastwechselzahl, Setzbetrag, Vorspannkraftverlust und Temperaturen der Schraubenverbindung gemacht werden.

Ausnutzung der Streckgrenze
Bei üblichen Schraubenauslegungen wird für die Berechnung der Vorspannkraft die Schraube auf 90% der Streckgrenze angezogen. Bei streckgrenzen- oder drehwinkelgesteuertem Anziehen sollte die Ausnutzung auf 100% gesetzt werden.

Lastwechselzahl
Ist diese Lastwechselzahl ND >= $2*10^6$ werden bei schlussvergütet und schlussgewalzten Schrauben die Dauerhaltbarkeiten nach Formeln der VDI berechnet (nach VDI 2230, 5.5/20 und 5.5/21). Bei kleineren Werten (ND < $2*10^6$), wird eine zeitfeste Auslegung der Verbindung durchgeführt (5.5/22 und 5.5/23).

Setzbetrag

Der Setzbetrag wird gemäss der Rechenmethode berechnet. Ein zusätzlicher Setzbetrag aufgrund von Flachdichtungen kann extra eingegeben werden. Ausserdem besteht die Möglichkeit den berechneten Setzbetrag mit einer eigenen Eingabe zu überschreiben, oder direkt den Vorspannkraftverlust einzutragen. Wenn der Vorspannkraftverlust eingegeben wird, spielt der Setzbetrag keine Rolle mehr.

Montage- und Betriebstemperatur
Die Erweiterung der KISSsoft-Schraubenberechnung erlaubt in Anwendung der Rechenvorschrift nach VDI 2230, die Schraubenverbindung auch bei Betriebstemperaturen zwischen -200 und +1000 Grad Celsius zu berechnen. Für Schraube und verspannte Teile können unterschiedliche Temperaturen vorgegeben werden. Im Weiteren wird die Temperaturabhängigkeit des Elastizitätsmoduls, des Wärmedehnungskoeffizienten, der Streckgrenze und der zulässigen

Pressung der Werkstoffe berücksichtigt. Die temperaturabhängigen Werte können entweder mit Überschlagsformeln berechnet werden, oder selbst definiert werden. Da die Überschlagsformeln für übliche Stähle bestimmt wurden, sollten die Werte bei grösseren Temperaturänderungen vom Benutzer geprüft werden, oder besser gleich selbst eingegeben werden.

Die Schraubverbindung wird für den Montagezustand sowie für den stationären oder instationären Zustand bei Betriebstemperatur auf sämtliche Kriterien hin überprüft (nach VDI 2230: Vorspannkraft, Schraubenkraft, Dauerhaltbarkeit und Flächenpressung).

Die Berechnung bei Montage und Betriebstemperatur wird von KISSsoft gleichzeitig und automatisch ausgeführt. Die Berechnung bei grösster Temperaturdifferenz zwischen Schraube und Teile sollte auch ausgeführt werden. Die minimale Temperaturdifferenz zwischen den Teilen oder der Schraube und der Montagetemperatur muss mindestens 30°C betragen, damit beide Resultate im Protokoll angezeigt werden.

42.4.2 Technische Erläuterungen

Die wesentlichen Einflüsse der Temperatur auf die Betriebseigenschaften von Schrauben sind:

- Vorspannkraftänderung infolge Wärmedehnung
- Vorspannkraftänderung infolge Relaxation (bei hohen Temperaturen)
- Sprödbruchverhalten (bei hohen und bei tiefen Temperaturen)

Mangels genügend allgemeiner Daten für die Werkstoffe von Schrauben und verspannten Teilen sind den Berechnungsmöglichkeiten Grenzen gesetzt. Die Vorspannkraftänderung infolge Wärmedehnung ist recht gut zu berechnen, da in erster Näherung die Wärmedehnungszahl als linear von der Temperatur abhängig angesehen werden kann. Zumindest über den Temperaturbereich von -100 bis +500°C. Die anderen Effekte wie Relaxation und Sprödbruch können durch eine geeignete Werkstoffwahl und in der entsprechenden Literatur beschriebene flankierende Massnahmen entschärft werden.

Die Berechnung der Vorspannkraftänderung infolge Wärmedehnung erfolgt mit temperaturabhängiger Wärmedehnungszahl und Elastizitätsmodul nach "H. Wiegand, Schraubenverbindungen, 4. Auflage 1988, Kapitel 7.1.3.1". Alle weiteren Berechnungen basieren auf den Gleichungen der VDI 2230 mit den entsprechenden Werten bei Betriebstemperatur.

Für viele Eingaben wie Elastizitätsmodul, Wärmedehnungszahl und Streckgrenze bei Betriebstemperatur bietet KISSsoft Vorschläge für sinnvolle Werte an, die auf Fachliteratur beruhen. Die Fachliteratur besteht aus DIN-Normen oder Literatur von der Firma Bosshard, Zug. Diese Vorschläge basieren auf dem Elastizitätsmodul bei Umgebungstemperatur und natürlich auf der Betriebstemperatur. Bei der Berechnung des Vorschlags für die zulässige Pressung bei Betriebstemperatur wird die Proportionalität zur Veränderung der Streckgrenze angenommen. Die Vorschläge sind Durchschnittswerte für 'übliche Stähle'; sie sind nicht spezifisch auf einen Werkstoff bezogen und müssen deshalb in kritischen Fällen überprüft werden, da die Temperaturabhängigkeit auch von der Art des Werkstoffs abhängt. Unter Berechnung->Einstellungen kann die automatische Berechnung der Werkstoffdaten nach Überschlagsformeln aktiviert werden.

42.4.3 Anziehverfahren

Gewisse Unsicherheiten - wie zum Beispiel Streuung der Reibungszahlen, unterschiedlich genaue Anziehmethoden, Instrumenten-, Bedienungs- und Ablesefehler - führen zu einer Streuung der

erreichten Montagevorspannkraft. Daraus resultiert die Notwendigkeit einer Überdimensionierung der Schraube, die durch den Anziehfaktor $\alpha_A = F_{Mmax}/F_{Mmin}$ zum Ausdruck kommt. Ein zunehmender Anziehfaktor α_A bedeutet bei gleicher erforderlicher Mindestvorspannkraft F_{Mmin}, dass die Schraube für eine grössere - aus der grösseren Streuung resultierenden - maximal erforderliche Montagevorspannkraft F_{Mmax} ausgelegt werden muss. Die Anziehverfahren und zugehörige Anziehfaktoren:

Anziehfaktor α_A	**Anziehverfahren**	**Einstellverfahren**
1.1 bis 1.2	Anziehen mit Längungssteuerung	Schalllaufzeit
1.1 bis 1.3	Mechanisches Längen durch Druckschrauben in Mutter oder Kopf	Vorgabe Längung der Schraube, Abdrückdrehmoment der Druckschrauben
1.2 bis 1.5	Mechanisches Längen durch mehrteilige Mutter	Drehmoment
1.1 bis 1.5	Anziehen mit mechanischer Längungsmessung	mechanische Längungsmessung
1.2 bis 1.6	Hydraulisches Anziehen (VDI2230:1988)	Druck- bzw. Längenmessung
1.1 bis 1.4	Hydraulisches reibungs- und torsionsfreies Anziehen	Druck- bzw. Längenmessung oder Weiterdrehwinkel der Mutter
1,0 (*)	Streckgrenzgesteuertes Anziehen (motorisch oder manuell)	Vorgabe Drehmoment-Drehwinkel-Koeffizient
1,0 (*)	Drehwinkelgesteuertes Anziehen (motorisch oder manuell)	Versuchsmässige Bestimmung von Voranziehmoment und Drehwinkel
1.4 bis 1.6	Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Hydraulikwerkzeug	Druckmessung
1.4 bis 1.6	Drehmomentschlüssel (mit versuchsmässiger Belastung)	Versuchsmässige Bestimmung der Sollanziehdrehmomente am Original-Verschraubungsteil, z. B. durch Längungsmessung der Schraube
1.6 bis 2.0	Drehmomentschlüssel (mit Schätzen der Reibungszahl, Klasse B)	Bestimmung des Sollanziehmomentes durch Schätzen der Reibungszahl (Oberflächen- und Schmierverhältnisse)
1.7 bis 2.5	Drehmomentschlüssel (mit Schätzen der Reibungszahl, Klasse A)	Bestimmung des Sollanziehmomentes durch Schätzen

		der Reibungszahl (Oberflächen- und Schmierverhältnisse)
1.6 bis 1.8	Drehmomentschlüssel (Schätzen der Reibungszahl) (VDI2230:1988)	Bestimmung des Sollanziehmomentes durch Schätzen der Reibungszahl (Oberflächen- und Schmierverhältnisse)
2.5 bis 4.0	Impulsgesteuertes Anziehen mit Schlagschrauber	Einstellen des Schraubers über Nachziehmoment

(*) FMmax/FMmin ist grösser als 1, für die Dimensionierungsformel wird trotzdem αA = 1 verwendet. Siehe VDI2230:1988 Abschnitt 5.4.3.2.

42.4.4 Reibungskoeffizienten

KISSsoft lässt ein Intervall für die Reibungszahlen zu. Der Minimalwert wird für die Berechnung mit F_M und F_{Mmax} der Maximalwert für die Berechnung mit F_{Mmin} und F_M/α_A verwendet. Die Reibwertstreuung hat damit einen Einfluss auf die Streuung der Anziehmomente.

Reibungszahlen für μ_G nach Literatur Wiegand, Schraubenverbindungen

Gewinde					Aussengewinde										
	Werkstoff				Stahl									A2	
		Oberfläche			schwarzvergütet oder phosphatiert				galvanisch verzinkt (Zn6)		galvanisch cadmiert (Cd6)		Kleb-stoff		
			Ferti-gung		gewalzt			geschnit-ten	geschnitten oder gewalzt						
Gewinde	Werkstoff	Oberfläche	Ferti-gung	Schmie-rung	trocken	geölt	MoS_2	geölt	trocken	geölt	trocken	geölt	trocken	trocken	geölt
Innengewinde	Stahl	Blank	geschnitten	trocken	**0.12** - 0.18	**0.10** - 0.16	**0.08** - 0.12	**0.10** - 0.16	/	**0.10** - 0.18	/	**0.08** - 0.14	**0.16** - 0.25	/	/
		galvanisch verzinkt			**0.10** - 0.16	/	/	/	**0.12** - 0.20	**0.10** - 0.18	/	/	**0.14** - 0.25	/	/
		galvanisch cadmiert			**0.08** - 0.14	/	/	/	/	/	**0.12** - 0.16	**0.12** - 0.14	/	/	/
	GG/GT	blank			/	**0.10** - 0.18	/	**0.10** - 0.18	/	**0.10** - 0.16	/	**0.08** - 0.16	/	/	/
	AlMg	blank			/	**0.08** - 0.20	/	/	/	/	/	/	/	**0.32** - 0.43	**0.28** - 0.35
	A2				/	/	/	/	/	/	/	/	/	**0.26** - 0.50	**0.12** - 0.23

Abbildung 42.9: Reibungszahlen im Gewinde.

Reibungszahlen für μ_K und μ_M nach Literatur Wiegand, Schraubenverbindungen

Auflagefläche	Auflagefläche			Schraubenkopf/Mutter											
	Werkstoff			Stahl										A2	
	Werkstoff	Oberfläche		schwarz oder phosphatiert						galvanisch verzinkt (Zn6)		galvanisch cadmiert (Cd6)			
		Oberfläche	Fertigung	gepresst			gedreht		geschliffen	gepresst					
		Fertigung	Schmierung	trocken	geölt	MoS_2	geölt	MoS_2	geölt	trocken	geölt	trocken	geölt	trocken	geölt
Gegenlage	Stahl	blank	geschliffen	/	**0.16** - 0.22	/	**0.10** - 0.18	/	**0.16** – 0.22	**0.10** - 0.18	/	**0.08** - 0.16	/	/	/
			spanend bearbeitet	**0.12** - 0.18	**0.10** - 0.18	**0.08** - 0.12	**0.10** - 0.18	**0.08** - 0.12	/	**0.10** - 0.18	**0.10** - 0.18	**0.08** - 0.16	**0.08** - 0.14	/	/
		galvanisch verzinkt		**0.10** - 0.16		/	**0.10** - 0.16	/	**0.10** - 0.18	**0.16** - 0.20	**0.10** - 0.18	/	/	/	/
		galvanisch cadmiert		**0.08** - 0.16						/	/	**0.12** - 0.20	**0.12** - 0.14	/	/
	GG/GTS	blank	geschliffen	/	**0.10** - 0.18	/	/	/	**0.10** - 0.18			**0.08** - 0.16	/	/	/
			spanend bearbeitet	/	**0.14** - 0.20	/	**0.10** - 0.18	/	**0.14** - 0.22	**0.10** - 0.18	**0.10** - 0.16	**0.08** - 0.16	/	/	/
	AlMg			/	**0.08** - 0.20			/	/	/	/	/	/	**0.35** - 0.50	**0.08** - 0.11
	A2			/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	**0.08** - 0.11	**0.08** - 0.12

Abbildung 42.10: Reibungszahlen in Kopf- und Mutterauflage.

Zusätzlich können über die Auslegung nach den Reibungsklassen A bis E nach VDI 2230 Blatt 1, Anhang Tabelle A5 die Werte für die Reibungskoeffizienten bestimmt werden. In KISSsoft werden dann der minimale und der maximale Reibkoeffizient für das Gewinde, die Kopfauflage und die Mutterauflage übernommen.

42.4.5 Drehwinkelgesteuertes Anziehen

Der Drehwinkel berechnet sich primär basierend auf dem Mittelwert der erreichten Vorspannkraft (F_M + F_M/α_A)/2 und der zugehörigen elastischen Verformung der Schraube. Zusätzlich können die folgenden für die Montage relevanten Randbedingungen vorgegeben werden. Diese Eingaben beeinflussen nicht direkt die Hauptberechnung wie z.B. die erreichten Vorspannkräfte, sondern werden am Ende der Schraubenberechnung passiv von den Resultaten abgeleitet.

Anzahl Schritte

Der berechnete Anziehwinkel kann in eine bestimmte Anzahl Teilschritte unterteilt werden. Die Winkel für jeden Teilschritt werden anschliessend im Protokoll separat ausgewiesen.

Vorspannung

Vor dem Drehwinkelgesteuerten Anziehen wird die Schraube auf ein Schwellmoment angezogen. Dieses wird als prozentualer Anteil des Mittelwertes des bei der Montage erreichten Drehmoments (MA_(FMm)) eingegeben. Dieser Vorspannpunkt ist der Startwinkel des im Protokoll durch den Buchstaben (b) gekennzeichneten Anziehwinkels. Der durch den Buchstaben (a) gekennzeichnete Anziehwinkel beinhaltet den Winkel bis zum Erreichen des Schwellmoments, dieser wird nur bei kleiner Vorspannung gezeigt aufgrund der steigenden Ungenauigkeit.

Plastische Verformung

Wird an einem Querschnitt die Streckgrenze überschritten, so kann hier vorgegeben werden um welchen prozentualen Anteil seiner Länge dieses Segment plastisch gedehnt werden soll. Diese plastische Längenänderung wird anschliessend basierend auf der Gewindesteigung in einen Drehwinkel umgerechnet der zum Anziehwinkel hinzuaddiert wird.

Maximale Streckgrenze

Falls erwartet wird, dass ein Teil der verwendeten Schrauben eine höhere Streckgrenze als die nominelle Streckgrenze aufweist, so kann diese maximale Streckgrenze relativ zur nominellen Streckgrenze eingestellt werden. Die maximale Streckgrenze kann alternativ als Absolutwert unter den Zusatzdaten der Schraubenfestigkeitsklasse (bei den Schraubendaten) eingegeben werden.

42.5 Eingaben Tab Verspannte Teile

Der Tab Verspannte Teile enthält die Angaben zu Materialien und Geometrie der verspannten Teile, Abstände für exzentrische Belastung/Verspannung sowie Daten zum Krafteinleitungsfaktor.

42.5.1 Geometrie der verspannten Teile

Verschiedene Grundformen für die verspannten Teile sind erhältlich:

- Platten
- Zylinder
- Prismatischer Körper
- Kreisringsegment

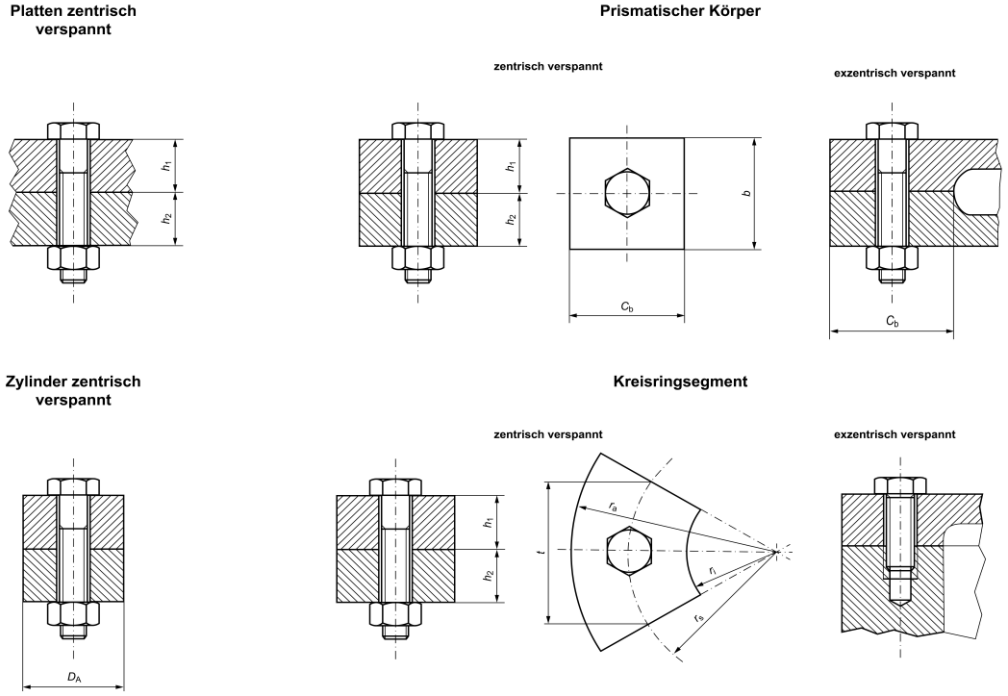


Abbildung 42.11: Verspannte Teile

Mit der Auswahl Platten wird angenommen, dass sich der Verspannungskegel unbehindert zu den Seiten ausbreiten kann. Bei den anderen Auswahlmöglichkeiten, kann über die Schaltfläche Geometrie... die berechnungsrelevante Form der verspannten Teile angegeben werden.

Über die Schaltfläche Bohrung... wird die Durchgangsbohrung im verspannten Teil definiert. Ausserdem können hier Fasen unter dem Kopf oder der Mutter definiert werden. Bei der Berechnung der Auflageflächen werden diese Fasen berücksichtigt. Die Fase reduziert den Aussenradius der Auflagefläche und erhöht damit die Flächenpressung.

In der Listeneingabe werden schliesslich die verschiedenen Materiallagen eingegeben. Die oberen Werte für Zulässige Pressung, E-Modul und Wärmedehnung sind Werkstoffwerte für Raumtemperatur und sind ausser bei eigener Materialeingabe immer grau hinterlegt. Ist der Haken Temperaturabhängige Werkstoffdaten automatisch mit Überschlagsformeln rechnen in den Modulspezifischen Einstellungen gesetzt, so werden die Werte für die Betriebstemperatur überschlägig berechnet und in der unteren Hälfte des jeweiligen Werkstoffs nicht editierbar angezeigt. Ist der Haken nicht aktiviert, müssen die Eingaben für die Werte vom Anwender selbst vorgenommen werden. Die Auslegen-Buttons rufen auch hier die jeweiligen Überschlagsformeln zur Ausrechnung auf. Der Plus-Button fügt ein Material zu, der ¯-Button löscht das angewählte Element und mit dem ✕-Button werden alle Lagen gelöscht. Die berechnete Klemmlänge, wird im Feld lk angezeigt.

42.6 Einstellungen

Unter Berechnungen > Einstellungen können zusätzliche Einstellungen aktiviert werden:

- **Bei Fehlermeldungen (zul. Pressung, zul. Vorspannkraft) weiterrechnen**
  Bei Fehlermeldungen, wie Überschreiten der Streckgrenze oder der zulässigen Pressung, wird trotzdem weitergerechnet, wenn dieser Haken gesetzt ist.
- **Minimal erreichte Vorspannkraft F_M/α_A berechnen**
  Wenn dieser Haken gesetzt ist, wird der Lastfall F_M/α_A zusätzlich berechnet. Die Vorspannkraft F_M/α_A ist die Vorspannkraft, die mindestens erreicht wird. α_A ist der Anziehfaktor; er beschreibt die Streuung der Vorspannkraft. Wenn diese Option gesetzt ist, werden im Protokoll Resultate für diese Vorspannkraft angezeigt
- **Erforderliche Klemmkraft bei exzentrischer Verspannung nicht erhöhen**
  KISSsoft erhöht die notwendige Klemmkraft, so dass bei exzentrischer Verspannung kein Aufklaffen auftritt. Dieser Automatismus lässt sich hier abschalten. Diese Option ist nur mit Vorsicht zu benutzen. Die Berechnung setzt voraus, dass kein Aufklaffen auftritt!
- **Innendurchmesser der Kopfauflage d_a bei Berechnung der Flächenpressung ignorieren**
  Bei der Auswahl dieser Option wird für die Berechnung der Flächenpressung d_a nicht mitberücksichtigt. Es wird also nicht der grössere Durchmesser (Innendurchmesser Kopfauflage d_a bzw. Bohrungsdurchmesser d_h) verwendet, sondern immer mit dem Bohrungsdurchmesser d_h die tragende Fläche bestimmt. Die tragende Fläche vergrössert sich auf Bohrungsdurchmesser d_h, wenn die durch d_a begrenzten Fläche anfängt nachzugeben.
  Diese Option ist nicht VDI 2230 konform, da in dieser immer der grössere Durchmesser verwendet verwendet wird.
- **Bei Einschraubverbindung die Nachgiebigkeiten der Durchsteckverbindung verwenden**
  Wenn die Trennfugenfläche des verspannten Teils im Vergleich zu der Schraubenkopfauflage relativ klein ist, kann die Einschraubverbindung bei der Berechnung der Nachgiebigkeiten wie eine Durchsteckschraubverbindung behandelt werden.
- **Betriebskraft nur bei Betriebstemperatur**
  Normalerweise berechnet KISSsoft die minimale Vorspannkraft aufgrund der notwendigen Klemmkraft und den Belastungen bei Umgebungs- und Betriebstemperatur. Wenn die Betriebskraft nur bei Betriebstemperatur auftritt, kann dieser Haken gesetzt werden. Dann wird die minimal erforderliche Vorspannkraft nur aus dem Fall bei Betriebstemperatur berechnet.
- **Temperaturabhängige Werkstoffdaten automatisch mit Überschlagsformeln rechnen**
  KISSsoft kann die Werkstoffdaten bei Betriebstemperatur nach Überschlagsformeln automatisch berechnen. Diese Überschlagsformeln berücksichtigen den eingegebenen Werkstoff nicht, sie verwenden eine mittlere Abhängigkeit für „übliche Stähle"! Wenn

dieser Haken deaktiviert ist, können Sie die Werkstoffdaten bei Betriebstemperatur manuell eingeben.

- **Eigene Wärmedehnung von Unterlegscheiben bestimmen**
  Es wird das Eingabefeld für die Wärmedehnung in den Unterfenstern der Unterlegscheibe eingeblendet. Wird dieser Haken nicht gesetzt, wird die Vorspannkraftdifferenz mit der mittleren Wärmedehnung von den Platten gerechnet. Das heisst, dass die Unterlegscheibe dieselbe Wärmedehnung wie die Platten hat. Man hat deshalb die Möglichkeit, diesen Wert einzugeben. Dann wird die Vorspannkraftdifferenz mit dem eingegebenen Wert gerechnet, dabei wird jedoch die Nachgiebigkeit der Platten verwendet. Nach VDI 2230 wird keine spezielle Wärmedehnung für die Unterlegscheiben verwendet.
- **Montage- und Betriebsspannung ohne Torsion rechnen**
  Wenn die Verbindung mit einem Verfahren angezogen wird, bei dem keine Torsionsspannungen in der Schraube auftreten, kann diese Option gewählt werden. Für die Berechnung der Sicherheit gegen Fliessen wird dadurch nur die Zugspannung in der Schraube berücksichtigt.
- **Reduktionskoeffizient**
  Der Reduktionskoeffizient wird für die Berechnung der Vergleichsspannung im Betriebszustand verwendet. Bei elastisch vorgespannten Verbindungen reduzieren sich die Torsionsspannungen in vielen Fällen um ca. 50%, deshalb wird in der VDI 2230 als Empfehlung der Wert 0.5 angegeben.
- **Streckgrenzenüberschreitung**
  Es gibt dabei 3 Auswahlmöglichkeiten: das Überschreiten der Streckgrenze nicht zulassen, das Überschreiten nur im Betrieb zulassen oder das Überschreiten bei der Montage und im Betrieb zulassen. Somit hat der Benutzer die Möglichkeit, seine Berechnungsvariante selber zu wählen.
- **Verfestigungsfaktor**
  Für die Berechnung des Überschreitens der Streckgrenze bei der Montage und im Betrieb wird ein zusätzlicher Verfestigungsfaktor k_v verwendet. Der Standardwert für den Verfestigungsfaktor ist 1.15. Die VDI gibt an, dass dieser zwischen 1.1 und 1.2 liegen sollte.
- **Zusatztorsionsmoment im Betrieb**
  Für die Berechnung der Betriebsbeanspruchung kann ein zusätzliches Torsionsmoment definiert werden, welches in der Berechnung der Schubbeanspruchung verwendet wird. Dies gilt sowohl für den Fall, dass die Streckgrenze nicht überschritten werden darf, als auch für den Fall eines Überschreitens der Streckgrenze.
- **Zusatzquerkraft im Betrieb**
  Für die Berechnung der Betriebsbeanspruchung kann eine zusätzliche Querkraft definiert werden, welche in der Berechnung der Schubbeanspruchung verwendet wird. Dies gilt für den Fall des Überschreitens der Streckgrenze.

- **Dauerfestigkeit**
  Auswahlliste für welche Art von Schrauben die Berechnung der Dauerfestigkeit durchgeführt werden soll. Bei HV-Garnituren wird wegen speziellen geometrischen Besonderheiten die ertragbare Dauerhaltbarkeit um 10% reduziert, bei feuerverzinkten HV-Garnituren wird die ertragbare Dauerhaltbarkeit um 30% reduziert. (Kommentar in VDI 2230, Kapitel zur Schwingbeanspruchung)
- **Faktor Bruchfestigkeit der Schraube**
  Dieser Faktor wird zur Berechnung der Mindest-Einschraubtiefe verwendet. Mit diesem Faktor sollte ein praxisbezogener Wert für R_m erreicht werden (nach VDI 2230) (siehe Kapitel 42.3.5, Einschraubtiefe).
- **Ausnutzung der Streckgrenze (Referenz)**
  Für die Grafik Vorspannkräfte und Anziehdrehmomente kann zusätzlich eine Referenz-Ausnutzung angezeigt werden. Durch Überschreiben des Wertes kann eine beliebige Referenz-Ausnutzung definiert werden, welche dann in der Grafik eingezeichnet wird. Wird der Wert nicht überschrieben, ist der Standardwert für streckgrenzen- und drehwinkelgesteuertes Anziehen mit 100%-iger Ausnutzung gesetzt, bei allen anderen Anziehverfahren mit 90%-iger Ausnutzung.

43 Sicherungsringe (Seegerring)

In diesem Modul können Berechnungen für Wellen- oder Nabensicherungsringe angestellt werden. Grundlage für die Berechnungen ist das Handbuch der Fa. Seeger.

43.1 Basisdaten

Im Tab Basisdaten sind folgende Daten einzugeben:

- Gruppe "Geometrie"
  - Wellen-/Bohrungsring: Festlegung, ob die Berechnung für einen Wellen- oder einen Bohrungsring erfolgt
  - Sicherungsring/Sprengring: Festlegung, ob die Berechnung für einen Sicherungsring oder einen Sprengring erfolgt
  - d1: Nennmass, Wellendurchmesser bei Wellenringen bzw. Bohrungsdurchmesser bei Bohrungsringen
  - d2: Nutdurchmesser
  - d3: Innendurchmesser des Seegerrings für Wellen oder Aussendurchmesser des Seegerrings für Bohrungen im entlasteten Zustand
  - b: maximale radiale Breite des Seegerrings
  - Mass l: (siehe Abbildung 43.1)
  - s: Stärke des Rings
  - ψ: zulässiger Umstülpwinkel des Seegerrings (siehe Abbildung 43.2)
  - g: Schräge oder Kantenabstand/Radius

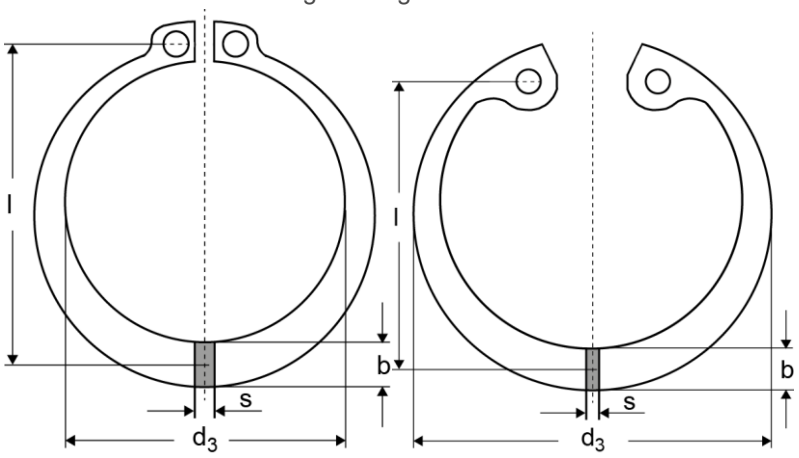


Abbildung 43.1: Geometrie von Wellenring (a) und Bohrungsring (b)

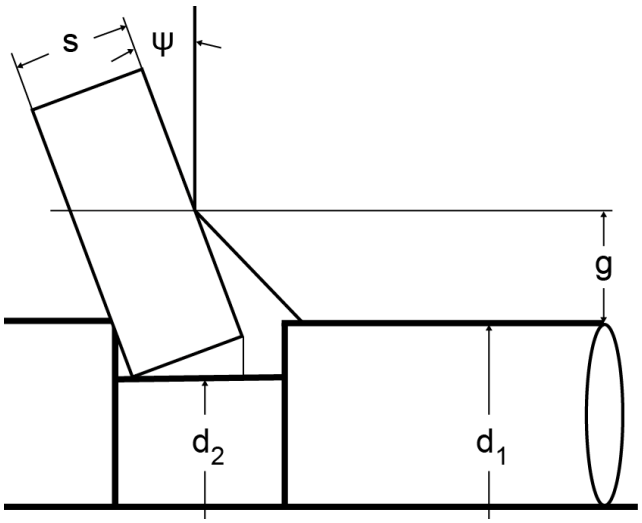


Abbildung 43.2: Definition der geometrischen Grössen s, ψ, g

- Gruppe "Betriebsdaten"
  - q: Beanspruchungszahl unter Berücksichtigung des Bundlängenverhältnisses
  - μ: Reibungskoeffizient zwischen Ringoberfläche und Wellen-/Bohrungsoberfläche
- Gruppe "Werkstoffe"
  - Hier kann der Werkstoff von Ring und Welle/Bohrung festgelegt werden. Die Funktionalität entspricht der der anderen KISSsoft-Module in der Gruppe "Verbindungen".

43.2 Automatische Berechnung der Beanspruchungszahl q

Mit Klick auf den Plus-Button neben q wird ein Fenster geöffnet, in dem q aus dem Verhältnis von Bundlänge n zu Nuttiefe t berechnet werden kann. Die Nuttiefe ist definiert als:

- $t = (d_1 - d_2)/2$ für Wellenringe
- $t = (d_2 - d_1)/2$ für Bohrungsringe

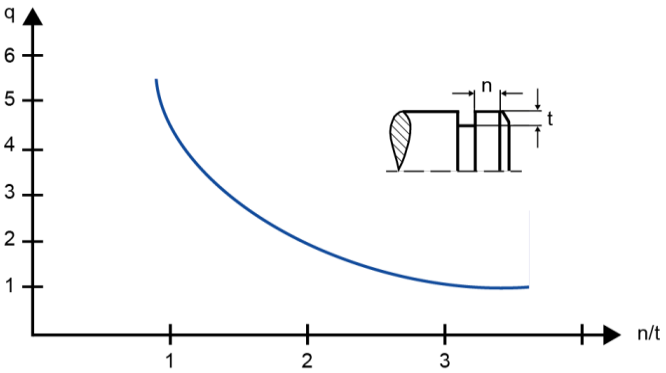


Abbildung 43.3: (a) Definition von Beanspruchungszahl q, Bundlänge n und Nuttiefe t.

43.3 Automatische Berechnung des Umstülpwinkels ψ

Für die automatische Berechnung von ψ wird die folgende Abbildung (siehe Abbildung 43.4) verwendet.

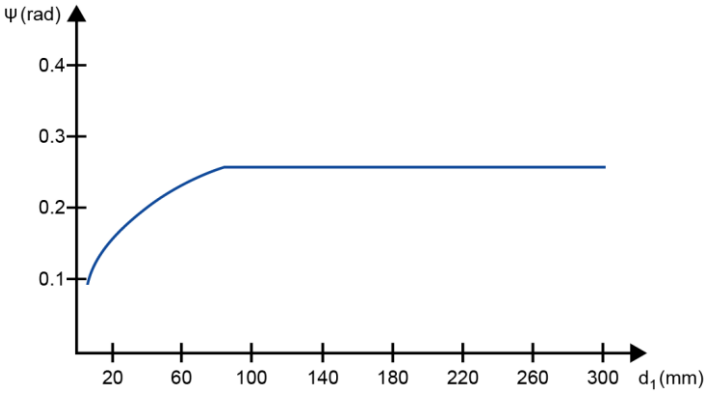


Abbildung 43.4: Berechnung von ψ, ausgehend von d1.

43.4 Berechnungseinstellungen

In den Berechnungseinstellungen kann der minimal erforderliche Sicherheitswert S eingegeben werden.

44 Hirthverzahnung

Dieses Modul führt Berechnungen für Hirthverzahnungen durch. Die Berechnungen sind aus dem von Voith herausgegebenen Handbuch abgeleitet. Das Berechnungsmodul wird gestartet mit einem Doppelklick auf das Modul «Hirth» unter «Welle-Nabe-Verbindungen» im Modulbaum.

44.1 Basisdaten

Im Tab Basisdaten werden folgende Eingaben gemacht:

- Im Bereich Geometrie
  Voith Profilauswahl: Spezifizieren eines Voith Profils oder Anwählen für ein eigenes Profil
- Bereich Eigene Eingabe (erscheint nur wenn bei der Profilauswahl Eigene Eingabe angewählt wird)
  z: Zähnezahl
  β: Zähneprofil
  D: Aussendurchmesser des Rings
  d: Innendurchmesser des Rings
  r: Fussradius
  s: Kopfspiel
  n: Anzahl Bohrungslöcher in der Verzahnungsoberfläche
  d_L: Mittlerer Bohrungsdurchmesser
- Bereich «Werkstoffe»
  Werkstück 1: Hirth Material 1
  $\eta_{z,1}$:Traganteil von Hirth 1. Voith empfiehlt 0.65 wenn gefräst und 0.75 wenn planbearbeitet.
  Werkstück 2: Hirth Material 2
  $\eta_{z,2}$:Traganteil von Hirth 2. Voith empfiehlt 0.65 wenn gefräst und 0.75 wenn planbearbeitet.
- Bereich «Betriebsdaten»
  T: Drehmoment
  v: Vorspannkraft Sicherheitsfaktor. Faktor zum Anpassen der erforderlichen Vorspannkraft. Voith empfiehlt 1,8 bis3,0.

44.2 Berechnungseinstellungen

Der Sollsicherheitsfaktor SF_{min} wird hier definiert.

45 Antworten auf häufige Fragen

45.1 Schraubentypen in der Datenbank ergänzen

In der KISSsoft-Datenbank sind folgende Schraubentypen hinterlegt:

- Zylinderschraube mit Innensechskant DIN EN ISO 4762
- Zylinderschraube mit Innensechskant mit niedrigem Kopf DIN 7984
- Sechskantschraube mit Schaft (A B) DIN EN ISO 4014
- Sechskantschraube ohne Schaft (A B) DIN EN ISO 4017
- Zylinderschraube mit Schlitz DIN EN ISO 1207
- Sechskantschraube mit Schaft, Metrisches Feingewinde (A B) DIN EN ISO 8765
- Sechskantschraube ohne Schaft, Metrisches Feingewinde (A B) DIN EN ISO 8676
- Sechskantschrauben mit Flansch, leichte Reihe, Form F DIN EN 1662
- Sechskantschrauben mit Flansch, leichte Reihe Form U DIN EN 1662
- Sechskantschrauben mit Flansch, schwere Reihe Form F DIN EN 1665
- Sechskantschrauben mit Flansch, schwere Reihe Form U DIN EN 1665
- Square bolts ASME B18.2.1
- Hex bolts ASME B18.2.1
- Heavy hex bolts ASME B18.2.1
- Hex cap screws ASME B18.2.1
- Heavy hex screws ASME B18.2.1
- Eigene Definition der Schraubengeometrie

Für jeden dieser Schraubentypen sind die verschiedenen Grössen in Tabellen aufgelistet (= Schraubenreihe). Der Name der Datei, welche die Daten dieser Schraubenreihe enthält, befindet sich in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen).

Sie können innerhalb eines vorhandenen Schraubentyps eine neue Grösse eingeben, d. h. die Schraubenreihe erweitern (siehe Kapitel 45.1.1, Vorhandene Schraubenreihe erweitern), oder Sie können einen neuen Schraubentyp (siehe Kapitel 45.1.2, Neuen Schraubentyp erstellen) eingeben.

45.1.1 Vorhandene Schraubenreihe erweitern

Beispiel: Einfügen der Daten einer Schraube M8 mit 100 mm Länge in der Reihe für „Zylinderschraube mit Innensechskant EN ISO 4762".

Starten Sie zunächst das Datenbanktool. Öffnen Sie die Tabelle Schrauben Typ M000 M040Typ. Wählen Sie dort den Datensatz Zylinderschraube mit Innensechskant EN ISO 4762 an. Im Feld Dateiname finden Sie den Namen der Datei, in der die Tabelle mit den Daten der Schraubenreihe steht. Durch Drücken des Bearbeiten-Buttons, der hinter der Eingabezeile liegt, können Sie die Datei im Editor öffnen:

Wenn Sie nun eine neue Schraube eingeben möchten, müssen Sie folgendermassen vorgehen:

- Suchen Sie eine ähnliche Schraube (M8, Länge 80mm).
- Kopieren Sie diese Zeile. Achten Sie dabei unbedingt auf die Reihenfolge der Zeilen.
- Ändern Sie die Daten gemäss Tabelle 1 der EN ISO 4762 (Länge 100 statt 80, Länge l1 72 statt 52).
- Speichern Sie die Datei im Installationsverzeichnis unter "KISSsoft 20xx/ext/dat".
- Dokumentieren Sie gegebenenfalls Ihre Änderungen für andere Benutzer.

45.1.2 Neuen Schraubentyp erstellen

Um einen neuen Schraubentyp eingeben zu können, müssen Sie mit dem Aufbau der Tabellen vertraut sein. Sie müssen wissen, in welcher Spalte welche Grösse steht (die Variablennamen entnehmen Sie den Erklärungen im Kopf einer Tabelle).
Gehen Sie folgendermassen vor:

- Öffnen Sie in der Datenbank den Datensatz, der dem neuen Schraubentyp am ähnlichsten ist.
- Kopieren Sie diesen Datensatz mit dem (+) Button unter dem Namen des neuen Schraubentyps.
- Öffnen Sie den neuen Datensatz über den **Bearbeiten**-Button.
- Drücken Sie auf den Bearbeiten-Button am Ende der Eingabezeile für den Dateinamen. Es öffnet sich die Datei, die noch die „alten” Werte enthält.
- Überschreiben Sie die Werte mit den neuen Werten. Beachten Sie die Variablenstruktur (d. h. je nach Ort, wo eine Zahl steht, wird ihr eine bestimmte Variable zugeordnet) und die Sortierung der Zeilen.
- Speichern Sie die aktualisierte Datei unter einem neuen Namen im Verzeichnis "KISSsoft 20xx/ext/dat" ab und verlassen Sie den Editor.
- Übernehmen Sie den neuen Dateinamen im neuen Datensatz in der Datenbank.
- Speichern Sie den neuen Datensatz ab.

VI
Federn

Kapitel 46 - 50

46 Druckfedern

Zu den Schraubendruckfedern gehören die zylindrischen Schraubendruckfedern (Druckfedern) und die konischen Schraubendruckfedern (Kegelstumpffedern). Bei beiden Druckfederarten wird ein Draht zu einer Feder gewickelt oder gewunden. Die Druckfederberechnung basiert auf der Norm DIN EN 13906-1 (2013)[97]. Die Berechnung der Kegelstumpffedern erfolgt nach der Literatur 'Metallfedern' [98]. Dort werden die Berechnungen der einzelnen Kräfte, Federwege und der Anzahl Windungen beschrieben. Die Berechnung der Relaxation sowie die Werte für die Toleranzen und Werkstoffe werden nach DIN EN 13906-1 ausgeführt. Die Kegelstumpffedern, welche mit KISSsoft berechnet werden können, haben einen konstanten Drahtdurchmesser.

Betriebsdaten

Bei der Vorgabe der Belastungen besteht die Auswahl einer Eingabe als Federkraft oder als Federweg. Ausserdem kann gewählt werden, ob die Feder statisch, quasistatisch oder dynamisch beansprucht wird.

Geometrie

Speziell bei zylindrischen Druckfedern:

Die Geometriedaten nach DIN 2098 Teil 1 können direkt aus der dargestellten Tabelle ausgewählt werden.
Bei Auswahl Eigene Eingabe werden die selektierten Werte der Liste übernommen, und es können selbst definierte Werte eingegeben werden. Auch die Federlänge und der Federdurchmesser können direkt selektiert und eingegeben werden.
Anstatt der Federlänge im ungespannten Zustand L_0 lässt sich auch die Federlänge im belasteten Zustand L_1 oder L_2 vorgeben.
Die Wahl der Federenden und der Herstellung hat Einfluss auf die Berechnung der Blocklänge L_c.
Mit dem Button Aktualisieren werden die Blocklängen und die resultierenden Grössen der momentanen Situation für die einzelnen Federn berechnet und in der Tabelle angezeigt.

Speziell bei Kegelstumpffedern:

Man kann sowohl den kleinen als auch den grossen Durchmesser des Kegels definieren. Die Federlängen können im ungespannten oder gespannten Zustand eingegeben werden.

Sind die Federnden planbearbeitet (angeschliffen), wird die Blocklänge nach der Literatur berechnet, ansonsten wird angenommen das die Blocklänge $L_c=n_t \cdot d_{max}$ beträgt.

46.1 Festigkeitswerte

Die Festigkeitswerte sind durchmesserabhängig in Dateien abgelegt. Entweder wird eine Schubfestigkeit in den Tabellen angegeben, wie in DIN EN 13906-1 für warmgeformte Federn, oder die Schubfestigkeit wird aus der vorgegebenen Bruchfestigkeit als $\tau_{czul} = 0.56 \cdot R_m$ berechnet.

Für die Berechnung der Dauerfestigkeit wird entweder das Goodman-Diagramm nach DIN EN 13906-1 oder eine Näherungskonstruktion verwendet. Die Näherungskonstruktion sieht eine Schwellfestigkeit von $0.25 \cdot R_m$ und eine Steigung der Gerade der Oberspannung im Goodman-Diagramm von 0.75 vor. Bei kugelgestrahltem Werkstoff wird die Schwellfestigkeit um 20% erhöht. Diese Werte entsprechen in etwa den in der Norm DIN EN 13906-1 angegebenen Diagrammen, die Sicherheiten sollten allerdings konservativ betrachtet werden.

46.2 Schubspannungswerte

Bei der Berechnung der höchsten Schubspannung wird sowohl die Axial- als auch Querfederung miteingerechnet.

Bei den Kegelstumpffedern wird die Querfederung nicht mitberücksichtigt, es wird nur der Anteil der Axialfederung mit dem jeweiligen Durchmesser bestimmt.

$$\tau_{max} = \frac{8}{\pi \cdot d^3} \cdot \left[F\left(D + s_Q\right) + F_Q \cdot \left(L - d\right)\right] \quad (47.1)$$

τ_{max}: Höchste Schubspannung [N/mm2]
d: Drahtdurchmesser [mm]
F: Federkraft [N]
D: Windungsdurchmesser [mm]
s_Q: Querfederweg [mm]
F_Q: Querfederkraft [N]
L: Federlänge [mm]

Die höchste korrigierte Schubspannung wird berechnet mit:

$$\tau k_{max} = k \cdot \tau_{max} \quad (47.2)$$

τk_{max}: Höchste korrigierte Schubspannung [N/mm2]
τ_{max}: Höchste Schubspannung [N/mm2]
k: Spannungskorrekturfaktor

46.3 Lagerungsbeiwert

Dieser Beiwert wird bei den zylindrischen Schraubendruckfedern verwendet.

Die Wahl der Lagerung bestimmt die Grösse des Lagerungsbeiwertes v, welcher in der Abbildung (siehe Abbildung 46.1) dargestellt wird.

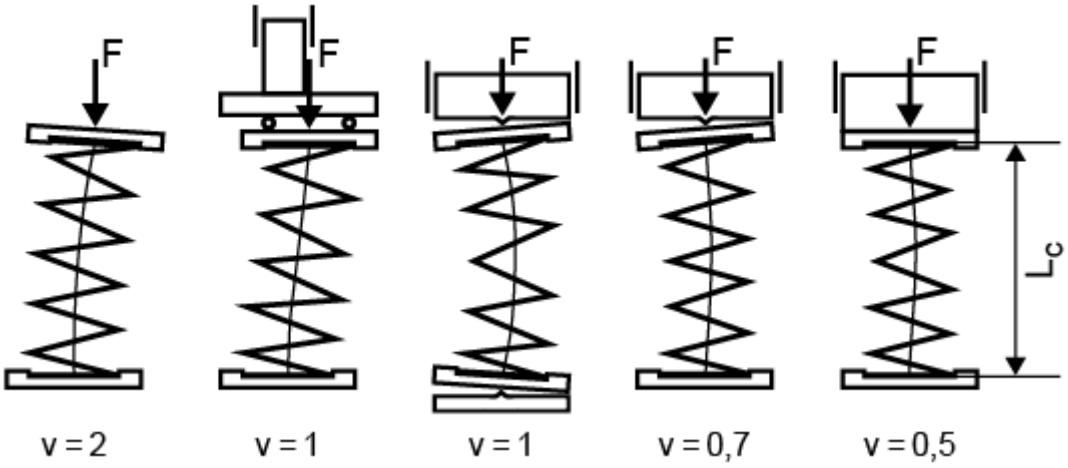


Abbildung 46.1: Lagerungen mit den zugehörigen Lagerungsbeiwerten von axial beanspruchten Schraubendruckfedern

Der Lagerungsbeiwert v wird für die Berechnung des Knickfederweges s_k verwendet. Wird die Knicksicherheit nicht erfüllt, muss die Feder geführt werden, da die Feder sonst knickt.

46.4 Werkstoffe

In der Auswahlliste sind Werkstoffe aus den Normen DIN EN 10089, DIN 17223-1 (zurückgezogen), DIN EN 10270-1, DIN EN 10270-1, DIN EN 10270-3 (zurückgezogen) und DIN EN ISO 6931-1 (2017).

Bei Anwahl des Plus-Buttons neben der Auswahlliste erscheint eine ausführliche Darstellung der Werkstoffwerte in einer Tabelle. Wird der Haken Eigene Eingabe gesetzt, erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

46.5 Toleranzen

Wählt man eine Feder der Tabelle (nach DIN 2098 Blatt 1, zurückgezogen) aus, wird die Toleranz des Durchmessers nach DIN 2076 C verwendet. Man kann die Durchmessertoleranz ändern, indem die Liste auf Eigene Eingabe gewechselt wird, somit erscheinen die Eingabefelder, wo sich neben dem Drahtdurchmesser durch den Plus-Button eine weitere Maske öffnen lässt.

In der Toleranzmaske kann beim Drahtdurchmesser zwischen der DIN 2076 (1984, zurückgezogen), DIN 2077 (1979, zurückgezogen), DIN EN 10270-1 (2017), DIN EN 10270-2 (2012), DIN EN 10270-3 (2012, zurückgezogen), DIN EN ISO 6931-1 (2017), DIN EN 10218 (2012) und Eigene Eingabe gewählt werden.
Bei Wahl einer Drahtdurchmessertoleranz nach Norm, wird die Toleranz direkt in die Maske geschrieben. Bei Eigene Eingabe kann der Wert selbst definiert werden.

Weitere Toleranzen werden nach Gütegrad eingeteilt. In den Basisdaten in der Liste Toleranzen Geometrie und Toleranzen Kräfte können zwischen den Gütegraden nach DIN EN 15800 (2009)[99] oder DIN 2096 Teil 1 (1981)[100] gewählt werden. Bei den Kegelstumpffedern wird der mittlere Durchmesser zur Bestimmung des Wickelverhältnisses verwendet (w=Dm/d).

46.6 Relaxation

Durch die Berechnung der Relaxation kann die sich einstellende Federkraft nach einer bestimmten Zeit erörtert werden. Die Druckfeder setzt sich bis zu einem bestimmten Wert. Die Relaxation wird auch Kriechen genannt. Die Werte für die Relaxation sind aus der Norm DIN EN 13906-1 entnommen, welche in Diagrammen dargestellt sind. Die Diagramme zeigen Kurven bei bestimmten Durchmessern und Temperaturen, welche in einem Relaxations-Spannungsdiagramm aufgezeichnet sind. Bei 2 verschiedenen Drahtdurchmessern und Temperaturen kann dann aus diesen Kurven bei gegebener Spannung der Relaxationswert bei Betriebstemperatur und Drahtdurchmesser inter- bzw. extrapoliert werden.

In KISSsoft kann das Relaxationsdiagramm bei 48h in Abhängigkeit von Durchmesser, Temperatur und Spannung angezeigt werden. Des weiteren sind Grafiken der zeitlichen Verläufe der Relaxation und der Federkraft vorhanden. Als Resultate werden im Protokoll die Relaxation nach 48 h bei den gegebenen Bedingungen angezeigt. Zusätzlich wird der Wert der Federkraft nach 48 h berechnet.

Will man die Daten für die Relaxationskurven der Werkstoffe erweitern oder neue hinzufügen, kann dies in der entsprechenden *.dat-Datei zum Federwerkstoff vollzogen werden.

Die Relaxationskurven können in dieser Datei entweder mit 2 oder 3 vorgegebenen Messpunkten definiert werden. Die Kurve wird dann aus diesen ermittelt.

46.7 Zeichnungsdaten

Die Federdaten für die Erstellung einer Zeichnung können unter Zeichnungsdaten abgerufen werden. Die Vorlage kann über die Datei F10SPRING?.RPT (für Druckfedern), F20SPRING?.RPT (für Zugfedern), usf. (? = d/e/a/f/i/s/r/p/c für die gewünschte Sprache) an firmenspezifische Bedürfnisse angepasst werden.

46.8 Auslegung

Stellt man bei den zylindrischen Druckfedern die Liste unter Norm auf Eigene Eingabe erscheinen Eingabefelder anstatt der Tabelle mit den Werten nach Norm.

Sowohl bei den zylindrischen als auch bei den konischen Druckfedern kann neben dem Drahtdurchmesser und den wirksamen Windungen eine weitere Auslegung über den Auslegen-Button aufgerufen werden.

Aufgrund der vorgegebenen Federrate R = ΔF/Δs lässt sich bei vorgegebenem Drahtdurchmesser die Windungszahl n berechnen. Die Windungszahl ist hier fest definiert und die Festigkeit sowie die geometrischen Randbedingungen werden nicht überprüft. Zusätzlich wird vom Programm ein Vorschlag für den minimalen Drahtdurchmesser und die zugehörige Windungszahl geliefert. Der minimale Drahtdurchmesser wird hier durch die Festigkeit des Materials bestimmt.

47 Zugfedern

Die Zugfederberechnung ist in der Norm DIN EN 13906-2 (2013)[101] beschrieben.

Betriebsdaten

Bei der Vorgabe der Belastungen besteht die Auswahl einer Eingabe als Federkraft oder als Federweg.
Als innere Vorspannkraft F0 wird die Kraft bezeichnet, welche zum Öffnen der aneinanderliegenden Windungen erforderlich ist. Diese Kraft tritt nur auf, wenn die Feder vorgespannt ist.
Ist der Haken bei Innere Vorspannung gesetzt, kann die Anzahl der wirkenden Windungen beeinflusst werden.
Ausserdem kann gewählt werden, ob die Feder statisch, quasistatisch oder dynamisch beansprucht wird.

Geometrie

Die Federlänge und der Federdurchmesser können direkt in der Hauptmaske eingegeben werden. Anstatt der Federlänge im ungespannten Zustand L_0 lässt sich auch die Federlänge im belasteten Zustand L_1 oder L_2 vorgeben.
Beim Drahtdurchmesser können entweder die Durchmesserwerte nach DIN 2098 Beiblatt 1 aus der Liste gewählt oder ein selbst definierter Wert direkt in die Liste geschrieben werden.

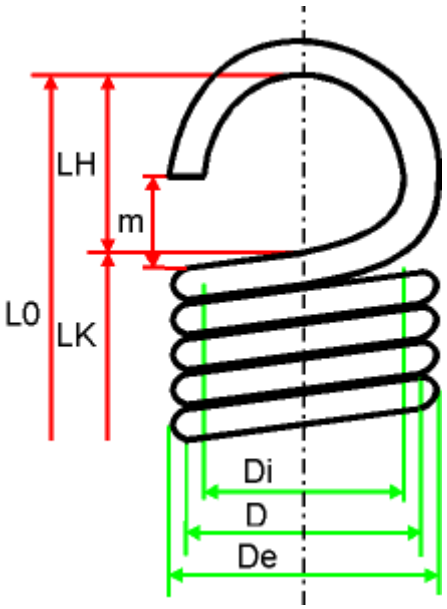


Abbildung 47.1: Definitionen der Zugfeder

47.1 Festigkeitswerte

Die zulässige Schubspannung wird bei kaltgeformten Zugfedern aus der Bruchfestigkeit bestimmt. Die Bruchfestigkeitswerte sind durchmesserabhängig und in Dateien abgelegt. Die Schubspannung wird mit der Formel $\tau_{zul} = 0.45 \cdot R_m$ berechnet. Warmgeformte Zugfedern sollen die zulässige Schubspannung von $\tau_{zul} = 600 N/mm^2$ nicht überschreiten. Diese Werte gelten für den statischen oder quasistatischen Fall. Bei Zugfedern nach DIN 2097 soll eine dynamische Beanspruchung nach Möglichkeit vermieden werden. Die Schubspannungsverteilung im Draht- oder Stabquerschnitt einer

Zugfeder ist sehr unterschiedlich. Durch einen Spannungsbeiwert k kann die höchste rechnerische Spannung angenähert ermittelt werden. An den Übergängen zu den Ösen treten bei Beanspruchung zusätzliche Spannungen auf, welche wesentlich über den zulässigen Schubspannungen liegen können. Deshalb können keine allgemeingültigen Dauerfestigkeitswerte angegeben werden.

47.2 Schubspannungswerte

Die Berechnung der Schubspannung τ für die Auslegung von statisch und quasistatisch beanspruchten Federn:

$$\tau = \frac{8 \cdot D \cdot F}{\pi \cdot d^3} \quad (48.1)$$

τ: Schubspannung [N/mm²]
D: mittlerer Windungsdurchmesser [mm]
F: Federkraft [N]
d: Drahtdurchmesser [mm]

Die Berechnung der Schubspannung für dynamisch beanspruchte Federn:

$$\tau_k = k \cdot \tau \quad (48.2)$$

τ_K: Korrigierte Schubspannung [N/mm²]
τ: Schubspannung [N/mm²]
k: Spannungskorrekturfaktor

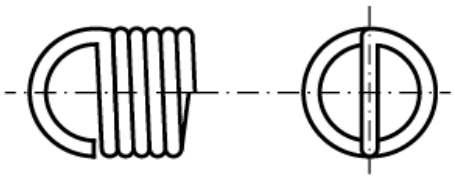
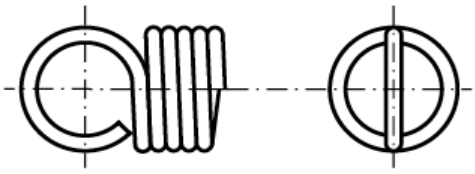
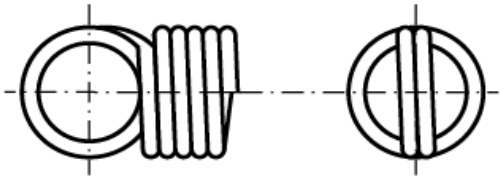
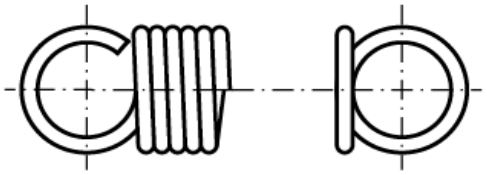
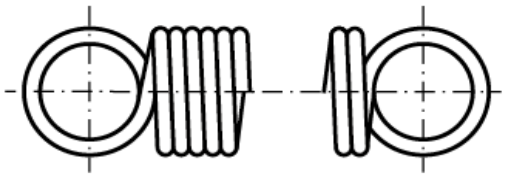
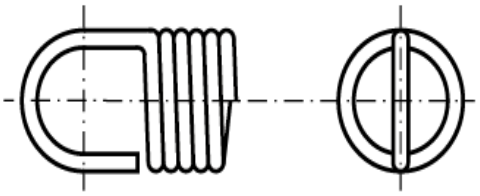
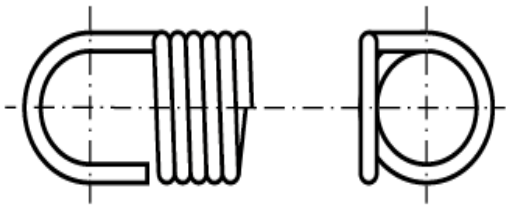
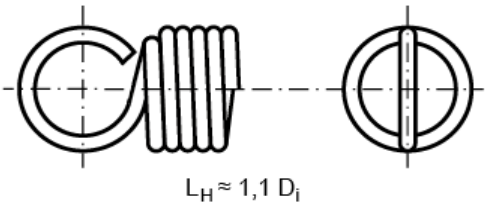
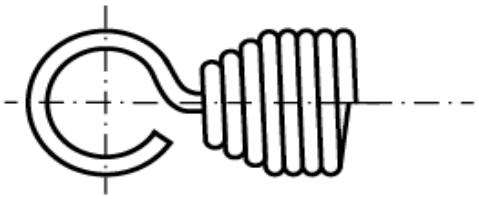
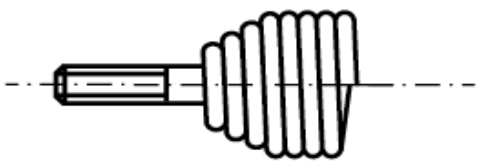
47.3 Herstellungsart

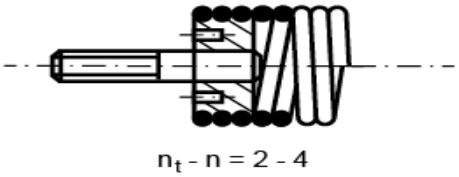
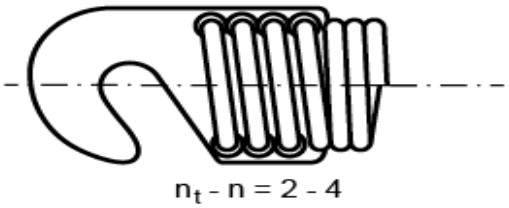
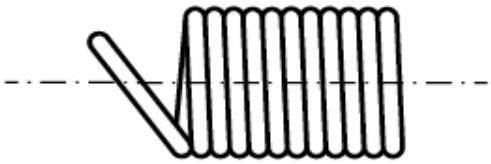
Warmgeformte Zugfedern lassen sich nicht mit innerer Vorspannkraft herstellen, da durch die Wärmebehandlung ein Luftspalt zwischen den Windungen entsteht. Für kaltgeformte Zugfedern gibt es zwei verschiedene Herstellungsarten: das Wickeln auf einer Wickelbank und das Winden auf Federwindeautomaten. Nach der Norm DIN EN 13906-2 wird für den jeweiligen Herstellungsfall eine Formel für die zulässige innere Schubspannung τ_0 angegeben.

47.4 Ösenmaske

Durch die Definitionen von der Länge der Öse L_H in dieser Maske kann die Gesamtlänge der Feder ermittelt werden. Die Hakenöffnungsweite m ist dagegen ein protokollierter Wert, welcher für die Berechnung nicht verwendet wird.

Für die Zugfedern gibt es 13 verschiedene Ösenformen, welche in der DIN 2097 genormt sind. Je nach Ösenform gibt es verschiedene Vorschlagswerte für die Länge der Öse. Die Stellung der beiden Ösenöffnungen wird in dieser DIN-Norm auch speziell behandelt.

 $L_H = 0{,}55\ D_i - 0{,}8\ D_i$ Halbe deutsche Öse	 $L_H = 0{,}8\ D_i - 1{,}1\ D_i$ Ganze deutsche Öse
 $L_H = 0{,}8\ D_i - 1{,}1\ D_i$ Doppelte deutsche Öse	 $L_H \approx D_i$ Ganze deutsche Öse seitlich hochgestellt
 $L_H \approx D_i$ Doppelte deutsche Öse seitlich hochgestellt	 Hakenöse
 Hakenöse seitlich hochgestellt	 $L_H \approx 1{,}1\ D_i$ Englische Öse
 Haken eingerollt	 Gewindebolzen eingerollt

 $n_t - n = 2 - 4$ Gewindestopfen eingeschraubt	 $n_t - n = 2 - 4$ Schraublasche eingeschraubt
 Ganze deutsche Öse schräg hochgestellt	

47.5 Werkstoffe

In der Auswahlliste sind Werkstoffe aus den Normen DIN EN 10089, DIN 17223-1 (zurückgezogen), DIN EN 10270-1 (2017), DIN EN 10270-2 (2012), DIN EN 10270-3 (2012, zurückgezogen) und DIN EN ISO 6931-1 (2017).

Bei Anwahl des Plus-Buttons neben der Auswahlliste erscheint eine ausführliche Darstellung der Werkstoffwerte in einer Tabelle. Wird der Haken Eigene Eingabe gesetzt, erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

47.6 Einstellungen

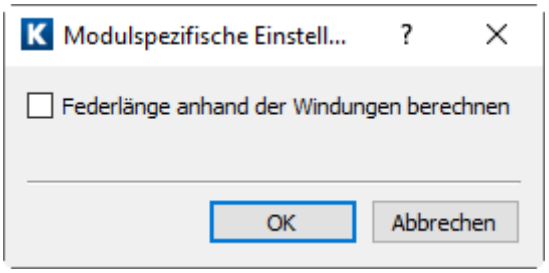


Abbildung 47.2: Einstellungen Zugfedern

Ist der Haken Federlänge anhand der Windungen berechnen gesetzt und die Feder vorgespannt (Haken bei Innere Vorspannkraft gesetzt), wird die Federlänge anhand der Anzahl Windungen berechnet. Die Eingabe der Längen in der Maske ist dann nicht mehr möglich.

47.7 Toleranzen

In der Toleranzmaske kann beim Drahtdurchmesser zwischen der DIN 2076 (1984, zurückgezogen), DIN 2077 (1979, zurückgezogen), DIN EN 10270-1 (2017), DIN EN 10270-2 (2012), DIN EN 10270-3 (2012, zurückgezogen), DIN EN ISO 6931-1 (2017), DIN EN 10218 (2012) und Eigene Eingabe gewählt werden.
Bei Wahl einer Drahtdurchmessertoleranz nach Norm wird die Toleranz direkt in die Maske geschrieben. Bei Eigene Eingabe kann der Wert selbst definiert werden.

Weitere Toleranzen werden nach Gütegrad eingeteilt. In den Basisdaten in der Liste Toleranzen kann zwischen den Gütegraden nach DIN 2097 [102] oder DIN 2096 Teil 1 (1981) [100] gewählt werden.

47.8 Relaxation

Durch die Berechnung der Relaxation kann die sich einstellende Federkraft nach einer bestimmten Zeit erörtert werden. Die Druckfeder setzt sich bis zu einem bestimmten Wert. Die Relaxation wird auch Kriechen genannt. Die Werte für die Relaxation sind aus der Norm DIN EN 13906-1 (Druckfedern) entnommen, welche in Diagrammen dargestellt sind. Es wurde angenommen, dass für die Zugfeder dieselben Werte der Relaxation wie für die Druckfeder verwendet werden können. Die Diagramme zeigen Kurven bei bestimmten Durchmessern und Temperaturen, welche in einem Relaxations-Spannungsdiagramm aufgezeichnet sind. Bei 2 verschiedenen Drahtdurchmessern und Temperaturen kann dann aus diesen Kurven bei gegebener Spannung der Relaxationswert bei Betriebstemperatur und Drahtdurchmesser inter- bzw. extrapoliert werden.

In KISSsoft kann das Relaxationsdiagramm bei 48h in Abhängigkeit von Durchmesser, Temperatur und Spannung angezeigt werden. Des Weiteren sind Grafiken der zeitlichen Verläufe der Relaxation und der Federkraft vorhanden. Als Resultate werden im Protokoll die Relaxation nach 48 h bei den gegebenen Bedingungen angezeigt. Zusätzlich wird der Wert der Federkraft nach 48 h berechnet.

Will man die Daten für die Relaxationskurven der Werkstoffe erweitern oder neue hinzufügen, kann dies in der entsprechenden *.dat-Datei zum Federwerkstoff vollzogen werden.

Die Relaxationskurven können in dieser Datei entweder mit 2 oder 3 vorgegebenen Messpunkten definiert werden. Die Kurve wird dann aus diesen ermittelt.

47.9 Zeichnungsdaten

Die Federdaten für die Erstellung einer Zeichnung können unter Zeichnungsdaten abgerufen werden. Die Vorlage kann über die Datei F10SPRING?.RPT (für Druckfedern), F20SPRING?.RPT (für Zugfedern), usf. (? = d/e/a/f/i/s/r/p/c für die gewünschte Sprache) an firmenspezifische Bedürfnisse angepasst werden.

47.10 Auslegung

Mit Hilfe des Auslegen-Buttons lässt sich, neben dem Drahtdurchmesser und den wirksamen Windungen, anhand der Federrate $R = \Delta F/\Delta s$ bei vorgegebenem Drahtdurchmesser die

Windungszahl n berechnen. Zusätzlich wird vom Programm ein Vorschlag für den minimalen Drahtdurchmesser und die zugehörige Windungszahl geliefert. Der minimale Drahtdurchmesser wird hier durch die Festigkeit des Materials bestimmt.

48 Schenkelfedern

Die Schenkelfederberechnung ist in der DIN EN 13906-3 (2014) [103] beschrieben.

Betriebsdaten

Bei der Vorgabe der Belastungen besteht die Auswahl einer Eingabe als Federkraft, Federwinkel oder als Federmoment. Dazu muss der jeweilige Hebelarm (R_1,R_2) angegeben werden, wo die Kraft auf die Feder wirkt.
Als α_0 wird der Startwinkel bezeichnet. Zusammen mit der Belastungsrichtung (Windungssinn) wird der maximale Winkel der Feder berechnet. Je nach Wahl in der Liste Führung der Feder wird im Protokoll zusätzlich ein Anhaltswert für den Durchmesser des Arbeitsdorns oder der Arbeitshülse angegeben. Des Weiteren kann gewählt werden, ob die Feder statisch, quasistatisch oder dynamisch beansprucht wird.

Geometrie

Die Geometriedaten nach DIN 2098 Teil 1 können direkt aus der dargestellten Tabelle ausgewählt werden. Bei Auswahl Eigene Eingabe werden die selektierten Werte der Liste übernommen, und es können selbst definierte Werte eingegeben werden. Der Federdurchmesser kann direkt selektiert und eingegeben werden. Als Windungsabstand wird der Abstand bezeichnet, in welchem die Windungen gewunden werden.

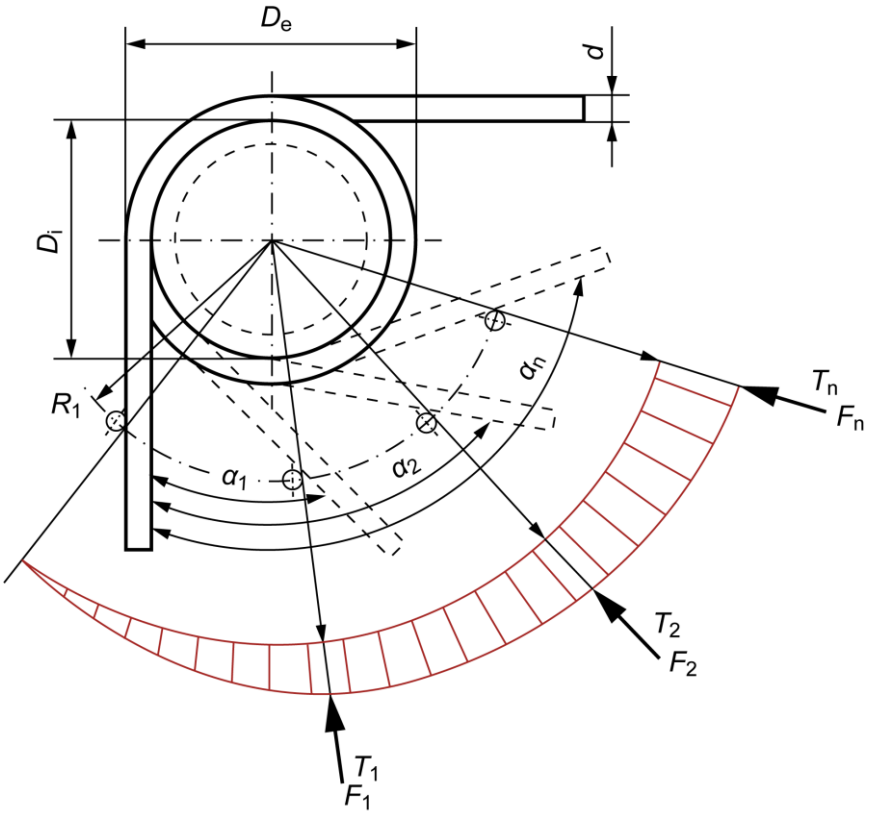


Abbildung 48.1: Definitionen der Schenkelfeder

48.1 Festigkeitswerte

Die zulässige Biegespannung wird bei kaltgeformten Schenkelfedern aus der Bruchfestigkeit bestimmt. Die Bruchfestigkeitswerte sind durchmesserabhängig und in Dateien abgelegt. Die Biegespannung wird mit der Formel $\sigma_{zul} = 0.7 \cdot R_m$ berechnet. Diese Werte gelten für den statischen oder quasistatischen Fall. Durch die Krümmung der Draht- oder Stabachse tritt durch die Belastung eine unsymmetrische Verteilung der Biegespannungen auf. Um die rechnerische Spannung (dynamischer Fall) annähernd ermitteln zu können, wird ein Spannungsbeiwert *q* mit eingerechnet.

48.2 Biegespannungswerte

Die Berechnung der Biegespannung σ für die Auslegung von statisch und quasistatisch beanspruchten Federn:

$\sigma = \frac{32 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$	(49.1)

σ: Schubspannung [N/mm²]
T: Federmoment [Nm]
d: Drahtdurchmesser [mm]

Die Berechnung der Biegeschubspannung für dynamisch beanspruchte Federn:

$\sigma_q = q \cdot \sigma$	(49.2)

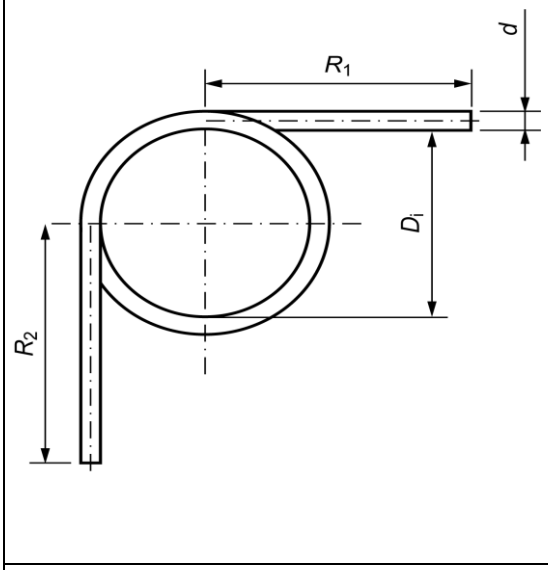
σ_q: Korrigierte Biegeschubspannung [N/mm²]
σ: Biegeschubspannung [N/mm²]
q: Spannungskorrekturfaktor
(abhängig vom Wickelverhältnis D/d)

48.3 Ausführung des Federkörpers

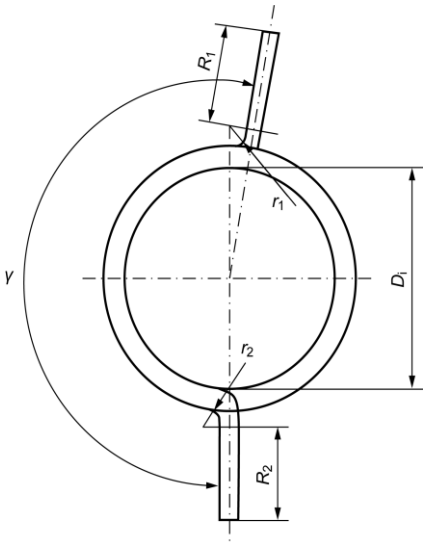
Zur Vermeidung von Reibungskräften sollten die Windungen möglichst nicht oder nur mit geringer Spannung anliegen. Für den grössten erreichbaren lichten Windungsabstand gilt:

$$a_{max} = (0.24 \cdot w - 0.64) \cdot d^{0.83}$$

Schenkelfedern werden in der Regel gewickelt. Es gibt zwei Möglichkeiten der Federendenausführung: entweder sind die Federenden abgebogen (Radius muss angegeben werden) oder tangential.



Mit tangentialen Schenkeln



Mit abgebogenen Schenkeln

48.4 Annahmen für die Berechnung

Die Berechnungen gelten nur für Schenkelfedern mit fest eingespannten oder kreisförmig geführten Federenden. Werden die Schenkel nicht fest eingespannt, muss die Feder auf einem Dorn oder in einer Hülse geführt werden.

48.5 Werkstoffe

In der Auswahlliste sind Werkstoffe aus den Normen DIN EN 10089, DIN 17223-1 (zurückgezogen), DIN EN 10270-1 (2017), DIN EN 10270-2 (2012), DIN EN 10270-3 (2012, zurückgezogen) und DIN EN ISO 6931-1 (2017).

Bei Anwahl des Plus-Buttons neben der Auswahlliste erscheint eine ausführliche Darstellung der Werkstoffwerte in einer Tabelle. Wird der Haken Eigene Eingabe gesetzt, erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

48.6 Toleranzen

In der Toleranzmaske kann beim Drahtdurchmesser zwischen der DIN 2076 (1984, zurückgezogen), DIN 2077 (1979, zurückgezogen), DIN EN 10270-1 (2017), DIN EN 10270-2 (2012), DIN EN 10270-3 (2012, zurückgezogen), DIN EN ISO 6931-1 (2017), DIN EN 10218 (2012) und Eigene Eingabe gewählt werden.

Bei Wahl einer Drahtdurchmessertoleranz nach Norm wird die Toleranz direkt in die Maske geschrieben. Bei Eigene Eingabe kann der Wert selbst definiert werden.

In den Basisdaten in der Liste Toleranzen kann zwischen den Gütegraden nach der DIN 2194 (2002) [104] gewählt werden.

48.7 Zeichnungsdaten

Die Federdaten für die Erstellung einer Zeichnung können unter Zeichnungsdaten abgerufen werden. Die Vorlage kann über die Datei F10SPRING?.RPT (für Druckfedern), F20SPRING?.RPT (für Zugfedern), usf. (? = d/e/a/f/i/s/r/p/c für die gewünschte Sprache) an firmenspezifische Bedürfnisse angepasst werden.

48.8 Auslegung

Mit Hilfe des Auslegen-Buttons lassen sich neben dem Drahtdurchmesser und den wirksamen Windungen anhand der Federmomentrate $RMR = \Delta M/\Delta\alpha$ bei vorgegebenem Drahtdurchmesser die Windungszahl n berechnen. Zusätzlich wird vom Programm ein Vorschlag für den minimalen Drahtdurchmesser und die zugehörige Windungszahl geliefert. Der minimale Drahtdurchmesser wird hier durch die Festigkeit des Materials bestimmt.

49 Tellerfedern

Die Tellerfederberechnung ist in der DIN EN 16984 (2017) [105] beschrieben. Die Masse und Qualitätsanforderungen werden nach DIN EN 16983 (2017) [106] behandelt.

Betriebsdaten

Bei der Vorgabe der Belastungen besteht die Auswahl einer Eingabe als Federkraft oder als Federweg. Des Weiteren kann gewählt werden, ob die Feder statisch, quasistatisch oder dynamisch beansprucht wird.
Die Berechnungen nach DIN EN 16984 sind für Tellerfedern mit oder ohne Auflageflächen für die Verhältnisse 16 < De/t < 40 und 1.8 < De/di <2.5 und Werkstoffe nach der DIN EN 16983.

Geometrie

Die Tellerfedern werden nach der DIN EN 16983 in 3 Gruppen und 3 Reihen eingeteilt. Die Gruppen 1 und 2 beinhalten die Federn ohne Auflagefläche, in der Gruppe 3 sind die Federn mit Auflagefläche. Die Tellerdicke ist bei der Gruppe 1 kleiner als 1.25 mm, in der Gruppe 2 von 1.25 - 6 mm und in der Gruppe 3 über 6 bis 14 mm. Die Reihen unterscheiden sich durch die Härte der Feder. Reihe A ist eine harte Feder, das heisst sie nimmt grössere Kräfte bei kleinerem Federweg auf. Dann kommt die Reihe B und dann die Reihe C, welche die kleinste Kraft beim grössten Federweg aufnehmen kann.

Es können auch innen- oder aussengeschlitzte Tellerfedern eingegeben werden, entweder wird zusätzlich der vergrösserte Innendurchmesser oder der reduzierte Aussendurchmesser definiert. Diese Berechnung ist nach Niemann, Band 1, 5. Auflage (2019) [107]. Für den Faktor K4 wird bei innengeschlitzten Tellerfedern näherungsweise das Verhältnis (Da-Di')/(Da-Di) verwendet, bei aussengeschlitzten Tellerfedern (Da'-Di)/(Da-Di). Bei richtigem Design der Tellerfeder kann erreicht werden, dass die Kraft über einen gewissen Federweg konstant ansteigt.
Wird Eigene Eingabe angewählt, werden die Eingabefelder für die Geometriedaten aktiv, in welche man die gewünschten Werte eingeben kann. Diese Art der Berechnung berücksichtigt nur Federn ohne Auflagefläche, da das Grössenverhältnis der Dicken t'/t nicht bekannt ist, aber für die Berechnung benötigt wird.

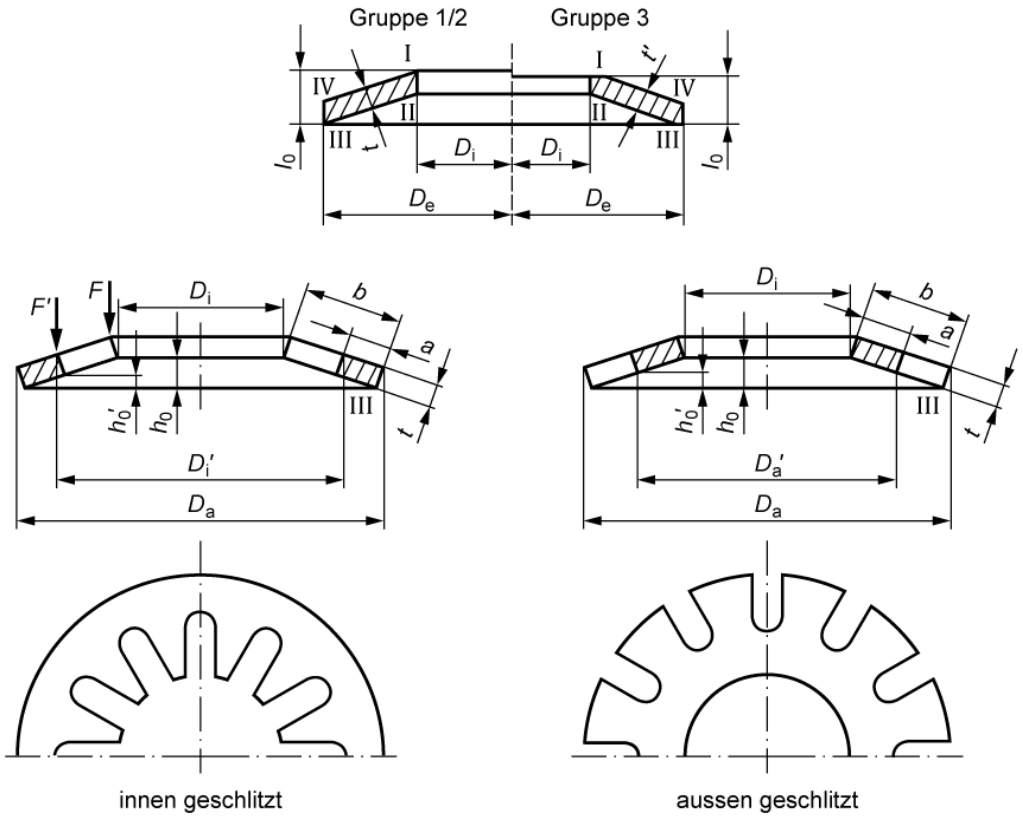


Abbildung 49.1: Abmessungen der Tellerfeder

49.1 Festigkeitswerte

Bei der statisch oder quasistatisch ($N <= 10^4$) belasteten Feder wird die maximale Kraft auf die Feder berechnet. Die Formel ist in der DIN EN 16984 vorgegeben. Diese Kraft wird dann mit der Nutzkraft F_n der Feder (bei $s = 0.75 \cdot h_0$) verglichen und eine Ausnutzung der Federkraft berechnet. Ist die zu leistende Kraft höher als die Nutzkraft F_n der Feder, ist die Abweichung der Berechnung zu gross. Die DIN Formel für die Kraft gilt nur bis zu einem Federweg von $s = 0.8 \cdot h_0$. Damit auch grössere Kräfte bewältigt werden können, werden die Federn in Paketen bzw. Säulen verwendet. Die berechnete Gesamtkraft des Systems wird dann in einem Kraft-Weg-Diagramm dargestellt. Die Berechnung der Tellerfedern wird ohne Berücksichtigung der Reibung durchgeführt.
Weiter werden die Spannungen an den Randpunkten I - IV gerechnet. Die Punkte I und IV sind auf Druck, die Punkte II und III auf Zug belastet. Bei der dynamischen Belastung wird dann von der maximalen Spannung (entweder am Punkt II oder III) und ihrer dazugehörigen Unterspannung die Hubspannung berechnet. Die zulässige Dauerhubspannung wird durch ein Goodman-Diagramm dargestellt. Diese Werte werden verglichen. Daraus resultiert die Lastwechselzahl, bei der die Feder noch halten soll. In der DIN EN 16983 sind Goodman-Diagramme enthalten, welche nur für die Werkstoffe aus der DIN 17221 und 17222 gültig sind. Für andere Werkstoffe muss der Federhersteller kontaktiert werden.

49.2 Spannungswerte

Die Berechnung der Spannungen wird für die Randpunkte I-IV ausgeführt.

Stelle I:

$$\sigma_I = \frac{4 \cdot E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^{\,2}} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[K_4 \cdot K_2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + K_3 \right] \quad (50.1)$$

Stelle II:

$$\sigma_{II} = \frac{4 \cdot E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^{\,2}} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[K_4 \cdot K_2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) - K_3 \right] \quad (50.2)$$

Stelle III:

$$\sigma_{III} = \frac{4 \cdot E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^{\,2}} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{\delta} \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[K_4 \cdot (K_2 - 2 \cdot K_3) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) - K_3 \right] \quad (50.3)$$

Stelle IV:

$$\sigma_{IV} = \frac{4 \cdot E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^{\,2}} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{\delta} \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[K_4 \cdot (K_2 - 2 \cdot K_3) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + K_3 \right] \quad (50.4)$$

σ_I - σ_{IV} : Spannung an den Stellen I-IV [N/mm²]
E: Elastizitätsmodul [N/mm²]
μ: Poissonzahl [-]
D_e: Aussendurchmesser [mm]
s: Federweg eines Einzeltellers [mm]
t: Dicke eines Einzeltellers [mm]
h_0: Federweg bis zur Planlage [mm]
δ: Durchmesserverhältnis (D_e/D_i)
K_1 - K_4: Kennwerte aus Formeln berechnet (DIN EN 16984)

49.3 Werkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.

Bei Anwahl des Plus-Buttons neben der Auswahlliste erscheint eine ausführliche Darstellung der Werkstoffwerte in einer Tabelle. Wird der Haken Eigene Eingabe gesetzt, erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

49.4 Anzahl auslegen

Damit man die Anzahl der Teller bzw. Säulen abschätzen kann, wurde ein Auslegen-Button neben der Anzahl Teller pro Paket bzw. Anzahl Pakete pro Säule eingebaut. In dieser Maske kann man die

maximale Kraft und den maximalen Weg eingeben, so wird daraus die Anzahl Federn pro Paket bzw. die Anzahl Pakete pro Säule berechnet und angezeigt.

49.5 Grenzabmasse

Für alle Tellerfedern gilt, dass die Aussendurchmesser D_e in einem Toleranzfeld h12 und die Innendurchmesser D_i in einem Toleranzfeld H12 gefertigt werden müssen.

50 Drehstabfedern

Die Drehstabfederberechnung ist in der DIN 2091 (1981) [108] beschrieben.

Betriebsdaten

Bei der Vorgabe der Belastungen besteht die Auswahl einer Eingabe als Verdrehwinkel oder als Torsionsmoment.
Wird der Drehstab vorgesetzt (Haken Vorgesetzter Drehstab), steigt die zulässige Schubspannung τ_{zul} des Drehstabes.

Geometrie

Die Geometrie der Feder kann durch die einzelnen Parameter definiert werden.
Bei der Kopfausführung verzahnt muss zusätzlich die Zähnezahl eingegeben werden, was allerdings nur ein protokollierter Wert ist und für die Berechnung nicht verwendet wird. In der Norm wird der Schubmodul G als konstant angenommen. Weicht dieser Wert jedoch nur leicht ab, dürfte die Berechnung noch zulässig sein.

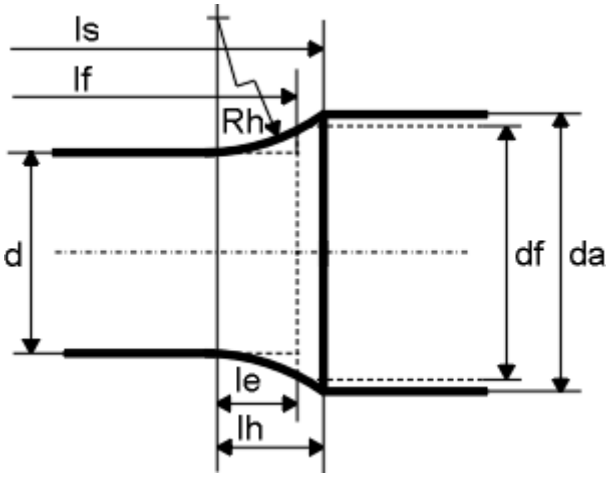


Abbildung 50.1: Definitionen des Drehstabes

50.1 Kopfformen

Die Drehstabfedern können nach der DIN 2091 drei verschiedene Kopfformen haben: vierkant, sechskant und verzahnt. Die verzahnten Drehstabköpfe werden meist nach der DIN 5481 Teil 1 oder der SAE J 498 b gefertigt, können aber auch mit Sonderverzahnungen ausgeführt werden. Die Ausführungsformen für Drehstabköpfe gelten nur für Stäbe, die in einer Drehrichtung belastet werden. Wechselnde Belastung erfordert besondere konstruktive Massnahmen.

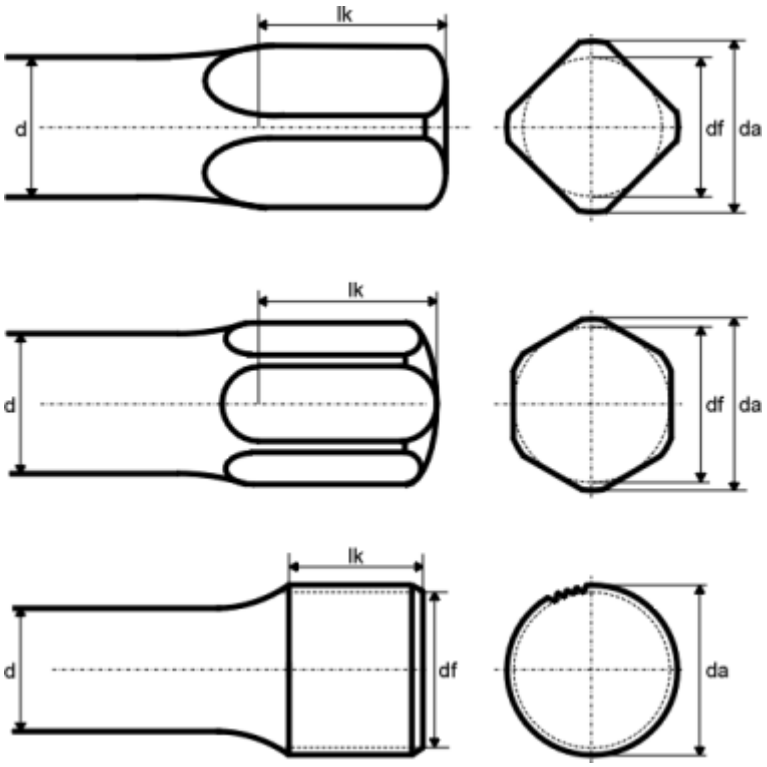


Abbildung 50.2: Ausführungsformen der Drehstabköpfe (vierkant, sechskant, verzahnt)

50.2 Festigkeitswerte

Definitionen der DIN 2091:

Die DIN 2091 gilt nur für Werkstoffe der DIN 17221 (zurückgezogen) neu DIN EN 10089 (2003).
Die zulässigen Schubspannungen:
Für nicht vorgesetzte Stäbe: τ_{zul} = 700 N/mm^2
Für vorgesetzte Stäbe: τ_{zul} = 1020 N/mm^2
Die Vergütungsfestigkeit für diese Werte beträgt: R_m = 1600 - 1800 N/mm^2
Für den Schubmodul wird als Standard G = 78500 N/mm^2 genommen. Durch eine Vorsetzung (über die Fliessgrenze hinaus in Richtung Betriebsbeanspruchung verformt) nach dem Vergüten von Drehstabfedern werden eine günstigere Verteilung der Betriebsspannungen und eine Entlastung der Randzone erreicht.

50.3 Schubspannung

Die Berechnung der Schubspannung τ:

$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$	(51.1)

τ: Schubspannung [N/mm^2]
T: Torsionsmoment [Nm]
d: Drahtdurchmesser [mm]

50.4 Grenzwerte

Für die Drehstabfedern gelten folgende Grenzverhältnisse für Drehstabköpfe: vierkant, verzahnt: d_f/d > 1.3; sechskant: d_f/d > 1.25
Die Festigkeitswerte aus der DIN gelten für Stabdurchmesser von 10-60 mm.
Als Richtwert sollte die Kopflänge zwischen 0.5-1.5·*d* betragen.
Das Verhältnis R_h/d sollte zwischen 1-50 sein.

50.5 Auslegung

Mit Hilfe des Auslegen-Buttons neben dem Drahtdurchmesser und der Schaftlänge kann man durch Eingabe des Torsionsmoments und des Verdrehwinkels die Torsionsfederrate berechnen, aus welcher der Stabdurchmesser d oder die Schaftlänge ls ausgelegt werden kann. Dabei wird zuerst d mit dem zulässigen Schubspannungswert berechnet und dann aus dem Stabdurchmesser d die Schaftlänge ls. Damit eine Auslegung möglich ist, werden verschiedene Annahmen getroffen. (vierkant, verzahnt: $d_f = 1.35 \cdot d$; Sechskant: $d_f = 1.3 \cdot d$; $d_a = d_f + d_f/7$; $R_h = (d_a - d) \cdot 1.2$). Diese Werte werden nicht in die Hauptmaske übertragen.

VII
Riemen und Ketten

Kapitel 51 - 53

51 Keilriemen

Vorbemerkungen:
Die Auslegung und Nachrechnung von Keilriementrieben erfolgt sinnvollerweise nach den Angaben des Herstellers. Die entsprechenden Kataloge beinhalten meistens das komplette Berechnungsverfahren. Da die übertragbare Leistung von Keilriemen zur Zeit (durch Verbesserung des Werkstoffs und der Flankenform) stark zunimmt, ist die Abstützung auf die verbindlichen Herstellerangaben der einzig gangbare Weg.

Vollautomatische Berechnung von Keilriemen mit Angabe von Normkeilriemenlängen und genormten Wirkdurchmessern. Das Modul bestimmt die übertragbare Leistung pro Riemen unter Berücksichtigung von Drehzahl, Wirkdurchmesser, Übersetzungsverhältnis und Riemenlänge. Alle Daten der Riemen werden aus abgespeicherten Tabellen der Kataloge der Hersteller (z. B. ContiTech) entnommen. Die Berechnung der Riemenvorspannung erfolgt nach Katalogangaben und nach dem Seilreibungsgesetz. Ausgegeben wird die Trummkraft im Leertrum und Lasttrum sowie die Achslast bei Stillstand und im Betrieb. Ebenfalls enthalten ist die Ausgabe der kritischen Geschwindigkeit und des Spannwegs. Wesentliche Ergebnisse für die Inspektion sind die errechneten Werte des Riemendurchbiegungstests.

Als Variante kann die Berechnung auch mit einer dritten Rolle (Spannrolle) erfolgen. Die Koordinaten X und Y der Spannrolle können im **Keilriemen**-Tab definiert werden. Wenn man auf den **Konfiguration**-Tab wechselt, kann mit der Maus die Spannrolle verschoben werden, der jeweilige X- und Y-Wert wird in der Statuszeile angezeigt. Die Lage der Rolle kann wahlweise aussen- oder innenanliegend sein.

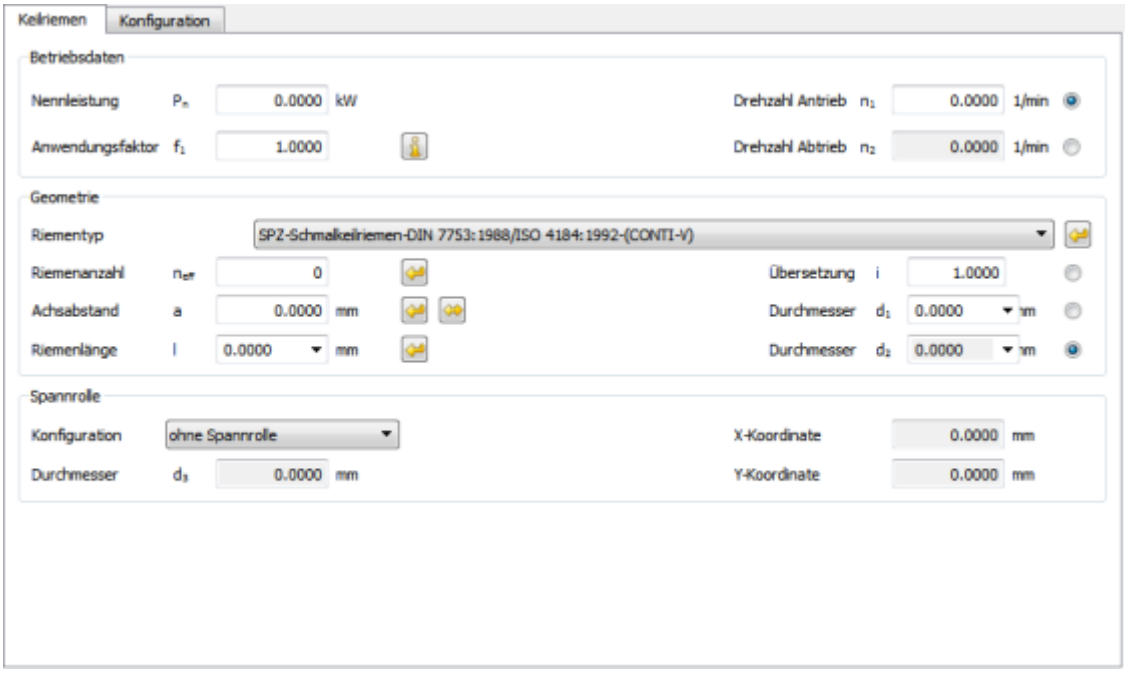


Abbildung 51.1: Basisdaten Keilriemenberechnung

51.1 Daten der Keilriemen

Die Tabellenwerte (Katalogdaten) sind bei KISSsoft in Dateien abgelegt, welche vom Benutzer editiert werden können. Die genauen Bezeichnungen der Dateien ersehen Sie aus dem KISSsoft Datenbanktool beim entsprechenden Riementyp (Bsp. Z090-015.dat für XPA- Schmalkeilriemen).

51.2 Normen der Keilriemen

Folgende Riementypen stehen zur Verfügung:

- XPA-Hochleistungskeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-FO-Z)
- XPB-Hochleistungskeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-FO-Z)
- XPC-Hochleistungskeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-FO-Z)
- XPZ-Hochleistungskeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-FO-Z)
- 5/- -Hochleistungskeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-FO-Z)
- 6/Y -Hochleistungskeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-FO-Z)
- 8/- -Hochleistungskeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-FO-Z)
- SPZ-Schmalkeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V)
- SPA-Schmalkeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V)
- SPB-Schmalkeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V)
- SPC-Schmalkeilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V)
- 8/- -Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 10/Z-Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 13/A-Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 17/B-Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 20/- -Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 22/C -Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 25/- -Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 32/D-Multiflex-Keilriemen-DIN7753/ISO4184-(CONTI-V STANDARD)
- 40/E Multiflex-Keilriemen DIN7753/ISO4184 (CONTI-V STANDARD)
- 3V-9J-Kraftbänder
- 5V-15J-Kraftbänder
- 8V-25J-Kraftbänder
- 3V-9N-Schmalkeilriemen-USA-Standard
- 5V-15N-Schmalkeilriemen-USA-Standard
- 8V-25N-Schmalkeilriemen-USA-Standard

51.3 Spannrollenkonfiguration

Hier können Sie wählen zwischen:

- keine Spannrolle
- Spannrolle innen
- Spannrolle aussen

Falls Sie Spannrolle innen/aussen gewählt haben, können sie den Spannscheiben-Durchmesser und die Position (x/y) der Spannrolle eingeben. Im Tab Konfiguration kann die Positionierung der Spannrolle interaktiv mit der Maus erfolgen (x- und y-Werte werden in der Statuszeile angezeigt).

51.4 Anwendungsfaktor f1

Dieser Faktor kann in der Basisdatenmaske eingegeben werden. Haben Sie die Konfiguration mit Spannrolle gewählt, sollte der f1-Faktor um 0.1 erhöht werden. Nach folgender Tabelle wird der f1-Faktor bestimmt (zusätzliche Information in Katalogen):

	Antriebsmotoren mit normalem Anlaufmoment, Verbrennungsmotoren und Turbinen mit *n* über 600 min^{-1} Für tägliche Betriebsstunden:			**Antriebsmotoren mit hohem Anlaufmoment, Verbrennungsmotoren und Turbinen mit *n* über 600 min^{-1} Für tägliche Betriebsstunden:**		
	bis 10 h	über 10 h bis 16 h	über 16 h	bis 10 h	über 10 h bis 16 h	über 16 h
leichte Antriebe	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
mittelschwere Antriebe	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
schwere Antriebe	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
sehr schwere Antriebe	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Abbildung 51.2: Anwendungsfaktor Keilriemen

51.5 Achsabstand

Der minimale Achsabstand wird aus den beiden Riemenscheiben-Durchmessern gerechnet. Es kann kein kleinerer Wert eingegeben werden. Die Scheiben dürfen sich im Betrieb nicht berühren.

Bei der Umrechnung wird ein Vorschlag für Neukonstruktionen nach ContiTech-Katalog umgesetzt. In diesem steht:

0.7*(d1+d2) <= a <= 2.0*(d1+d2)

In KISSsoft wird der mittlere Faktor für den Vorschlag in der Umrechnung verwendet.

a = 1.35*(d1+d2)

51.6 Riemenlänge

Die Riemenlänge wird zur Berechnung der Keilriemen benötigt. Falls Sie keine Länge eingegeben haben oder sie während der Eingabe auf Konfiguration mit Spannrolle umschalten, müssen Sie die Riemenlänge vom Programm neu berechnen zu lassen.

51.7 Effektive Anzahl Keilriemen

Die effektive Anzahl Keilriemen wird aus der theoretischen Anzahl berechnet, indem dieser Wert auf die nächsthöhere ganze Zahl aufgerundet wird.

51.8 Spannrollendurchmesser

Der Spannrollendurchmesser sollte mindestens so gross wie die kleinste Riemenscheibe sein. Spannrollen, insbesondere aussenliegende Spannrollen, sollten möglichst vermieden werden. Falls sie notwendig sind, sollte der Durchmesser der Spannrolle mindestens 1.33·d bei Lage aussen, bzw. 1.0·d bei Lage innen, betragen (d: Durchmesser der kleineren Scheibe).

Weitere Angaben zu Spannrollen sind je nach Riemenhersteller etwas unterschiedlich.

51.9 Position der Spannrolle (x/y)

Die Position der Spannrolle kann bei der Konfiguration mit Spannrolle eingegeben werden (in x/y-Koordinaten). Der Ursprung des Koordinatensystems stellt die Achse der kleinen Scheibe dar. Verändert man die Position mit der Maus im Tab Konfiguration, kann die Spannrolle nur im gültigen Bereich verschoben werden.

51.10 Inspektion von Keilriemen

(Riemendurchbiegungs-Test)

Für die Praxis sinnvoll ist die Berechnung des effektiven Axialzuges von Keilriementrieben aus dem Riemendurchbiegungs-Test. Häufig werden Riementriebe nämlich von eifrigen Mechanikern zu stark vorgespannt, so dass die Lagerbelastungen unzulässig hoch werden.

52 Zahnriemen

Vollständige Berechnung und Auslegung eines Zahnriementriebs mit Bestimmung der Zähnezahlen und Riemenlänge unter Berücksichtigung der Standard-Zähnezahlen. Auf Eingabe der gewünschten Sollübersetzung und/oder Sollachsabstand erstellt das Programm optimale Vorschläge. Berechnung der benötigten Riemenbreite mit Berücksichtigung der Korrekturfaktoren, der Mindestzähnezahlen und der Anzahl der eingreifenden Zähne, Ausdruck von Montageangaben (Riemenzug-Prüfung). Die Daten für die einzelnen Riementypen sind in selbstbeschreibenden Text-Dateien abgelegt und können durch den Benutzer beliebig verändert werden.
Spezielle verzugsfreie Zahnriemen mit Einlagen aus hochfesten Stahlseilen können ebenfalls berechnet werden (z. B. AT5mm).

Als Variante kann die Berechnung auch mit einer dritten Rolle (Spannrolle) erfolgen. Die Koordinaten X und Y der Spannrolle können im **Zahnriemen**-Tab definiert werden. Wenn man auf den **Konfiguration**-Tab wechselt, kann mit der Maus die Spannrolle verschoben werden, der jeweilige X- und Y-Wert wird in der Statuszeile angezeigt. Die Lage der Rolle kann wahlweise aussen- oder innenanliegend sein.

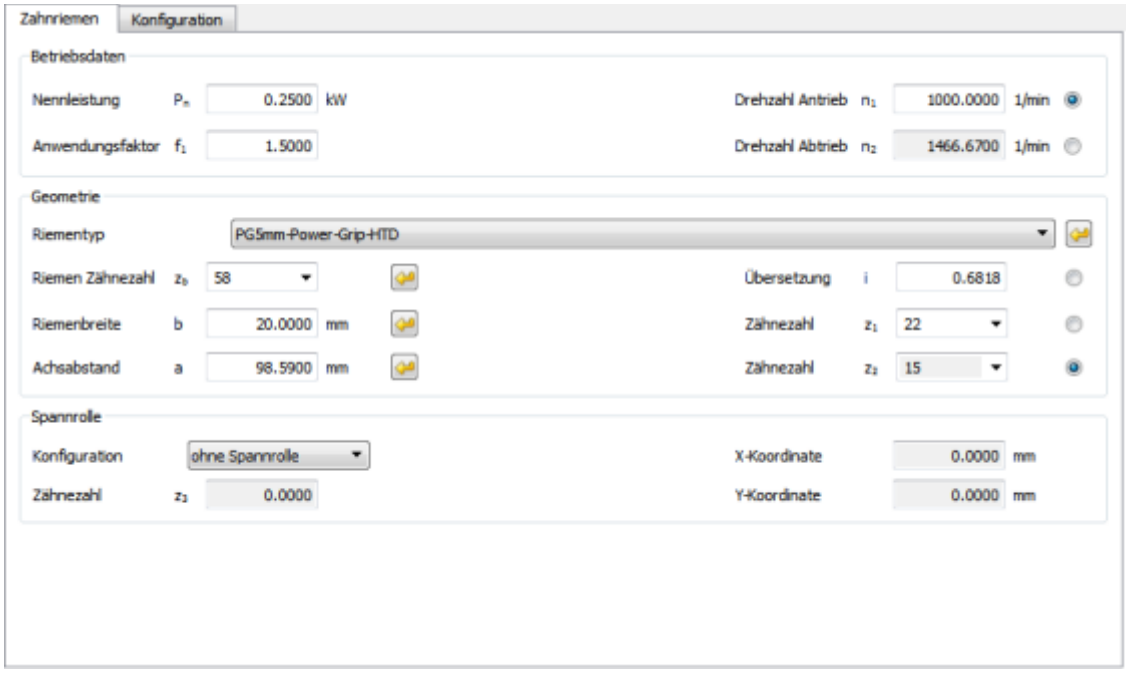


Abbildung 52.1: Basisdaten Zahnriemenberechnung

52.1 Technische Hinweise (Zahnriemen)

Vorbemerkungen:
Die Auslegung und Nachrechnung von Zahnriementrieben erfolgt sinnvollerweise nach den Angaben des Herstellers. Die entsprechenden Kataloge beinhalten meistens das komplette Berechnungsverfahren. Da die übertragbare Leistung von Keilriemen zur Zeit (durch Verbesserung des Werkstoffs und der Flankenform) stark zunimmt, ist die Abstützung auf die verbindlichen Herstellerangaben der einzig gangbare Weg.

Elastizität:
Die Angaben in den Hersteller-Katalogen sind sehr dürftig, so dass die Werte für die Riemenelastizität nur geschätzt sind. Die Elastizität (in N) ist die Kraft, mit der der Riemen um 100% verlängert wird.

Gewicht:
Die Angaben in den Hersteller-Katalogen sind nicht vollständig, so dass die Werte mit Vorsicht zu verwenden sind.

Vorspannung der Riemen:
Die Angaben in den Hersteller-Katalogen sind sehr dürftig, so dass die Vorgabewerte mit Vorsicht zu verwenden sind. Die Rechenmethode und die verwendeten Faktoren sind in den Datenfiles Z091-0??.DAT hinterlegt und können dort bei Bedarf geändert werden.
Für die verschiedenen Riementypen wurden folgende Verfahren für die Bestimmung der notwendigen Vorspannung der Riemen gewählt (aufgrund der Kataloge):

Riementyp:	**Vorspannung:**	
Breco AT5, AT10, AT20	0.5	* Umfangskraft
Synchroflex AT3, AT3 GIII, AT5 GIII, AT10 GIII	0.5	* Umfangskraft
Isoran XL, L, H, 8, 14	0.625	* Umfangskraft
HTD 3, 5, 8, 14	0.25	* max. zulässige Umfangskraft
8MGT, 14MGT Poly Chain GT2	0.5	* Umfangskraft
RPP-HPR 8, 14	0.5	* Umfangskraft

Tabelle 52.1: Vorspannung

Die Berechnung der Kräfte im Leer- und Lasttrumm erfolgt nach [12], Gleichung 27/23.

$F_V = \frac{F_1 + F_2}{2}$	(53.1)
$F_1 = F_V + \frac{F_t}{2}$	(53.2)
$F_2 = F_V - \frac{F_t}{2}$	(53.3)

52.2 Norm Zahnriemen

Folgende Normen stehen zur Verfügung:

- XL-ISORAN RPP (FENNER)
- L-ISORAN RPP (FENNER)
- H-ISORAN RPP (FENNER)
- 8mm ISORAN RPP (FENNER)
- 14mm ISORAN RPP (FENNER)
- 8mm-ISORAN-RPP-GOLD (Megadyne)
- 14mm-ISORAN-RPP-GOLD (Megadyne)
- 8mm-ISORAN-RPP-SILVER (Megadyne)
- 14mm-ISORAN-RPP-SILVER (Megadyne)
- RP8mm-Pirelli RPP-HPR
- RP14mm-Pirelli RPP-HPR
- PG3mm-Power Grip-HTD
- PG5mm-Power Grip-HTD
- PG8mm-Power Grip-HTD
- PG14mm-Power Grip-HTD
- 8mm-DAYCO-RPP-(Panther)
- 8MGT-Poly-Chain-GT-Carbon (Gates)
- 14MGT-Poly-Chain-GT-Carbon (Gates)
- 8mm MGT-Poly Chain-GT2
- 14mm MGT-Poly Chain-GT2
- AT3mm-SYNCHROFLEX
- AT3mm GEN III-SYNCHROFLEX
- AT5mm GEN III-SYNCHROFLEX
- AT10mm GEN III-SYNCHROFLEX
- AT5mm-BRECOflex
- AT10mm-BRECOflex
- AT20mm-BRECOflex

Weitere Normen auf Anfrage.

52.3 Mögliche Auslegungen/ Vorschläge

Folgende Auslegungen sind durch Anwahl der verschiedenen Auslegen-Buttons möglich:

Variable	**Beeinflussende/notwendige Variablen**
Riemenprofil	Leistung
	Drehzahl (kleine Scheibe)

	Betriebsfaktor
Riemenzähnezahl	Achsabstand
	Zähnezahl der Scheiben
Achsabstand	Riemenzähnezahl
	Zähnezahlen der Scheiben (alle)
Übersetzung	Achsabstand
	Sollübersetzung
	Drehzahl (kleine Scheibe)
Zähnezahl Spannrolle	Zähnezahl (kleine Scheibe)

Tabelle 52.2: mögliche Auslegungen

52.4 Spannrollenkonfiguration

Hier können Sie wählen zwischen:

- keine Spannrolle
- Spannrolle innen
- Spannrolle aussen

Falls Sie Spannrolle innen/aussen gewählt haben, können sie den Spannscheiben-Durchmesser und die Position (x/y) der Spannrolle eingeben. Im Tab Konfiguration kann die Positionierung der Spannrolle interaktiv mit der Maus erfolgen (x- und y-Werte werden in der Statuszeile angezeigt).

52.5 Anwendungsfaktor und Summand für Arbeitsweise

Der Anwendungsfaktor kann in der Belastungsfaktorenmaske entweder manuell eingegeben werden, oder aus Betriebsparametern vom Programm selber bestimmt werden. Haben Sie die Konfiguration mit Spannrolle gewählt, sollte der Betriebsfaktor um 0.1 erhöht werden. Nach folgender Tabelle kann der Faktor bestimmt werden (zusätzliche Information in Katalogen):

Angetriebene Maschine	**Betriebsstunden pro Tag**		
	0-10	**10-16**	**16-24**
Leichter Antrieb	1.2	1.3	1.4

Mittelleichter Antrieb	1.4	1.5	1.6
Mittelschwerer Antrieb	1.5	1.6	1.7
Schwerer Antrieb	1.7	1.8	1.9
Überschwerer Antrieb	1.8	1.9	2.0

Tabelle 52.3: Anwendungsfaktoren

Summand für Arbeitsweise
(Dieser Summand wird in der Rechnung zum Betriebsfaktor addiert)

Arbeitsweise:	**Summand**
kontinuierlich, 0-10 Stdhttps://production.kissbooks.kisssoft.local/kissbooks/Tag	0
kontinuierlich, 10-16 Stdhttps://production.kissbooks.kisssoft.local/kissbooks/Tag	+0.1
kontinuierlich, 16-24 Stdhttps://production.kissbooks.kisssoft.local/kissbooks/Tag	+0.2
intermittierend oder mit wechselnder Belastung	-0.1

Tabelle 52.4: Summand

52.6 Achsabstand

Der minimale Achsabstand wird aus den beiden Riemenscheiben-Durchmessern gerechnet. Es kann kein kleinerer Wert eingegeben werden. Die Scheiben dürfen sich im Betrieb nicht berühren.

52.7 Riemenlänge und Riemenzähnezahl

Die Riemenlänge wird bei Zahnriemengetrieben über die Riemenzähnezahl bestimmt. Diese wird zur Berechnung der Riemen benötigt. Falls Sie keine Riemenzähnezahl eingegeben haben oder Sie während der Eingabe auf Konfiguration mit Spannrolle umschalten, müssen Sie selber dafür besorgt sein, die Riemenzähnezahl vom Programm neu berechnen zu lassen.

52.8 Effektive Riemenbreite

Die theoretische Riemenbreite (notwendige Mindestbreite zum Übertragen des Drehmoments) wird wie in den Herstellerkatalogen berechnet. Die effektive Riemenbreite ist dann die nächstgrössere vorhandene Standardriemenbreite.

Als Regel gilt, dass die Riemenbreite nicht grösser als 5·Teilung sein sollte. Wenn Sie einen zu breiten oder einen zu schmalen Riemen wählen, werden Sie gewarnt. Eine Berechnung wird trotzdem durchgeführt, jedoch auf Ihre Verantwortung.

Bestimmung der effektiven Riemenbreite / Faktor für die Riemenbreite:

Um die Riemenbreite zu bestimmen, wird der Faktor für Riemenbreite (f_b) benötigt, welcher sich mit der folgenden Formel berechnen lässt:

$$f_b = \frac{Betriebsleistung\ /\ operating\ power}{Nennleistung\ nach\ Katalog\ /\ Nominal\ power\ according\ to\ catalog\ e} \quad (53.4)$$

Die Nennleistung nach Katalog ist ein Tabellenwert aus Hersteller-Katalogen und abhängig von Dreh- und Zähnezahl der kleineren Riemenscheibe.

Mit dem berechneten Faktor *f_b* kann aus einer Tabelle (Katalog) die effektive Riemenbreite bestimmt werden. Falls *f_b* keiner Standard-Riemenbreite entspricht, wird die nächstgrössere Breite gewählt.

Bemerkungen:
Die theoretische Riemenbreite in den KISSsoft Berechnungsprotokollen entspricht einem interpolierten Wert anhand des berechneten Faktors *f_b*.

Die Tabellenwerte (Katalogdaten) sind bei KISSsoft in Dateien abgelegt, welche vom Benutzer editiert werden können. Die genauen Bezeichnungen der Dateien ersehen Sie aus dem KISSsoft Datenbanktool beim entsprechenden Riementyp (Bsp. Z091-001.DAT für XL- Isoran).

52.9 Spannrollenzähnezahl

Die Zähnezahl der Spannrolle sollte mindestens so gross sein, dass ihr Durchmesser die Grösse der kleinsten Riemenscheibe hat.
Spannrollen mit Zähnen (Zahnscheiben) werden ausschliesslich innen eingesetzt. Für Spannrollen, welche aussen eingesetzt werden, werden glatte Scheiben verwendet. Für Spannrollen innen kann die Zähnezahl definiert werden, für Spannrollen aussen der Durchmesser der Scheibe. Der Durchmesser der Spannrolle sollte mindestens 1.2 *d bei Lage aussen, bzw. 1.0 *d bei Lage innen, betragen (d: Durchmesser der kleineren Scheibe). Die Angaben zu Spannrollen sind je nach Riemenhersteller sehr unterschiedlich.

Für Poly Chain GT gilt:

Eine Spannrolle aussen reduziert die Lebensdauer und sollte vermieden werden.

Für AT-Riemen gilt:

AT5mm	mit Spannrolle innen:	25 mm (z > 5)
	mit Spannrolle aussen:	50 mm (z > 10)
AT10mm	mit Spannrolle innen:	50 mm (z > 5)
	mit Spannrolle aussen:	120 mm (z > 12)
AT20mm	mit Spannrolle innen:	120 mm (z > 6)

	mit Spannrolle aussen:	180 mm (z > 9)

52.10 Position der Spannrolle x/y

Dieser Wert muss bei der Konfiguration mit Spannrolle unbedingt eingegeben werden. Der Ursprung des Koordinatensystems stellt die Achse der kleinen Scheibe dar. Verändert man die Position mit der Maus im Tab Konfiguration, kann die Spannrolle nur im gültigen Bereich verschoben werden.

53 Kettentrieb

Dieses Modul ermöglicht die Berechnung von Kettentrieben mit Rollenketten nach DIN ISO 606 (mit genormten Rollenketten aus einer Datenbank). Für Einfach- und Mehrfachketten wird die Kettengeometrie (Achsabstand, Kettenglieder-Zahl), die übertragbare Leistung, Achskräfte, Drehzahl- Variation durch den Polygoneffekt, usw. berechnet. Grundlagen: DIN ISO 10823, [28] und [8].
Bei der Berechnung wird eine Kontrolle der zulässigen Höchstdrehzahl durchgeführt und einen Vorschlag für die erforderliche Schmierung gemacht.

Als Variante kann die Berechnung auch mit einer dritten Rolle (Spannrolle) erfolgen. Die Koordinaten X und Y der Spannrolle können im **Kettentrieb**-Tab definiert werden. Wenn man auf den **Konfiguration**-Tab wechselt, kann mit der Maus die Spannrolle verschoben werden, der jeweilige X- und Y-Wert wird in der Statuszeile angezeigt. Die Lage der Rolle kann wahlweise aussen- oder innenanliegend sein.

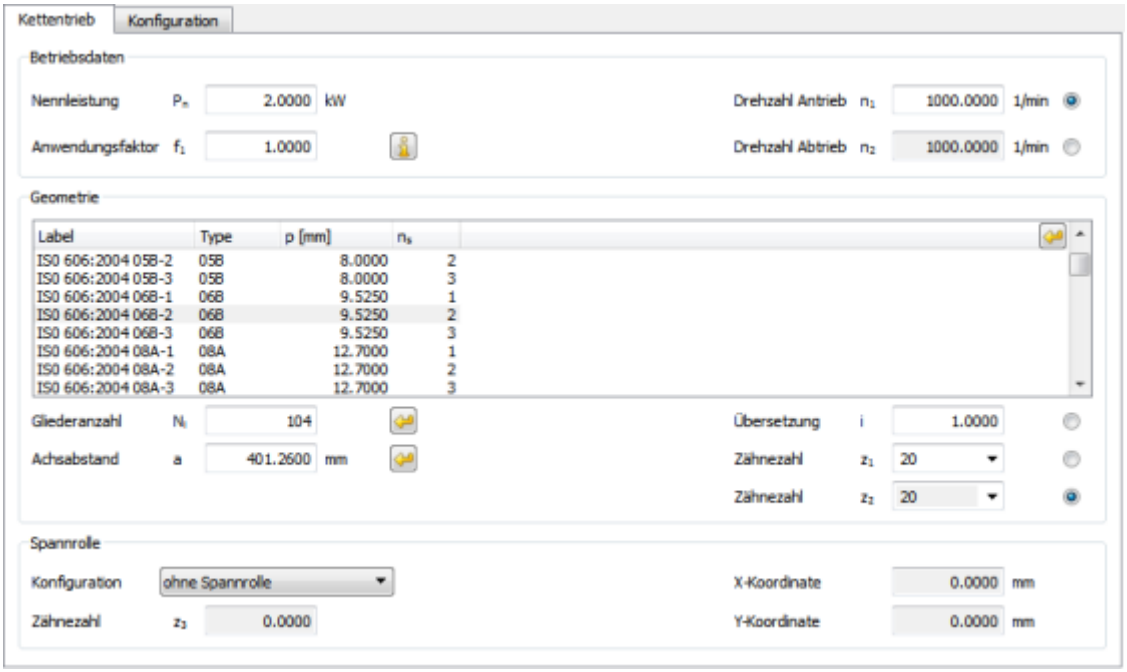


Abbildung 53.1: Basisdaten Kettenberechnung

53.1 Auslegungen

- Aufgrund der Antriebsdaten wird eine Liste von Vorschlägen für geeignete Kettentriebe angezeigt.
- Berechnung des Achsabstandes aus der Kettenlänge.
- Berechnung der Kettenlänge aus dem Achsabstand.

53.2 Spannrollen

Spannräder sind notwendig, wenn der Kettendurchhang begrenzt oder ein Mindestumschlingungswinkel eingehalten werden muss. Spannräder werden im Leertrum angeordnet und sollen die Kette mit mindestens 3 Zähnen fördern.

53.3 Norm

Norm der Kettenprofile:

- Rollenkette DIN IS0 606

In der Rollenkettennorm DIN ISO 606 sind die Ketten der Normen DIN 8154, 8187 und DIN 8188 enthalten. Rollenketten werden am häufigsten verwendet, die geschmierte Rolle vermindert Geräusch und Verschleiss. Die Ketten nach DIN 8187 entsprechen der europäischen Bauart, nach DIN 8188 der amerikanischen. Hülsenkette nach DIN 8154 nur in geschlossenen Gehäusen bei sehr guter Schmierung verwenden.

53.4 Kettentyp

Folgende Daten sind vom Kettentyp abhängig:

- Teilung der Kette.
- Maximal zulässige Drehzahl des kleinen Rades.
- Nennleistung bei maximal zulässiger Drehzahl.

Tabellen in DIN ISO 606 S. 8-10.

53.5 Anzahl Stränge

Hohe Leistungen werden durch Mehrfachketten übertragen. Häufig werden Ketten zwei- und dreifach ausgeführt (Duplex, Triplex). Die Werte für Duplex und Triplex Ketten sind auch in derselben Norm zu finden.

53.6 Anwendungsfaktor

Richtwerte nach DIN ISO 10823, Tabelle 2:

Arbeitsweise der getriebenen Maschine	Arbeitsweise der Arbeitsmaschine		
	gleichmässig	leichte Stösse	mässige Stösse
gleichmässig	1.00	1.10	1.30
mässige Stösse	1.40	1.50	1.70
starke Stösse	1.80	1.90	2.10

Abbildung 53.2: Anwendungsfaktor Kettenberechnung

53.7 Drehzahl/Zähnezahl/Übersetzung

Übersetzungsbereich:

Günstig ist	i = 1. . . 5,
gut ist	i = 1. . . 7,
ungünstig ist	i > 10.

Zähnezahlen:
Wegen dem Polygoneffekt wird eine Mindest-Zähnezahl von 17 . . . 25 empfohlen. Zähnezahlen unter 17 sollten nur für kleine Leistungen verwendet werden. Vorzugsgrössen der Zähnezahlen von Kettenrädern (DIN ISO 606) sind: 17, 19, 21, 23, 25, 38, 57, 76, 95, 114.
Für Spann- oder Umlenkräder sollten mindestens 3 Zähne verwendet werden.

53.8 Konfiguration

Folgende Konfigurationen sind möglich:

- ohne Spannrolle
- mit Spannrolle innen
- mit Spannrolle aussen

Bei Konfiguration mit Spannrollen muss die Zähnezahl und die Position der Spannrolle (x/y) eingegeben werden. Im Tab Konfiguration kann die Positionierung der Spannrolle interaktiv mit der Maus erfolgen (x- und y-Werte werden in der Statuszeile angezeigt).

53.9 Achsabstand

Empfohlener Achsabstand:	$a = 30 \cdot p$. . . $50 \cdot p$ (p: Teilung)
Zu vermeiden ist:	$a < 20 \cdot p$ und $a > 80 \cdot p$

Der Achsabstand kann über den Auslegen-Button aus der Kettengliederzahl berechnet werden.

53.10 Polygoneffekt

Bei der Kettenberechnung wird sowohl für den Teilkreis als auch für den Achsabstand der Polygoneffekt berücksichtigt.

- Formel für den Teilkreis:

$$d = \frac{Teilung}{\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)} \qquad (54.1)$$

- (siehe auch [12], Gleichungen 26/46)
- Formel für den Achsabstand:
  Die Umschlingungslänge am Kettenrad wird gegenüber der Formel für Keilriemen/Zahnriemen wie folgt geändert:

$$l_{UK} = l_{UR} \cdot \frac{\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)}{\frac{\pi}{z}} \qquad (54.2)$$

- l_{UK}: Umschlingungslänge Kette
  l_{UR}: Umschlingungslänge Keilriemen

53.11 Gliederzahl

Im Normalfall sollte die Gliederzahl eine gerade Zahl sein.
Die Gliederzahl kann über den Auslegen-Button aus dem Achsabstand berechnet werden.

53.12 Kettenradgeometrie

Die Kettenradgeometrie nach DIN ISO 606 kann in KISSsoft als Grafiken dargestellt und ausgegeben werden. Die Grafiken werden mit den mittleren Abmassen erstellt.

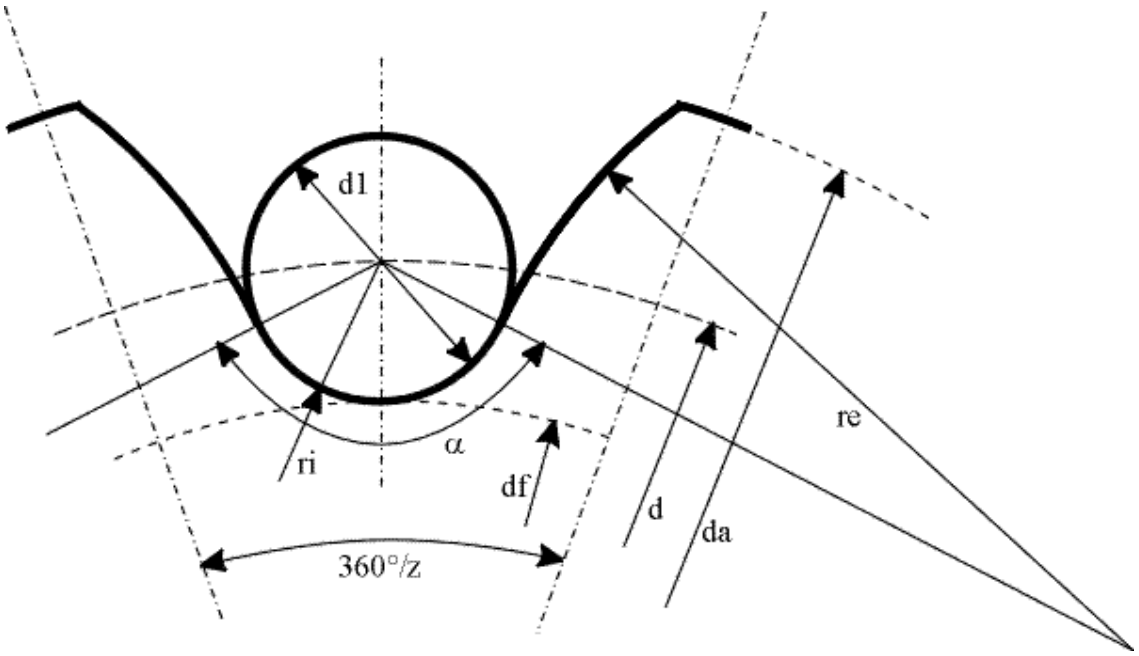


Abbildung 53.3: Geometrie des Kettenrades

Zusätzlich werden im Protokoll weitere Werte des Kettenrades ausgegeben. In den Bildern zu diesem Kapitel werden die einzelnen Ausgaben des Protokolls dargestellt.

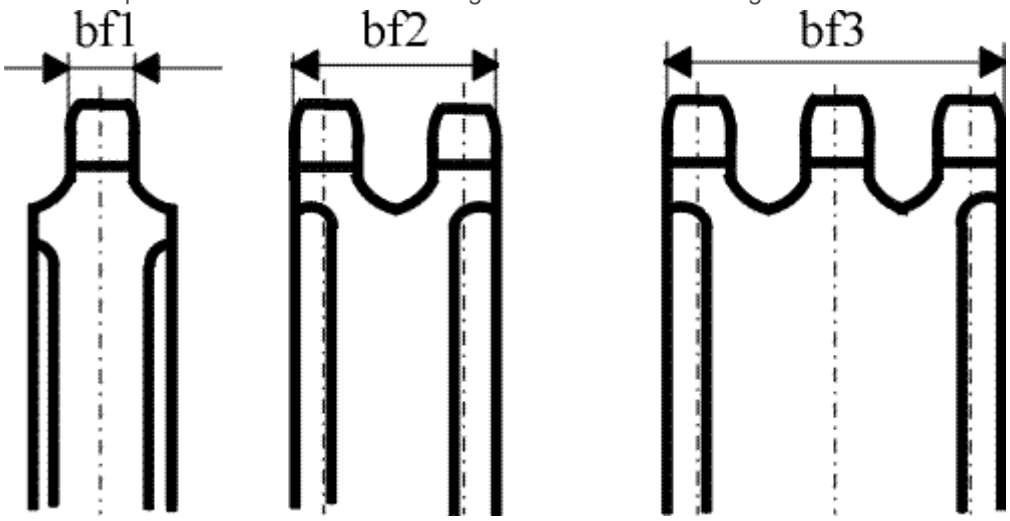


Abbildung 53.4: Breiten der Kettenräder

VIII
Automotive

Kapitel 54 - 55

54 Synchronisation

Dieses Modul ermöglicht die Berechnung der Synchronisationszeit beim Schalten sowie der Gesamtzeit auf Grund der Eingaben für Geometrie, Kräfte und Anwendungsdaten. Zusätzlich werden Berechnungen der Wärmeentwicklung, der Reibungskraft und der Verschleissfestigkeit durchgeführt. Es können Berechnungen für die gängigen Synchronisationsarten für eine bestimmte Kegelzahl (Einzel-, Doppel- oder Dreifachkegel) durchgeführt werden.

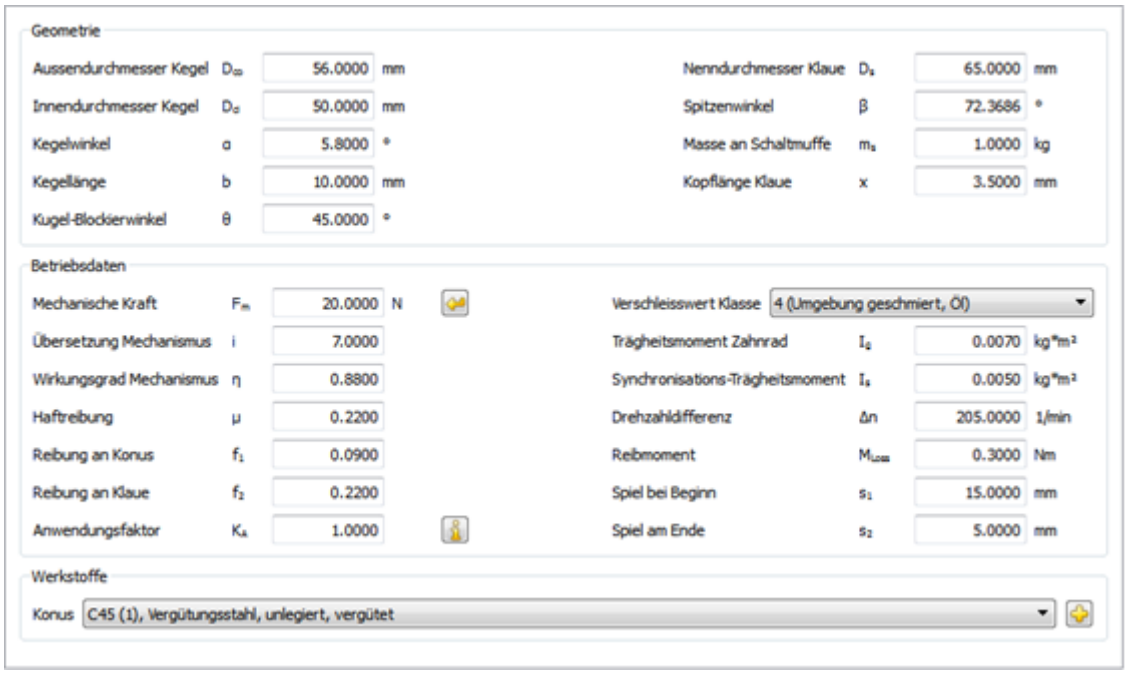


Abbildung 54.1: Tab des Synchronisationsmoduls

54.1 Geometrie

Für den Synchronisationsring, auch Kegel genannt, werden Angaben zur Geometrie benötigt. Ausserdem werden Angaben für die Definition des Keilwellenkopfs (Indizierung) und den Kugel-Blockierwinkel benötigt. Dies ist der äussere Kugelwinkel, der den Synchronisator in seiner Position hält (ein- oder ausgerückt). Für die Eingabe der Winkel sind gewisse Grenzwerte festgelegt, damit die Synchronisation gewährleistet werden kann.

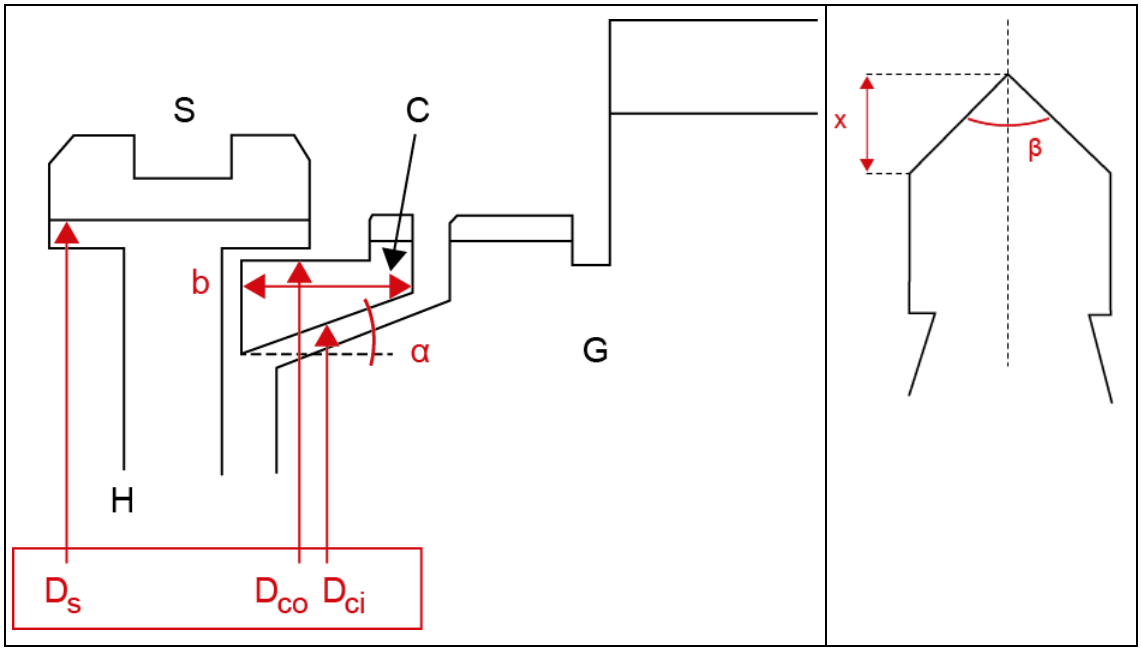


Tabelle 54.1: Abbildung: (a) Beschreibung der Hauptgeometrie: S = Hülse, C = Ring/Konus, H = Nabe, G = Zahnrad, (b) Geometrie des Keilwellenkopfs

54.2 Betriebsdaten

Die mechanische Kraft ist die auf den Schaltgriff ausgeübte Kraft. Diese Kraft, multipliziert mit dem mechanischen Verhältnis, wirkt auf die Hülse ein. Der Reibungskoeffizient am Beginn der Synchronisation kann für Konus und Hülse definiert werden.

Die Zahnrad-Trägheit und die Drehzahldifferenz müssen definiert werden. Es können Drehmomentverluste auf Grund von mechanischer Reibung, Ölplanschverlusten oder anderen Ursachen definiert werden. Die definierten Verluste während des Schaltens wirken sich je nach Schaltrichtung positiv oder negativ aus. Wenn an der Hülse des Synchronisators vor und nach der Synchronisation ein gewisses Spiel vorhanden ist, so können die Abstände hier eingegeben werden, damit die Gesamtzeit (von einem anderen Zahnrad bis zur Endstellung der Hülse) richtig berechnet wird.

55 Schaltbare fremdbetätigte Kupplungen

Bei diesem Berechnungsmodul können schaltbare fremdbetätigte Kupplungen und -bremsen nach der VDI 2241 [109] berechnet werden, nach den Resultaten kann dann eine Auswahl einer Kupplung bzw. einer Bremse getroffen werden. Die Kupplungen werden mechanisch, elektromagnetisch oder durch ein Druckmittel (z.B. hydraulisch) betätigt, dadurch wird eine Anpresskraft erzeugt oder aufgehoben. Die Kupplungen werden entweder im Trocken- oder im Nasslauf ausgeführt, was die Gleitreibungs- und die Haftreibungszahl stark beeinflussen kann.

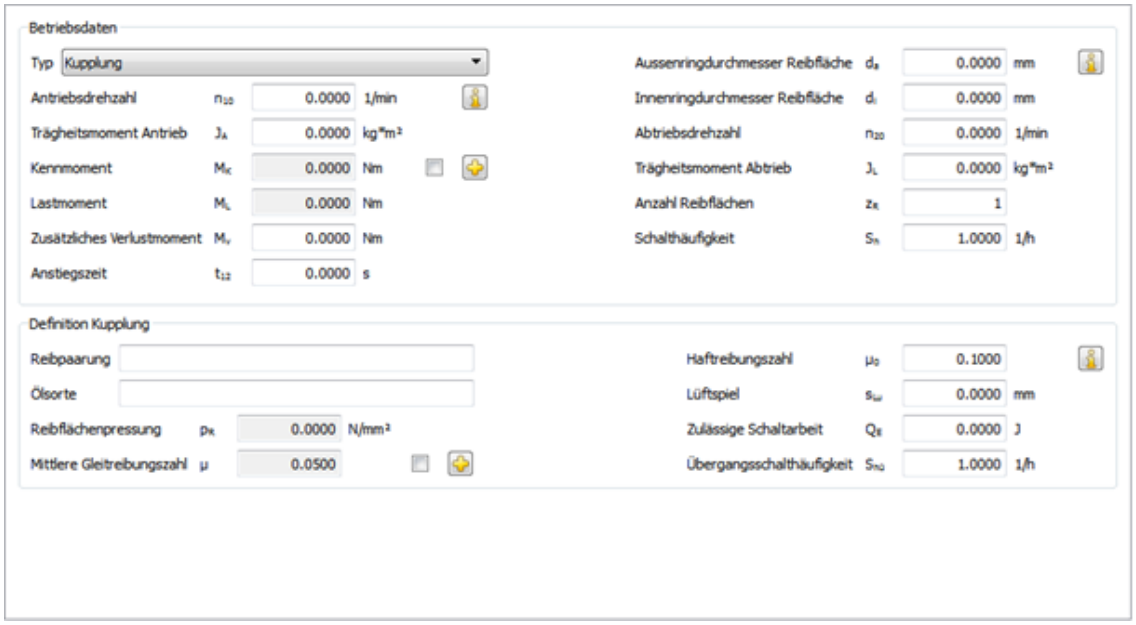


Abbildung 55.1: Basisdaten Schaltbare fremdbetätigte Kupplungen

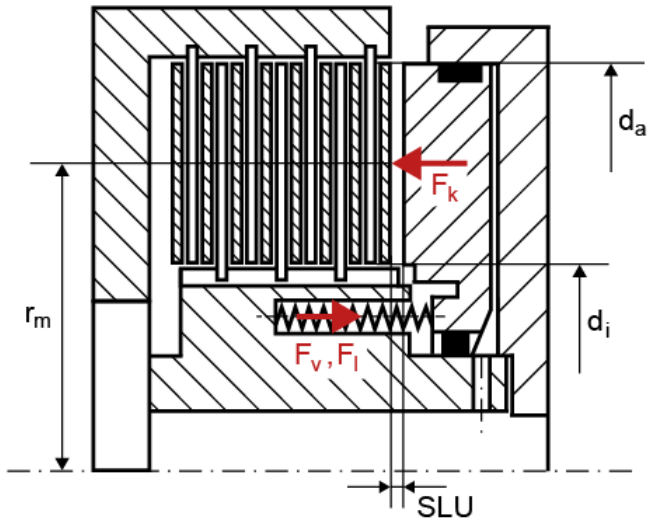


Abbildung 55.2: Darstellung eines schliessenden Systems

Durch eine Feder wird die Kraft gespeichert, dass beim Loslassen die Kupplung wieder in den offenen Zustand zurückkehrt oder umgekehrt. Meist wird dabei eine Druck- oder Tellerfeder

verwendet, die im offenen Zustand vorgespannt ist. Bei dem Beispiel eines schliessenden Systems wird der Druck hydraulisch aufgebaut, welcher auf den Kolben wirkt. Nach der VDI ist diese zusätzliche Definition der Kraftspeicherung nicht enthalten, es wird direkt von der Reibflächenpressung auf die Lamelle ausgegangen. Da die Kennlinien der Federn auch nichtlinear sein können, wird die auftretende Kraft bei Kontakt mit der ersten Lamelle für die Berechnung verwendet.

In KISSsoft kann ausgewählt werden, ob die Federkräfte definiert oder direkt das Kennmoment M_K und das Lastmoment M_L eingegeben werden. Nach der VDI 2241 wird mit einer mittleren Gleitgeschwindigkeit und einer mittleren dynamischen Gleitreibungszahl die Schaltarbeit und die Schaltleistung definiert. Es gibt die Möglichkeit die Gleitreibungszahlen in Abhängigkeit zu 5 verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten einzugeben, da diese je nach Gleitgeschwindigkeit sehr variieren können. Die Alterung vom Öl wird dabei nicht berücksichtigt, was die Gleitreibungszahl verkleinern würde.

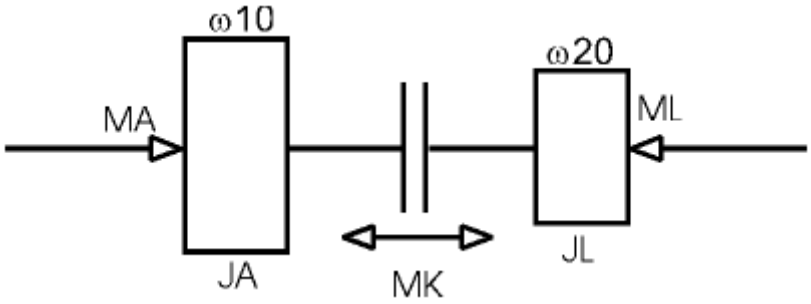


Abbildung 55.3: Schematische Darstellung einer Kupplung

Das dynamische Trägheitsmoment J_L kann sich auch durch mehrere Parameter zusammensetzen. Wenn eine Masse m in einem Abstand r von der Drehachse vorhanden ist kann dieses Trägheitsmoment berechnet werden mit $J_{L2} = m*r^2$.

Dieses kann dann zum vorhandenen Trägheitsmoment J_L dazugezählt werden.

$J_L = J_{L1} + J_{L2}$.

Bei Übersetzungen kann das Trägheitsmoment auf die Kupplungswelle reduziert werden $J_{2red} = J_2*(n_2/n_1)2$. Dieses reduzierte Trägheitsmoment kann dann mit dem Trägheitsmoment der Kupplungswelle addiert werden.

$J_L = J_{L1} + J_{2red}$

55.1 Berechnung

Eingabe der Federkräfte/ Bestimmung des Kennmomentes

Wählt man die Eingabe der Federkräfte (Haken bei dem Kennmoment) , wird das Kennmoment wie folgt berechnet:

$$F_{stat} = Fl$$

$$F_{dyn} = Fk - Fv$$

F_k (N): Kolbenkraft ($F_K = p_K/A_K$)

p_K (N/mm^2): Druck auf den Kolben

A_K (mm^2): Kolbenfläche

F_I (N): Federkraft zum Lamellenkontakt

F_v (N): Federkraft Vorspannung

F (N): Resultierende Kraft auf die erste Lamelle (N)

Daraus wird das Beschleunigungs- bzw. das Haltemoment bestimmt. Mit den unterschiedlichen Gleitreibungszahlen, sofern welche definiert wurden, ansonsten mit dem mittleren Gleitreibungszahl:

$$M_A = F_{dyn} \bullet \mu \bullet r_m \bullet z_R$$

$$M_L = F_{stat} \bullet \mu 0 \bullet r_m \bullet z_R$$

M_A (Nm): Beschleunigungsmoment

F_{stat}, F_{dyn} (N): Resultierende Kraft auf die erste Lamelle

μ (-): Gleitreibungszahl

r_m (mm): mittlerer Reibradius

z_R (-): Anzahl der Reibflächen (Lamellen)

M_L (Nm): Halte- oder Lastmoment

μ_0 (-): Haftreibungszahl

Das Kennmoment wird dann aus M_A+M_L bestimmt. Zusätzlich kann ein Verlustmoment definiert werden, welches bei der Kupplung ein negatives und bei einer Bremse positives Vorzeichen hat.

Bestimmt man direkt das Kennmoment, kann nicht zusätzlich ein Verlustmoment definiert werden, dies muss dann beim Kennmoment miteingerechnet werden.

Nach den Formeln der VDI 2241 [109] wird die Rutschzeit t_3 bestimmt.

Für eine Kupplung:

M_K=M_A, mit gegebenem M_K, mit Einfluss von t (in dieser Reihenfolge):

$$t_3 = J_L \bullet (\omega_{10} - \omega_{20})/(M_K - M_L)$$

$$t_3 = (J_A \bullet J_L)/(J_A \bullet (M_K - M_L) + J_L \bullet (M_K - M_A)) \bullet (\omega_{10} - \omega_{20})$$

$$t_3 = J_L \bullet (\omega_{10} - \omega_{20})/(M_K - M_L) + t_{12}/2 \bullet (M_L/M_K + 1)$$

Für eine Bremse:

mit gegebenem M_K, mit Einfluss von t_{12} (in dieser Reihenfolge):

$$t_3 = J_L \bullet (\omega_{10} - \omega_{20})/(M_K - M_L)$$

$$t_3 = J_L \bullet (\omega_{10} - \omega_{20})/(M_K - M_L) + t_{12}/2 \bullet (M_L/M_K + 1)$$

Die Schaltarbeit Q wird dann entweder mit Berücksichtigung von der Anstiegszeit t_{12} oder ohne berechnet, je nachdem ob diese definiert wurde oder nicht. Es wird auch die Schaltleistung auf die gesamte Reibfläche und die maximale Schaltleistung berechnet.

Bei Eingabe von Kurvenpunkten bei der Gleitreibungszahl wird die Fläche unter der berechneten Kurve des Momentenverlaufes als Schaltarbeit berechnet. Die zeitliche Ableitung davon ergibt dann die Schaltleistung.

Diese Werte werden jeweils als spezifische Grössen zur Reibfläche angegeben, da diese von den Herstellern in den Katalogen dazu bezogen sind.

Weiter wird bei Eingabe der Schalthäufigkeiten und der zulässigen Schaltarbeit (einmalige Schaltung) eine Ausnutzung berechnet, die anzeigt ob die gewählte Kupplung ausreichend ist.

$$Q_{zul} = Q_E \cdot (1 - e^{-Sh\ddot{u}/Sh})$$

Q_{zul} (kJ): zulässige Schaltarbeit

Q_E (kJ): zulässige Schaltarbeit (einmalige Schaltung)

$S_{hü}$ (1/h): Übergangsschalthäufigkeit

S_h (1/h): Schalthäufigkeit pro Zeiteinheit

Die Ausnutzung A_Q wird dann aus diesem zulässigen Wert und der berechneten Schaltarbeit ermittelt:

$$A_Q = Q_{zul} / Q$$

Bei der Auswahl einer Kupplung muss das Kennmoment, aber vor allem die zulässige Schaltarbeit Q_E (einmalige Schaltung) und die berechnete zulässige Schaltarbeit (bei hoher Schalthäufigkeit) betrachtet werden.

55.2 Definition der Federkräfte

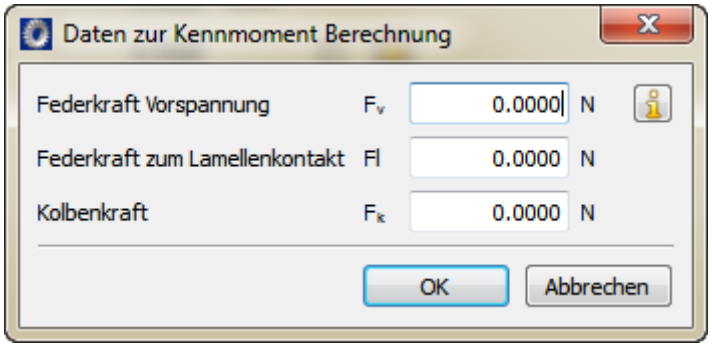


Abbildung 55.4: Definition der Federkräfte

Durch diese zusätzlichen Eingaben Federkraft Vorspannung Fv und Kolbenkraft Fk werden die charakteristischen Grössen bestimmt, welche für die Berechnung der resultierenden Federkraft benötigt werden. Daraus wird dann weiter mit der Gleitreibungszahl und dem mittleren Radius rm und der Anzahl Lamellen das Beschleunigungsmoment bestimmt.

Mit der Haftreibungszahl wird aus der Federkraft zum Lamellenkontakt Fl das Haltemoment bestimmt.

Die Federkraft Vorspannung wird je nach Auswahl des Systems (schliessend oder öffnend) positiv oder negativ berücksichtigt.

55.3 Definition von Gleitreibungszahlen und -geschwindigkeiten

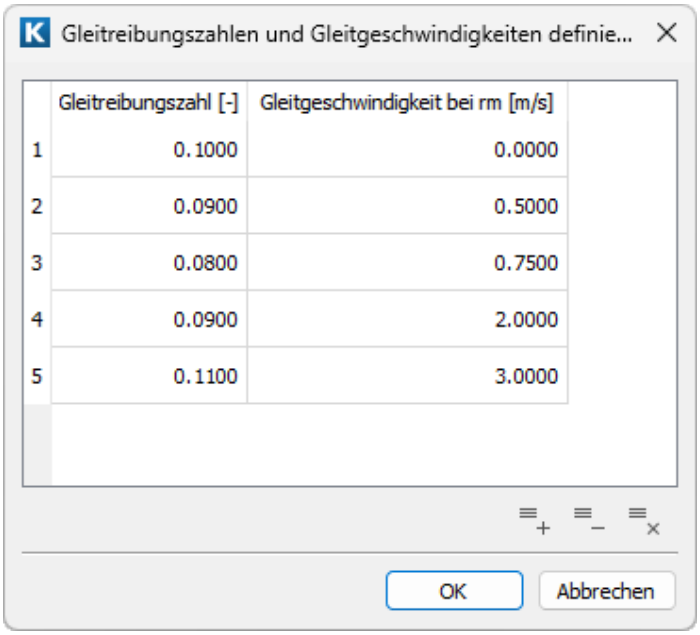


Abbildung 55.5: Definition der Gleitreibungszahlen und -geschwindigkeiten

Die Gleitreibungszahlen werden von den Herstellern in Abhängigkeit von den Gleitgeschwindigkeiten angegeben. Nach VDI 2241 wird ein konstanter Wert angenommen, was aber eine grosse Abweichung in den Ergebnissen zur Folge haben kann. Durch die Eingabe der maximal 5 Punkten wird eine Polylinie gebildet, indem diese Punkte verbunden werden. Aus dieser Linie werden dann 10 Werte für die Gleitreibungszahlen entnommen im Bereich der Gleitgeschwindigkeiten zu Beginn und am Ende, daraus werden dann 10 unterschiedliche Beschleunigungsmomente bestimmt, welche für die Weiterberechnung verwendet werden.

55.4 Grafiken

Als Grafiken werden der Drehzahlverlauf über der Rutschzeit t_3, der Momentenverlauf über der Rutschzeit t_3 und die Gleitreibungszahlkurve zur Gleitgeschwindigkeit dargestellt, von welcher maximal 5 Punkte eingegeben wurden (wenn selbst definiert).

55.5 Einstellungen

Wird der Haken Radius zum Schwerpunkt der Lamellen für Berechnen verwenden gesetzt, wird anstatt dem mittleren Radius der Lamelle rm der Radius zum Schwerpunkt der Lamellen für die Berechnungen verwendet. Dieser Radius wird berechnet mit:

$$rs = \frac{2}{3} \cdot \frac{ra^3 - ri^3}{ra^2 - ri^3}$$

rs (mm): Radius des Schwerpunktes der Lamelle
ra (mm): Aussenradius der Lamelle
ri (mm) Innenradius der Lamelle

IX
Diverses

Kapitel 56 - 62

56 Toleranzrechnung

In diesem Modul können die Nennmasse und ihre zugehörigen Abmasse der Elemente eingegeben werden, aus welchen dann eine Gesamttoleranz bestimmt wird. Bei der Berechnung wird mit der konstanten Verteilung (arithmetischen Summe) sowie mit der Quadratwurzel aus den Toleranzfeldquadraten (Normalverteilung) das Grösst- und Kleinstmass der Massketten bestimmt. Zusätzlich wird das Nennmass/ Erwartungswert der Masskette mit den entsprechenden Abmassen berechnet. Das Toleranzfeld nach ISO wird nach der ISO 286 bestimmt, in dieser sind die Toleranzen bis zu einem Mass von <= 3150 mm definiert, in KISSsoft wurden bei den Toleranzklassen H, h. JS und js die Werte der Norm extrapoliert bis zu einem Wert von 10000 mm.

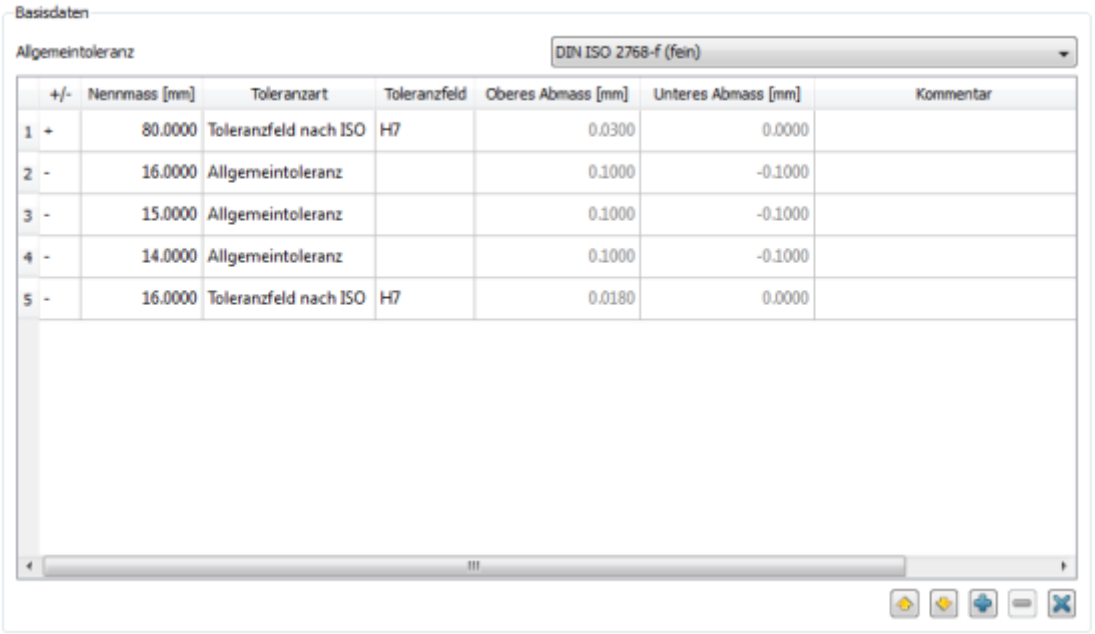


Abbildung 56.1: Basisdaten

57 Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen

57.1 Allgemeines

Die Berechnung wird über den Bereich Diverses im Modulbaum gestartet.

57.1.1 Funktionalität der Software

Das Berechnungsprogramm liefert einen kompletten, schriftlichen Nachweis der statischen Festigkeit und der Ermüdungsfestigkeit für einen Nachweispunkt W.

Der Nachweis erfolgt nach dem örtlichen Konzept wie in der FKM-Richtlinie "Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile" beschrieben. Die Idee des örtlichen Konzeptes besteht darin, die Lebensdauer ausgehend von der elastisch- plastischen örtlichen Beanspruchung am kritischen Ort des Bauteils im Vergleich mit der am ungekerbten Probestab unter einachsiger Beanspruchung ermittelten Dehnungswöhlerlinie zu bestimmen. Im Rahmen der FKM-Richtlinie ist das örtliche Konzept als Variante auf Spannungsbasis umgesetzt. Bedingung der Anwendung ist also ein linear elastischer Werkstoffzustand. Somit liegt kein wirkliches örtliches Konzept wie das elastisch-plastische Kerbgrundkonzept (örtliches Konzept) vor, sondern ein dem Nennspannungskonzept nahestehendes Konzept, bei dem nur die Formzahl auf der anderen Seite der Gleichungen steht. Es ist ein nützliches Werkzeug für den statischen und Ermüdungsfestigkeitsnachweis für den hochzyklischen Bereich ($N > 10^4$).

Eingabe: Es werden die Spannungen an einem Auswertepunkt W und einem Stützpunkt B vorgegeben. Oder es werden die Spannungen am Auswertepunkt vorgegeben und die Stützwirkung wird rechnerisch abgeschätzt. Weiter werden die zur Berechnung der Konstruktionsbeiwerte notwendige Parameter wie Oberflächenrauhigkeit, Bauteilgrösse etc. benötigt. Weitere Belastungsdaten wie Zyklenzahl, Kollektiv, Temperatur etc. werden ebenfalls vorgegeben.

Ausgabe: Berechnet werden die Auslastungsgrade für die statischen Fälle und den Ermüdungsfall. Es wird ein kompletter schriftlicher Nachweis erstellt.

57.1.2 Anwendungsbereich der FKM-Richtlinie

Die Software basiert auf der FKM-Richtlinie "Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile", Kapitel 3 und 4. Die Richtlinie gilt für den Maschinenbau und für verwandte Bereiche der Industrie. Ihre Anwendung ist zwischen den Vertragspartnern zu vereinbaren. Für mechanisch beanspruchte Bauteile ermöglicht sie einen rechnerischen Nachweis der statischen Festigkeit und der Ermüdungsfestigkeit, letzteren je nach Beanspruchungscharakteristik als Dauer- oder als Betriebsfestigkeitsnachweis. Andere rechnerische Nachweise wie beispielsweise der Sprödbruchsicherheit, der Stabilität, der Standsicherheit oder der Verformung unter Last, oder auch experimentelle Festigkeitsnachweise sind nicht Gegenstand der Richtlinie. Es wird vorausgesetzt, dass die Bauteile hinsichtlich Konstruktion, Werkstoff und Verarbeitung fachgerecht und im technischen Sinne fehlerfrei ausgeführt sind. Die Richtlinie gilt für Bauteile aus Eisen- und

Aluminiumwerkstoff - auch bei höherer Temperatur, die mit oder ohne spanabhebende Bearbeitung oder auch durch Schweissen hergestellt werden, und im Einzelnen

- für Bauteile mit geometrischen Kerben
- für Bauteile mit Schweissverbindungen
- für statische Beanspruchung
- für Ermüdungsbeanspruchung ab etwa ($N > 10^4$) Zyklen als Einstufen- oder Kollektivbeanspruchung
- für Walz- und Schmiedestahl, auch nichtrostenden, Eisengusswerkstoffe sowie Aluminiumknet- und -Gusswerkstoff
- für verschiedene Temperaturen
- für nichtkorrosives Umgebungsmedium.

Die Anwendung der Richtlinie ausserhalb des genannten Anwendungsbereiches sind ergänzende Vereinbarungen zu treffen. Die Richtlinie gilt nicht, wenn ein Festigkeitsnachweis nach anderen Normen, Vorschriften oder Richtlinien gefordert ist, oder wenn spezielle Berechnungsunterlagen, wie beispielsweise die VDI 2230 für Schraubenverbindungen, vorliegen.

Die Berechnung mit Nennspannungen ist für einfache stabförmige und für flächenförmige Bauteile zu bevorzugen. Die Berechnung mit örtlichen Spannungen ist bei volumenförmigen Bauteilen anzuwenden und darüber hinaus ganz allgemein, wenn die Spannungsbestimmung nach der Finite Elemente Methode oder nach der Randelement Methode durchgeführt wird, wenn keine definierten Querschnitte oder keine einfachen Querschnittsformen vorliegen oder wenn keine Formzahlen oder Kerbwirkungszahlen bekannt sind.

57.2 Hintergründe

57.2.1 Die FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile

Die Idee der heutigen FKM-Richtlinie entstand anlässlich des DVM-Tages im Mai 1990 in Berlin bei einem Zusammentreffen von Fachleuten aus beiden Teilen Deutschlands. Es entstand der Plan, die in den TGL- und VDI-Richtlinien enthaltenen Erkenntnisse in die ohnehin anstehende Erarbeitung einer neuen Festigkeitsrichtlinie einzubeziehen. Grundlage bei ihrer Erarbeitung waren insbesondere ehemalige TGL-Standards, die frühere VDI-Richtlinie 2226 sowie Regelungen der DIN 18800, des Eurocode 3 und der IIW-Empfehlungen. Unter Einbeziehung neuerer Forschungsergebnisse wurde die FKM-Richtlinie auf einen aktuellen Erkenntnisstand weiterentwickelt. Die FKM-Richtlinie ist im Maschinenbau und in verwandten Bereichen der Industrie anwendbar. Die FKM-Richtlinie, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, erschien 1994 in ihrer ersten Ausgabe und 1998 in einer dritten, vollständig überarbeiteten (sie zeichnet sich durch wesentliche sachliche Erweiterungen und eine anwenderfreundliche Gliederung aus) und erweiterten Ausgabe. 2002 erschien sie in einer vierten, nochmals erweiterten Ausgabe. Die wesentliche Neuerung hier ist die Ausweitung auf Aluminiumwerkstoffe. Bei der fünften Ausgabe handelte es sich um eine englische Ausgabe der Richtlinie. Die sechste Auflage der Richtlinie (2012) wurde vollständig überarbeitet und enthält neue Forschungsergebnisse wie das Forschungsvorhaben "Statischer Festigkeitsnachweis"

und "Verbessertes Berechnungskonzept FKM-Richtlinie". In der siebten Auflage der Richtlinie (2020) wurden weitere Neuerungen und Forschungsergebnisse hinzugefügt, um die Richtlinie weiter zu verbessern. Mittlerweile hat die FKM-Richtlinie eine breite Anerkennung gefunden und kennzeichnet damit den Stand der Technik.

57.2.2 Aussagekraft der Lebensdauerberechnung

Es ist bekannt und ausgewiesen, dass die Genauigkeit der Lebensdauerberechnung ungenügend ist, d.h. zwischen Rechnung und Versuch können, bezogen auf die ertragbare Schwingspielzahl, Faktoren im Bereich von 0.1 bis 10 und im Einzelfall auch grösser auftreten. Eine grundsätzliche, wenn auch etwas vereinfachende Feststellung zu den Schwierigkeiten einer zuverlässigen Lebensdauerberechnung sei aber gemacht: Beim Festigkeitsnachweis handelt es sich um einen Vergleich zwischen den Kennwerten der Beanspruchung und der Beanspruchbarkeit. Beim statischen Festigkeitsnachweis kann das der Vergleich zwischen einer auftretenden Kraft und der ertragbaren Kraft sein. Beim Betriebsfestigkeitsnachweis handelt es sich um den Vergleich von Kennfunktionen, nämlich dem Beanspruchungskollektiv und der Wöhlerlinie. Versteht man die Schadenssumme, die für die Lebensdauerberechnung eine zentrale Bedeutung hat, als einen Quotienten der Kennfunktionen für Beanspruchung und Beanspruchbarkeit, so kann man erkennen, dass dieser Quotient sehr sensibel auf Änderungen dieser Kennfunktionen reagiert. Das bedeutet einmal, dass sich Fehler bei der Festlegung der Kennfunktionen stark auf das Ergebnis auswirken werden. Zum anderen kann durch eine gezielte Beeinflussung der Kennfunktionen, z.B. durch konstruktive sowie werkstoff- und fertigungstechnische Massnahmen, die ertragbare Lebensdauer nachhaltig erhöht werden.

Für die Lebensdauerberechnung zyklisch beanspruchter Bauteile stehen drei Konzepte zur Verfügung: das Nennspannungskonzept, das örtliche Konzept und das Bruchmechanikkonzept. Diese Konzepte haben spezifische Anwendungsgebiete. Das technische Regelwerk beruhte jahrzehntelang fast ausschliesslich auf dem Nennspannungskonzept. Gegenwärtig finden das örtliche Konzept und das Bruchmechanikkonzept mehr und mehr Eingang in das Regelwerk. Während beim Nennspannungskonzept die komplexe, das gesamte Spannungs-Dehnungs-Geschehen im kritischen Werkstoffvolumen (Kerbgrundbereich) enthaltende Übertragungsfunktion zwischen Last und Lebensdauer direkt mit der Bauteilwöhlerlinie für die Nennspannungen gegeben ist, muss sie im örtlichen Konzept rechnerisch durch eine Anzahl relativ aufwändiger Module dargestellt werden. Darin kann ein Grund liegen, dass die Treffsicherheit der Ergebnisse nach bisheriger Erfahrung nicht höher ist als nach dem Nennspannungskonzept.

Mögliche Fehlerquellen in der Berechnungskette des örtlichen Konzeptes:

Lastannahmen

Zu betonen ist, dass eine möglichst genaue Lastannahme die Voraussetzung für eine betriebsfeste Bemessung von Komponenten ist. Fehler bei der Lastannahme können sich auf das Ergebnis einer Lebensdauerberechnung sehr stark auswirken, die Auswirkung kann grösser sein als die aufgrund der mangelhaften Treffsicherheit der verschiedenen Methoden zur Lebensdauerabschätzung. Es empfiehlt sich, eine experimentelle Überprüfung der getroffenen Annahmen einzuleiten. Damit lassen sich die Unsicherheiten der Lastannahmen durch eine nachträgliche Messung beheben. Dies zumal eine solche Messung zerstörungsfrei durchführbar ist und sich meist auch noch für Folgekonstruktionen als aussagefähig erweist.

Örtliche Beanspruchung

Die örtlichen Beanspruchungen können durch Rechnung und/oder Messung gewonnen werden. Es ist notwendig, die Geometrie des Bauteiles exakt zu erfassen, wobei Kerbradien und Wanddicken von besonderer Bedeutung sind. Ebenso muss über einen Konvergenzcheck sichergestellt werden, dass die effektiven Beanspruchungen nicht unterschätzt wurden. Ein für die betriebliche Praxis noch ungelöstes Problem ist es, Eigenspannungen in einem Bauteilquerschnitt oder in einer Randschicht in ihrer wirksamen Höhe so zu errechnen, dass sie in der Überlagerung mit den Lastspannungen bei der Lebensdauerberechnung bewertet werden können.

Zusammengesetzte Beanspruchung

Im Falle einer zusammengesetzten Beanspruchung sollte eine Festigkeitsberechnung dem Kriterium der Invarianz (Resultate unabhängig von der Wahl des Koordinatensystems) genügen. Da in der Regel aber mit unterschiedlichen Neigungen der Wöhlerlinien für Normal- und Schubspannungen gearbeitet wird, ist die resultierende errechnete Lebensdauer/Schädigung nicht mehr von der Wahl des Koordinatensystems unabhängig.

Werkstoffkenndaten

Meistens können die Werkstoffkenndaten nicht ab dem fertigen Bauteil über Messungen bestimmt werden. Man ist auf die Verwendung normierter oder mindestens dokumentierter Werte angewiesen. Dass diese streuen und nicht immer zutreffend sind ist bekannt. Es ist auch nicht möglich, auf der Grundlage der Zugfestigkeit Rm allein zuverlässige Dauerfestigkeitswerte zu ermitteln. Eine Abschätzung der Wechselfestigkeit kann mittels der Dehngrenze Rp0,2 geschehen, die FKM Richtlinie bestimmt die Werte aus Rm und auch über den Werkstofftyp.

Zyklisches Verformungsverhalten

Es ist zu prüfen ob zyklische Ver- bzw. Entfestigung vorliegt und damit die Reihenfolge der Belastungszyklen eine massgebende Rolle spielt oder nicht. Dieser Effekt wird im Rechenprogramm nicht berücksichtigt.

Stützwirkung

Zur Erfassung der Stützwirkung werden verschiedene Modelle angewendet. Wie zahlreiche Vergleiche zwischen Rechnung und Versuch zeigen, ist die rechnerische Abschätzung der Stützwirkung mit grösseren Unsicherheiten behaftet.

Fertigungsprozesse

Beim örtlichen Konzept wird vom zyklischen Werkstoffverhalten eines Volumenelementes ausgegangen. Einflüsse der Fertigung, insbesondere die Randschichteneigenschaften Oberflächenrauheit, Werkstoffzustand und Eigenspannungen müssten berücksichtigt werden. Auch hier zeigt die Rechnung gegenwärtig noch deutliche Grenzen auf.

Schädigungsparameter

Zur Erfassung des Mittelspannungseinflusses und des Einflusses der Mehrachsigkeit sind eine Reihe von Schädigungsparametern vorgeschlagen worden. Der bekannteste Schädigungsparameter P_{SWT} entspricht einer Mittelspannungsempfindlichkeit von M=0.41, die bei Vergütungsstählen in dieser Grössenordnung liegt, aber bei niedrigfesten Stählen oder z.B. Al-Knetlegierungen ganz andere Werte annimmt. Die Anwendung des P_{SWT} dürfte als Fehlerquelle eine grössere Bedeutung besitzen. Dies schliesst auch die Frage mit ein, inwieweit damit der Einfluss von Eigenspannungen erfasst werden kann, wobei für letztere gilt, dass sie in der Praxis nur in Ausnahmefällen bekannt sind. Schädigungsparameter zur Erfassung der Mehrachsigkeit sind, von proportionaler Beanspruchung abgesehen, noch weitgehende Gegenstand der Forschung. Der Einfluss mehrachsiger Spannungszustände auf die Lebensdauer ist werkstoffabhängig, da je nach Zähigkeit unterschiedliche Schädigungsmechanismen auftreten.

Schadensakkumulation

Die Schadensakkumulation erfolgt in der Praxis fast ausschliesslich nach der linearen Hypothese von Palmgren-Miner. Obwohl die Mängel dieser Hypothese bereits früh bekannt waren, wurden in jahrzehntelanger intensiver internationaler Forschung auf diesem Gebiet keine wesentlichen Fortschritte erzielt, die zu tolerierbaren Fehlern bei der Lebensdauerberechnung führen. Durch die Bewertung der Amplituden unterhalb der Dauerfestigkeit wurden lediglich unterschiedliche Modifikationen vorgeschlagen, die deutlich bessere Ergebnisse als die original Palmgren-Miner Regel, bei der Amplituden unterhalb der Dauerfestigkeit zu keiner Schädigung führen, liefern.

Auch wenn die Methoden der Lebensdauerberechnung für Variantenbeurteilungen und Schwachstellenanalysen erfolgreich eingesetzt werden, ist eine zuverlässige Lebensdauerberechnung für neue Bauteile beim gegenwärtigen Kenntnisstand nicht gegeben. Dies erfordert Strategien, die Rechnung durch spezifische experimentelle Untersuchungen zu validieren und zu kalibrieren. Es sind nach heutigem Kenntnisstand rechnerisch nur relative Lebensdauerprognosen möglich.

57.3 Umsetzung in KISSsoft

57.3.1 Hauptmaske

57.3.1.1 Auswahl der Bauteilform

Wahl der Bauteilform: Es kann zwischen stabförmigen, flächenförmigen und volumenförmigen Bauteilen unterschieden werden. Diese weisen jeweils andere Spannungskomponenten bzw. Spannungsarten und andere Indizierung auf. Bei Anwendung des örtlichen Konzeptes sind in der Regel volumenförmige Bauteile vorhanden. Die ausgewählte Bauteilform beeinflusst die Eingabe für die Spannungskomponenten.

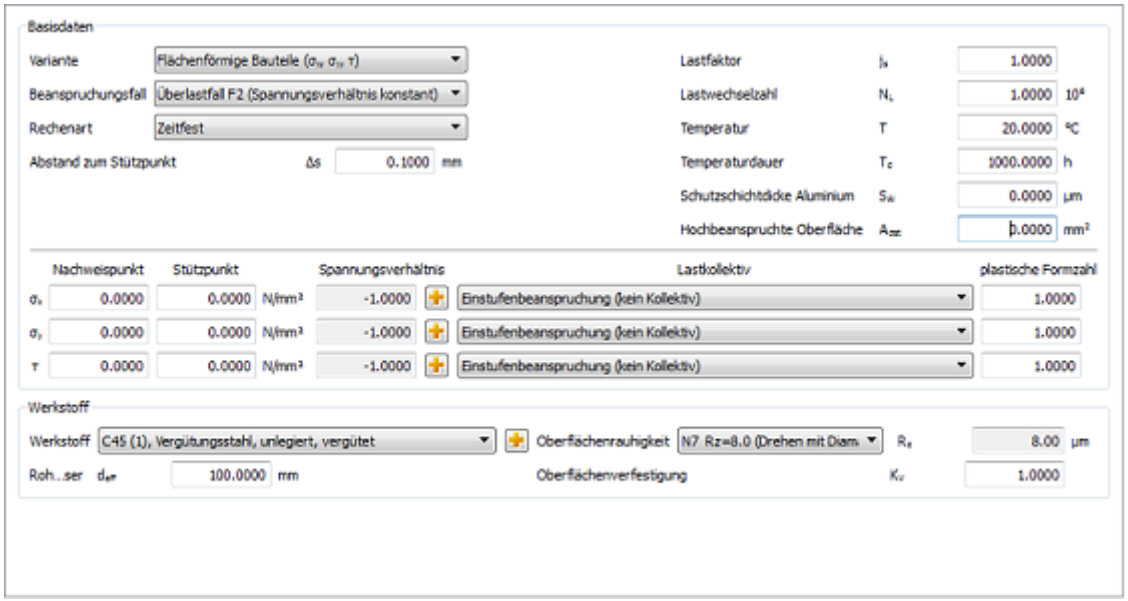


Abbildung 57.1: Hauptmaske für den Nachweis mit örtlichen Spannungen

Stabförmige Bauteile: für stabförmige Bauteile - Stab, Balken, Welle - gilt das folgende bauteilbezogene Koordinatensystem: Die x-Achse liegt in der Stabachse, y- und z-Achse sind die Hauptachsen des Querschnittes, die so festzulegen sind, dass für das Trägheitsmoment Iy > Iz gilt.

Für flächenförmige Bauteile - Scheibe, Platte, Schale - soll im Nachweispunkt das folgende bauteilbezogene Koordinatensystem gelten: x- und y-Achse liegen in der Ebene, die z-Achse ist senkrecht hierzu in Dickenrichtung. Die Normalspannung und die Schubspannungen in Richtung z sollen vernachlässigbar sein.

Volumenförmige Bauteile: es gelten volumenbezogene Koordinatensysteme, zu berechnen sind die Hauptspannungen σ1, σ2 und σ3. Im Nachweispunkt W an der freien Oberfläche eines volumenförmigen Bauteils sollen die Hauptspannungen σ1 und σ2 in Richtung der Oberfläche wirken, und die Hauptspannung σ3 weist senkrecht hierzu in das Bauteilinnere. Im Allgemeinen bestehen für alle Spannungen ein Spannungsgefälle senkrecht zur Oberfläche und zwei Spannungsgefälle in Richtung der Oberfläche. Aber nur die Spannungsgefälle für σ1 und σ2 senkrecht zur Oberfläche können in der Berechnung berücksichtigt werden, nicht aber die Spannungsgefälle für σ1 und σ2 in beiden Richtungen der Oberfläche und keines der Spannungsgefälle für σ3.

57.3.1.2 Eingabe der Spannungswerte am Nachweispunkt und am Stützpunkt

Soll die Stützzahl über den Spannungszustand am Stützpunkt bestimmt werden, so werden die Spannungen am Nachweispunkt W und am Stützpunkt B sowie der Abstand des Punktes B vom Punkt W eingegeben werden (Druckspannungen als negative Werte eingeben):

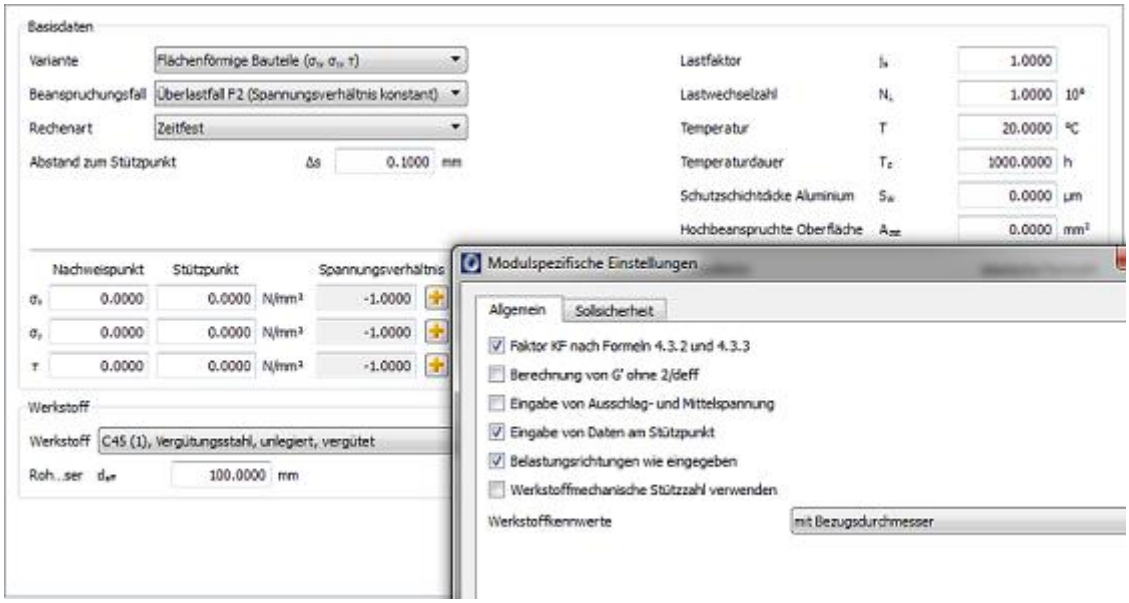


Abbildung 57.2: Eingabe der Spannungswerte am Nachweispunkt und am Stützpunkt. Eingabe des Abstandes des Stützpunktes.

57.3.2 Beanspruchungsfälle

Im Dauerfestigkeitsdiagramm können mit verschiedenen Annahmen unterschiedliche Gestaltsausschlagfestigkeiten S_{AK} ermittelt werden. Es ergibt sich bei Annahme von sm=const. Ein

grösseres S_{AK} als bei R=const. Ursache ist, dass die Grenzlinien im Smith Diagramm unter einem Winkel < 45° ansteigen (Mittelspannungsempfindlichkeit). Welche Annahme zutrifft ist abhängig von der zu erwartenden Änderung der Spannungen im Bauteil bei zulässiger Ermüdungsbelastung im Betrieb. Die Wahl des Überlastungsfalles kann also entscheiden ob ein Bauteil überlastet ist oder nicht [83].

Beanspruchungsfall

- Überlastfall F1 (Mittelspannung konstant): Bei konstanter Mittelspannung vergrössert sich die Ausschlagspannung mit Vergrösserung der massgebenden Betriebslast
- Überlastfall F2 (Spannungsverhältnis konstant): Bei Vergrösserung der Betriebslast bleibt das Verhältnis von maximaler zu minimaler Spannung gleich. Dieser Überlastungsfall liefert in der Regel konservative Ergebnisse (verglichen mit den anderen Überlastungsfällen) und sollte daher in Zweifelsfällen angewendet werden.
- Überlastfall F3 (Minimalspannung konstant): Bei Vergrösserung der Betriebslast bleibt die minimale Belastung gleich.
- Überlastfall F4 (Maximalspannung konstant): Bei Vergrösserung der Betriebslast bleibt die maximale Belastung gleich.

57.3.3 Wöhlerlinie

Miner elementar, Kapitel 4.4.3.5.2 der FKM-Richtlinie

Falls keine Einstufenspannung vorliegt, sondern ein Spannungskollektiv, ist die Berechnung in der Regel nach dem Verfahren Miner elementar durchzuführen.

Miner konsequent, Kapitel 4.4.3.5.2 der FKM-Richtlinie

Im Verfahren Miner konsequent (von Haibach hergeleitet, siehe [20]) ist berücksichtigt, dass die Bauteil-Dauerfestigkeit mit zunehmender Schädigung geringer wird. Die Verringerung gilt ab $K_{D,\sigma}=1*10^6$.

57.3.4 Lastwechselzahl

Lastwechselzahl. Ist Berechnung nach Miner elementar gewählt, so ergeben Eingaben grösser als ND konstante Ausnutzungen.

57.3.5 Temperatur

Eingabe der Temperatur in Grad Celsius. Der Anwendungsbereich der FKM Richtlinie ist je nach Werkstoff begrenzt, siehe Kapitel 1.2.1.7. Basierend auf der Temperatur und dem Werkstofftyp wird der Temperaturfaktor $K_{T,D}$ bestimmt.

57.3.6 Temperaturdauer

Dauer während der das Bauteil der Temperatur ausgesetzt ist.

57.3.7 Schutzschichtdicke, Kapitel 4.3.4

Der Schutzschichtfaktor Ks, der über die Schutzschichtdicke bestimmt wird, berücksichtigt den Einfluss der Schutzschicht auf die Ermüdungsfestigkeit eines Bauteiles aus Stahl, Eisengusswerkstoffen oder Aluminiumwerkstoffen.

Bei Stahl- und Eisengusswerkstoffen wird die Schutzschicht durch galvanischer Verzinkung, Feuerverzinkung oder Zinklamellenbeschichtung gebildet, bei Aluminiumwerkstoffen durch eine Aluminiumoxidschicht.

57.3.8 Spannungsverhältnisse

Im R-Wert ist die Eingabe der Mittelspannung codiert. Im Vergleich zum mittelspannungsfreien Fall (Wechselbeanspruchung, R=-1) wird die Wöhlerlinie bei Versuchen mit Druckmittelspannungen zu höheren ertragbaren Spannungsamplituden, bei Versuchen mit Zugmittelspannungen dagegen zu kleineren ertragbaren Spannungsamplituden hin verschoben. Die Abhängigkeit der ertragbaren Spannungsamplitude von der Mittelspannung ist werkstoffspezifisch und wird als Mittelspannungseinfluss bezeichnet. Dieser steigt in der Regel mit der der Zugfestigkeit des Werkstoffes an.

Hier ist R von -1 bis +1 definiert

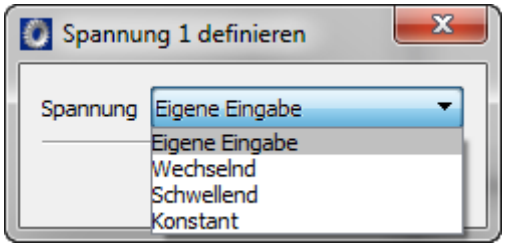


Abbildung 57.3: Eingabe des jeweiligen R-Wertes

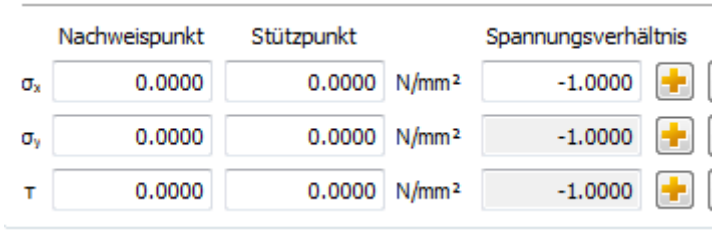


Abbildung 57.4: Eigene Eingabe des R-Wertes.

Mit zunehmender Rautiefe verschiebt sich die Wöhlerlinie zu kleineren Spannungsamplituden, jedoch ist die Rautiefe nicht allein ausschlaggebend. Vielmehr wird die Festigkeit auch massgeblich durch die Art der Oberflächenfeingestalt mitbestimmt. Verschiedenartige Bearbeitungsverfahren können darüber hinaus, trotz ähnlicher Oberflächenfeingestalt und gleicher Rautiefe, infolge unterschiedlicher Eigenspannungszustände zu stark voneinander abweichenden Wöhlerlinien führen.

57.3.9 Kollektive

Bereits vorhandene Lastkollektive können direkt gewählt werden.

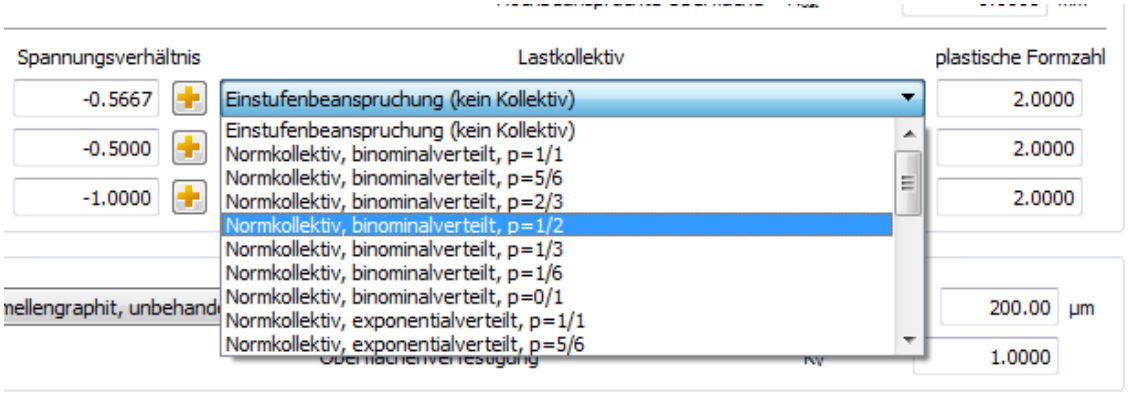


Abbildung 57.5: Auswahl von Kollektiven

Ein neues Lastkollektiv kann im Datenbanktool (siehe Kapitel 15.2.8, Lastkollektiv definieren) erstellt werden.

57.3.10 Oberflächenverfestigung KV, Kapitel 4.3.3, Tabelle 4.3.7

Der Randschichtfaktor K_V berücksichtigt den Einfluss einer Randschichtverfestigung auf die Ermüdungsfestigkeit.

57.4 Werkstoffe

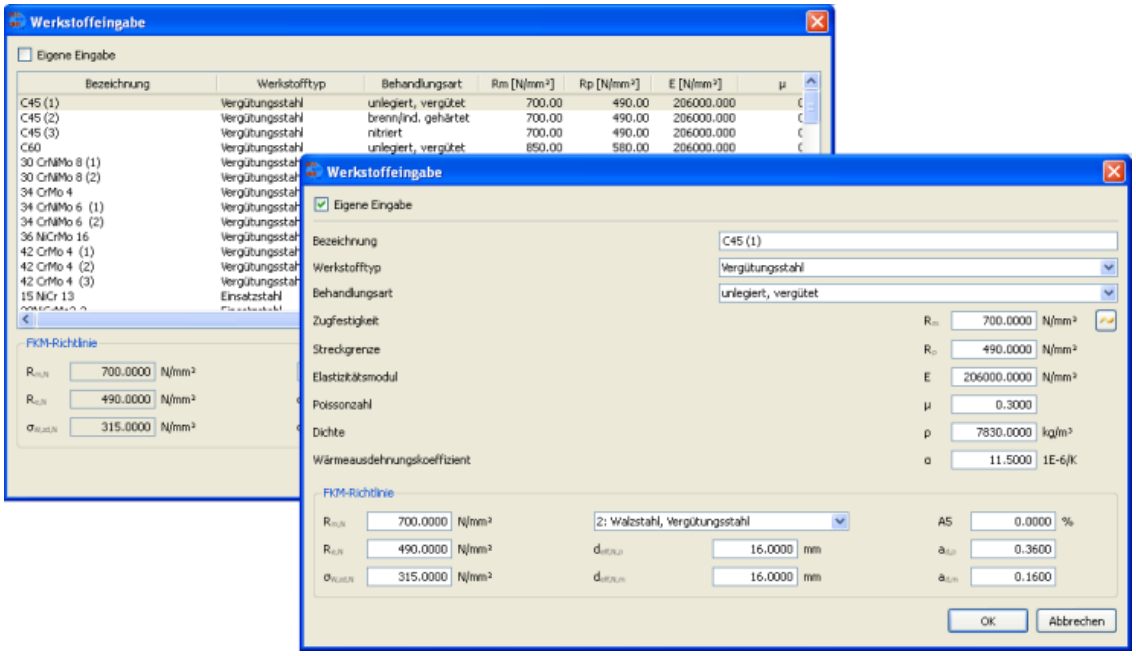


Abbildung 57.6: Werkstoffmaske Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen

In der Auswahlliste sind Werkstoffe aus der FKM-Richtlinie enthalten.
Wird der Haken Eigene Eingabe gesetzt, erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

57.4.1 Rauhigkeit

Der Rauhigkeitsfaktor berücksichtigt den Einfluss der Oberflächenrauheit auf die Ermüdungsfestigkeit des Bauteils. Er wird experimentell aus den Dauerfestigkeiten ungekerbter Proben mit und ohne Oberflächenrauheit abgeleitet und in Abhängigkeit von der Rautiefe Rz und der Zugfestigkeit Rm des Werkstoffes dargestellt; für polierte Oberflächen hat er den Wert 1.0. Für Walz-, Schmied- und Gusshaut gilt die mittlere Rauheit Rz=200µm. Die mittlere Rauheit kann auch als eigene Eingabe definiert werden.

57.5 Einstellungen

57.5.1 Allgemeine Einstellungen

Die Verweise beziehen sich auf Kapitel in der FKM-Richtlinie.

- **Faktor KF nach Gleichung 4.3.2 und 4.3.3, Kapitel 4.3.1.2**

Kerbwirkungszahl als Schätzwert, um bei örtlichem Spannungskonzept eine dem Nennspannungskonzept entsprechende Auswirkung des Rauhigkeitsfaktors zu erhalten.

Haken gesetzt: Kf wird nach den Formeln 4.3.2 und 4.3.3 vom Kapitel 4.3.1.2 bestimmt.

Haken nicht gesetzt: Es wird Kf nach Tabelle 4.3.1 verwendet.

- **Berechnung von G ohne 2/deff, Kapitel 4.3.1.3.3**

Wird im Tab Allgemein, Eingabe von Daten am Stützpunkt der Haken nicht gesetzt, wird also das bezogene Spannungsgefälle näherungsweise berechnet, so erfolgt die Berechnung des bezogenen Spannungsgefälles nach den Gleichungen 4.3.18. Diese enthält Terme für Zug/Druck, Torsion und für Biegung. Falls keine Biegung vorhanden ist, ist es fraglich ob der zweite Term (2/d) in den Formeln Sinn macht. Die hiermit programmierte Option ist in der FKM Richtlinie nicht vorgesehen!

Haken gesetzt: das Spannungsgefälle wird ohne den zweiten Term der Formel 4.3.18 bestimmt.

Haken nicht gesetzt: das Spannungsgefälle wird mit dem zweiten Term der Formel 4.3.18 bestimmt.

- **Eingabe von Ausschlag- und Mittelspannung**

Ist der Haken aktiviert, so erfolgt die Eingabe der Spannungen in der Hauptmaske über Mittel- und Ausschlagsspannung.

- **Eingabe von Ausschlag- und Mittelspannung**
  - **Werkstoffwerte bei Bezugsdurchmesser:**
    Werte aus Datenbank (bei Bezugsdurchmesser) übernommen und mit K1 beaufschlagt

- **Rm, Rp grössenabhängig aus Datenbank, sigW bei Bezugsdurchmesser:**
  Rm, Rp werden grössenabhängig aus Datenbank gelesen (ohne K1), Wechselfestigkeit wird bei Bezugsdurchmesser übernommen und mit K1 beaufschlagt
- **Rm, Rp grössenabhängig aus Datenbank, sigW konstant:**
  Wechselfestigkeit nicht mit K1 beaufschlagt, korrekter Wert muss in Datenbank stehen
- **Rm, Rp grössenabhängig aus Datenbank, sigW aus Rm berechnet:**
  Wechselfestigkeit wird aus Rm berechnet, Rm steht grössenabhängig in Datenbank, Umrechnung nach FKM

- **Eingabe von Daten am Stützpunkt, Kapitel 4.3.1.3.3 Formel 4.3.17**

Haken gesetzt: Stützziffer/bezogenes Spannungsgefälle wird über den Spannungszustand im Stützpunkt definiert. Dazu müssen die Spannungswerte und der Abstand zwischen Auswerte- und Stützpunkt in der Hauptmaske eingetragen werden.

Haken nicht gesetzt: Die Stützziffer/bezogenes Spannungsgefälle wird nicht über die Werte an einem Stützpunkt bestimmt. Das bezogene Spannungsgefälle an der Stelle der maximalen Spannung wird näherungsweise nach Formel 4.3.18 berechnet. Dazu müssen zwei Radien (Radius 1 und Radius 2) definiert werden (für die beiden Richtungen der Oberfläche), sowie eine typische Bauteilabmessung d. Siehe auch: modulspezifische Einstellung, Berechnung von G ohne 2/deff oben.

- **Belastungsrichtung wie angegeben, Kapitel 4.1.0, 4.6.2**

Haken gesetzt: Die Berechnung wird für synchrone Spannungen durchgeführt.

Haken nicht gesetzt: Die Berechnung wird für nicht-synchrone Spannungen (4.6.2.2) durchgeführt. Es darf angenommen werden, dass diese Vorgehensweise auf der sicheren Seite liegt.

- **Werkstoffmechanische Stützzahl verwenden Kapitel 4.3.1, 4.3.1.3.2**

Ist der Haken gesetzt, wird die werkstoffmechanische Stützzahl für die Berechnung verwendet, ansonsten die Stielerische Stützzahl. Die werkstoffmechanische Stützzahl berücksichtigt bei scharfen Kerben die Festigkeitsreserven und enthält den statischen Grösseneinfluss. Die werkstoffmechanische Stützzahl (nwm) besteht aus drei Teilen, der statischen Stützzahl (nst), der verformungsmechanischen Stützzahl (nvm) und der bruchmechanischen Stützzahl (nbm). Annahme: bei den Kerbarten "Glatte Welle" und "Eigene Eingabe" wird nst = 1 gesetzt.

- **Auswahl von Werkstoffdaten, Kapitel 3.2.1**

Die Bauteil-Normwerte Rm und Rp sind aus den Halbzeug- bzw. Probestück-Normwerten $R_{m,N}$ und $R_{p,N}$ oder aus den Bauteil-Zeichnungswert $R_{m,Z}$ zu berechnen. Als Sonderfall können die Bauteil-Istwerte $R_{m,I}$ und $R_{p,I}$ angewendet werden.
Siehe dazu Kapitel 3.2.1.2.

- **Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile berechnen (Kapitel 5.5)**

Ist dieser Haken gesetzt und ein Walzstahl und eine Randschichtverfestigung gewählt, wird die Rechenmethode nach der FKM-Richtlinie 7.Auflage, Kapitel 5.5 durchgeführt.

- **Oberflächenverfestigung**

Diese Auswahl wird nur für die Berechnung der Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile verwendet.

- **Einhärtetiefe**

Mit dieser Eingabe kann bestimmt werden, wo sich der Übergang der harten Randschicht zum Kern befindet.

- **Kernhärte aus Zugfestigkeit Rm bestimmen**

Ist dieser Haken gesetzt, wird die Kernhärte aus der Zugfestigkeit abgeschätzt und nicht die Eingabe der Kernhärte beim Werkstoff verwendet.

57.5.2 Sollsicherheiten

Die FKM Richtlinie ist eine der wenigen Rechenvorschriften die Sollsicherheiten in Abhängigkeit der Schadensfolge etc. aufführt. Sie gelten zusammen mit sicheren Lastannahmen und einer mittleren Überlebenswahrscheinlichkeit der Festigkeitskennwerte Pü=97.5% für geschweisste wie auch für nicht geschweisste Bauteile. Basierend auf dem ausgewählten Material und den definierten Schadensfolgen, der Wahrscheinlichkeit des Auftretens der Last sowie der Inspektion und Prüfung werden Sicherheitszahlen bestimmt. Dabei wird zwischen Stahl, Eisengusswerkstoff (duktil oder nicht-duktil) sowie Aluminiumwerkstoff (duktil oder nicht-duktil) - also zwischen fünf Klassen - unterschieden. Alternativ können die Sicherheitszahlen auch manuell gesetzt werden.

jmt	Sicherheitsfaktor gegen die Zeitstandfestigkeit
jp	Sicherheitsfaktor gegen die Fliessgrenze
jpt	Sicherheitsfaktor gegen die Zeitdehngrenze
jF*jG	Sicherheit gegenüber der Dauerfestigkeit

57.6 Abschätzung der Dauerfestigkeit randschichtverfestigter Bauteile (Kapitel 5.5)

Diese Berechnung ist nur für randschichtverfestigter Wälzstahl anzuwenden. Zu den Randschichtverfestigungen gehören die Behandlungsarten der Werkstoffe:

- einsatzgehärtet
- nitriert, gasnitriert, nitrocarburiert
- induktionsgehärtet
- rollen
- kugelstrahlen

Diese Behandlungsarten können entweder beim Werkstoff oder bei der Oberflächenverfestigung (Einstellungen) definiert werden.

Dieses Verfahren hat zur Grundlage das Konzept der lokalen Dauerfestigkeit. Es werden 2 Punkte des Bauteils betrachtet, der erste Punkt ist an der Bauteiloberfläche, der zweite Punkt ist im Übergang zwischen harter Randschicht und Kern. Es wird mit der grössten Hauptspannung σ1 gerechnet, falls keine Hauptspannungen eingegeben wurden, werden diese zuerst berechnet.

In den Einstellungen kann die Einhärtetiefe eingegeben werden, aus welcher der Abstand von der Bauteiloberfläche berechnet wird, wo sich der Übergang harte Randschicht - Kern befindet.

Die Konstante Kf kann entweder nach den Formeln 4.3.2 und 4.3.3 berechnet oder der Tabelle 4.3.1 entnommen werden. In den Einstellungen gibt es die Möglichkeit die Kernhärte beim Werkstoff vorzugeben oder sich diese aus der Zugfestigkeit abschätzen zu lassen.

Bei diesem Berechnungsverfahren wird die Eigenspannung berechnet, welche in die Mittelspannungsempfindlichkeit miteingerechnet wird, dann wird zuerst der Auslastungsgrad für den Punkt an der Bauteiloberfläche, dann der Auslastungsgrad an dem Punkt an der Grenze harte Randschicht - Kern berechnet. Die grössere Auslastung wird dann für den Nachweis verwendet. Beide Auslastungsgrade sollten < 1 sein.

Die Resultate werden nur im Protokoll angezeigt, wenn diese Berechnungsart angewählt wurde und es sich um einen Wälzstahl handelt mit den vorgegeben Behandlungsarten.

58 Hertzsche Pressung

In diesem Modul wird die Hertzsche Pressung von zwei Körpern berechnet. Bei der Belastung einer Wälzpaarung senkrecht zur Berührungsebene, entsteht bei der Punktberührung eine elliptische Abplattung, bei der Linienberührung eine rechteckige Abplattung.

Für den beliebigen Kontakt wird die im Referenzdokument [110] vorgestellte Theorie angewandt. Davon ausgehend verwenden wir ein Raster triangulärer Druckverteilungselemente für die Berechnung des Linienkontakts zwischen Körpern mit beliebigem Profil bei Einwirkung einer vorgegebenen vertikalen Linienlast. Es wird angenommen, dass die Körper sich unendlich vertikal zu ihrem Profil erstrecken. Die Profile der beiden Körper werden mit Hilfe von zwei Datendateien angegeben, die drei Spalten mit Index, Position und Wert des Profils enthalten.

```
:TABLE LIST Profile
  INPUT index TREAT NEXT_BIGGER
  OUTPUT Position, ProfileValue

DATA
1       -5      0.635083269
2       -4.95   0.622242132
3       -4.9    0.609538427
4       -4.85   0.596971886
5       -4.8    0.584542241
6       -4.75   0.57224923
7       -4.7    0.560092593
8       -4.65   0.548072075
9       -4.6    0.536187424
10      -4.55   0.524438391
11      -4.5    0.51282473
12      -4.45   0.5013462
13      -4.4    0.490002563
14      -4.35   0.478793582
15      -4.3    0.467719027
16      -4.25   0.456778669
17      -4.2    0.445972282
END
```

Abbildung 58.1: Format der Datendatei für das Körperprofil

Alle Werte in dieser Datei sind in Millimetern anzugeben.

Die Profildatei für jeden Körper kann unterschiedliche Diskretisierungs- und Positionswerte enthalten. Es wird jedoch empfohlen, die gleiche Diskretisierung und Position für beide Körper zu verwenden. Die Genauigkeit der Ergebnisse hängt von der Dichte der Profilpunkte (Diskretisierungslänge) ab. Auch Kantenträgereffekte werden berücksichtigt. Die Kontaktflächen werden als reibungsfrei angenommen. Mit Hilfe dieser allgemeinen Kontaktoption kann der Benutzer auch einen 2D-Plot der Spannungen unter der Oberfläche und einen Plot des Kontaktdrucks an den Profilen erstellen. Weitere Informationen über die angewandten Berechnungen und Gleichungen sind unter der oben angegebenen Referenz zu finden.

Die maximale Pressung (Hertzsche Pressung) sowie die Annäherung beider Körper (Kugel, Zylinder, Ellipsoid, Ebene; konvex oder konkav) wird mit Hilfe der Hertzschen Gleichungen berechnet. Die Berechnungsformeln wurden dem Buch 'Advanced Mechanics of Materials, 6th Edition' [111] entnommen. Als Berechnungsgrundlage bei der Punktberührung gilt, dass die Durchmesser der Körper auf zwei Hauptebenen definiert werden, aus welchen dann ein Ersatzdurchmesser bestimmt

wird. Bei der Linienberührung wird in einer Hauptebene gerechnet, es gibt also nur einen Ersatzdurchmesser. Zusätzlich wird Ort und Betrag der maximalen Hauptschubspannung im Innern des Körpers bestimmt.

Die Berechnung der Annäherung von der Zylinder-Zylinder Konfiguration wurde nach der Dissertation von Weber/Banaschek berechnet [23]. Für die Berechnung der Annäherung von Zylinder-Fläche wurde die Formel (55) aus dem Buch von Norden [16] verwendet.

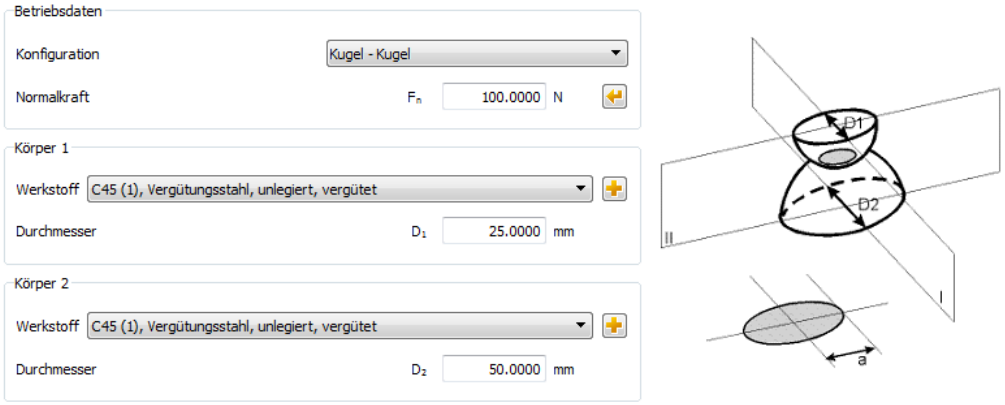


Abbildung 58.2: Hauptmaske der Hertzschen Pressung

In der Hauptmaske der Hertzschen Pressung (siehe Abbildung 58.2) kann die Normalkraft, die Konfiguration, sowie die Durchmesser (zusätzlich bei Linienberührung die tragende Länge leff) und Werkstoffe der Körper definiert werden.

Folgende Konfigurationen sind wählbar:

- Kugel - Kugel
- Kugel - Zylinder
- Kugel - Ellipsoid
- Kugel - Ebene
- Ellipsoid - Ellipsoid
- Ellipsoid - Zylinder
- Ellipsoid - Ebene
- Zylinder - Zylinder
- Zylinder - Ebene
- Beliebiger Kontakt

Je nach Konfigurationswahl erscheint rechts in der Hauptmaske ein Bild der aktuellen Konfiguration, damit die Eingaben leichter verständlich sind.

Für die Normalkraft gibt es auch eine Auslegungsmöglichkeit. Wird der Auslegen-Button neben der Normalkraft gedrückt, kann die gewünschte Hertzsche Pressung eingegeben werden, aus welcher dann die Normalkraft berechnet wird.

Ist die Auflage konkav gekrümmt, muss der Durchmesser negativ eingegeben werden. Negative Durchmesser sind nur beim Körper 2 möglich.

58.1 Einstellungen

Mit dem Anzeigefaktor Tiefe wird die Tiefenanzeige in der Grafik definiert. Die Tiefe an der Stelle wo τ_{max} liegt wird multipliziert mit diesem Faktor, diese Tiefe wird dann in der Grafik angezeigt. Standardmässig ist dieser Faktor auf 6 gesetzt.

59 Härteumrechnung

Das Modul Härteumrechnung wird im Menü Extras > Härteumrechnung gestartet. Zusätzlich ist die Härteumrechnung in den Werkstoffmasken als Auslegungsfunktion enthalten, in welchen zum Beispiel anhand eines Härtewertes die Zugfestigkeit bestimmt werden kann.

Dieses Modul enthält die Härteumwertungsberechnung nach DIN EN ISO 18265 Ausgabe 2-2014. Bei der Umwertung unter Extras > Härteumrechnung ist eine Auswahlliste, in welcher man den gewünschten Werkstoff auswählen kann, die anderen Umwertungen (bei den Werkstoffen) verwenden die Tabelle für un- und niedriglegierte Stähle und Stahlguss. Mit den hinterlegten Tabellen, kann je nach Anwendungsfall die Umwertung von der Zugfestigkeit zur Vickers-, Brinell- oder Rockwellhärte oder umgekehrt erfolgen. Die erhaltenen Werte sollten wegen den möglichen Abweichungen nur verwendet werden, wenn das gegebene Prüfverfahren nicht anwendbar ist. Die Zwischenwerte der Umwertungstabelle werden interpoliert aus den umliegenden Werten.

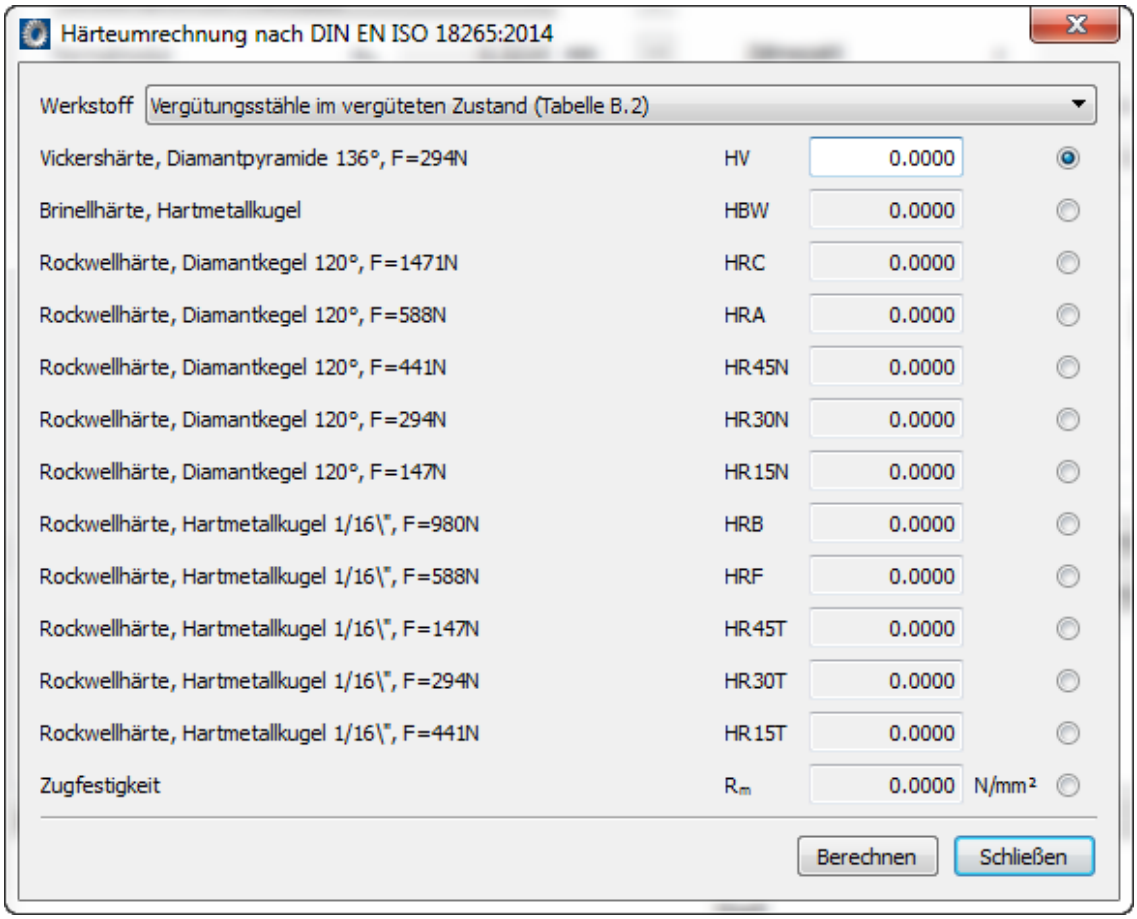


Abbildung 59.1: Eingabemaske der Härte-Umrechnung

Eingebaute Umwertungen der Stähle und Stahlgruppen nach DIN EN ISO 18625:

- unlegierte und niedriglegierte Stähle und Stahlguss (Tabelle A.1)
- Vergütungsstähle im vergüteten Zustand (Tabelle B.2)
- Vergütungsstähle im unbehandelten, weichgeglühten oder normalgeglühten Zustand (Tabelle B.3)

- Vergütungsstähle im gehärteten Zustand (Tabelle B.4)
- Kaltarbeitsstähle (Tabelle C.2)
- Schnellarbeitsstähle (X80WMo6.5, X82WMo6.5, X90WMo6.5, X97WMo3.3, X100WMo6.5, X85WMoCo6.5.5, X105WMoCo6.5.5 und X79WCo18.5) (Tabelle D.2)

Der Geltungsbereich für un- und niedriglegierte Stähle und Stahlguss (bei der Umwertung in den Werkstoffmasken angewandt) wird wie folgt eingegrenzt:

- Zugfestigkeit Rm: 255...2180 N/mm2
- Vickershärte HV: 80...940 HV
- Brinellhärte HB: 76...618 HB
- Rockwellhärte HRB: 41...105 HRB
- Rockwellhärte HRF: 82,6...115,1 HRF
- Rockwellhärte HRC: 20,3...68 HRC
- Rockwellhärte HRA: 60,7...85,6 HRA
- Rockwellhärte HRD: 40,3...76,9 HRD
- Rockwellhärte HR 15N: 69,6...93,2 HR 15N
- Rockwellhärte HR 30N: 41,7...84,4 HR 30N

Rockwellhärte HR 45N: 19,9...75,4 HR 45N

60 Linearantrieb

In diesem Berechnungsmodul werden Bewegungsschrauben berechnet. Bewegungsschrauben wandeln Dreh- in Längsbewegungen oder werden zum Erzeugen von grossen Kräften verwendet.

Als Bewegungsschrauben werden fast aussschliesslich Trapezgewinde verwendet, nur in rauem Betrieb kommen manchmal auch Sägegewinde zum Einsatz.

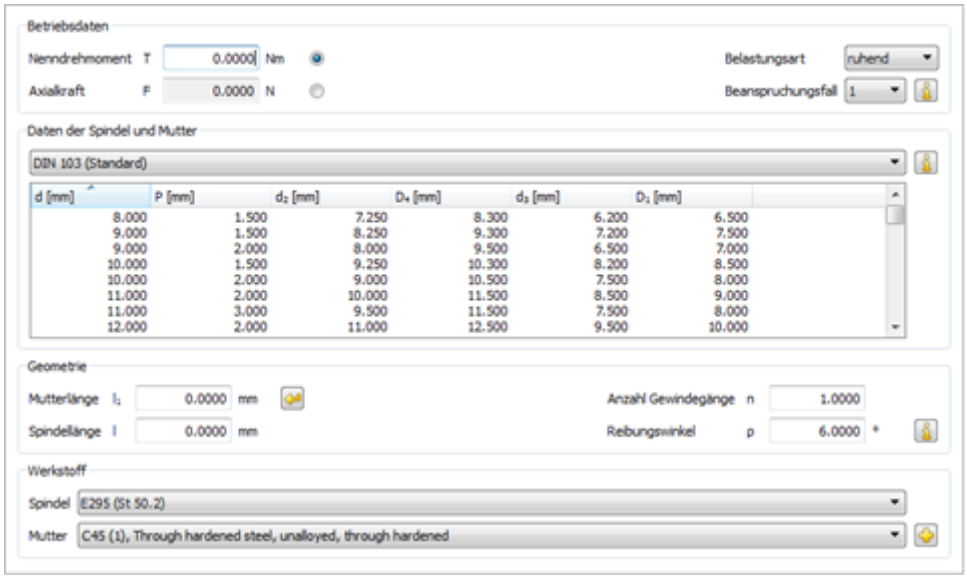


Abbildung 60.1: Basisdaten Linearantrieb

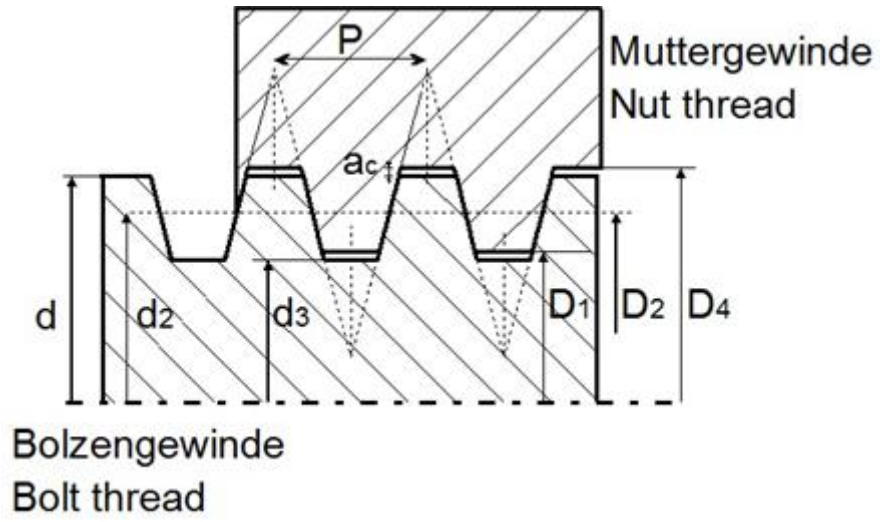


Abbildung 60.2: Dimensionen Trapezgewinde

Bei dem Linearantrieb gibt es zwei verschiedene Konfigurationen, welche berechnet werden können:

- Beanspruchungsfall 1
  Beanspruchung der Spindel einer Spindelpresse

- Beanspruchungsfall 2
  Beanspruchung der Spindel eines Absperrschiebers

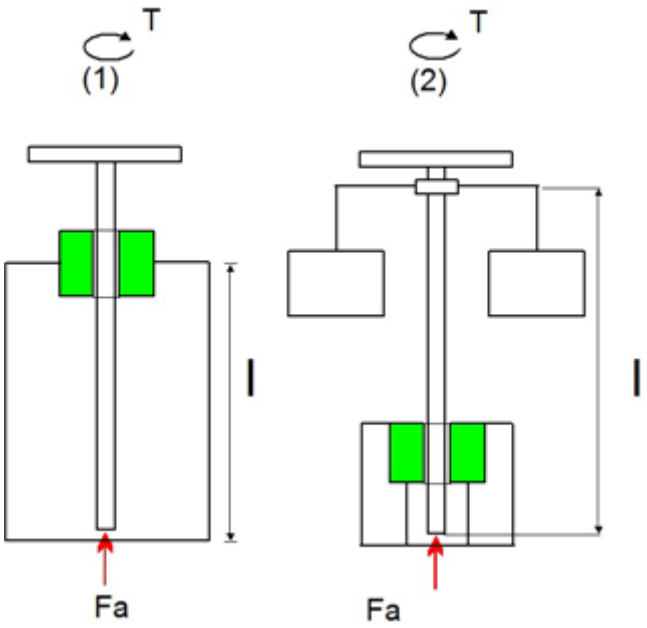


Abbildung 60.3: Beanspruchungsfälle Linearantrieb

Die Berechnungen der Linearantriebe (Bewegungsschrauben) sind nach der Literatur Roloff Matek [83].

60.1 Berechnung

Bei der Berechnung wird noch zwischen kurzen und langen druckbeanspruchten Linearantrieben unterschieden.

Kurze druckbeanspruchte Bewegungsschrauben

Kurze druckbeanspruchte Bewegungsschrauben haben keine Knickgefahr und müssen somit auch nicht auf Knickung geprüft werden.

Der erforderliche Querschnitt des Gewindes kann somit bestimmt werden mit der Formel:

$$A_3 \geq \frac{F}{\sigma_{d(z)zul}}$$

σd(z)zul: bei ruhender Belastung: Rp/1.5; bei schwellender Belastung σzdSch/2.0; bei wechselnder Belastung: σzdW/2.0;

Lange druckbeanspruchte Bewegungsschrauben

Aus der Euler-Gleichung folgt die Formel für den erforderlichen Kerndurchmesser des Gewindes:

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F \cdot S \cdot lk^2}{\pi^3 \cdot E}}$$

S: Sicherheit (S≈6...8)

lk: rechnerische Knicklänge, lk≈0.7*l (Euler-Knickfall 3 für allgemein geführte Spindeln verwendet)

Berechnung der Festigkeit:

Beanspruchungsfall 1:

Der obenliegende Teil dieser Konfiguration wird auf Verdrehung, der untere Teil auf Druck bzw. Knickung beansprucht.

Verdrehspannung:

$$\tau_t = \frac{T}{Wp} \leq \tau_{tzul}$$

Wp: polares Widerstandsmoment Wp≈0.2*d3^3

τtzul: zulässige Verdrehspannung; ruhende Belastung τtF/1.5; schwellende Belastung τtsch/2.0; wechselnde Belastung τtW/2.0;

Druck-, Zugspannung:

$$\sigma_{d(z)} = \frac{F}{A_3} \leq \sigma_{d(z)zul}$$

A3: Kernquerschnitt Gewinde

σd(z)zul: zulässige Druck-, Zugspannung

Beanspruchungsfall 2:

Der obenliegende Teil dieser Konfiguration wird auf Verdrehung, der untere Teil auf Druck, selten Zug und Verdrehung beansprucht.

Formel für den zu prüfenden Teil:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{d(z)}^2 + 3 \cdot \left(1 \cdot \tau_t\right)^2} \leq \sigma_{d(z)zul}$$

Das erforderliche Drehmoment entspricht dem Gewindemoment, sofern nicht irgendwelche Reibmomente wirken.

$$T = F \cdot d_2 / 2 \cdot \tan(\varphi \pm \rho')$$

d2: Flankendurchmesser des Gewindes

φ: Steigungswinkel des Gewindes (für eingängiges Trapezgewinde φ≈3°...5.5°)

ϱ': Gewinde-Reibwinkel

Werkstoff		Schmierung	Reibwinkel ρ' [°]
Spindel	Mutter		
Stahl	Gusseisen	Trocken	12
Stahl	CuZn – CuSn Legierungen	Trocken	10
Stahl	Spezial Kunststoff	Trocken	6
Stahl	Gusseisen	Geschmiert	6
Stahl	CuZn – CuSn Legierungen	Geschmiert	6
Stahl	Spezial Kunststoff	Geschmiert	2.5

Abbildung 60.4: Werte für den Reibwinkel

Das + in der Formel gilt für das 'Anziehen', das - für das 'Lösen' der Spindel. In der KISSsoft-Berechnung werden jeweils beide Fälle berechnet und im Protokoll ausgegeben.

Berechnung der Knickung (nur bei langen Spindeln):

Zuerst muss der Schlankheitsgrad ermittelt werden.

$$\lambda = \frac{lk}{i} = \frac{lk}{\sqrt{I / A_3}} = \frac{lk}{\sqrt{\frac{\pi \cdot d_3{}^4 \cdot 4}{64 \cdot d_3{}^2 \cdot \pi}}} = \frac{lk \cdot 4}{d_3}$$

λ: Schlankheitsgrad der Spindel

lk: rechnerische Knicklänge

i: Trägheitsradius

Für die Spindel sind nur 3 verschiedene Werkstoffe zulässig, damit man den Schlankheitsgrad richtig definieren kann.

Elastische Knickung liegt vor, wenn λ>=λ0 = 105 für S235; λ>=89 für E295 und E335.

$$\sigma_K = \frac{E \cdot \pi^2}{\lambda^2}$$

Für den unelastischen Bereich nach Tetmajer und λ<105 für S235.

$$\sigma_K = 310 - 1.14 \cdot \lambda$$

Für λ<89 und für E295 und E335:

$$\sigma_K = 335 - 0.62 \cdot \lambda$$

Für den unelastischen Fall kann auch nach der Gleichung der Johnson-Parabel gerechnet werden. (auch für andere Werkstoffe)

$$\sigma_K = \sigma_{dS} - (\sigma_{dS} - \sigma_{dP}) \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda 0} \right)^2$$

Die Sicherheit kann dann wie folgt gerechnet werden:

$$S = \frac{\sigma_K}{\sigma_{vorh}} \geq S_{erf}$$

Die erforderliche Sicherheit ist bei elastischer Knickung Serf≈3...6, bei unelastischer Knickung Serf≈4...2.

Bei einem Schlankheitsgrad < 20 muss die Knickung nicht mehr berechnet werden.

Berechnung der Mutter:

Es wird die Flächenpressung der Mutter berechnet aus der Mutterlänge:

$$p = \frac{F \cdot P}{l_1 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \leq p_{zul}$$

P: Gewindeteilung

l1: Länge des Muttergewindes

d2: Flankendurchmesser des Gewindes

H1: Flankenüberdeckung des Gewindes

pzul: zulässige Flächenpressung

Wegen der ungleichmässigen Verteilung der Flächenpressung sollte die Länge der Mutter nicht grösser als 2.5*d sein. Bei der Auslegung wird die Länge auf 2.5* d gesetzt, wenn sie grösser ist.

Wirkungsgrad und Selbsthemmung:

Der Wirkungsgrad der Umwandlung von Drehbewegung in Längsbewegung:

$$\eta \approx \frac{\tan\varphi}{\tan(\varphi + \rho')}$$

Die Umwandlung der Bewegung ist nur möglich bei nicht selbsthemmenden Gewinden. Der Grenzwert ist dabei, wenn φ=ϱ' ist, ist der Wirkungsgrad 0,5.

Ist φ>ϱ' ist das Gewinde nicht mehr selbsthemmend.

Die zulässigen Werte sind jeweils aus den Tabellen des Roloff Matek.

60.2 Auslegungen

Mit diesem Berechnungsmodul kann der Kerndurchmesser d3 bei einer lange druckbelasteten Spindel berechnet werden, wenn man auf Eigene Eingabe stellt.

Weiter kann die Mutterlänge anhand der zulässigen Flächenpressung und der Sollsicherheit bestimmt werden.

60.3 Einstellungen

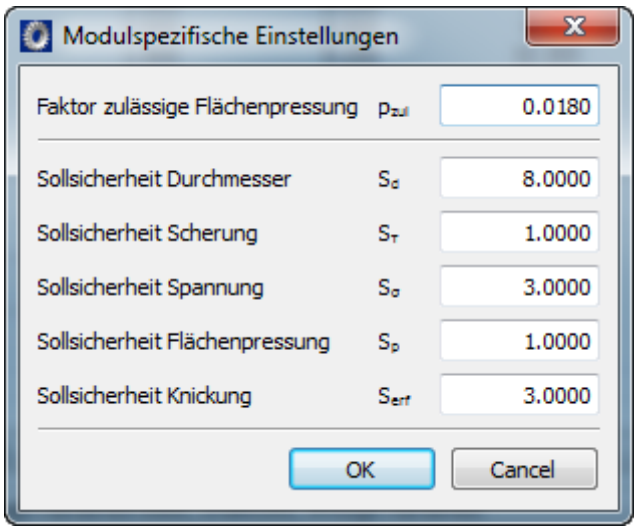


Abbildung 60.5: Eingabemaske Einstellungen

- Faktor zulässige Flächenpressung: mit diesem Faktor wird das Verhältnis zu Rm bestimmt, das heisst pzul = fpzul*Rm
- Sollsicherheiten Durchmesser, Scherung, Spannung, Flächenpressung und Knickung: für die Berechnung und die Auslegungen

60.4 Werkstoffe

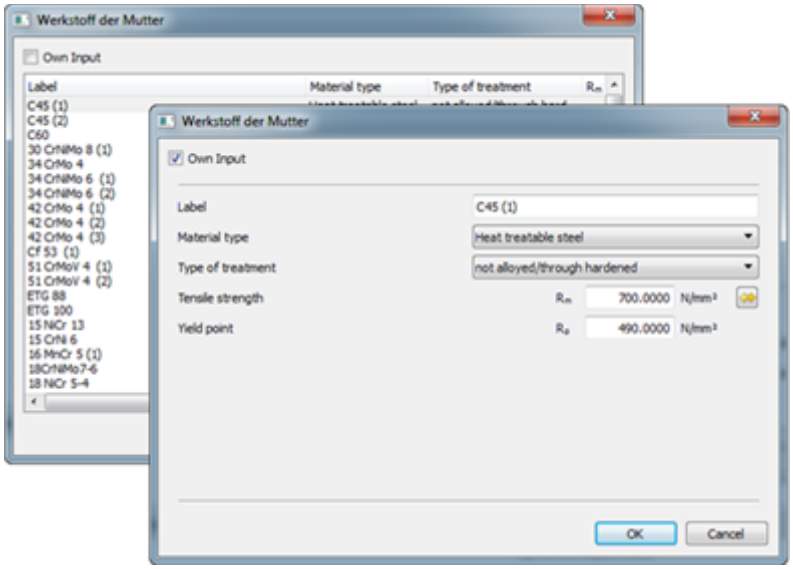


Abbildung 60.6: Eingabemaske der Mutterwerkstoffe

In der Auswahlliste können Werkstoffe nach Norm gewählt werden.
Wird der Haken Eigene Eingabe gesetzt, erscheint eine neue Maske, in welcher die für die Berechnung verwendeten Werkstoffdaten selbst definiert werden können. Eigene Werkstoffe können auch direkt in der Datenbank (siehe Kapitel 9, Datenbanktool und externe Tabellen) definiert werden, so dass diese auch in weiteren Berechnungen verwendet werden können.

Diese Auswahl verschiedener Werkstoffe ist nur bei der Mutter möglich. Bei der Spindel kann man wählen zwischen den Werkstoffen E295 (St 50.2), E335 (St 60.2) und S235 (37.3), da die Berechnung der Knickung nur für diese Werkstoffe bestimmt ist.

Die Festigkeitswerte zu den 3 Werkstoffen wurden festgesetzt:

- E295 (St 50.2): Rp02 = 295 N/mm2; σzdSch = 295 N/mm2; σzdW = 195 N/mm2; λ0 = 89; τtSch = 205 N/mm2; τtW = 145 N/mm2
- E335 (St 60.2): Rp02 = 335 N/mm2; σzdSch = 335 N/mm2; σzdW = 235 N/mm2; λ0 = 89; τtSch = 230 N/mm2; τtW = 180 N/mm2
- S235 (St 37.3): Rp02 = 235 N/mm2; σzdSch = 225 N/mm2; σzdW = 140 N/mm2; λ0 = 105; τtSch = 160 N/mm2; τtW = 105 N/mm2

61 Kunststoff-Manager

Mit diesem Modul können neue Kunststoffe in der KISSsoft-Werkstoffdatenbank hinzugefügt werden, wenn die Werkstoffkenndaten zur Verfügung stehen. Wenn ein Werkstoff in der Datenbank hinzugefügt wird, wird eine zugehörige Werkstoffdatei vom Dateityp «*.DAT» erzeugt.

Derzeit umfasst die KISSsoft-Datenbank mehr als 67 Kunststoffe. Obwohl viele Kunststoffe für die Zahnradberechnung zur Verfügung stehen, ist es trotzdem oft erforderlich, eigene Werkstoffe in der KISSsoft-Datenbank hinzuzufügen. Um einen neuen Werkstoff in der KISSsoft-Datenbank hinzuzufügen, müssen mindestens die nachfolgenden Werkstoffkenndaten bekannt sein:

- Poissonzahl
- Reibungskoeffizient für Öl, Fett und Trockenlauf
- Temperaturabhängiges Elastizitätsmodul

Sind weitere Werkstoffkenndaten bekannt (Zugfestigkeit und/oder Streckgrenze, temperaturabhängige Verschleissfaktoren, Wärmedehnungskoeffizient, zulässige Fuss-/Flankenspannungen usw.), können diese ebenfalls in der KISSsoft-Datenbank hinzugefügt werden. Auch für trockene Werkstoffkennwerte können Elastizitätsmodul, Zugfestigkeit und Streckgrenze eingegeben werden. Je mehr Werkstoffkenndaten vorhanden sind, umso fundiertere Berechnungen für Kunststoffzahnräder sind möglich.

Stehen Ergebnisse aus Zahnradtests zur Verfügung, so kann auch die zulässige Fuss- und/oder Flankenspannung berechnet und die Ergebnisse in einer DAT -Datei für den Werkstoff eingetragen werden. Mit diesen Daten können Sicherheitsfaktoren über die gesamte Lebensdauer berechnet werden.

Im Tab Basisdaten können allgemeine Werkstoffkenndaten (Dichte, Materialtyp, Wasseraufnahme usw.) sowie tribologische Kenndaten (Reibungskoeffizient und Verschleissfaktor) eingegeben werden. Die spezifische Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit werden in der Werkstoffdatenbank lediglich zur Information erfasst.

Tribologische Eigenschaften können einzeln für Öl, Fett und Trockenlauf eingegeben werden. Wenn Daten verfügbar sind, können die temperaturabhängigen Verschleissfaktoren für alle Schmierbedingungen in der entsprechenden Tabelle der temperaturabhängigen Verschleissfaktoren eingegeben werden. Wenn Sie auf den Plus-Button neben dem Eingabefeld Materialname klicken, können Materialdaten aus der Datenbank von M-Base importiert werden (falls verfügbar). Ist kein Materialdatensatz verfügbar, wenden Sie sich bitte an M-Base, um weitere Informationen zu erhalten.

Ist die Temperaturabhängigkeit des Verschleissfaktors nicht bekannt, setzt KISSsoft den gleichen Temperaturbereich für den Verschleissfaktor wie für die Elastizitätsmoduldaten voraus. Auch ergänzende Kommentare werden in einer entsprechenden DAT-Datei angezeigt.

Temperaturabhängige Werkstoffdaten (Elastizitätsmodul, Zugfestigkeit und Streckgrenze) können im Tab Testdaten eingegeben werden.

Stehen Ergebnisse aus Zahnradtests zur Verfügung, so kann die zulässige Zeitfestigkeit für Fuss und/oder Flanke berechnet werden. Die Testdaten sind unter "Prüfstandmessungen" in Tabellenform im Tab Testdaten einzugeben.

61.1 Testergebnisse der Zahnräder

Um Testergebnisse für die Berechnung der zulässigen Fuss- und/oder Flankenspannung zu verwenden gibt es zwei unterschiedliche Arten. Beim ersten Ergebnistyp (Fall I) werden mit einer unveränderten Stirnradpaarkonfiguration (Berechnungsdatei mit Dateityp «*.Z12») alle Messungen am Prüfstand ausgeführt. Die Geometrie der Prüfzahnräder variiert zwischen den Messergebnissen nicht. Der zweite Ergebnistyp (Fall II) lässt pro Messung eine unterschiedliche Stirnradgeometrie (Berechnungsdatei vom Dateityp für 2 Zahnräder («*.Z12»), 3 Zahnräder («*.Z15»), 4 Zahnräder («*.Z16») und Planetengetrieben («*.Z14») mit unterschiedlichen Schmierbedingungen zu. Damit sind pro Messergebnis unterschiedliche Geometrien zuordenbar. Beide Datensätze gleichzeitig einzugeben und zu berechnen ist nicht möglich. Gehen Sie zum Umschalten zwischen den beiden Fällen zu Berechnungseinstellungen > Testradgeometrie basierend auf einer Datei.

61.1.1 Fall I. Testergebnisse bei unveränderten Prüfrädern

Diese Testergebnisse werden im Allgemeinen auf Prüfständen gemessen. Die Geometrie der Prüfräder muss in einer separaten KISSsoft-Datei (.Z12) festgelegt werden, die über die Benutzeroberfläche ausgewählt werden kann (Tab Testdaten). In diesem Fall ist nur 1 Schmiermodell möglich, das in der Testdatei einzugeben ist.

Vor der Dateneingabe von Prüfergebnissen in die Tabelle muss eine Datei zum Prüfrad erstellt und ausgewählt werden. Die Tabelle in der Benutzeroberfläche wird anhand der Einstellungen der Zahnraddatei zum Test angepasst. Die Werkstoffkenndaten des ausgefallenen Rads in der Testdatei sind nicht wichtig, da diese mit benutzerdefinierten Werten überschrieben werden, die in den Tabs Basisdaten und Testdaten eingegeben werden. Der ausgewählte Werkstoff für das ausgefallene Rad muss ein Kunststoff sein (zum Beispiel PA66 (VDI 2736)). Die korrekten Werkstoffkenndaten für das Material des zu gepaarten Gegenrades müssen eingestellt sein.

Zur ausgewählten Testdatei muss ein ausgefallenes Rad bestimmt werden. Sind beide Werkstoffe der ausgewählten Testdatei Kunststoffe, kann der Benutzer zwischen Rad 1 und 2 wählen. In allen anderen Fällen wird das ausgefallene Rad automatisch gesetzt. Ein Ausfall ist nur an Rad 1 oder Rad 2, nicht an beiden Rädern gleichzeitig möglich.

Für die Testdateien gelten die folgenden Einschränkungen:

- Es muss die Berechnungsmethode für Kunststoffräder ausgewählt werden
- Option Temperaturen Fuss/Flanke berechnen muss deaktiviert sein (für Fett und Trockenlauf)
- Berechnung ohne Lastkollektiv
- Mindestens 1 Rad muss aus einem Kunststoff bestehen
- Tab Belastung muss sichtbar sein

Für die Berechnungen der zulässigen Fuss- und/oder Flankenspannung müssen die folgenden Testergebnisse zur Verfügung stehen:

- Drehmoment, Drehzahl und Anzahl der Zyklen bis Ausfall des ausgefallenen Rads. Nach VDI 2736 müssen alle Tests bis zum Versagen fortgesetzt werden
- Umgebungs-, Fuss- und Flankentemperatur (abhängig von der Ausfallursache) oder Öltemperatur (bei Ölschmierung) des ausgefallenen Rads

- Besteht das Gegenrad aus Kunststoff und ist für die Ausfallursache Flanke eingestellt, muss auch die Flankentemperatur des Gegenrads eingestellt werden
- Art der Ausfallursache (einstellbar: kein Ausfall, Fuss, Flanke oder Verschleiss)

Die Tabelle mit den Abmassen des Prüfrades kann auch aus einer Datei eingelesen werden, es ist jedoch eine geeignete Dateistruktur zu verwenden (siehe Beispieldatei K17_testResults.DAT).

Zusätzliche Einstellungen für die Berechnung der zulässigen Fuss- und/oder Flankenspannung sind im Tab Testdaten und unter Berechnungseinstellungen möglich. Die Kapitel 1.2 und 1.3 enthalten zusätzliche Erklärungen zu den einzelnen Parametern.

61.1.2 Fall II. Testergebnisse mit unterschiedlicher Radgeometrie

Zum Aktivieren dieser Option ist Testradgeometrie basierend auf einer Datei in den Berechnungseinstellungen zu deaktivieren. Je nach Auswahl werden die erforderlichen Eingabefelder zur Tabelle "Prüfstandmessungen" im Tab Testdaten automatisch angepasst.

In der Tabelle "Prüfstandmessung" müssen für jede Testdatei das ausgefallene Rad, die Ausfallursache und das Gegenrad ausgewählt werden. Die Radnummern für die Z12-Datei sind [1,2], für «*.Z15» [1,2,3], für «*.Z16» [1,2,3,4] und für «*.Z14» [1=Sonne, 2=Planeten, 3=Hohlrad]. Drehmoment, Drehzahl, Zyklen bis Ausfall und Temperaturen sind in den einzelnen Zahnraddateien zu Test einzustellen.

Zusätzliche Einstellungen für die Berechnung der zulässigen Fuss- und/oder Flankenfestigkeit sind im Tab Testdaten und unter Berechnungseinstellungen möglich. Die Kapitel 1.2 und 1.3 enthalten zusätzliche Erklärungen zu den einzelnen Parametern.

61.2 Zusätzliche Einstellungen im Tab "Testdaten"

Schadenswahrscheinlichkeit: Die berechnete durchschnittliche Anzahl der Zyklen bis Ausfall (50% Schadenswahrscheinlichkeit) wird nach dem ausgewählten statistischen Verfahren für eine ausgewählte Schadenswahrscheinlichkeit neu berechnet.

Temperaturdifferenz für Zusammenfassen $\Delta\theta_{merge}$: Nach VDI 2736-4 [14] sind für jede Testbedingung (Drehmoment und Drehzahl) mindestens 3 Tests durchzuführen. In der Theorie sollten Zahnräder bei einheitlichen Testbedingungen auch identische Fuss- und Flankentemperaturen aufweisen. In der Praxis ist dies aber oft nicht zutreffend. Mit $\Delta\theta_{merge}$ können solche Temperaturabweichungen berücksichtigt werden.

	Drehmoment	Drehzahl	Fusstemperatur	NL
1	1.00 Nm	750/min	100 °C	$1.01 \cdot 10^6$
2	1.05 Nm	750 min	105 °C	$1.13 \cdot 10^6$
3	1.00 Nm	750/min	120° C	$0.82 \cdot 10^6$
4	1.00 Nm	750/min	98 °C	$1.05 \cdot 10^6$

Tabelle 61.1: Zusammenfassen der Testergebnisse

Wenn $\Delta\theta_{merge}$= 8°C werden Tests 1, 2 und 4 in Tabelle 1 zusammengefasst und für die weitere Bewertung verwendet, Test 3 wird vernachlässigt.

Abweichung des Drehmoments beim Zusammenfassen: Sind die Abweichungen bei Drehmoment (oder Spannung) kleiner als die eingestellte Abweichung des Drehmoments beim Zusammenfassen (in %), dann werden diese Messwerte für die weitere Bewertung berücksichtigt. Beispiel aus Tabelle 1: Wenn die Abweichung bei Zusammenfassen gleich 5% ist, werden Tests1, 2 und 4 zusammengefasst. Ist die Abweichung bei Zusammenfassen kleiner, werden nur Tests1 und 4 zusammengefasst (Test 3 wird auf Grund der Bedingung $\Delta\theta_{merge}$ nicht berücksichtigt).

Temperaturdifferenz für Gruppierung $\Delta\theta_{group}$: Nach der Zusammenfassung müssen die Ergebnisse auch nach Fuss- oder Flankentemperaturen gruppiert werden, damit sie in eine .DAT-Werkstoffdatei geschrieben werden können. Mit $\Delta\theta_{group}$ können Ergebnisse gruppiert werden, auch wenn die Temperaturmesswerte nicht identisch sind. Wenn $\Delta\theta_{group}$ =5°C werden Tests 1, 2 und 3 in Tabelle 2 gruppiert und mit der gleichen Temperatur von 20°C eingetragen (als Referenztemperatur wird immer die niedrigste Temperatur verwendet).

	Spannung	Fusstemperatur	NL
1	100 MPa	20°C	$1.01 \cdot 10^6$
2	80 MPa	22°C	$2.13 \cdot 10^6$
3	60 MPa	25°C	$3.82 \cdot 10^6$
4	40 MPa	98°C	$5.14 \cdot 10^5$
5	30 MPa	102°C	$9.02 \cdot 10^5$

Tabelle 61.2: Gruppierung der Ergebnisse in einer DAT.Datei

Für die Berechnung der Zyklen bis Ausfall können die folgenden **statistischen Verfahren** angewandt werden (die Berechnung beruht auf der benutzerdefinierten Schadenswahrscheinlichkeit):

- Statistisches Verfahren nach VDI 2736-4
- Normalverteilung
- Weibull-Verteilung (2 Parameter)

Statistisches Verfahren nach VDI 2736-4

Für die statistische Berechnung der Zyklen wird das Verfahren nach VDI 2736-4 [14] (Lastwechsel) bis zum Ausfall angewandt. Der einzige Unterschied liegt darin, dass nach VDI eine Standard-Schadenswahrscheinlichkeit von 10% benutzt wird. In KISSsoft dagegen können die Zyklen bis Ausfall mit einer benutzerdefinierten Schadenswahrscheinlichkeit berechnet werden.

Normalverteilung

Für die Berechnung der Zyklen bis Ausfall kann eine Normalverteilung (Gausssche Verteilung) angenommen werden. Nähere Informationen zu diesem Verfahren ist der Fachliteratur zu entnehmen [112].

Weibull-Verteilung (2 Parameter)

Für die Berechnung der Zyklen bis Ausfall kann eine Weibull-Verteilung mit 2 Parametern

angenommen werden. Weitere Informationen zum angewandten Verfahren enthält [113]. Für die Berechnung der Weibull-Parameter wird die relative Kleinste-Quadrate-Methode angewandt.

Zahnraddaten gemessen für trockene Materialien

Eine Checkbox ermöglicht einzustellen, ob Testzahnräder im trockenen Zustand gemessen wurden. Die Berechnung berücksichtigt damit die entsprechenden Materialkennwerte für die Berechnung der Zahnflankenspannung.

61.3 Berechnungseinstellungen

Minimale Anzahl Datenpunkte für das Zusammenfassen:
Der Benutzer kann die Mindestanzahl der erforderlichen Tests für die Zusammenfassung begrenzen. Die kleinstmögliche Anzahl ist 2, nach VDI2736 sind jedoch mindestens 3Messungen erforderlich.

Minimale Anzahl Datenpunkte für Gruppierung:
Mit dieser Einstellung kann der Benutzer die Mindestanzahl zusammengefasster Punkte festlegen, welche für die Gruppierung der Ergebnisse in einer Werkstoffdatei vom Dateityp «*.DAT» benötigt werden. Die kleinstmögliche Anzahl ist 2.

Abweichung zulässige Anzahl Zyklen bis Ausfall:
Für jede Testbedingung (Drehmoment und Temperatur) sind mindestens 3 Tests durchzuführen, um eine statistische Verteilung der Zyklen bis zum Ausfall zu erhalten. Wenn die Standardabweichung der Zyklen bis Ausfall geteilt durch den Mittelwert der Zyklen bis Ausfall den Sollwert übersteigt, wird eine Warnmeldung angezeigt.

Zulässige Drehzahlabweichung:
Wenn die Standardabweichung der Drehzahl geteilt durch den Mittelwert der Drehzahl den Sollwert übersteigt, wird eine Warnmeldung angezeigt.

Spannungskorrekturfaktor des Referenzprüfrades (Y_{ST}):
Die berechneten Zahnfussspannungen werden durch den Spannungskorrekturfaktor normalisiert und dann in eine Werkstoffdatei vom Dateityp «*.DAT» eingetragen.

$$\sigma_{F,DAT} = \frac{\sigma_{F,CALC}}{Y_{ST} \cdot S_F}$$

Zahnfusssicherheit (S_{FMIN}):
Die berechneten Zahnfussspannungen werden durch den Zahnfusssicherheitsfaktor geteilt und dann in eine DAT-Datei eingetragen.

Flankensicherheit (S_{HMIN}):
Die berechneten Zahnflankenspannungen werden durch den Zahnflankensicherheitsfaktor geteilt und dann in eine DAT-Datei eingetragen.

Einschaltdauer, Wärmeübergangswiderstand des Gehäuses, wärmeabführende Oberfläche des Gehäuses:
Die eingestellten Werte werden für die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten der Räder auf Basis der gemessenen Fuss- und Flankentemperaturen verwendet. Für nähere Informationen, siehe VDI 2736-2 [14].

Pulsatortestresultate

Durch Aktivieren dieser Option können die mit der Pulsatormaschine gemessenen Zahnfussdauerfestigkeitsdaten ausgewertet werden.

Einzelne Prüfdatei

Umstellen zwischen zwei unterschiedlichen Testergebnistypen (siehe Kapitel 61.1, Testergebnisse der Zahnräder).

Verschleissfaktoren aus gemessenem Zahnverschleiss berechnen

Durch Aktivieren dieser Option werden die Verschleissfaktoren basierend auf dem durchschnittlichen Verschleiss so wie im Tab Testdaten definiert berechnet.

Darstellung der zulässigen Zahnfuss-/Flankenspannung in logarithmischer Skalierung

Umstellen zwischen der Darstellung der Zahnfuss-/Flankenspannung in entweder LOG-LOG Skalierung oder LOG-LIN Skalierung.

61.4 Extrapolation der berechneten zulässigen Fuss- und/oder Flankenspannungen

Stehen Ergebnisse für die Fuss- und/oder Flankenermüdung zur Verfügung, so können die berechneten Ergebnisse extrapoliert werden. Dies ist im Tab Datenextrapolation möglich. Im ersten Schritt können Daten bis zur benutzerdefinierten Anzahl Lastzyklen extrapoliert werden (Extrapolieren auf Zyklen). Die Extrapolation ist mit einer durchschnittlichen Steigung oder 0.5 durchschnittlichen Steigung möglich. In den Schritten 2 und 3 kann festgelegt werden, welcher Schritt nach den benutzerdefinierten Lastzyklen erfolgen soll. Die nachfolgenden Optionen sind im ersten Schritt auswählbar:

- Ertragbare Spannung auf 0 setzen
- Anzahl der Zyklen auf Unendlich setzen (bei einer bestimmten zulässigen Spannung)
- Extrapolieren der Lastzyklen mit abweichender Steigung.

Für Fuss, Flanke Öl, Flanke Fett und Flanke Trocken stehen individuelle Extrapolationsoptionen zur Verfügung. Das Ergebnis der Datenextrapolation ist in den Grafiken unter Wöhlerlinien (S-N-Kurven) zu sehen.

Die berechneten Ergebnisse können für niedrigere Temperaturen erweitert werden, indem die Option Temperaturbereich erweitern ausgewählt wird. Einzustellen sind die Parameter für die Mindesttemperatur (diese muss niedriger als die niedrigste Temperatur berechnet aus den Prüfstandmessungen sein) und der Faktor für die Erhöhung der zulässigen Spannung (Faktor muss ≥ 1 sein). Die Ergebnisse sind in den Grafiken der Wöhlerlinien (S-N-Kurve) oder in der generierten DAT -Datei zu sehen.

61.5 Weitere Berechnungsmöglichkeiten

Stehen Messergebnisse zur Verfügung, so kann der Verschleissfaktor k_w nach VDI 2736-2 aus der Zahngeometrie des Prüfrades berechnet werden. Dies muss unter Berechnungseinstellungen aktiviert werden (Option Verschleissfaktoren aus gemessenem Zahnverschleiss berechnen auswählen). In der Messwerttabelle erscheint dann ein zusätzliches Feld „Durchschnittlicher Verschleiss". Für die Berechnung des Faktors k_w muss Verschleiss als Ausfallursache ausgewählt werden. Die berechneten Verschleissfaktoren werden im Protokoll angegeben. Die Verschleissfaktoren werden nicht in die DAT-Datei eingegeben.

Für Schmierung Fett oder Trocken werden die Wärmeübergangsbeiwerte k_θ für Fuss und Flanke des ausgefallenen Rades automatisch nach VDI 2736-2 berechnet. Die berechneten Faktoren werden auch im Protokoll angezeigt.

61.6 Werkstoff in die KISSsoft-Datenbank eintragen

Im Tab Material DAT-Datei kann eine DAT-Datei erzeugt und geöffnet und ein Werkstoff automatisch in einer KISSsoft-Datenbank gespeichert werden. Die zulässigen Fuss- und/oder Flankenspannungen werden automatisch nach VDI 2545 (YF, Methode B und C) und nach VDI 2736 (YF, Methode B und C) berechnet. Alle zulässigen Spannungen werden automatisch in die DAT-Datei geschrieben.

61.7 Grafiken

Ausgehend von den Werkstoffeingaben und Rechenergebnissen stehen die folgenden Grafiken zur Verfügung.

- Elastizitätsmodul in Bezug zur Temperatur
- Zugfestigkeit und/oder Streckgrenze in Bezug zur Temperatur
- Verschleissfaktor in Bezug zur Temperatur
- Wöhlerlinien (S-N-Kurven) für Fuss und Flanke (alle Schmierarten)

61.8 Werkstoffdateien aus M-Base importieren

Materialdatensätze aus dem Material Data Center von M-Base können verarbeitet werden. Steht ein Datensatz zur Verfügung, kann über Berechnung -> Werkstoffdaten importieren , dieser Datensatz in KISSsoft eingelesen verarbeitet und umgerechnet werden. Diese Werkstoffdatensätze aus dem Material Data Center von M-Base enthalten allgemeine Informationen zu den betreffenden Kunststoffen (E-Modul, Zugspannungen, …). Diese Datensätze enthalten jedoch keine Informationen zu Dauerfestigkeiten.

62 Diskrete Fourier-Transformation

Das Modul Diskrete Fourier-Transformation (DFT) bietet Funktionen sowohl für die Fourier-Analyse (direkte Transformation vom Zeitbereich in den Frequenzbereich) als auch für die Fourier-Synthese (inverse Transformation vom Frequenzbereich zurück in den Zeitbereich) und stellt mit der Wechselmöglichkeit zwischen Analyse und Synthese einen vollständigen Arbeitsablauf für die Zerlegung und Rekonstruktion von Signalen bereit.

Dieses Modul ist unerlässlich, um Signale zu verstehen, dominante Frequenzanteile zu identifizieren und Wellenformen und -verläufe in dynamischen Simulationsumgebungen zu rekonstruieren oder miteinander zu vergleichen.

62.1 DFT-Grundlagen

62.1.1 Fourier-Analyse

Die direkte DFT (diskrete Fourier-Transformation) wandelt ein abgetastetes Zeitsignal *x*[*n*] in seine Darstellung im Frequenzbereich um. Für eine diskrete Folge der Länge *N* ist die DFT wie folgt definiert:

$$X[k] = \sum_{n=0}^{N-1} x[n]\, e^{-\frac{j2\pi kn}{N}},\ k = 0,1,2,\dots,N-1$$

wobei gilt:
x[*n*] = Signalamplitude am Abtastpunkt *n*
X[*k*] = komplexer Spektralwert, der Amplitude und Phase bei Frequenznummer *k* beschreibt

$$j = \sqrt{-1}$$

Aus dem komplexen Ergebnis können die Amplitude *A*[*k*] und der Phasenwinkel φ[*k*] wie folgt angegeben werden:

$$A[k] = |X[k]|, \phi[k] = \arg(X[k])$$

62.1.2 Fourier-Synthese

Die inverse DFT rekonstruiert ein Zeitsignal aus einer gegebenen Menge von harmonischen Amplituden und Phasenwinkeln:

$$X[n] = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} X[k]\, e^{\frac{j2\pi kn}{N}}, n = 0,1,2,\dots,N-1$$

Diese Formel wird verwendet, wenn der Benutzer Daten zu Frequenzen, Amplituden und Phasenwinkeln vorgibt, um daraus den Zeitverlauf des Signals zu rekonstruieren.

62.1.3 Frequenzspektrum

Für Analyse und Synthese können einseitige und zweiseitige Frequenzspektren ausgewählt werden.

Ein **einseitiges** Spektrum zeigt nur die positiven Frequenzen und wird häufig bei der Analyse von reellen Zeitsignalen verwendet.

Ein **zweiseitiges** Spektrum enthält sowohl positive als auch negative Frequenzen und wird bei analytischen Auswertungen oder bei der Synthese eingesetzt, wenn eine vollständige spektrale Symmetrie erforderlich ist.

Im Modus der zweiseitigen Synthese müssen die Eingabedaten im Frequenzbereich sowohl negative als auch positive Frequenzen enthalten. Das bedeutet, dass die Amplituden gespiegelt und identisch sein müssen, und die Frequenzen symmetrisch um 0 [Hz] liegen müssen. Nur so kann ein reelles Zeitsignal (Signal im Zeitbereich) korrekt rekonstruiert werden.

62.2 DFT-Anwendungsbereiche

Dank der Funktionen für Analyse und Synthese, den einseitigen bzw. zweiseitigen Frequenzspektren, der Dateneingabeoptionen in Form von Tabellen oder Dateien sowie den übersichtlichen graphischen Darstellungen lässt sich die diskrete Fourier-Transformation besonders gut für dynamische Getriebeanalysen, Schwingungsdiagnosen und NVH-Untersuchungen von Systemen einsetzen, bei denen periodische Anregungen und deren Frequenzanteile eine entscheidende Rolle spielen, zum Beispiel:

Schwingungsanalyse von Getrieben
Beim Zahneingriff entstehen periodische Kräfte und Schwingungen. Die DFT macht Harmonische, Seitenbänder und Frequenzen sichtbar, die auf Fehler, Verschleiss oder Ausrichtungsprobleme hinweisen.

Charakterisierung dynamischer Systeme
Zeitsignale aus Beschleunigungssensoren, Drehmomentsensoren oder Simulationsergebnissen können analysiert werden, um relevante Frequenzanteile zu identifizieren.

NVH-Analyse
Geräusche und Schwingungen in Antriebssträngen haben häufig harmonische Ursachen. Die Kenntnis ihrer spektralen Verteilung ermöglicht gezielte konstruktive Optimierungen.

Modellvalidierung
Der Vergleich von synthetisierten Signalen mit gemessenen Zeitbereichsdaten unterstützt die Überprüfung und Validierung analytischer oder numerischer Modelle.

62.3 DFT-Eingabeoptionen

Im Modul Diskrete Fourier-Transformation können Eingaben für die folgenden Felder definiert werden.

62.3.1 Rechenart

Optionen:

Analyse (direkte Transformation): Erfordert Eingabedaten im Zeitbereich (X-Achse: Zeit, Y-Achse: Signalamplitude) und erzeugt Amplituden- und Phasenspektren.

Synthese (inverse Transformation): Erfordert Eingabedaten im Frequenzbereich (Frequenz, Amplitude, Phase) und erzeugt daraus Wellenformen im Zeitbereich zur Darstellung eines rekonstruierten Zeitverlaufs des Signals.

62.3.2 Frequenzbereich

Optionen:

Einseitig: Nur die positiven Frequenzanteile werden berücksichtigt, wie es für reelle Signale im Zeitbereich üblich ist.

Zweiseitig: Sowohl positive als auch negative Frequenzanteile werden für die Rekonstruktion verwendet, etwa bei bestimmten synthetisierten Signalen oder wenn eine vollständige spektrale Symmetrie erforderlich ist.

62.3.3 Anzahl der Harmonischen

Diese Einstellung ist nur bei der Fourier-Synthese aktiv. Eine höhere Anzahl der Harmonischen bedeutet, dass mehrere Frequenzanteile in die Rekonstruktion einbezogen werden. Dadurch wird eine höhere Genauigkeit erreicht, und die rekonstruierte Wellenform nähert sich stärker dem ursprünglichen Signal an. Bei der Fourier-Analyse werden alle im Zeitsignal enthaltenen Frequenzanteile automatisch aus der Anzahl der Abtastwerte berechnet. Daher ist keine benutzerdefinierte Begrenzung der Harmonischen erforderlich.

62.3.4 Eingabedaten definieren

Optionen:

Tabelle: Mit dem Plus-Button öffnet sich eine editierbare Eingabetabelle. Über die Symbolleiste im unteren Teil des Fensters können Zeilen hinzugefügt, bearbeitet oder entfernt werden. Im Analyse-Modus enthält die Tabelle zwei Spalten mit X-Achse (Zeit) und Y-Achse (Signalamplitude). Im Synthese-Modus gibt es drei Spalten mit Frequenz [Hz], Amplitude und Phasenwinkel [rad].

► **Hinweis:**

Bei Auswahl des zweiseitiger Frequenzbereiches müssen die Frequenzen sorgfältig angegeben werden. Negative und positive Frequenzen sollten spiegelbildlich mit den übereinstimmenden Amplituden erscheinen, um eine korrekte Rekonstruktion eines reellen Zeitsignals zu gewährleisten.

Datei: Bei dieser Einstellung wird ein zusätzliches Feld Datei auswählen angezeigt. Mit Mausklick auf den Ordnersymbol können Eingabedaten aus einer Datei (z. B. im CSV-Format) importiert werden. Nach dem Import kann der Benutzer jederzeit wieder zur Option Tabelle wechseln und über den Plus-Button die Daten einsehen oder bearbeiten.

62.4 DFT-Zerlegung und Rekonstruktion

Nach Auswahl der Eingabeoptionen und dem Bereitstellen oder Laden der Daten, kann der Benutzer mit der Funktion Berechnung ausführen die Fourier-Analyse oder Fourier-Synthese durchführen.

62.4.1 Empfehlungen zur Anwendung

- Überprüfen Sie vor der **Analyse** stets die Abtastparameter (Zeitintervall und Anzahl der Punkte), um eine ausreichende Frequenzauflösung und die Einhaltung des Nyquist-Kriteriums (siehe Hinweis) sicherzustellen. Die Datenpunkte müssen gleichmässig abgetastet werden, dass heisst, die Abstände zwischen den aufeinanderfolgenden X-Werten müssen konstant sein, damit die direkte DFT korrekt angewendet werden kann.
- Geben Sie die Frequenzen für die **Synthese** (zweiseitig) symmetrisch um null herum ein (z. B. -f und +f) mit übereinstimmenden Amplitudenwerten; andernfalls kann das resultierende Zeitsignal fehlerhaft ausgegeben werden.
- Erhöhen Sie für die Synthese bei nicht ausreichender Rekonstruktionsqualität die Anzahl der Harmonischen, damit mehr Frequenzlinien einbezogen werden können.
- Verwenden Sie für **Analyse/Synthese** die einseitige Darstellung zur einfachen Kontrolle reeller Signale und die zweiseitige Darstellung, um nur analytische Signale oder negative Frequenzinformationen abzubilden.
- Überprüfen Sie für **Analyse/Synthese** beim Import von Dateien die Spaltenreihenfolge und die Einheiten (Zeit in [s], Frequenz in [Hz], Phase in [rad]).

► **Hinweis**

Das Nyquist-Kriterium erfordert, dass die Abtastfrequenz mindestens doppelt so hoch ist, wie die höchste im Signal enthaltene Frequenzkomponente, um Alias-Effekte zu vermeiden. Wird das Nyquist-Kriterium nicht erfüllt, falten sich hochfrequente Signalanteile in niedrigere Frequenzbereiche zurück, was zu einer fehlerhaften spektralen Interpretation führt.

62.4.2 Grafikausgaben

Die Anordnung der Diagramme auf der rechten Seite im Tab Direkte Fourier-Transformation hängt von der gewählten Rechenart ab.

Bei Auswahl **Analyse** (direkte Transformation) sind die Diagramme von oben nach unten wie folgt angeordnet:

- Zeitbereichsdaten (Eingabe),
- Amplitudenspektrum (Ausgabe)
- Phasenwinkelspektrum (Ausgabe)

Zusätzlich wird auf der linken Seite eine Tabelle mit den Resultaten im Frequenzbereich angezeigt, die Frequenz [Hz], Amplitude und Phasenwinkel [rad] enthält.

Bei Auswahl **Synthese** (inverse Transformation) zeigen die Diagramme auf der rechten Seite von oben nach unten:

- Amplitudenspektrum (Eingabe)
- Phasenwinkel (Eingabe)
- Zeitbereichsdaten (Ausgabe).

Die Tabelle auf der linken Seite enthält die Zeitbereichsresultate mit X-Achse (Zeit) und Y-Achse (Signalamplitude). Die Werte in der Ausgabetabelle entsprechen den numerischen Daten, die in den Diagrammen dargestellt werden. Zusätzlich können Eingabe- und Ausgabedaten auch über das Grafik-Menü eingesehen werden.

62.4.3 Resultatefenster

Im Resultatfenster wird eine kompakte Zusammenfassung der Ergebnisse angezeigt. Für Zeitbereichsdaten werden die Anzahl der Eingaben, d.h. die Anzahl der vom Benutzer bereitgestellten oder aus einer Datei geladenen Datenzeilen, sowie der Maximalwert, der Minimalwert und der Mittelwert der Eingabedaten dargestellt.

Für Frequenzbereichsdaten wird die Anzahl der Berechnungspunkte angezeigt, die der Anzahl der erzeugten Ausgabewerte entspricht, die wiederum vom gewählten Modus sowie von den internen Berechnungseinstellungen abhängen. Mit diesen Angaben kann die Auflösung der Transformation überprüft und sichergestellt werden, dass die erwartete Anzahl der Abtastwerte verwendet wurde. Zusätzlich werden die oberen 5% der Signalenergie, die Frequenz mit maximaler Amplitude, die untere Frequenz des 95%-Energiebandes sowie die obere Frequenz des 95%-Energiebandes ausgegeben.

X

KISSsys

63 KISSsys: Systeme von Berechnungen

63.1 Allgemeines

KISSsys ist eine Erweiterung zum Berechnungsprogramm KISSsoft. Mit KISSsoft können einzelne Wellen, Zahnräder oder Welle-Nabe-Verbindungen ausgelegt, optimiert und nachgerechnet werden. KISSsys ist dagegen zur Verwaltung von Systemen von Maschinenelementen geeignet.

Einige spezielle Verknüpfungen zwischen verschiedenen Berechnungen sind bereits in KISSsoft vorhanden. So können Lagerkräfte aus der Wellenberechnung übernommen und Zahnräder auf eine Welle gesetzt werden. Wenn ein mehrstufiges Getriebe mit mehreren Wellen und Zahnrädern betrachtet wird, müssen jedoch Leistungen und Drehzahlen für jede Stufe einzeln eingegeben werden. Sollen mehrere Lastfälle berechnet werden, muss in jeder Berechnung die Belastung aktualisiert werden.

Im Gegensatz zu KISSsoft, wo die einzelne Berechnung im Vordergrund steht, wird mit KISSsys die Betrachtung als System ermöglicht. KISSsys ist jedoch kein Ersatz für KISSsoft, sondern eine Erweiterung. Es verwendet die bewährten Berechnungsmodule von KISSsoft. Zusammengefasst: KISSsys verwaltet die Beziehungen zwischen den einzelnen Elementen in einem Modell und delegiert Berechnung der einzelnen Elemente an KISSsoft.

63.1.1 Aufbau von KISSsys

KISSsys basiert auf einer Objektverwaltung namens Classcad. Classcad managt die Verwaltung der KISSsys Elemente, wertet die Ausdrücke für Variablen aus und stellt einen Interpreter zur Verfügung. Auf diese Weise kann der Benutzer auch Funktionen für spezielle Zwecke erstellen.

Aufbauend auf diese Basis stehen eine Benutzerschnittstelle und eine Ankopplung an KISSsoft zur Verfügung. Die Funktionalität der Benutzerschnittstelle unterscheidet sich je nach ausgewähltem Modus. Im Administratormodus kann der Anwender neue Systeme erstellen oder die Struktur der Systeme ändern. Im Benutzermodus ist es lediglich möglich, bei gleicher Struktur Daten zu ändern, das System nachzurechnen und Ergebnisse zu betrachten. Das Erstellen von neuen Systemen erfordert einen grösseren Aufwand und ein besseres Verständnis des Programmaufbaus, während die Verwendung eines bestehenden Systems leicht möglich ist.

63.1.2 Einsatzmöglichkeiten von KISSsys

Auf unterster Stufe bietet KISSsys eine Gruppierung von Berechnungen. Alle Berechnungen, die zu einem System gehören, können von einer Oberfläche aus aufgerufen werden. Ausserdem erhält man einen Überblick über die wichtigsten Ergebnisse aller Berechnungen. So ist sofort ersichtlich, welches Zahnradpaar oder welche Welle kritisch ist.

Allein diese Sicht auf alle interessierenden Berechnungen bietet bereits eine erhebliche Arbeitserleichterung.

Als nächsten Schritt bietet KISSsys die Möglichkeit, Verknüpfungen zwischen Variablen vorzugeben. Beispielsweise können die Drehzahlen bei einem Getriebe aus den Eingangsdrehzahlen und den Übersetzungen berechnet werden. Der Leistungsfluss kann ebenso in KISSsys beschrieben werden. Folglich muss in KISSsys nur noch an sehr wenigen Stellen die Belastung für die Berechnungen

eingegeben werden. Dies bietet die Möglichkeit, ein komplexes System schnell für verschiedene Belastungsfälle nachzurechnen.

In KISSsys ist es möglich, Tabellen für Lastfälle oder auch Varianten zu hinterlegen. So müssen die Belastungsdaten nicht immer neu eingegeben werden. Auch können die Daten für Varianten einer Konstruktion hinterlegt werden. Auf Knopfdruck können dann alle Berechnungen für eine ausgewählte Belastung oder Variante durchgeführt werden.

Wenn z.B. bei einer Welle mit unbekannter Richtung einer Radialkraft (z.B. durch einen Riementrieb/Seilzug, dessen Richtung erst beim Einbau der Anlage feststeht) der ungünstigste Fall bestimmt werden soll, könnte man diese Kraft in KISSsys in Schritten um 360° rotieren lassen.

KISSsys kann nicht nur in der Konstruktion von Nutzen sein, es gibt auch Anwendungen im Vertrieb. Mit KISSsys kann im Rechner beispielsweise ein Standardgetriebe hinterlegt werden. Fordert der Kunde nun Resultate für andere Belastungen eines solchen Getriebes, kann mit Hilfe von KISSsys schnell überprüft werden, ob das Getriebe den Anforderungen standhält.

Verschiedene Anwendungsbeispiele stehen auf der KISSsoft-CD oder Webseite zur Illustration zur Verfügung.

63.1.3 Die Benutzeroberfläche

Die Benutzeroberfläche liefert mehrere Sichten auf die verwalteten Daten. Es gibt Ansichten als Tabelle, die vor allem dazu geeignet sind, einen Überblick über die Berechnungen zu erhalten. Eine weitere Ansicht als Baumstruktur stellt die Hierarchie einer Baugruppenstruktur dar. Die zusätzliche zweidimensionale Prinzipdarstellung dient zur Darstellung der kinematischen Kopplung des Systems. Ausserdem ist eine dreidimensionale Darstellung des gesamten Systems oder von Teilsystemen möglich.

In diesem Abschnitt werden die Bedienungsmöglichkeiten dargestellt, welche ohne Administratorrechte in KISSsys vorhanden sind.

63.1.3.1 Die Baumansicht

In der Baumansicht werden alle im System vorhandenen Elemente hierarchisch aufgelistet. Damit lässt sich eine Baugruppenstruktur abbilden. Neben dem Namen des Elementes befindet sich ein Bitmap, welches den Typ des Elementes kennzeichnet. Blau hinterlegte Bitmaps stehen für KISSsoft-Berechnungen. Die grau hinterlegten Bitmaps stehen für Maschinenelemente oder Verknüpfungen. Mit der rechten Maustaste kann jeweils ein Popup-Menü geöffnet werden, womit Funktionen für das Element zur Verfügung gestellt werden.

Für jedes Element gibt es einen Eigenschaften-Dialog, der an dieser Stelle aufgerufen werden kann. Im Eigenschaften-Dialog steht eine Übersicht über die Datenelemente oder Variablen zur Verfügung. Sie können allerdings nur durch den Administrator verändert werden.

Bei den KISSsoft-Berechnungen lässt sich im Popup-Menü über kSoftInterface das entsprechende KISSsoft-Modul starten. Die Betriebsdaten können dann im entsprechenden KISSsoft Modul geändert oder beurteilt werden. Mit kSoftReport wird das Berechnungsprotokoll angezeigt. Mit Calculate wird die Berechnung ohne Benutzerschnittstelle im Hintergrund durchgeführt. Der Austausch von Daten mit KISSsoft erfolgt nur über die blauen Berechnungselemente in KISSsys.

63.1.3.2 Die Diagrammansicht

In der Diagrammansicht wird die kinematische Kopplung der Elemente dargestellt. Die Elementstruktur hat zunächst nichts mit den Berechnungen zu tun. Die Berechnungen benutzen lediglich die Daten der Wellen, Zahnräder und Verbindungen und lassen sich beliebig zufügen und löschen.

Die Struktur besteht aus Wellen und deren Unterelementen -- Zahnräder, Kräfte, Kupplungen und Lager. Die kinematische Kopplung und der Leistungsfluss zwischen den Wellen werden über Verbindungen hergestellt. Die Verbindung besitzt die Berechnungsvorschrift zur Übertragung der Drehzahl und des Drehmomentes zum nächsten Element. Das Drehmoment kann dabei auch verlustbehaftet sein.

Mit den Randbedingungselementen werden das von aussen zugeführte Drehmoment und die zugeführte Drehzahl festgelegt. Es kann jeweils angegeben werden, ob die Drehzahl oder das Drehmoment bekannt sind oder ob diese von KISSsys berechnet werden sollen. Die Anzahl vorgegebener Werte muss der Anzahl Freiheitsgrade entsprechen.

Die Elemente in der Diagrammansicht können mit der linken Maustaste verschoben werden. Mit der rechten Maustaste steht ein Popupmenu wie bei der Baumansicht zur Verfügung. Der Zoomfaktor kann mit den Tasten '+' und '-' sowie dem Kontextmenü mit der rechten Maustaste verändert werden.

63.1.3.3 Die Tabellenansicht

Die Tabellen können über die Funktion Show im Popup-Menü der Baumansicht angezeigt werden. Der Inhalt der Tabellen wird beim Einrichten des Systems festgelegt. Die schwarz angezeigten Werte lassen sich nicht verändern. Die roten Zahlen oder Texte lassen sich dagegen editieren. In einer speziellen Tabelle für Benutzerschnittstellen gibt es grau hervorgehobene Felder. Mit einem Doppelklick mit der linken Maustaste lässt sich dort eine Funktion starten.

Der Inhalt der Tabelle lässt sich ausdrucken oder mit Strg-C kopieren und z.B. in eine Tabellenkalkulation einfügen.

63.1.3.4 Die 3D-Ansicht

Die Fenster für die 3D-Ansicht können über die Funktion Show im Popup-Menü in der Baumansicht angezeigt werden. Mit der linken Maustaste kann die Ansicht gedreht, mit der rechten verschoben und mit der mittleren vergrössert oder verkleinert werden. Eine der Hauptansichten kann über das Menü oder die Toolbars ausgewählt werden.

Über das Popup-Menü steht in der 3D-Ansicht die Möglichkeit zum Export der 3D- Geometrie in das CAD System zur Verfügung. Falls ein 3D-Kern vorhanden ist und Solid-Elemente erzeugt werden, wird direkt eine STEP-Datei erzeugt.

63.1.3.5 Die Ausgabe von Meldungen

Im unteren Bereich des Programmfensters befindet sich ein Ausgabefenster für Meldungen. Unter Meldungen werden Fehlermeldungen und Warnungen aus KISSsoft-Berechnungen ausgeben. Unter KISSsoft werden Aufrufe von KISSsoft protokolliert, diese Ansicht wird normalerweise nicht benötigt.

Im unteren Programmfenster befindet sich analog zu KISSsoft ein Informationsreiter. Falls Informationen zur jeweiligen Funktion vorhanden sind, werden diese in diesem Reiter angezeigt.

63.1.3.6 Menüs, Kontextmenüs und Symbolleiste

Im Hauptmenü Datei kann der Anwender Modelle öffnen, ablegen und speichern. Zusätzlich können Projekte geöffnet und geschlossen werden. Weiter kann KISSsys geschlossen oder beendet werden. Außerdem kann der Benutzer KISSsys-Vorlagen öffnen oder schließen.

Die einzelnen Dockfenster der Benutzeroberfläche können im Hauptmenü **Ansicht** ein- und ausgeblendet werden. Außerdem können Sie alle Ansichten aktualisieren.

Im Hauptmenü System können Sie das KISSsoft-Protokoll generieren, die Kinematik- und die KISSsoft-Berechnung ausführen. Zudem können Sie ein Lastkollektiv aus der KISSsoft Datenbank für das Modell auswählen oder ein eigenes Kollektiv in KISSsys definieren. Die Eigenschaften der Elemente- und die Variablenübersicht können über diese Funktionen aufgerufen werden.

Im Menu Zufügen können mit Hilfe der Assistenten Schritt für Schritt einfache Getriebe sowie ein einstufiges Planetengetriebe aufgebaut werden. Mit der Elemente-Box ist es möglich, wie mit dem Assistenten, Elemente beim Modellaufbau hinzuzufügen, jedoch ohne Einschränkungen. Die Gruppen Box beinhaltet vordefinierte Getriebestufen, welche auch beim Modellaufbau verwenden werden. können. Die Standard-Vorlagen werden dazu gebraucht, um bestehende Vorlagen für die Berechnungen im System in ein fertiges Modell hinzuzufügen.

Im Menü Extras finden Sie die Administratoreinstellungen, das Lizenztool, das Konfigurationstool und die Spracheinstellung. Unter Extras --> Einstellungen können allgemeine Programmeinstellungen wie etwa die individuellen Namen für Elemente oder Tabelleneinstellungen geändert werden.

Windowskonform finden Sie am Ende der Menüleiste den Eintrag **Hilfe**, mit dem Sie im KISSsoft-Handbuch und in der KISSsys-Programmierung navigieren können. Unter Hilfe --> Info finden Sie Angaben zur Programmversion und zum Support von KISSsoft.

Im Hauptmenü-Fenster finden Sie Aktionen zum Organisieren der geöffneten Unterfenster wie Tabellen und 3D-Ansichten. Die Aktion zum Drucken ist nur aktiv, wenn eine Tabelle geöffnet ist.

Zusätzlich zum Hauptmenü verwendet KISSsoft an vielen Stellen Kontextmenüs. Kontextmenüs bieten Zugriff auf Aktionen zu einem bestimmten Bereich oder Element des Modells. Kontextmenüs werden standardmäßig über die rechte Maustaste aufgerufen.

Über die Symbolleiste kann auf Aktionen aus den Menüs, die besonders häufig verwendet werden, schneller zugegriffen werden. Beachten Sie auch die Tooltips, welche Informationen zu den Aktionen der Symbolleiste anzeigen, sowie die weiteren Erklärungen in der Statusbar.

63.2 Modellaufbau in KISSsys

Dieses Kapitel richtet sich an KISSsys-Anwendern.

Um Modelle in KISSsys neu aufzubauen, gibt es vier Möglichkeiten. Diese werden in den folgenden vier Unterkapiteln erläutert.

63.2.1 Klassische Methode

Durch Aktivieren des Administrators in KISSsys Extras > Administrator erscheinen im Reiter Vorlage sämtliche Elemente, welche für den Aufbau von einem Model benötigt werden. Der Aufbau eines Modells erfolgt durch Kopieren der jeweiligen Elemente von der Vorlage und Hinzufügen in den Navigationsbaum. Es ist auch möglich, die Elemente durch Verschieben von der Vorlage zum

Navigationsbaum aufzubauen. Mit der klassischen Methode können alle erdenklichen Modelle aufgebaut werden.

63.2.2 Element Assistent

Der Assistent Zufügen > Elemente Box basiert auf der klassischen Methode. Mit dieser vereinfachten Handhabung dieses Assistenten entfällt das copy-paste oder drag and drop. Um Elemente hinzuzufügen, klickt der Anwender auf das jeweilige Element und es wird im Navigationsbaumin in die vorher ausgewählte Ebene eingefügt. Mit Hilfe dieses Assistenten können alle erdenklichen Variationen aufgebaut werden.

63.2.3 System Assistent

Für den Aufbau von Getrieben stellt KISSsys unter Einfügen > Assistent einen Assistenten für den Modellaufbau zur Verfügung. Dieser führt den Anwender beim Aufbau schrittweise durch das Modell. Die Arbeitsweise ist dieselbe wie mit der Elemente Box.

Mit dem Assistenten **Parallele Wellen** können Sie folgende Getriebekombinationen in KISSsys aufbauen:

- Stirnrad
- Kegelrad
- Schneckenrad
- Kronenrad

Mit dem Assistenten **Planetenstufe** können Sie ein einstufiges Planetengetriebe aufbauen.

63.2.4 Aufbau mit Icons

Standardmässig sind sämtliche Elemente auf der linken und rechten Seite des Bildschirmes als Icons aufgelistet, um ein Modell von Grund auf aufzubauen.

63.2.5 Aufbauen und Modifizieren von Tabellen

Um eigene Tabellen in KISSsys-Model zu erstellen, gibt es in der Vorlage unter **Tables** eine vordefinierte Tabelle mit dem Namen **UserInterface**. Mit dieser Tabelle kann der Anwender sämtliche Parameter aus den Elementen sowie eigene Texte hinzufügen. Der Name der Tabelle kann frei gewählt werden.

Unabhängig vom Inhalt kann diese bei jeder Zelle mit den entsprechenden Icons in der Taskleiste oder mit der rechten Maustaste unter Format definiert und die Schriftart, Farbe, Hintergrundfarbe sowie Position des Textes angepasst werden.

63.2.6 Einfügen von Variablen in Tabellen

Eine Möglichkeit, Variablen in die Tabelle UserInterface einzufügen, besteht darin, die Variable aus dem Dialog Eigenschaften auszuwählen und auf das entsprechende Symbol im Menü Toolbar zu klicken. Die Variablen können als Text (Name), als Referenz oder als Ausdruck eingefügt werden.

Variable als Text

Die Texte können direkt in die Zelle eingegeben werden oder mit Hilfe des Icons Text. Dafür muss zuerst im Fenster Eigenschaften eines Elementes die Variable ausgewählt und die Zelle in der Tabelle vorselektiert werden. Mit einem Klick auf das Icon kann anschliessend der gewünschte Wert in die Zelle übertragen werden. Zusätzlich ist es möglich, dass man den gewünschten Parameter direkt mit der linken Maustaste in die gewünschte Zelle über drag and drop platziert. Der Wert der Variable wird standardmässig als Ausdruck eingefügt. Unter Extras > Einstellungen > Tab Tabellen kann der Standard zwischen Text, Referenz und Ausdruck definiert werden

Wert der Variable als Referenz

Referenzierte Daten werden in rot dargestellt. Diese Werte referenzieren auf eine andere Variable im Fenster Eigenschaften des gleichen oder eines anderen Elementes. Der Wert kann sowohl in der Tabelle als auch im Fenster geändert werden.

Zellen mit einem referenzierten Wert zu versehen, funktioniert auf die gleiche Weise, wie für Texte. Aus der Eigenschaft eines Elementes kann dafür der einzufügende Parameter ausgewählt werden. Danach sollte die Zelle in der Tabelle vorselektiert werden. Zum Schluss muss auf das Icon Referenz geklickt werden. Der gewünschte Wert wird in die Zelle übertragen. Eine andere Variante ist, mit der rechten Maustaste den Parameter in die entsprechende Zelle zu platzieren. Ein Auswahlfenster erscheint, um die entsprechende Auswahl Text, Referenz oder Ausdruck zu selektieren.

Wert der Variable als Ausdruck

Der Ausdruck wird lediglich als Wert wiederspiegelt und kann in der Tabelle nicht geändert werden. Um einen Ausdruck in die Zelle hinzuzufügen, muss wie bei der vorherigen Methode **Wert der Variablen als Referenz** vorgegangen werden.

63.2.7 Individuelle Namen für Elemente

Für alle KISSsys-Elemente können individuelle Namen verwendet werden. Der individuelle Name wird dem Element automatisch zugeordnet, wenn es im Modell hinzugefügt wird. Dieses Verhalten kann für jedes Element angepasst werden (Extras->Einstellungen->Elemente).

Mit den Tags **<autoInc>** und **<localInc>** wird ein Index dem individuellen Namen an der Einfügeposition hinzugefügt. Durch das erste Tag wird der Index global erhöht. Das bedeutet, kein anderes Element in dem Modell kann denselben Namen haben. Mit dem zweiten Tag wird der Index lokal erhöht (im selben Ordner). Mit dem Tag **<parentName>** wird der Name des übergeordneten Elements hinzugefügt.

Die Option Automatisch/Fragen wird gesetzt, um den Dialog zu unterdrücken oder anzuzeigen, dass der Name für das neue Element im Modell festzulegen ist. Klicken Sie auf Zurücksetzen, um die KISSsys-Standardeinstellung zu setzen. Zusätzlich können mit den Funktionen Alle Fragen, Alle Automatisch und Alle Zurücksetzen sämtliche Elemente per Knopfdruck angepasst werden.

63.3 Erweiterte Funktionalität für Entwickler

Für Entwickler stehen neben der bereits beschriebenen Funktionalität weitere Funktionen zur Verfügung.

- Eine Vorlagendatei kann unter Datei>Vorlagen öffnen geöffnet oder unter Zufügen>Standard Vorlagen geladen werden. Sie wird als Baum unter Vorlagen angezeigt.
- Neue Elemente können in der Baumansicht über Kopieren und Einfügen ergänzt werden. Die neuen Elemente werden als Kopien aus einer Vorlagendatei hinzugefügt.
- Das Umbenennen und Löschen von Elementen ist über das Popup-Menü möglich.
- Die Daten im Eigenschaften-Dialog können editiert werden. Neue Variablen können zugefügt und gelöscht werden
- Versteckte Variablen werden angezeigt und alle Funktionen können ausgeführt werden.
- Meldungen können über Optionen>Meldungen unterdrücken unterdrückt werden.

63.3.1 Das Eigenschaften-Fenster

Das KISSsys-Fenster Eigenschaften kann in der Baumansicht oder im Diagramm für ein Element über das Popup-Menü aufgerufen werden. Dort können neue Variablen hinzugefügt oder Variablen geändert werden. Es steht nur ein Fenster Eigenschaften zur Verfügung, ein zweites wird nicht angezeigt.

Für die Variablen stehen die folgenden Felder zur Verfügung:

- **Typ:** Anzeige des Typs der Variablen (siehe Kapitel 63.4.1, Variablen).
- **Name:** Der Name der Variablen. Der Name kann hier geändert werden. Wenn allerdings eine Variable in Formeln oder Referenzen verwendet wird, muss der Name dort ebenfalls geändert werden, sonst wird die Variable nicht mehr gefunden.
- **Referenz auf:** Bei Referenzelementen wird hier das Ziel der Referenz eingegeben. Ein Name muss in Anführungszeichen eingegeben werden. Alternativ ist der Name einer Stringvariablen zu verwenden (siehe Kapitel 63.4.1.1, Referenzen). Bei Varianten (siehe Kapitel 63.4.1.2, Varianten) ist der Index in einem Array einzugeben. Eine ungültige Referenz wird rot markiert.
- **Wert:** Der aktuelle Wert der Variablen.
- **Ausdruck:** Ein Ausdruck zur Berechnung der Variablen. Der Wert wird aufgrund des Ausdruckes berechnet, falls ein Ausdruck vorhanden ist.
- Option **KISSsoft** → KISSsys: Die Variable kann von KISSsoft an KISSsys übergeben werden.
- Option **KISSsys** → KISSsoft: Die Variable kann von KISSsys an KISSsoft übergeben werden.

Mit den Knöpfen Referenz und Variante kann die Variable in eine Referenz/Varianten-Variable und zurück konvertiert werden.

63.3.2 Die Tabellenansicht

Das Tabellenformat ist in der versteckten Variablen-**Definition** festgelegt. Es gibt verschiedene Typen:

- **Tabelle für Berechnungen:** Diese Tabelle ist am besten für die Darstellung von Daten von mehreren Elementen des gleichen Typs geeignet. Das Format der Definition ist:

  [[typ,rows,columns],['variable1','variable2',..],
  [element1,element2,..]]

  Bei Typ 1 ist jeder angezeigte Wert editierbar. Bei Typ 2 sind alle Werte editierbar, die keinen Ausdruck enthalten und bei Typ 3 alle Werte, bei denen zusätzlich die Option KISSsys → KISSsoft aktiviert ist. Die Anzahl Zeilen oder Spalten wird nicht verwendet.
- **Tabelle für Arrays oder Varianten**: Bei dieser Tabelle werden Arrays oder Variantenvariablen je in einer Spalte angezeigt. Das Format der Definition ist:

  [[typ,rows,columns],['variable1','variable2',..]]

  Bei Typ 21 ist jeder angezeigte Wert editierbar. Bei Typ 22 sind alle Werte, die keinen Ausdruck enthalten editierbar und bei Typ 23 alle Werte, bei denen zusätzlich die Option KISSsys → KISSsoft aktiviert ist. Die Anzahl Spalten wird nicht verwendet.
- **Tabelle für Benutzerinterface:** Diese Tabelle ist frei konfigurierbar. Die Definition ist [[typ,rows,columns],[[A1,B1],[A2,B2]]]. Die Inhalte können über ein Popup-Menü der Tabelle eingefügt werden und sollten nicht in der Definition geändert werden. Da die Definition interaktiv geändert wird, darf hier kein Ausdruck gesetzt sein. Die Anzahl Zeilen oder Spalten sollten ebenfalls nur über einen Dialog geändert werden, da sonst Informationen über Referenzelemente verloren gehen.

63.4 Die vorhandenen Elemente

63.4.1 Variablen

Es können die folgenden Variablen verwendet werden:

- **Real**: Ein Zahlenwert.
- **String**: Eine Zeichenkette. Eingabe in Anführungszeichen z.B. "Text".
- **Punkt**: Eine Koordinate oder ein Vektor mit 3 Komponenten. Eingabe in der Form {1,2,3}.
- **Array**: Ein ein- oder mehrdimensionales Feld. Eingabe z.B. als ["Text",1.23,{1,2,3},[1,2]].

- **Function**: Eine ausführbare Funktion. Eingabe am besten über die spezielle Eingabemaske.
- **Element-ID**: Die ID eines Classcad Objektes. Ausgabe als $31, Eingabe als Name des Objektes ohne Anführungszeichen.
- **List**: Wird als Auswahlliste angezeigt und verhält sich im Interpreter als Zahl (Index der Liste beginnend mit 0). Die Auswahlliste wird über den Menüpunkt Liste bearbeiten als Array definiert, z.B. ["eins","zwei","drei"].
- **Database List**: Der Name aus der KISSsoft-Datenbank wird in einer Auswahlliste angezeigt. Im Interpreter verhält sich dieser Typ ebenfalls als Zahl entsprechend der Datenbank-ID. Die Datenbankzuordnung wird über den Menüpunkt Liste bearbeiten als Array definiert: ["Datenbank","Tabelle"]

Die Variablen haben jeweils einen Namen, einen Wert, einen Ausdruck und verschiedene Flags. Falls ein Ausdruck vorhanden ist, wird der Wert der Variablen durch diesen Ausdruck bestimmt. Der Ausdruck eignet sich daher für die Eingabe von Formeln. Wenn dagegen für den Wert eine Formel eingegeben wird, wird diese Formel ausgewertet und das Ergebnis wird zugewiesen. Die Formel selbst geht verloren. Die Optionen KISSsoft>KISSsys und KISSsys>KISSsoft legen fest, wie der Datenaustausch zwischen beiden Programmen abläuft. Nur Variablen, bei denen die entsprechende Option aktiviert ist, werden ausgetauscht.

Für die Datentypen Real, String, Punkt, List und Database List gibt es zusätzlich Referenzelemente und Variantenelemente.

63.4.1.1 Referenzen

Ein Referenzelement verhält sich wie eine andere Variable, mit dem Unterschied, dass die Daten von einer anderen Variablen geholt werden. Es muss eine gültiger Variablenname als Ziel des Referenzelementes eingetragen werden. Das Ziel der Referenz muss als Zeichenkette eingegeben werden. Entweder direkt ein Name in Anführungszeichen oder ein Ausdruck, der eine Zeichenkette ergibt, z.B die Verkettung von Zeichenketten (z.B. gear1+'.z' mit der Stringvariablen gear1 oder 'gearwheel1.z'). Eine ungültige Referenz ist rot markiert.

63.4.1.2 Varianten

Die Variantenelemente verwalten intern ein Feld von Variablen und verhalten sich nach aussen wie eine normale Variable. Als Zusatzdaten erhält die Variante eine Indexvariable, die das Feld indiziert. Die Indexvariable ist als Array von Variablen (z.B. [System.index]) einzugeben. Mit diesen Datentypen können Lastkollektive oder Systemvarianten hinterlegt werden, und die Ergebnisse können in Tabellen dargestellt werden.

63.4.2 Berechnungselemente

Alle Elemente für KISSsoft Berechnungen sind von Klassen abgeleitet, die mit dem Namen kSoft beginnen. In der Baumansicht haben sie ein Bitmap mit blauem Hintergrund.

Die Berechnungselemente haben eine Reihe von Funktionen:

- **Calculate:** Führt KISSsoft-Berechnung im Hintergrund durch.
- **kSoftInterface:** Startet KISSsoft interaktiv.
- **kSoftReport:** Führt die Berechnung durch und zeigt das Protokoll an.
- **SetFlags**: Sind für den Austausch von Daten zwischen KISSsoft und KISSsys da und werden je nach gewünschtem Speicherort gesetzt.
    - KISSsoft >KISSSys und KISSsys >KISSsoft: Die Daten werden in beiden Richtungen übergeben.
    - Nur KISSsoft >KISSsys: Daten mit hinterlegtem Ausdruck werden von KISSsys nach KISSsoft übergeben, alle anderen nur in der anderen Richtung.

Diese Funktion setzt die Haken nur einmal beim Aufruf. Sie wirkt daher nicht auf spätere Änderungen.

- **kSoftModul**: Diese versteckte Funktion liefert die KISSsoft-Modulbezeichnung.
- **getTranslationTable**: Diese versteckte Funktion liefert die Übersetzungstabelle für Variablennamen von KISSsys nach KISSsoft. Die Übersetzungstabelle kann im Berechnungselement durch das Array TranslationTable erweitert werden: Ein Eintrag von [['eps_a_min','ZP[0].Eps.aEffl'],['eps_a_max','ZP[0].Eps.aEffE'] ergänzt z.B. eine Verknüpfung der Variablen eps_a_min und eps_a_max mit den entsprechenden KISSsoft Variablen. Die Namen der KISSsoft-Variablen können bislang nur den Protokollvorlagen *.rpt entnommen werden.
- **getUtilization**: Diese Funktion liefert die Ausnutzung, das Verhältnis Sollsicherheit/Sicherheit zurück.

In der Variablen fileName kann eine KISSsoft-Berechnungsdatei angegeben werden, die beim Start der Berechnung, bevor andere Variablen übertragen werden, automatisch geladen wird. Mit der Variablen savingMode kann festgelegt werden, ob diese KISSsoft-Berechnungsdatei automatisch gespeichert werden soll:

- **Don’t ask and don’t save:** Beim Beenden von KISSsoft wird nicht gefragt, ob die Datei nach Änderungen gespeichert werden soll.
- **Ask for saving:** Beim Beenden von KISSsoft wird gefragt, ob die Datei gespeichert werden soll.
- **Save automatically:** Die Berechnungsdatei wird beim Beenden von KISSsoft automatisch und ohne Nachfrage gespeichert.
- **Save file in KISSsys:** Es wird kein Dateiname in fileName angegeben, sondern die ganze Berechnungsdatei wird in der KISSsys-Datei gespeichert.

Die Wellenberechnung hat speziell die Methode **UpdateShaftElements**. Diese muss aufgerufen werden, wenn ein Kraftelement auf einer Welle hinzugefügt oder gelöscht werden soll. Sie evaluiert den Typ und die Anzahl der Kraftelemente auf der Welle und überträgt diese in den Array Forces in der Wellenberechnung, das zuständig ist für die Kommunikation der Kräfte der Wellenberechnung.

63.4.2.1 Verknüpfung von Berechnungen mit Elementen

Es sind Vorlagen vorhanden, die die Berechnung automatisch mit den Wellen und Zahnrädern verknüpfen. Hierzu gibt es die Funktion Dialog. Bei wesentlichen Änderungen, z.B. das Hinzufügen von weiteren Kraftelementen auf die Welle, muss dieser Dialog erneut aufgerufen werden, damit die Verknüpfungen aktualisiert werden.

63.4.2.2 Importieren von bestehenden KISSsoft-Berechnungen

Falls bereits KISSsoft-Berechnungen für Elemente eines neuen KISSsys-Systems vorhanden sind, können diese Dateien im KISSsoft-Fenster einfach über Datei > Öffnen eingelesen werden. Hierbei sind jedoch einige Punkte zu beachten:

- Der Dateiname unter fileName im KISSsys Berechnungselement wird geändert. Der Name ist entweder zu löschen oder anzupassen.
- Bei der Wellenberechnung werden die Kraftelemente und die Lager überschrieben. Es ist daher der Dialog oder die Funktion UpdateShaftElements nach dem Import der Berechnung aufzurufen. Weitere Kraftelemente und Lager, welche nicht im KISSsys-Modellbaum vorhanden sind, können nicht importiert werden. Zusätzlich sollte darauf geachtet werden. dass die Namen der Kraftelemente und Lager in der eingelesenen Wellenberechnung mit denen im Modell verwendeten Namen übereinstimmen.
- Bei der Zahnradberechnung muss darauf geachtet werden, dass die Reihenfolge der Räder (Rad1 und Rad2) mit der Definition im Modell übereinstimmt.

63.4.3 Elemente für Wellen

Auf Wellen können verschiedene Elemente gesetzt werden. Sie werden auch in die KISSsoft-Wellenberechnung übertragen. Die Position auf der Welle wird mit der Variablen position festgelegt.

- **kSysHelicalGear**: Ein Stirnrad.
- **kSysBevelGear**: Ein Kegelrad. Die Lage der Spitze wird durch die Variable direction festgelegt.
- **kSysWorm**: Eine Schnecke.
- **kSysWormGear**: Ein Schneckenrad.
- **kSysCoupling**: Eine Kupplung. Durchmesser d und Breite b können für die 3D-Darstellung eingegeben werden.
- **kSysBearing**: Ein allgemeines Lager. Verluste können in Tloss berücksichtigt werden. Die Richtung des Verlustmomentes sollte mit -sign(speed) im Ausdruck festgelegt werden.
- **kSysRollerBearing**: Ein Wälzlager. Die Lagergeometrie wird bei jedem Refresh aus der KISSsoft Lagerdatenbank gelesen. Verluste können in Tloss berücksichtigt werden. Die Richtung des Verlustmomentes sollte mit -sign(speed) im Ausdruck festgelegt werden.
- **kSysCentricalLoad**: Eine zentrische Last.

- **kSysMass**: Eine Zusatzmasse auf der Welle.
- **kSysRopeSheave**: Eine Seilscheibe. Der Seilzug wird über die Verbindung berechnet.
- **kSysFaceGear:** Ein Kronenrad.

63.4.4 Verbindungselemente

- **kSysGearPairConstraint**: Eine Verbindung zwischen zwei Stirn- oder Kegelrädern.
- **kSysPlanetaryGearPairConstraint**: Eine Verbindung zwischen einem Zahnrad und einem Planeten. Die Art der Paarung Sonne-Planet, Planet- Hohlrad oder Planet-Planet kann ausgewählt werden. Die beiden Zahnräder müssen auch in dieser Reihenfolge eingegeben werden. Weiterhin muss ein Planetenträger ausgewählt werden. Die Anzahl Planeten sollte im selben Dialog oder in der Variablen NofPlanets bei der Kupplung des Planetenträgers definiert werden.
- **kSysPlanetaryBevelGearConstraint**: Eine Verbindung zwischen einem Kegelrad und einem umlaufenden Kegelrad für Kegelraddifferentiale. Wie bei der Planetenverbindung muss die Reihenfolge der Kegelräder und die Anzahl Planeten definiert werden. Der Wirkungsgrad dieser Stufe kann im selben Dialog vorgegeben werden.
- **kSysWormGearConstraint**: Eine Verbindung zwischen Schnecke und Schneckenrad.
- **kSysCouplingConstraint**: Eine Verbindung mit Übersetzung 1 zwischen zwei Kupplungen. Der kinematische Zwang der Kupplung kann aktiviert oder deaktiviert werden. Es ist ausserdem möglich, einen Schlupf vorzugeben, z.B. für Lamellenkupplungen oder Synchronisierungen. Das Moment in der Verbindung wird standardmässig berechnet, es kann aber auch vorgegeben werden.
- **kSysBeltConstraint**: Eine Verbindung zwischen Riemenscheiben. Die Übersetzung wird aus dem Durchmesserverhältnis berechnet. Es kann zusätzlich ein Schlupf vorgegeben werden.
- **kSysConnectionBearing:** Eine Verbindung zwischen zwei Wellen.
- **kSysConnectionRollerBearing:** Ein verbindendes Wälzlager zwischen zwei Wellen.

Über die Funktion setConfig(slipConstraint_r/[slipConstraint_r, slip_r], torqueConstraint_r/[torqueConstraint_r, torque_r]) kann die Verbindung aktiviert oder deaktiviert werden:

- 1. Geschlossen, ohne Schlupf: setConfig([TRUE, 0], FALSE),
- 2. Offen, ohne Drehmoment: setConfig(FALSE, FALSE),
- 3. Offen, mit Drehmoment: setConfig(FALSE, [TRUE, 20])
- **kSysSpeedOrForce**: Ein Element zur Vorgabe von Drehzahl oder Drehmoment. Beide Grössen können wahlweise vorgegeben oder berechnet werden. Für das Drehmoment ist als Alternativeingabe auch die Vorgabe der Leistung möglich.

Über die Funktion setConfig(speedConstraint_r, torqueConstraint_r/[torqueConstraint_r, type_r, torque_r]) können die Vorgaben geändert werden. Bei Vorgabe einer Last bedeutet type: 0.

Drehmoment mit Vorzeichen, 1. Drehmoment treibend, 2. Drehmoment getrieben, 3. Leistung treibend, 4. Leistung getrieben. Beispiele:

- 1. Drehzahl und Drehmoment vorgegeben: setConfig(TRUE, TRUE),
- 2. Drehzahl und Drehmoment mit Betrag vorgegeben: setConfig(TRUE, [TRUE, 0, 20]),
- 3. Nur Leistung treibend vorgegeben: setConfig(FALSE, [TRUE, 3, 20])

63.4.5 Darstellung von Elementen in 3D-Grafik

Jedes Element hat eine Funktion OnRefresh3DView mit der die 3D-Darstellung generiert wird. Bei Bedarf kann diese Funktion überschrieben werden. Die Farbe eines Elementes kann mit der Variablen kSys_3DColor im Bereich von 0 bis 255 gesetzt werden, die Transparenz mit der Variablen kSys_3DTransparency. Diese beiden Variablen müssen bei Bedarf angelegt werden.

63.4.6 Systemeinstellungen

Es gibt eine Reihe von Einstellmöglichkeiten im Element System:

- **kSoftAcceptChanges:** Mit der Standardeinstellung yes werden die Änderungen aus KISSsoft übernommen. Mit der Einstellung no wird nichts übernommen und bei asked wird beim Beenden von KISSsoft gefragt, ob die Änderungen übernommen werden sollen.
- **kSysKinematicFunc:** Während der Kinematikberechnung kann die Funktion OnCalcTorque aufgerufen werden. Die Standardimplementation dieser Funktion ruft die Berechnung der Lagereaktionen für alle Wellen auf.
- **kSysKinematicMode:** Die Berechnung der Kinematik kann iterativ erfolgen oder auch nicht. Iterationen für das Drehmoment müssen aktiviert werden, wenn Wirkungsgrade berücksichtigt werden sollen. Iterationen für Drehzahlen sind nur nötig, wenn Formeln für Drehzahlen eingegeben wurden.
- **kSys3DElements:** Es können wahlweise grafische Elemente oder Solid-Elemente (3D-Kern benötigt) angezeigt werden. Grafische Elemente werden schneller erzeugt, Solid-Elemente sind dagegen detaillierter. Dieser Moduls macht es auch möglich z.B. ein eingelesenes Gehäuse mit darzustellen.
- **project_name:** Der Projektname wird in den KISSsoft-Berechnungsprotokollen angezeigt.
- **project_contract:** Die Kommissionsnummer wird in den KISSsoft-Berechnungsprotokollen angezeigt.

63.5 Programmierung im Interpreter

Es steht eine Programmiermöglichkeit in Ausdrücken von Variablen und in Funktionen zur Verfügung.

63.5.1 Ausdrücke in Variablen

Die Programmiermöglichkeit in Ausdrücken ist eingeschränkt. So dürfen keine lokalen Variablen verwendet werden.

Zwischen den Datentypen sind die folgenden Operatoren definiert und es stehen ausserdem verschiedene mathematische Funktionen zur Verfügung:

Datentyp	**Operationen**	**Beschreibung**
Real	+,-	Addition und Subtraktion
	*,/	Multiplikation und Division
	<,>=,=,!=,>=,>	Vergleichsoperatoren
	!,AND,OR	logische Operatoren
String	+,LEN	Verkettung und Längenoperator
	<,>=,=,!=,>=,>,!	Vergleichsoperatoren
Punkt	+,-	Addition und Subtraktion
	*,**	Skalar- und Vektormultiplikation
	:x,:y,:z	Zugriff auf Komponenten
	LEN	Länge des Vektors
Array	[],+,LEN	Indizierung, Verkettung und Längenoperator

Tabelle 63.1: Zulässige Operatoren für Datentypen

abs(x)	liefert den Betrag von x
sign(x)	liefert das Vorzeichen von x (+1, -1 oder 0 bei x=0)
min(a,b,...)	liefert den kleinsten Wert der Argumente
max(a,b,...)	liefert den grössten Wert der Argumente
a_r(x)	Umrechnung von Grad in Bogenmass
r_a(x)	Umrechnung von Bogen in Gradmass
sin(x)	sin von x im Bogenmass wird berechnet
sinh(x)	sinh von x im Bogenmass wird berechnet
asin(x)	arcsin von x im Bogenmass wird berechnet
cos(x)	cos von x im Bogenmass wird berechnet

cosh(x)	cosh von x im Bogenmass wird berechnet
acos(x)	arccos von x im Bogenmass wird berechnet
tan(x)	tan von x im Bogenmass wird berechnet
tanh(x)	tanh von x im Bogenmass wird berechnet
atan(x)	arctan von x im Bogenmass wird berechnet
atan(y,x)	arctan von y/x im Bogenmass wird berechnet
exp(x)	e hoch x wird berechnet
ln(x)	der natürliche Logarithmus von x wird berechnet
log(x)	der dekadische Logarithmus von x wird berechnet
sqrt(x)	Quadratwurzel von x wird berechnet
pow(x,y)	x hoch y wird berechnet
fmod(x,y)	x Modulo y wird berechnet

Tabelle 63.2: Vordefinierte mathematische Funktionen

Im Ausdruck einer Variablen dürfen die angegebenen Operationen und beliebige Funktionsaufrufe stehen. Wenn bedingte Ausdrücke verwendet werden sollen, ist der Ausdruck mit # zu beginnen und das Ergebnis mit RETURN zurückzugeben:

```
#
IFa>bTHEN
RETURNa;
ELSE
RETURNb;
ENDIF
```

63.5.2 Funktionen

Die Programmiermöglichkeiten in Funktionen sind am anschaulichsten in Beispielen erläutert. Der Kopf einer Funktion sieht wie folgt aus:

```
//Übergebene Variablen vom aufrufenden Programm

PAR Parameter1,Parameter2;

//Deklaration von Konstanten

CONST PI=3.1415926,E=2.71828;
```

```
//Deklaration von lokalen Variablen

VAR a,b,c,d;
```

Die mit // eingeleiteten Zeilen sind dabei Kommentare. Jede dieser drei Zeilen darf nur einmal vorkommen. Die deklarierten Variablen müssen mit Komma getrennt werden. Ein nichtinitialisierter Parameter oder Variable ist VOID. Dies kann mit ISVOID(variable) geprüft werden.
Für bedingte Anweisungen gibt es zwei Varianten: IF- oder SWITCH-Anweisungen:

```
//IF-Anweisung mit optionalem ELSIF und ELSE Block

IF Parameter1>5 THEN

a=sin(PI*Parameter1);

ELSIF Parameter1<0 THEN

a=Parameter1; ELSE

a=0;

ENDIF

//SWITCH Anweisung mit Auswahl über Zahlen oder Texte

SWITCH Parameter2

CASE 'Null':b=0;

CASE 'Eins':b=1;

DEFAULT :b=5;

ENDSWITCH
```

Für das Schleifen existieren vier Programmvarianten:

```
//FOR Schleife mit optionaler Schrittweite

FOR a=1 TO 8 STEP 2 DO

b=b+a;
```

```
IF b>100 THEN

BREAK;//beendet die Schleife

ENDIF

NEXT

//WHILE Schleife

WHILE b<100 DO

b=b*10;

WHEND

//DO Schleife

DO

b=b*10;

UNTIL b>100;

//FORALL Schleife wird für alle Elemente eines Arrays ausgeführt

c=[1,2,3,4,5,6,7,8,9];

a=0;

FORALL c d DO//d bekommt jeweils den Wert eines Elementes von c

a=a+d;

NEXT
```

Für den Aufruf von Funktionen, die zu Objekten gehören, gibt es eine spezielle Syntax. Die Standardmethode ist die Angabe des Objektnamens gefolgt von einem Punkt und dem Namen der Funktion. Der Name eines Objektes kann allerdings auch in einer lokalen Variablen enthalten sein. Damit lässt sich das Objekt zur Laufzeit für den Funktionsaufruf verändern.

```
//Die Funktion OBJ_GetMember wird für Objekt1 aufgerufen.
```

```
Objekt1.OBJ_GetMember('variablenname');

//a ist lokale Variable vom Typ String mit dem Namen eines Objektes

a='Objekt1';

//Es wird eine Servicefunktion für das Objekt mit Namen a aufgerufen

b=a.OBJ_GetMember('variablenname');

//ruft vom Benutzer angelegte Funktion für Objekt1 auf.

a.Benutzerfunktion();

//die vom Benutzer angelegte Funktion wird für das

//aktuelle Objekt aufgerufen.

Benutzerfunktion();

//die vom Benutzer angelegte Funktion wird für das

//übergeordnete Objekt aufgerufen.

^.Benutzerfunktion();
```

Variablennamen werden relativ zum aktuellen Objekt gesucht. Wenn object.z in einem Ausdruck verwendet wird, wird zunächst versucht, diese Variable unterhalb des aktuellen Objektes zu finden. Wenn sie nicht vorhanden ist, wird im übergeordneten Objekt gesucht (entsprechend ^.object.z) und so weiter.

63.5.3 Wichtige Servicefunktionen

OBJ_GetChildren()	liefert ein Array mit allen Kindobjekten.
OBJ_GetName()	liefert den Namen des Objektes.
OBJ_GetId()	liefert die Id des Objektes.
OBJ_HasMember()	prüft, ob eine Variable vorhanden ist.
OBJ_GetMember()	liefert die Variable des aktuellen Objektes.

OBJ_FindMember()	liefert die Variable des aktuellen oder übergeordneten Objektes.

Tabelle 63.3: Wichtige Servicefunktionen

63.5.4 Variable Dialoge

Variable Dialoge können in Interpreterfunktionen zur Eingabe von Variablen erzeugt werden. Der Aufruf lautet:

res = CADH_VarDialog(["Titel", Breite, Höhe, Teilung], [Dialogelement1], [Dialogelement2], ...);

Der Titel wird in der Titelzeile des Dialogs angezeigt. Breite und Höhe geben die Dimensionen des Dialogs in Pixeln an. Die Teilung (Wert zwischen 0 und 1) beschreibt das Verhältnis der Breite der Feldbeschreibung zur Dialogbreite (Standardwert 0.4). Nach dieser Definition der Dialoggrösse folgt eine beliebige Anzahl von Arrays mit der Definition der einzelnen Dialogelemente.

Der Rückgabewert ist ein Array, dessen erster Wert res[0]=1 ist, wenn der Dialog mit Ok beendet wurde, ansonsten Null. Die weiteren Elemente des zurückgegebenen Arrays liefern die Ergebnisse der Eingabefelder.

Zur Bestimmung des Typs einer Variablen wird folgende Konvention verwendet: _str=String, _n=Int, _r=Real, _b=Bool. So bedeutet z.B Beschr_str, dass die Variable Beschr den Typ String aufweist.

63.5.4.1 Dialogelemente für den variablen Dialog

Für die variablen Dialoge stehen die folgenden Dialogelemente zur Verfügung:

Horizontalgruppierung:

Die Horizontalgruppierung stellt einen Rahmen zur Verfügung, in dem die einzelnen Dialogelemente nebeneinander angeordnet werden. Ihre Position muss stets durch eine Vertikalgruppe definiert werden, d.h. sämtliche Dialogelemente, die sich in einer Horizontalgruppierung befinden, müssen in einer Vertikalgruppe definiert werden. Eine Horizontalgruppe wird wie folgt definiert:

[C:VDLG_HORZ,Beschr_str, AbstUeber_n, AbstNach_n, [Dialogelem]]

- C: VDLG_HORZ: Typdefinition der Horizontalgruppierung.
- Beschr:Beschriftung der Horizontalgruppierung. Ist "Beschr" kein Leerstring, wird ein Rahmen um die Horizontalgruppe gezeichnet.
- AbstUeber: Abstand über der Horizontalgruppe zum nächsten Dialogelement.
- AbstNach: Abstand nach der Horizontalgruppe zum nächsten Dialogelement. "AbstNach" und "AbstUeber" werden in Pixeln angegeben.
- [Dialogelem]: Element-Array zur Definition der sich in der Horizontalgruppierung befindlichen Dialogelemente. Dieser Array darf nur Elemente vom Typ VDLG_Vert enthalten.

Vertikalgruppierung:

Die Vertikalgruppierung stellt einen Rahmen zur Verfügung, in dem die einzelnen Dialogelemente untereinander angeordnet werden. Die Breite der Dialogelemente wird durch die Vertikalgruppe festgelegt. Eine Vertikalgruppe wird wie folgt definiert:

[C:VDLG_Vert,Beschr_str,[XStart_r,XEnd_r],XPart_r,[Diag],Rand_n]

- C:VDLG_Vert: Typdefinition der Vertikalgruppierung.
- Beschr: Beschriftung der Vertikalgruppierung. Um die Vertikalgruppierung wird stets ein Rahmen gezeichnet.
- [XStart,XEnd]: XStart und XEnd definieren einen Faktor (zwischen 0 und 1) für die Breite der Vertikalgruppe bezüglich der Breite des übergeordneten Dialoges. Zudem legen sie die X-Position der Vertikalgruppe fest.
- XPart: Faktor zwischen 0 und 1 der das Verhältniss von Promptgrösse zu Eingabegrösse bei den Dialogfeldern festlegt (der einem Eingabefeld zugeordnete Text wird als Prompt bezeichnet). Falls XTeilung=-1 wird der Prompt über dem Dialogelement positioniert.
- [Diag]: Element-Array zur Definition der sich in der Vertikalgruppierung befindlichen Dialogelemente.
- Rand: Rand ist ein optionaler Parameter, der den Versatz der Dialogelemente bezüglich des Randes der Vertikalgruppe definiert, d.h. die Dialogelemente weisen sowohl vom linken, als auch vom rechten Rand der Vertikalgruppe den Abstand "Rand" auf.

RealEditFeld:

Stellt eine EditBox für die Eingabe einer Fliesskommazahl zur Verfügung.
[C:VDLG_Real,Prompt_str,Vorgabe_r,res,res,Stellen_n]

- C:VDLG_Real: Typdefinition des RealEditFeldes.
- Prompt: Dem Eingabefeld zugeordneter Text.
- Vorgabe: Vorgabewert.
- res: Hier ist Platz für zwei optionale Parameter reserviert, die momentan nicht verwendet werden. Diese Stellen dürfen in der Definition aber nicht leer gelassen werden (z.B. [C:VDLG_Real,Prompt,Vorgabe,0,0,Stellen] wäre eine korrekte Lösung nicht aber [C:VDLG_Real,Prompt,Vorgabe,,,Stellen]).
- Stellen: Stellen ist ein optionaler Parameter, der die Anzahl Nachkommastellen des Eingabefeldes festlegt.
- Rückgabewert: Der Rückgabewert ist der Eingabewert.

IntEditFeld:

Stellt eine EditBox für die Eingabe einer Ganzzahl zur Verfügung.
[C:VDLG_Int,Promt_str,Vorgabe_n]

- C:VDLG_Int: Typdefinition des IntEditFeldes.
- Prompt: Dem Eingabefeld zugeordneter Text.
- Vorgabe: Vorgabewert.
- Rückgabewert: Der Rückgabewert ist der Eingabewert.

StringEditFeld:

Stellt eine EditBox für die Texteingabe zur Verfügung.
[C:VDLG_Str,Promt_str,Vorgabe_str]

- C:VDLG_Str: Typdefinition des StringEditFeldes.
- Prompt: Dem Eingabefeld zugeordneter Text.
- Vorgabe: Vorgabetext.
- Rückgabewert: Der Rückgabewert ist der Eingabestring.

Textanzeige:

Eine Textanzeige wird erzeugt. Wird als Text ein Leerstring eingegeben, kann das Textfeld auch zum definieren eines Abstandes verwendet werden.

[C:VDLG_Prompt,Prompt_str,Feldhöhe_n]

- C:VDLG_Prompt: Typdefinition der Textanzeige.
- Prompt: Feldtext.
- Feldhöhe: Höhe der Textanzeige.

IntComboBox:

Stellt eine ComboBox für eine Ganzzahleingabe zur Verfügung.

[C:VDLG_IntCom,Prompt_str,[Eintr_n],Vor_n/[Ind_n],0,0,AsVal_b]

- C:VDLG_IntCom: Typdefinition der IntComboBox.
- Prompt: Der ComboBox zugeordneter Text.
- [Eintr]: Element-Array der zur Verfügung stehenden Listenelemente (die Komponenten müssen im Falle einer IntComboBox Ganzzahlen sein).
- Vor/[Ind]: Hier besteht die Möglichkeit durch "Vor" entweder einen Vorgabewert, der in der Liste enthalten ist direkt zu setzen oder durch "Ind" einen Wert an einer bestimmten Listenposition als Vorgabewert zu selektieren (das erste Element der Liste steht an Position 0)."Vor" bzw. "[Ind]" sind optionale Parameter.
- AsVal: Ist der optionale Parameter "AsVal" gesetzt und ungleich 0, so ist der Rückgabewert die Eingabe. Ansonsten ist der Rückgabewert der Index des selektierten Eintrags.

IntEditComboBox:

Stellt eine editierbare ComboBox für eine Ganzzahleingabe zur Verfügung. Dabei ist darauf zu achten, dass die eingegebenen Werte Ganzzahlen sind.

[C:VDLG_IntComE,Prompt_str,[Eintr_n],Vor_n/[Ind_n]]

- vergleiche IntComboBox.
- Rückgabewert: Der Rückgabewert ist der Eingabewert.

RealComboBox:

Stellt eine ComboBox für eine Fliesskommazahleingabe zur Verfügung.

[C:VDLG_RealCom,Prompt_str,[Eintr_r],Vor_r/[Ind_n],0,0,AsVal_b]

- vergleiche IntComboBox.

RealEditComboBox:

Stellt eine editierbare ComboBox für eine Fliesskommazahleingabe zur Verfügung.

[C:VDLG_RealComE,Prompt_str,[Eintr_r],Vor_r/[Ind_n]]

- vergleiche IntComboBox.
- Rückgabewert: Der Rückgabewert ist der Eingabewert.

StringComboBox:
Stellt eine ComboBox für eine Stringeingabe zur Verfügung.
[C:VDLG_StrCom,Prompt_str,[Eintr_str],Vor_str/[Ind_n],AsPos_n]

- vergleiche IntComboBox.
- AsPos:Im Gegensatz zur IntComboBox ist hier der Rückgabewert der Index des selektierten Feldes, falls der optionale Parameter "AsPos" gesetzt und ungleich 0 ist. Ansonsten ist der Rückgabewert die Eingabe.

StringEditComboBox:
Stellt eine editierbare ComboBox für eine Stringeingabe zur Verfügung.
[C:VDLG_StrCom,Prompt_str,[Eintr_str],Vor_str/[Ind_n]]

- vergleiche IntComboBox.
- Rückgabewert: Der Rückgabewert ist der Eingabestring.

63.5.4.2 Anwendungsbeispiel eines variablen Dialoges

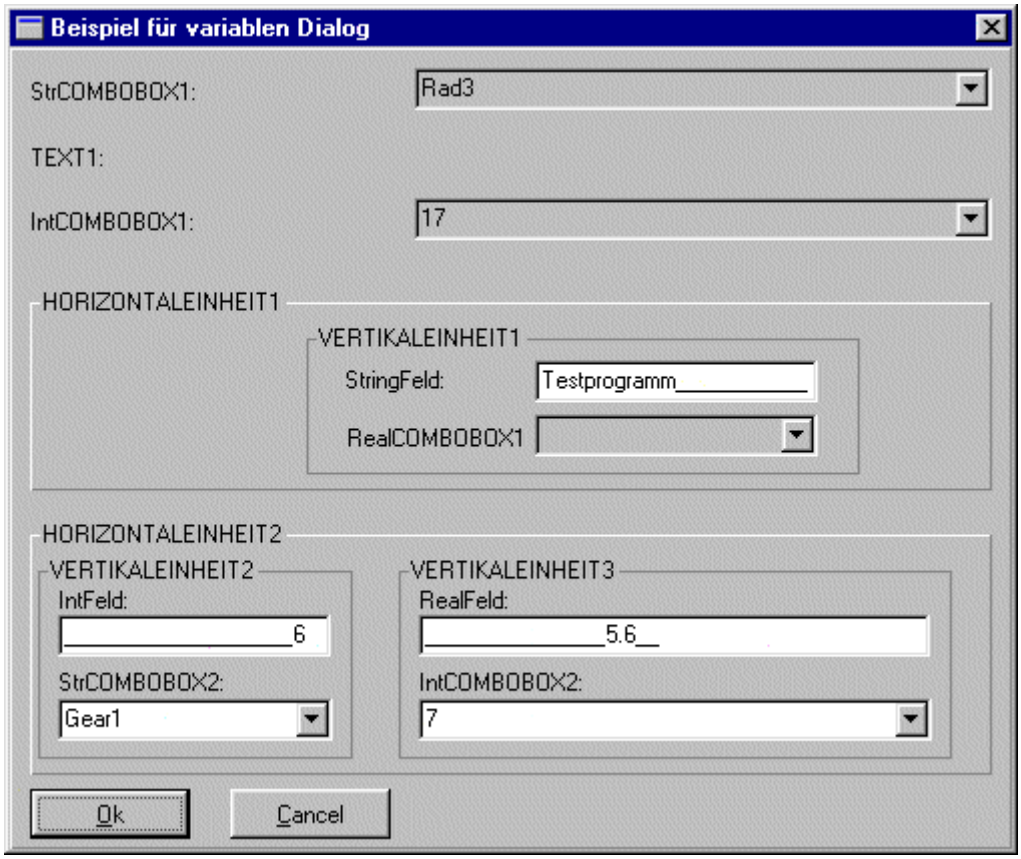


Abbildung 63.1: Beispiel für variablen Dialog

Im Folgenden wird als Beispiel der Programmcode für den variablen Dialog, in dem möglichst viele Elemente verwendet wurden, angegeben:

```
// VARIABLES DECLARATION

VAR res,result1,result2,result3,result4,result5,fullResult;

// DIALOG AND INPUT DATA

res = CADH_VarDialog(["Example of Variable Dialog",500,400,0.4],

[C:VDLG_StrCom,"StrCOMBOBOX1:",["Gear1","Gear2","Gear3"],[2],0],

[C:VDLG_Prompt,"TEXT1:",30],

[C:VDLG_IntCom,"IntCOMBOBOX1:",[12,17,19],17,0,0,1],

// HORIZONTAL GROUP WITH ONE VERTICALGROUP

[C:VDLG_HORZ,"HORIZONTAL UNIT1",20,10,

[ // Warning: remember brackets!

[C:VDLG_VERT,"VERTICAL UNIT1",[0.3,0.9],-1,

[

[C:VDLG_Str,"StringFld:","Test Program"],

[C:VDLG_RealComE,"RealCOMBOBOX1",[5.3,7.1,9.1],[2]]

],

20

]

] // Warning: remember brackets!

],

// HORIZONTAL GROUP WITH TWO VERTICAL UNITS GROUPS

[C:VDLG_HORZ,"HORIZONTAL UNIT2",10,10,

[
```

```
[C:VDLG_VERT,"VERTICAL UNIT2",[0.01,0.35],-1,
[
[C:VDLG_Int,"IntFld:",6],
[C:VDLG_StrComE,"StrCOMBOBOX2:",["Gear1","Gear2"],[0]]
],
10
],
[C:VDLG_VERT,"VERTICAL UNIT3",[0.4,1],-1,
[
[C:VDLG_Real,"RealFld:",5.6,0,0,3,3],
[C:VDLG_IntComE,"IntCOMBOBOX2:",[5,7,9],7]
]
]
]
);
// res [0] contains 1 if OK was pressed , or else
IF res[0] THEN
// READ RESULTS FROM DIALOG:
result1 = res[1]; //res [1]= Gear3
result2 = res[2]; //res[2]= TEXT1:
result3 = res[3]; //res[3]= 17
```

```
result4 = res[4]; //res [4]= [["Test Program",9.1]]

result5 = res[5]; //res[5]= [[6,"Gear1"],[5.6,7]]

fullResult=res; //res=["Gear3","TEXT1:",17,[['Test
Program",9.1]],[[6,"Gear1"],[5.6,7]]]

CADH_Message(fullResult);

ENDIF
```

63.5.4.3 Interaktionen mit variablen Dialogen

Interaktionen mit variablen Dialogen sind möglich. Änderungen in Eingabefeldern und Selektionen in Listen können Callbacks auf eine benutzerdefinierte Funktion auslösen. Die Änderung von Dialogelementen aus dieser Callbackroutine ist dann ebenfalls möglich.

Die Anmeldung einer lokalen Funktion als Callback erfolgt über die Titeleingabe des Variablen Dialoges:

res = CADH_VarDialog([["Titel",PROC(Callback)], Breite, Höhe, Teilung], [Dialogelement1], [Dialogelement2], ...);

Die lokale Callbackfunktion wird jetzt bei Änderungen im Dialog aufgerufen. Die Funktion wird, wie folgt deklariert:

```
PARres;

PROCCallback

PARhandle,elemNo,event,eventPar;

IFTYP(elemNo)=STRINGTHEN

IFelemNo='@combo'ANDevent=C:CBN_SELCHANGETHEN

IFeventPar=0THEN//owninput,enableinput

CADH_VarDialogAccess(handle,[['@input1',C:VDLG_ENABLE,TRUE]]);

ELSE//disableinput,setvaluetozero

CADH_VarDialogAccess(handle,[['@input1',C:VDLG_ENABLE,FALSE],

['@input1',c:VDLG_ASSIGN,0]]);
```

```
ENDIF

ENDIF

ENDIF

ENDPROC

res=CADH_VarDialog([['Titel',PROC(Callback)],400,4000.4],

[[C:VDLG_Real,'@input1'],'Input1:',2],

[[C:VDLG_StrCom,'@combo'],'Selection:',

['owninput','calculate'],[0],TRUE]);
```

Als Übergabeparameter wird ein Handle auf den Dialog übergeben. Weiter werden die Identifikation des Elementes, das Ereignis und zusätzliche Parameter übergeben. Die möglichen Ereignisse sind:

Elementtyp	**Ereignis**	**Parameter**
Dialog	Initialisierung	keine
	WM_INITDIALOG	
Combobox	Selektion	aktueller Wert
	CBN_SELCHANGE	
Eingabefeld	Feld verlassen	aktueller Wert
	WM_KILLFOCUS	
Druckknopf	aktiviert	keine
	BN_CLICKED	

Als Elementnummer wird entweder die Nummer des Elementes entsprechend des Index im Resultatearray oder der Name des Elementes übergeben. Ein Name kann - wie im Beispiel - definiert werden, indem ein Array mit Typ und Name im ersten Element des Arrays für das Dialogelement übergeben wird.

Der Zugriff aus der Callbackroutine auf den Dialog erfolgt über die Funktion:

CADH_VarDialogAccess(handle, [[elemNo, action, param],[elemNo, action, param],...]

Dabei sind die folgenden Aktionen zugelassen:

Aktion	**Beschreibung**	**Parameter**
VDLG_ASSIGN	Zuweisung an Eingabefeld	neuer Wert

VDLG_SELECT	Selektion in Combobox	[Position]/Wert
VDLG_ENABLE	Aktivieren oder Deaktivieren	TRUE/FALSE
VDLG_SETFOCUS	Focus auf neues Element	ID des Elementes

Wenn keine Aktion angegeben wird, wird der Wert des Eingabefeldes zurückgegeben. Die Rückgabe erfolgt als Array mit so vielen Elementen wie Übergabeparametern.

63.5.5 Definition von 2D-Grafiken

In KISSsys können zweidimensionale Grafiken zur Darstellung von Ergebnissen, die in Arrays vorliegen, erzeugt werden. Die Definition der Grafik kann im Ausdruck der Variablen data des Grafikelementes kSys2DPlot hinterlegt werden. Balken und Liniengrafiken können parallel angezeigt werden. Die Definition der Grafik besteht aus drei Teilen:

- Achsensystem (1 oder 2 Achsensysteme können definiert werden)
- XY-Liniengrafik
- Balkengrafik

Jedes dieser Teile wird in den folgenden Kapiteln genauer betrachtet.

63.5.5.1 Definition des Achsensystems

Mindestens ein Achsensystem muss definiert werden, das zweite ist optional. Die Definition für das Achsensystem sieht wie folgt aus:

```
[ | Xaxisname_str , | min_x_r , | max_x_r ] , [ | Yaxisname_str , |
min_y_r , | max_y_r ] , [ axiscolour_str/array , | axiscross_x_r ,
axiscross_y_r ] , [ | scaleinterval_x_r , | scaleinterval_y_r , [ |
exponential_x_n , | exponential_y_n ]
```

wobei:

- **XAxisname**: Name der X-Achse.
- **YAxisname**: Name der Y-Achse.
- **min**: Minimalwert der Achse (optional).
- **max**: Maximalwert der Achse (optional).
- **axiscolour**: Farbe der Achse als String (red,green,blue,yellow,white,grey,cyan,brown,magenta,purple,black), oder als Array [r_n , g_n , b_n] (wobei r,g,b bie Farbanteile rot, grün, blau von 0 bis 255 sind (optional).
- **axiscross**: Der Schnittpunkt der Achsen (optional).
- **scaleinterval**: Schrittweite der Achsenskalierung.
- **exponential**: Bei der Eingabe von 1 wird die Achse logarithmisch unterteilt.

63.5.5.2 Definition der XY-Liniengrafik

Für eine XY-Liniengrafik wird die folgende Information benötigt:

```
grouptype_n , [ dataarray_x_r ] , [ dataarray_y_r ] , [ | linename_str , |
|linecolour_str/array , | linestyle_n ] , | assignaxis_n
```

wobei:

- **grouptype**: = 1 (Für Liniengrafik).
- **dataarray**: Enthält x oder y Koordinaten der Daten.
- **linename**: Name des Elementes.
- **linecolour**: Farbe der Linie.
- **linestyle**: Linientyp (0- durchgezogen, 1- unterbrochen, 2- gestrichelt, 3- strichpunkt, 4- strichpunktpunkt).
- **assignaxis**: Nummer 1 oder 2 des Koordinatensystems.

63.5.5.3 Definition der Balkengrafik

Für eine Balkengrafik gilt folgende Definition für eine Gruppe von Daten:

```
grouptype_n , [ dataarray_1_r , ... , |dataarray_n_r ] , [
barcolour_str/array ] , | bargroupname_1_str , [ | barelementlabel_1_str ,
... , barelementlabel_1_str ] , | barclass_n
```

wobei:

- **grouptype**: = 2 (Für Balkengrafik).
- **dataarray**: Enthält die Daten für die Gruppe.
- **barcolour**: Farbe der Balken der Gruppe.
- **bargroupname**: Name der Gruppe.
- **barelementlabel**: Namen für einzelne Elemente.
- **barclass**: Anzeige als Gruppe (=0) oder Elementweise (=1) sortiert.

63.5.5.4 Gesamtdefinition

Die Gesamtdefinition muss mit der Definition des Achsensystems beginnen. Danach kann eine beliebige Anzahl von Definitionen für Linien- und Balkengrafiken aufgeführt werden. Jede Teildefinition ist in eckige Klammern zu schliessen, ebenso die Gesamtdefinition:

```
[ [af_1] , | [ af_2] , | [dg_l_1] , ..., | [ dg_l_ n1 ] , | [ dg_b_ 1 ] ,
..., [ dg_b_ n2 ]]
```

Wenn Linien und Balken gleichzeitig verwendet werden, wird automatisch ein zweites Koordinatensystem verwendet. Dies kann aber durch die Definition eines zweiten Koordinatensystems verändert werden. Im Folgenden ist ein Beispiel zu den Möglichkeiten aufgeführt:

```
[

[['x-ACHSE'],['y-Achse',0],[[40,250,150],[-1000,-10]],[30,20,0,0]],

[['x-ACHSE2'],['y-Achse2',0],['blue',[0,0]],[30,20,0,0]],

[1,[-1000,-500,0,500,1000],[5,20,40,55,71],['LINE1','red',0]],

[1,[-1000,-500,0,500,1000],[2,20,46,60,83],['LINE2',[200,5,150],3]],

[2,[5,25,16,10,4],['red',3],'group1'],

[2,[40,35,25,20,12],['red',3],'group2']

]
```

Das Beispiel stellt zwei Linien und zwei Gruppen von Balken in zwei Koordinatensystemen dar.

63.5.5.5 Grafikanzeige

Nach der Grafikdefinition in der Variablen data kann die Grafik über die Funktion Show des Grafikelementes angezeigt werden. Eine spätere Aktualisierung erfolgt über die Funktion Refresh im Menü oder über das Grafikfenster.

63.6 Spezifische Funktionen

In KISSsys sind einige spezifische Berechnungen integriert

63.6.1 Lastkollektivberechnung

Mit KISSsys kann der Benutzer ein vollständiges Getriebe oder einen Antriebsstrang in einer einzigen Datei erzeugen. Mit den KISSsoft-Modulen können die Berechnungen dann problemlos für das gesamte System durchgeführt werden. Bei mehreren Beanspruchungsfällen (Lastkollektiv oder Lastzyklus) kann mit Hilfe von KISSsys eine Analyse eines kompletten Systems anhand dieses Lastkollektivs durchgeführt werden.

Der Benutzer kann Beanspruchungsfälle für das gesamte System festlegen und die Berechnung für

alle Komponenten durchführen. Die Lebensdauerberechnungen mit Lastkollektiv sind für die gleichen Komponenten wie in KISSsoft möglich.
Es können Sicherheitsfaktoren und die Lebensdauer verschiedener Zahnräder und Lager berechnet werden. Darüber hinaus können mit dem Lastkollektiv auch Ermüdung und statische Sicherheiten für Wellen ausgegeben werden.
Die Lastkollektiv-Funktion ermöglicht die folgenden Berechnungsarten:

- Berechnung eines Getriebes mit benutzerdefinierter Belastung.
- Berechnung eines Getriebes mit nur einer Laststufe aus dem Lastkollektiv.
- Berechnung eines Getriebes mit definiertem Lastkollektiv (wie in KISSsoft definiert).

Es ist ferner möglich, das Lastkollektiv mit zusätzlichen Werten oder Einstellungen zu erweitern, zum Beispiel, um verschiedene Wellendrehzahlen für jeden Lastschritt zu betrachten. Jeder Lastschritt ist wiederum durch eine Frequenz, ein Drehmoment oder eine Leistung und eine Drehzahl definiert.
Für die Berechnungen werden die folgenden KISSsoft-Module zusätzlich für mindestens eine Festigkeitsberechnung der Elemente, die zu berechnen sind, benötigt:

- Zahnrad-Lebensdauer und Sicherheitsfaktoren mit Lastkollektiv:
  ZZ1 (Lastkollektive) einschliesslich der Module Z16, Z16a, Z18, Z18a.
- Wellenberechnung mit Lastkollektiv:
  WA8 (Lastkollektive) einschliesslich der Module W01s, W06s.
- KISSsys-Vollversion für Vorlagenimplementierung und Setup:
  SYS-Modul K11c.

63.6.2 Wirkungsgradberechnung

Mit der Wirkungsgradberechnung in KISSsys kann der Benutzer die Wärmebilanz in einem Getriebe berechnen. Es sind mehrere Methoden implementiert. Der Benutzer kann wählen, welche Berechnung gemäss ISO/TR 14179, Teil 1 und Teil 2, ausgeführt werden soll.

Eine Wärmebilanzanalyse kann in zwei Teile – Verlustleistung und Wärmeabfuhr – aufgeteilt werden. Darüber hinaus kann auch ein externer Kühler berücksichtigt werden. Verlustleistung und Wärmeabfuhr können in mehrere Abschnitte unterteilt werden, um die Wirkung aller einzelnen Getriebekomponenten zu betrachten.

Die Verlustleistung kann in zwei Hauptkomponenten unterteilt werden, nämlich lastabhängige und lastunabhängige Verluste. Während dem Betrieb des Getriebes treten normalerweise beide Verlustarten auf. Ausserdem kann die Verlustleistung nach Getriebeelementen wie Zahnrädern, Lagern und Dichtung unterteilt werden. Für die Zahnräder werden Eingriffs- und Planschverluste, für die Lager die Roll- und Gleitreibung und für die Dichtungen die Dichtungsreibung betrachtet. In manchen Fällen müssen die Ergebnisse mit besonderer Vorsicht behandelt werden, weil die benutzten Berechnungsmethoden die Art der Geometrie möglicherweise nicht vollständig unterstützen.

Die Wärmeabfuhr kann getrennt als Wärmeabfuhr über das Gehäuse, das Fundament und rotierende Teile (An-/Abtriebswellen und Kupplungen) sowie den Kühlölstrom betrachtet werden.

Der Benutzer kann dann den Gesamtwirkungsgrad und die Gesamtwärmeabfuhr eines Getriebes für eine bestimmte Schmierstofftemperatur, Kühlerleistung und Eingangsleistung problemlos berechnen. Ebenso kann er zwei dieser drei Eingaben vorgeben und für den dritten Parameter den optimalen Wert berechnen, mit dem die beste Wärmebilanz des Getriebes erzielt wird. Dies ist erreicht, wenn die abgeführte Wärme gleich der durch die Verlustleistung erzeugte Wärme ist.

Teil 1 und Teil 2 der Norm unterscheiden sich in der Art, wie die Eingaben für die Berechnungen festgelegt werden. Hauptvorteil von Teil 1 liegt darin, dass der Benutzer seinen eigenen Wärmeübergangskoeffizienten für die Wärmeabfuhr durch das Gehäuse (wenn es eine sehr spezielle Form hat) eingeben kann, während in Teil 2 dieser Koeffizient anhand einer Näherung der Gehäuseform berechnet wird. Der Hauptvorteil dieses Teils liegt dann darin, dass Rippen, Fundamente und rotierende Teile in der Berechnung der Wärmeabfuhr berücksichtigt werden.

63.6.3 Gehäuseverformung in statischen Berechnungen

Die Berücksichtigung der Gehäuseverformung in den statischen KISSsys-Berechnungen beruht auf der Verwendung einer reduzierten Steifigkeitsmatrix des Gehäuses, welche mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) berechnet wird. Diese reduzierte Steifigkeitsmatrix muss die Knoten enthalten, die sich auf den Mittelpunkt der Verbindungslager zwischen den Getriebewellen und dem Gehäuse beziehen.

63.6.3.1 Hauptberechnungsschritte

Die Berechnungsschritte für diese Art der Analyse sind nachstehend beschrieben. Zu beachten ist, dass der Prozess zum Erstellen der reduzierten Steifigkeitsmatrix nicht beschrieben wird, da dieser in jedem FEM-Computerprogramm anders ist. Nähere Informationen hierzu finden Sie in Ihren FEM-Programmhandbüchern.

Schritt 1: Lesen der Steifigkeitsmatrix und der FEM-Knotenkoordinaten

Zuerst müssen die Steifigkeitsmatrix und die FEM-Knotenkoordinaten gelesen werden. Dies erfolgt durch Aufrufen der jeweiligen Funktion im Gehäuseelement des KISSsys-Modells (rechter Mausklick, ImportStiffnessMatrix). Sowohl die Steifigkeitsmatrix als auch die Knotenkoordinaten sollten sich in derselben Datei befinden. Zusätzlich sollte die Datei in der Kopfzeile Angaben zum verwendeten Einheitensystem enthalten. Ein Beispiel für eine solche Datei (die jetzt von KISSsys bearbeitbar ist) wird nachstehend dargestellt:

EINHEITENSYSTEM (1 = SI, 2 = CGS, 3 = BFT, 4 = BIN, 5 = MKS, 6 = MPA, 7 = uMKS)

Aktives Einheitensystem = 1

POSITION MASTERKNOTEN

Nummer	x-Koord	y-Koord	z-Koord
1	*******	*******	*******
2	*******	*******	*******

STEIFIGKEITSMATRIX

****

Weiterführende Informationen zu den unterstützten FE-Programmen und den Anforderungen an die Dateiformate finden Sie in den entsprechenden Anleitungen (auf Anfrage erhältlich).

Schritt 2: Korrektes Positionieren der Masterknoten im KISSsys-Modell

Da die Koordinatensysteme (KS) des FEM-Modells und des KISSsys-Modells möglicherweise verschieden sind, muss die Masterknoten im KISSsys-Modell richtig positioniert werden. Hierfür ist mit der rechten Maustaste erneut auf das Gehäuseelement zu klicken und die Funktion ResetPosition zu wählen. Der Benutzer kann dann den Ausgangspunkt und die Ausrichtung des KS des Gehäuses entweder direkt eingeben oder die Funktion ThreePointPositioning verwenden. Dabei müssen aus einer Dropdownliste drei Punkte (z. B. Lager) im KISSsys-Modell ausgewählt und die Koordinaten dieser drei Punkte im Gehäuse-KS eingegeben werden. Zu beachten ist, dass diese drei Punkte nicht kollinear verlaufen sollten. Als Ergebnis erhält man das Gehäuse-KS bezogen auf das KISSsys-KS. Für eine visuelle Kontrolle der richtigen Positionierung kann eine vereinfachte Step-Datei (z. B. nur das Drahtmodell) des Gehäuses gelesen und im 3D-Viewer von KISSsys angezeigt werden. Zum Importieren einer Step-Datei in das Gehäuse ist mit der rechten Maustaste darauf zu klicken und die Option Dialog zu wählen. Es sollte eine vereinfachte Version der Gehäusegeometrie benutzt werden, um das KISSsys-Modell nicht zu überlasten. Schliesslich kann der Benutzer die FEM-Knoten im KISSsys-Modell anzeigen lassen, indem er mit der rechten Maustaste auf das Gehäuseelement klickt und ShowNodes wählt. Jedes Mal, wenn die Ausrichtung des Gehäuses geändert wird, muss der Benutzer ShowNodes erneut auswählen, um die Knotenansicht in KISSsys zu aktualisieren. Mit ShowNodes werden auch die IDs der dargestellten FEM-Knoten angezeigt und dadurch die Validierung der Positionierung erleichtert. Zu erwähnen ist an dieser Stelle, dass für die Analyse kein Schnittmodell in das Gehäuseelement eingefügt werden muss. Das vereinfachte CAD-Modell dient jedoch als zusätzliche Hilfe für die Validierung der korrekten Positionierung.
Wird ein STEP-Modell für die geometrische Darstellung des Gehäuses verwendet, so sollte sich dieses im gleichen Koordinatensystem wie die reduzierte FEM-Steifigkeitsmatrix befinden, damit nach der Positionierung die Darstellung korrekt ist.

Schritt 3: Durchführung der Analyse

Zum Starten der Analyse muss auf die Schaltfläche für die Gehäuseberechnung geklickt werden. Als erster Berechnungsschritt werden die FEM-Knoten auf den KISSsys-Lagern abgebildet. Das Programm meldet jeden Knoten und dessen Abstand zum nächsten Lager. Der Benutzer muss zu diesem Zeitpunkt wissen, ob die Position der angegebenen Knoten zu den Lagern passen oder nicht

und die Berechnung dementsprechend fortsetzen oder abbrechen. Ein Grund, weshalb bestimmte Lager nicht zu Knoten passen, kann in der fehlerhaften Positionierung des Gehäuses im KISSsys-Koordinatensystem liegen. In diesem Fall muss der vorherige Schritt wiederholt werden. Andernfalls kann der Benutzer, wenn die Differenz zwischen FEM-Knoten und Lagern (laut der angezeigten Meldung) nicht so gross ist, die Toleranz ändern, die für die Abbildung der Knoten verwendet wird. Dies ist zum Beispiel möglich, wenn sich der FEM-Knoten nicht in der Mitte eines Lagers, sondern an seinen Rändern befindet. Die für das Abbilden der Knoten verwendete Toleranz kann in den Gehäuseeigenschaften in KISSsys über die Variable tolerance geändert werden (mit der rechten Maustaste auf das Gehäuseelement klicken, und das Eigenschaften-Fenster öffnen). Die Toleranz ist in Millimetern angegeben.

Wird die Berechnung fortgesetzt, verringert das Programm die Steifigkeitsmatrix für den Teil, der den abgebildeten Knoten entspricht; Knoten, die keinem Lager zugeordnet wurden, werden ignoriert. Ebenso ignoriert werden für die Berechnung Offset- und Verkippungswerte, die für die Lager zuvor eingestellt wurden; sie werden jetzt auf null gesetzt. Der Algorithmus führt alle KISSsoft-Berechnungen aus und leitet daraus die auf die Lager einwirkenden Kräfte ab: Anhand dieser Kräfte berechnet das Programm die Offset- und Verkippungswerte der Lager (mit der FEM-Steifigkeitsmatrix). Anschliessend werden die KISSsoft-Berechnungen mit den erhaltenen Offsetwerten erneut durchgeführt, wobei sich möglicherweise neue Lagerkräfte und Offsetwerte ergeben können. Dieser Ablauf wird solange wiederholt, bis eine Konvergenz zwischen Kräften und Offset-Berechnungen erhalten wird. Es kann vorkommen, dass bei Gehäusen mit geringer Steifigkeit während der Berechnung die maximal zulässige Zahl an Iterationsschritten erreicht wird. In diesem Fall erhält der Benutzer eine Mitteilung über die prozentuale Differenz zwischen den beiden letzten Iterationen. Es wird in diesem Fall das Ergebnis des letzten Iterationsschritts übernommen. Die maximale Anzahl Iterationen kann vom Benutzer in den Eigenschaften des Gehäuseelements eingestellt werden (Klick mit der rechten Maustaste und Auswahl der Eigenschaften). Die betreffende Eigenschaft lautet „maxNumberOfIterations". Es sollte eine Zahl, die grösser als 4 ist, eingegeben werden, damit der Algorithmus eine angemessene Lösung findet. Nach beendeter Berechnung kann der Benutzer weitere Untersuchungen durchführen. Dies kann, zum Beispiel, eine Kontaktanalyse der Zahnräder beinhalten, um die Wirkung der Gehäusesteifigkeit auf die Auslegungsparameter des Getriebes festzustellen.

Der Benutzer kann auch mehrere Gehäuse mit jeweils unterschiedlicher Steifigkeitsmatrix im KISSsys-Modell verwenden. In diesem Fall fragt das Programm zu Beginn der Berechnung, welches Gehäuse es für die Berechnung verwenden soll. Dies kann vor allem dann nützlich sein, wenn der Benutzer den Einfluss unterschiedlicher Gehäusekonstruktionen auf die Getriebekonstruktion vergleichen will. Die Ergebnisse für jedes berechnete Gehäuse werden im Gehäuseelement gespeichert und können mit der Funktion RestoreOffsetResults des Gehäuseelements wiederhergestellt werden (Klick mit der rechten Maustaste auf das Gehäuse).
Darüber hinaus stehen die folgenden Funktionen für die Versatzbehandlung zur Verfügung (Toleranzen werden nicht verändert).

1. ResetBearingOffsets: alle Lagerversatzwerte auf null setzen.
2. SaveBearingOffsets: aktuelle Versatzwerte werden gespeichert.
3. RestoreBearingOffsets: gespeicherte Versatzwerte werden wiederhergestellt.

63.6.4 Modalanalyse von Wellensystemen

Mit der Modalanalyseberechnung von Wellensystemen in KISSsys kann der Benutzer die Eigenfrequenzen und Eigenformen eines vollständigen Wellensystems, einschliesslich der Wirkung der Zahnradverbindung zwischen Wellen, berechnen. Die Durchführung der Modalanalyse für einzelne Wellen ist nicht realistisch. Sie muss für die gesamte Struktur des Wellensystems durchgeführt werden. Die erforderlichen Berechnungsschritte und wichtige Einschränkungen sind nachstehend beschrieben.

63.6.4.1 Berechnungsverfahren

Für die Berechnung der Systemdynamik muss der Benutzer eine KISSsys-Berechnung kSoftSystem in das Modell importieren. Durch Klick mit der rechten Maustaste und Auswahl der Modalanalyse können mehrere Parameter für die Berechnung festgelegt werden. Der Benutzer muss festlegen, wie viele Eigenfrequenzen berechnet werden sollen. Dabei können nur Torsionsschwingungen oder alle Schwingungstypen berücksichtigt werden. Zusätzlich kann über die Berücksichtigung des Kreiseleffektes (gilt nicht für Torsionsschwingungen) und der Berechnungsmethode für die Zahneingriffssteifigkeit entschieden werden. Für letztere Option sind mehrere Möglichkeiten auswählbar:

- Zahneingriffssteifigkeit nach ISO 6336
- Mit dem KISSsoft Kontaktanalyse-Algorithmus, wobei eine vollständige Kontaktanalyse (KA) für die Zahnradverbindungen ausgeführt wird. Gibt es für einen bestimmten Zahnradpaartyp keine KA-Berechnung in KISSsoft, oder überträgt das Zahnradpaar keine Leistung, wird für dieses Paar das Verfahren der ISO 6336 angewandt.
- Unendlich, wobei die Zahneingriffssteifigkeit als unendlich angenommen wird. Diese Möglichkeit kann gewählt werden, wenn der Benutzer Grenzbedingungen prüfen will.
- Ignorieren, wobei die Zahneingriffssteifigkeit als Null angenommen wird und somit keine Verbindung zwischen den schwingenden Wellen besteht (jede Welle schwingt unabhängig von den anderen).

All diese Eigenschaften der dynamischen Berechnungen sind auch im Eigenschaften-Fenster der Berechnung zu finden (Rechtsklick auf Berechnung und Auswahl des Eigenschaften-Fensters).

63.6.4.2 Resultate

Nach der Berechnung wird eine neue Registerkarte geöffnet, in der eine 3D-Animation des schwingenden Systems angezeigt werden kann. Der Benutzer kann hier die Eigenfrequenzen wählen, die angezeigt werden sollen, sowie die Geschwindigkeit der Animation und die Skalierung der Verformungen festlegen. Die für jedes Zahnradpaar verwendeten Eigenfrequenzen und Zahneingriffssteifigkeiten zusammen mit anderen nützlichen Analyseergebnissen sind im Systemdynamik-Protokoll zu sehen. Zusätzlich sind 2D-Plot-Diagramme auch im Protokoll wiederfindbar. Das Protokoll lässt sich mit einem Rechtsklick auf die ShaftSystem-Berechnung und Auswahl von ShowReport anzeigen. Bei Bedarf kann der 3D-Plot mit der Schaltfläche SavePlot gespeichert werden, wenn er in nachfolgenden Berechnungen unverändert bleiben soll (so dass jedes Mal eine neue Kurve erzeugt wird). Nachdem die Berechnung abgeschlossen ist, wird auch eine Tabelle generiert, welche die Resultate zu den verschiedenen Moden aller Wellen im System

zeigt.
Hier ist darauf hinzuweisen, dass im Animationsfenster nur Zahnräder angezeigt werden, die zu einer Wellenberechnungsdatei gehören.
Ebenso zu beachten ist, dass bei der Modalanalyse eines Planetensystems der Einfluss der Stellung der drehenden Planeten auf die Biegesteifigkeit des Systems nicht berücksichtigt wird. Dies steht im Einklang mit dem quasi-statischen Berechnungsverfahren, das normalerweise für die Analyse der Eigenfrequenzen verwendet wird.

63.6.5 Campbell-Diagramm für Wellensysteme

Für die Berechnung von Wellensystemen mit dem Campbell-Diagramm kann das Campbell-Diagramm des Systems gezeichnet und die Wirkungen der Drehzahl auf die Eigenfrequenzen untersucht werden. So können kritische Eigenfrequenzen für jede Drehzahl oder Vielfache davon ermittelt werden.

63.6.5.1 Berechnungsverfahren

Die Berechnung von Wellensystemen mit dem Campbell-Diagramm kann mit dem KISSsys-Rechenelement kSoftSystem aufgerufen werden. Klicken Sie mit der rechten Maustaste auf das Element, und wählen Sie die Option CampbellDiagram. Der Dialog zum Campbell-Diagramm enthält alle notwendigen Eingaben. Der Benutzer kann die Referenzwelle für die Berechnung aus einer Liste derjenigen Wellen im System auswählen, die eine Kupplung mit einer definierten Randbedingung enthalten. Ausserdem können hier die Berechnungsmethode der Räder und der Drehzahlbereich der Referenzwelle ausgewählt werden. Es können die unterschiedlichen Drehzahlen zusammen mit der Anzahl der Eigenfrequenzen festgelegt werden, welche im Campbell-Diagramm berücksichtigt werden sollen. Die Berechnung beginnt mit einer kinematischen Analyse des Systems für jede Drehzahl der Referenzwelle. Damit werden die Drehzahlen aller Wellen aktualisiert und anschliessend eine Modalanalyse für jede dieser Drehzahlen durchgeführt.

63.6.5.2 Resultate

Nach der erfolgreichen Berechnung sieht der Anwender den 2D-Plot des Campbell-Diagramms direkt in KISSsys. Eine detailliertere 2D-Darstellung zusammen mit anderen nützlichen Analyseergebnissen findet sich im Protokoll, das mit Rechtsklick auf die kSoftSystem-Berechnung und Auswahl von ShowReport erzeugt wird. Alle Daten der Berechnung stehen auch in der in KISSsys generierten Resultate-Tabelle zur Verfügung. Zu beachten ist, dass der 2D-Plot mit der Schaltfläche Save plot gespeichert werden kann, wenn er in nachfolgenden Berechnungen unverändert bleiben soll (so dass jedes Mal eine neue Kurve erzeugt wird).

63.6.6 Analyse der Unwuchterregung von Wellensystemen

Mit Hilfe der Analyse der Unwuchterregung kann das reale dynamische Verhalten eines Wellensystems bei dynamischen Lasten (Unwuchtmassen) berechnet werden. Das berechnete Verhalten beinhaltet Verformungen, Rotation, Kräfte und Momente. Die erforderlichen Eingaben und die erzielten Resultate werden nachfolgend beschrieben.

63.6.6.1 Berechnungsverfahren

Die Analyse der Unwuchterregung kann über ein kSoftSystem-Berechnungselement in KISSsys aufgerufen werden. Nach Klick mit der rechten Maustaste auf das Element ist die Option, ForcedResponse auszuwählen. Der folgende Dialog enthält alle notwendigen Eingaben für die Berechnung. Der Benutzer kann die Referenzwelle für die Berechnung aus einer Liste von Wellen im System auswählen, die eine Kupplung mit einer definierten Randbedingung enthalten und die x-Achse des Diagramms der Unwuchterregung für die Berechnung auswählen (mit Festlegung der gewünschten Berechnung). Es stehen zwei Optionen zur Verfügung:

- **Drehzahl der Referenzwelle:** Die Drehzahl der Referenzwelle wird innerhalb des vom Benutzer angegebenen Bereichs (Drehzahl (min/max)) mit der vorgegebenen Anzahl an Schritten verändert. Für jede Drehzahl wird eine kinematische Berechnung des kompletten Wellensystems durchgeführt, und die Drehzahlen aller Wellen werden berechnet. Anhand dieser Drehzahlen werden die dynamischen Lasten berechnet und auf das Modell angewandt; das Ergebnis ist die Unwuchterregung in der definierten Referenzposition an der Welle.
- **Y-Koordinate der Referenzwelle:** In diesem Fall wird die Länge der Referenzwelle in die vorgegebene Anzahl an Abschnitten unterteilt und die Berechnung der Unwuchterregung für die angegebene Drehzahl durchgeführt. Man erhält so die exakte Form des Ansprechverhaltens der Referenzwelle bei dieser Drehzahl.

Der Benutzer kann ferner die Berechnungsmethode auswählen, die für die Eingriffssteifigkeit benutzt wird und die der Modalanalyseberechnung ähnelt.

Auch der Effekt der Drehzahl auf die Steifigkeit von Wälzlagern (nur für Lager mit innerer Geometrie) kann berücksichtigt werden. Wird diese Option gewählt, wird für jede Drehzahl eine statische Berechnung durchgeführt, und die in der dynamischen Analyse verwendete Lagersteifigkeit wird entsprechend angepasst.

Schliesslich kann im selben Dialog die Dämpfung für Torsions-, Axial- und Biegungsschwingungen definiert werden. Zu beachten ist, dass die viskose Dämpfung von Lagern separat für jedes Lager in der Wellenberechnung (Einheiten frei wählbar) oder in seinen Eigenschaften in KISSsys (in SI-Einheiten) definiert werden muss.

63.6.6.2 Resultate

Nach der Berechnung wird ein 2D-Plot aus den Eingangsdaten des Benutzers erzeugt. Detailliertere Analyseresultate und weitere Plot-Darstellungen sind im Protokoll zu finden. Das Protokoll kann mit Rechtsklick auf das KISSsys-Element kSoftSystem und der Auswahl von ShowReport aufgerufen werden. Zu beachten ist, dass der 2D-Plot mit der Schaltfläche SavePlot gespeichert werden kann, wenn er in nachfolgenden Berechnungen unverändert bleiben soll. Es wird ferner eine Tabelle mit den Daten aller Plot-Darstellungen erzeugt. Die Analyse der Unwuchterregung wird hauptsächlich für die vorgegebene Referenzposition der Referenzwelle durchgeführt. Die Analyseresultate werden aber auch für alle Dokumentationspunkte, welche in den Wellenberechnungen im System definiert sind, berechnet. Diese Dokumentationspunkte können somit als Messstellen für das dynamische Verhalten verwendet werden. Die Resultate der Dokumentationspunkte werden im Protokoll und in der Resultate-Tabelle angezeigt.

XI

Bibliographie und Variablenverzeichnis

Kapitel 64 - 65

64 Literaturverzeichnis

[1] 75; 6; VDI 2230; Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Blatt 1 und Blatt 2; 2015

[2] 39; 6; Schaeffler Technologies AG; Wälzlagerpraxis, Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen; Mainz; Vereinigte Fachverlage GmbH; 2015

[3] 79; 6; Roth, K.; Zahnradtechnik - Evolventen-Sonderverzahnungen zur Getriebeverbesserung; Berlin; Springer Verlag; 1998

[4] 91; 6; Burdick, R.; Manufacturing Single-Enveloping Worm Gear Sets; Gear Solutions; 2003

[5] 235; 6; Beermann, S.; Simulation der Schwingungen von Stirnradgetrieben unter Verwendung der Spektralsimulation, PhD Thesis, Karlsruhe, 2000 ; Düsseldorf; Fortschrittberichte VDI, Reihe 11, Schwingungstechnik, Nr. 288, VDI-Verlag; 2000

[6] 248; 6; Ebrahimi,S., Kissling, U.; Contact phase shifting of successive gear pairs for Improvement of NVH characteristics of powertrain systems; https://www.vdiconference.com/news/contact-phase-shifting-of-successive-gear-pairs/; vdiconderence.com; VDI Wissensforum; 2023

[7] 65; 6; Niemann G.; Maschinenelemente, Band 2; ; Berlin; Springer Verlag; 1983

[8] 64; 6; Niemann G.; Maschinenelemente, Band 1; ; Berlin; Springer Verlag; 2005

[9] 115; 6; Plewe, H.-J.; Untersuchung über den Abriebverschleiss von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern, Dissertation; TU München; 1980

[10] 97; 6; Schlecht, B; Maschinenelemente 2, Getriebe - Verzahnungen - Lagerungen; Pearson Studium; 2010

[11] 93; 6; DET NORSKE VERITAS; Calculation of gear rating for marine transmissions; Norway; 2003

[12] 66; 6; Niemann G.; Maschinenelemente, Band 3; Berlin; Springer Verlag; 1985

[13] 76; 6; VDI 2545; Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen; 1981

[14] 102; 6; VDI 2736; Thermoplastische Zahnräder, Blatt 1-4; 2016

[15] 250; 6; GB/T 44846-2024; 塑料齿轮承载能力计算 (Calculation of load capacity for plastic gear); Standardization Administration of China (SAC); 2024

[16] 89; 6; Annast, R.; Kegelrad-Flankenbruch; Technische Universität München; 2002

[17] 113; 6; Witzig, J.; Flankenbruch - Eine Grenze der Zahnradtragfähigkeit, Dissertation; TU München; 2012

[18] 249; 6; Changenet,C., Leprince, G., Ville, F.,Velex,P.;; A Note on Flow Regimes and Churning Loss Modeling; 12; ASME.J.Mech.Des.; 2011

[19] 105; 6; Bertsche, B.; Reliability in Automotive and Mechanical Engineering; Berlin; Springer Verlag; 2008

[20] 94; 6; Haibach, E.; Betriebsfestigkeit, Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung, 2. Auflage; ; Düsseldorf; VDI Verlag; 1989

[21] 44; 6; ISO 6336; Calculation of load capacity of spur and helical gears, Teil 1, 2, 3, 4, 5, 6; 2006

[22] 68; 6; Obsieger; Zahnformfaktoren von Aussen- und Innenverzahnungen; ; Zeitschrift Konstruktion 32, S.443-447; 1980

[23] 184; 6; Weber C., Banaschek K.; FVA-Bericht 129 und 134, Elastische Formänderung der Zähne und der anschliessenden Teile der Radkörper von Zahnradgetrieben, FVA 1955

[24] 229; 6; Langheinrich, A.; Geometrie, Beanspruchung und Verformung asymmetrischer Stirnradverzahnungen, Dissertation, FZG, München, 2014

[25] 108; 6; F.E.M. 1.001; Rules for the design of hoisting appliances, Booklet 2; Fédération Européenne de la Manutention

[26] 58; 6; Linke, H.; Stirnradverzahnung; München; Carl Hanser Verlag; 1996

[27] 49; 6; Kissling, U.; Sicher dimensioniert; Antriebstechnik 6, S. 64-68; 2007

[28] 38; 6; Dubbel, H.; Taschenbuch für den Maschinenbau, 16. Auflage; Berlin; Springer Verlag; 1987

[29] 70; 6; Bureau Veritas; Rules for The Classification of Naval Ships; FREMM 3.1; 2004

[30] 247; 6; FVA-Informationsblatt Nr. 54/7; Testverfahren zur Untersuchung des Schmierstoffeinflusses auf die Entstehung von Graufleckigkeit bei Zahnrädern; Frankfurt; FVA; 1999

[31] 232; 6; Hellmann.M.,; Berücksichtigung bei Fertigungsabweichungen bei der Auslegung von Zahnflankenmodifikationen für Stirnradverzahnungen. Dissertation.; RWTH Aachen; 2015

[32] 233; 6; Bolz, H., Otto, M., Stiller, S.; Korrektureinfluss Lastverteilung: Berücksichtigung des Einflusses von Flankenkorrekturen auf die Last-, Pressungs- und Zahnfußspannungsverteilung von Stirnradverzahnungen - Berechnungsstudie; Abschlussbericht; Forschungsvorhaben Nr. 609 I

[33] 67; 6; NIHS 20-25; Uhrenindustrie, Schweizer Norm SN 282 025; 1993

[34] 114; 6; Langheinrich, A.; Geometrie, Beanspruchung und Verformung asymmetrischer Stirnradverzahnungen, Dissertation; München; FZG; 2014

[35] 231; 6; Kissling, U., Pogacnik, A.; Design of asymmetric gears - potential and limits.; 978-1-911033-43-1; Lyon; Proceedings International Gear Conference 2018; 2018

[36] 77; 6; KISSsoft; Klassische Anleitungen zu den Berechnungsmodulen: KISSsoftGear Pump Analysis; Hombrechtikon; 2005

[37] 56; 6; Lachenmaier, S.; Auslegung von evolventischen Sonderverzahnungen für schwingungs- und geräuscharmen Lauf von Getrieben, WZL Reihe 11 Nr. 54; ; Düsseldorf; VDI Verlag; 1983

[38] 236; 6; Börner, J.:; Dresdner Berechnungsmethoden für die Zahnkontaktanalyse – Grundlagen und Anwendung auf spezielle Verzahnungen; Dresdner Maschinenelemente Kolloquium; 2005

[39] 95; 6; Winter, H., Podlesnik B.; Zahnfedersteifigkeit von Stirnradgetrieben, Teil 1 - 3; Antriebstechnik 22; 1983

[40] 237; 6; Girdhar, P. & Scheffer, C. ; Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance.; Elsevier; 2004

[41] 238; 6; Tuma, J. ; Vehicle gearbox noise and vibration: Measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures ; John Wiley & Sons; 2014

[42] 239; 6; Miao, Q. & Zhou, Q. ; Planetary Gearbox Vibration Signal Characteristics Analysis and Fault Diagnosis. Shock and Vibration; 1-8; 2015

[43] 240; 6; Feng, Z. & Zuo, M. J. ; Vibration signal models for fault diagnosis of planetary gearboxes. Journal of Sound and Vibration; 331(22), 4919–4939; 2012

[44] 241; 6; Winterton, J. G. ; Component identification of gear-generated spectra; Orbit, June, 11–14.; 1991

[45] 242; 6; Fernandez A. ; Troubleshooting of gears; https://power-mi.com/content/troubleshooting-gears; Power-MI; 2020

[46] 243; 6; Fernandez, A. ; Frequencies of a gear assembly; Power-MI, 26.01., https://power-mi.com/content/frequencies-gear-assembly; 2021

[47] 244; 6; ANSI/AGMA 6123-C16; Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives; 2016

[48] 245; 6; Glinsky, C.; Geometry / Planetary gears layouts; Drivetrain Hub; 17.02.2021, https://drivetrainhub.com/notebooks/gears/geometry/Chapter%204%20-%20Planetary%20Gears.html#Mesh-Phasing; 2021

[49] 24; 6; DIN 3991; Tragfähigkeitsberechnungen von Kegelrädern; Berlin; Beuth Verlag; 1990

[50] 45; 6; ISO/DIS 10300; Calculation of load capacity of bevel gears, Teil 1, 2, 3, ISO 10300 (2001), ISO/DIS 10300 (2022); 2011

[51] 87; 6; Klingelnberg, J.; Kegelräder Grundlagen, Anwendungen; Berlin; Springer Verlag; 2008

[52] 3; 6; Basstein, G., Sijtstra, A.; Neue Entwicklung bei Auslegungen und Fertigung von Kronenrädern; Antriebstechnik, 32, Nr 11; 1993

[53] 50; 6; Kissling, U., Beermann, S., Hirn, T.; Kronenräder: Geometrie und Festigkeit; Antriebstechnik 10; 2003

[54] 4; 6; Bock G., Nocj R., Steiner O.; Zahndickenmessung an Getriebeschnecken nach der Dreidrahtmethode; Braunschweig; Physikalisch-Technische Bundesanstalt; 1974

[55] 80; 6; Hoechst, High Chem; Technische Kunststoffe - Berechnen, Gestalten, Anwenden, B.2.2; Hoechst AG; 1992

[56] 101; 6; Pech, M.; Tragfähigkeit und Zahnverformung von Schraubenradgetrieben der Werkstoffpaarung Stahl/Kunststoff; Bochum; Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Kraftfahrzeuge; 2011

[57] 98; 6; Tsai, S.-J., Wu, S.-H.; Geometrical Design of Conical Gear Drives with Profile-shifted Transmission; 12th IFToMM World Congress; 2007

[58] 99; 6; Tsai, S.-J., Wu, S.-H.; Designing Skew Conical Gear Drives in Approximate Line Contact for Power Transmission; Proceedings of MPT2009-Sendai JSME International Conference on Motion and Power Transmission; 2009

[59] 1; 6; AGMA 2001-B88; Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth; 2351tt; 1988

[60] 2; 6; Akahori, H., Sato, Y., Nishida, T., Kubo, A.; Prove di durata di Face Gear; Organi di trasmissione, Nr.12 oder MTP2001-Fukuoka, The JSME Int. Conference, Japan (2001); 2002

[61] 81; 6; Theissen, J.; Berechnung der Sicherheit gegen Graufleckigkeit von Industriegetrieben auf der Grundlage des neuen Rechenverfahrens nach FVA 259, Dresdner Maschinenkolloquium; TU Dresden, Tagungsband S.195-212; 2003

[62] 82; 6; FVA-Informationsblatt Nr. 54/7; Testverfahren zur Untersuchung des Schmierstoffeinflusses auf die Entstehung von Graufleckigkeit bei Zahnrädern; Frankfurt; FVA; 1999

[63] 83; 6; Feulner, R.; Verschleiss trocken laufender Kunststoffgetriebe; Erlangen; Lehrstuhl Kunststofftechnik; 2008

[64] 106; 6; Pestel, E.C.; Leckie, F.A.; Matrix Methods in Elastomechanics; McGraw-Hill; 1963

[65] 9; 6; DIN 743; Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen; Berlin; Beuth Verlag; 2012

[66] 42; 6; Hänchen, R., Decker, K.H.; Neue Festigkeitslehre für den Maschinenbau, 3. Auflage; München; Carl Hanser Verlag; 1967

[67] 8; 6; DIN 732; Wälzlager - Thermische Bezugsdrehzahl - Berechnung und Beiwerte; Berlin; Beuth Verlag; 2010

[68] 7; 6; DIN ISO 15312; Wälzlager - Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl - Berechnung und Beiwerte; Berlin; Beuth Verlag; 2004

[69] 96; 6; Harris, T.; Rolling Bearing Analysis, 4th Edition; John Wiley & Sons Inc.

[70] 92; 6; Harris, T., Rumbarger, J.H., Butterfield, C.P.; Wind Turbine Design Guideline DG03: Yaw and Pitch Rolling Bearing Life; NREL Report No. TP-500-42362, 63 pp

[71] 33; 6; ISO 7902; Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions, Teil 1 (2015), Teil2 und 3 (1998); 2020

[72] 100; 6; DIN 31657; Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb, DIN Taschenbuch 198; Berlin; Beuth Verlag; 2015

[73] 57; 6; Lang, O., Steinhilper R.; Gleitlager, Konstruktionsbücher Band 31; Berlin; Springer Verlag; 1978

[74] 103; 6; DIN 31652 1-3; Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Bereich; Berlin; Beuth Verlag; 2017

[75] 251; 6; G. W. Stachowiak, A. W. Batchelor; Engineering Tribology, 2nd edition; Butterworth-Heinemann ; 2001

[76] 34; 6; DIN 31653; Hydrodynamische Axial-Gleitlager im stationären Bereich, DIN Taschenbuch 198; Berlin; Beuth Verlag; 1991

[77] 35; 6; DIN 31654; Hydrodynamische Axial-Gleitlager im stationären Bereich, DIN Taschenbuch 198; Berlin; Beuth Verlag; 1991

[78] 60; 6; Massa, E.; Costruzione di macchine; Milano; Editori Masson Italia; 1981

[79] 179; 6; Niemann G.; Maschinenelemente, Band 1; ; Berlin; Springer Verlag ; 1981

[80] 180; 6; Niemann G.; Maschinenelemente, Band 2; Berlin; Springer Verlag ; 1981

[81] 55; 6; Kollmann, F.; Welle-Nabe-Verbindungen; ; Berlin; Springer Verlag; 1984

[82] 29; 6; DIN 7190; Berechnung und Anwendung von Pressverbänden, Teil 1 und 2; Berlin; Beuth Verlag; 2017

[83] 62; 6; Matek W., Muks D., Wittel H., Becker M., Jannasch D.; Roloff/Matek Maschinenelemente, 15. Auflage; Braunschweig; Vieweg Verlag; 2001

[84] 86; 6; Decker, K.-H.; Maschinenelemente, Funktion, Gestaltung und Berechnung; München; Hanser Verlag; 2001

[85] 26; 6; DIN 6885; Passfedern, Blatt 1-3; Berlin; Beuth Verlag; 1968

[86] 27; 6; DIN 6892; Passfedern - Berechnung und Gestaltung; Berlin; Beuth Verlag; 2012

[87] 61; 6; Matek, W., Muks D., Wittel H.; Roloff/Matek Maschinenelemente, 11. Auflage; ; Braunschweig; Vieweg Verlag; 1987

[88] 72; 6; Spinnler, Prof.; Manual de calcul d’organes des machines; EPFL Lausanne; 1990

[89] 5; 6; Decker, K.H.; Maschinenelemente, 10. Auflage; ; München; Carl Hanser Verlag; 1990

[90] 246; 6; Dudley, Darle W.; When Splines need stress control; Product Engineering; 1953

[91] 25; 6; DIN 5480; Zahnwellen-Verbindungen mit Evolventenflanken; Berlin; Beuth Verlag; 2006

[92] 84; 6; DIN 32711 ; Welle-Nabe-Verbindung - Polygonprofil P3G; Berlin; Beuth Verlag; 2009

[93] 85; 6; DIN 32712 ; Welle-Nabe-Verbindung - Polygonprofil P4C; Berlin; Beuth Verlag; 2009

[94] 199; 6; DIN 32711 ; Welle-Nabe-Verbindung - Polygonprofil P3G; Berlin; Beuth Verlag; 2023

[95] 200; 6; DIN 32712 ; Welle-Nabe-Verbindung - Polygonprofil P4C; Berlin; Beuth Verlag; 2012

[96] 63; 6; Matthias, K.; Schraubenkräfte in einer Flanschverbindung; Berlin; Maschinenbau 34, S.517; 1985

[97] 30; 6; DIN EN 13906-1; Druckfedern: Berechnung und Konstruktion, DIN Taschenbuch 29, 12. Auflage; Berlin; Beuth Verlag; 2015

[98] 112; 6; Meissner, M.; Schorcht, H.J.; Metallfedern - Grundlagen, Werkstoffe, Berechnung, Gestaltung und Rechnereinsatz, 2. Auflage; Berlin; Springer-Verlag; 2007

[99] 14; 6; DIN EN 15800; Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten: Gütevorschrift für kaltgeformte Druckfedern, DIN Taschenbuch 29; Berlin; Beuth Verlag; 2011

[100] 15; 6; DIN 2096; Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben: Gütevorschrift für warmgeformte Druckfedern, DIN Taschenbuch 29; Berlin; Beuth Verlag; 2011

[101] 31; 6; DIN EN 13906-2; Zugfedern: Berechnung und Konstruktion, DIN Taschenbuch 29, 12. Auflage; Berlin; Beuth Verlag; 2015

[102] 16; 6; DIN 2097; Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten: Gütevorschriften für kaltgeformte Zugfedern, DIN Taschenbuch 29; Berlin; Beuth Verlag; 2011

[103] 32; 6; DIN EN 13906-3; Drehfedern: Berechnung und Konstruktion, DIN Taschenbuch 29, 12. Auflage; Berlin; Beuth Verlag; 2015

[104] 17; 6; DIN 2194; Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben: Kaltgeformte Drehfedern (Schenkelfedern), Gütenorm, DIN Taschenbuch 29; Berlin; Beuth Verlag; 2011

[105] 12; 6; DIN 2092; Tellerfedern: Berechnung, DIN Taschenbuch 29; Berlin; Beuth Verlag; 2011

[106] 13; 6; DIN 2093; Tellerfedern: Masse, Qualitätsanforderungen, DIN Taschenbuch 29; Berlin; Beuth Verlag; 2011

[107] 234; 6; Niemann G.; Maschinenelemente, Band 1; Berlin; Springer Verlag; 2019

[108] 11; 6; DIN 2091; Drehstabfedern mit rundem Querschnitt: Berechnung und Konstruktion, DIN Taschenbuch 29; Berlin; Beuth Verlag; 2011

[109] 90; 6; VDI 2241; Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und -bremsen, Blatt 1 (1982), Blatt 2 (1984); 1984

[110] 107; 6; Johnson, K.L.; Contact Mechanics; Cambridge University Press; 1987

[111] 78; 6; Boresi, A.P., Schmidt R.J.; Advanced mechanic of material, 6th Edition; John Wiley and Sons Inc.; 2002

[112] 110; 6; Ribeiro, M.; Gaussian Probability Density Functions: Properties and Error Characterization; 2014

[113] 111; 6; Zaka, A.; Akhter, A.; Methods for Estimating the Parameters of the Power Function Distribution; 2013

65 Variablenverzeichnis der Berechnungsmodule

Die nachfolgenden Variablen können für Programmierungen über COM-Schnittstelle und SKRIPT verwendet werden. Die jeweiligen Variablenzuordnungen für die Berechnungsmodule sind in Tabellen mit 3 Spalten hinterlegt, eingeteilt in Variablennamen, Bezeichnungen und Einheiten.

65.1 Z012 Stirnradpaar

ZR[0].z	Zähnezahl Rad1	
ZR[1].z	Zähnezahl Rad2	
ZP[0].a	Achsabstand	mm
ZR[0].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient Rad1	
ZR[1].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient Rad2	
ZR[0].b	Zahnbreite Rad1	mm
ZR[1].b	Zahnbreite Rad2	mm
ZR[0].Tnominal	Nominelles Drehmoment Rad1	Nm
ZR[1].Tnominal	Nominelles Drehmoment Rad2	Nm
ZS.Pnominal	Nominelle Leistung	kW
ZR[0].nnominal	Absolut-Drehzahl Rad1	1/min
ZR[1].nnominal	Absolut-Drehzahl Rad2	1/min
ZR[0].Schrage	Schrägungsrichtung Rad1	
ZR[1].Schrage	Schrägungsrichtung Rad2	
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.alfn	Normaleingriffswinkel	°
ZS.Geo.beta	Schrägunswinkel am Teilkreis	°

ZR[0].Tool.RefProfile.DBID	Datenbankauswahl Bezugsprofil Rad1	
ZR[1].Tool.RefProfile.DBID	Datenbankauswahl Bezugsprofil Rad2	
ZR[0].mat.DBID	Datenbankauswahl Werkstoff Rad1	
ZR[1].mat.DBID	Datenbankauswahl Werkstoff Rad2	
ZR[0].d	Teilkreisdurchmesser Rad1	mm
ZR[1].d	Teilkreisdurchmesser Rad2	mm
ZPP[0].dw	Wälzkreisdurchmesser Rad1	mm
ZPP[1].dw	Wälzkreisdurchmesser Rad2	mm
ZR[0].da.nul	Kopfkreisdurchmesser Rad1	mm
ZR[1].da.nul	Kopfkreisdurchmesser Rad2	mm
ZR[0].df.nul	Fusskreisdurchmesser Rad1	mm
ZR[1].df.nul	Fusskreisdurchmesser Rad2	mm
ZR[0].Fased	Kopfkantenbruch Rad1	mm
ZR[1].Fased	Kopfkantenbruch Rad2	mm
ZPP[0].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit Rad1	
ZPP[1].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit Rad2	
ZPP[0].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung Rad1	
ZPP[1].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung Rad2	
ZR[0].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor Rad1	
ZR[1].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor Rad2	
Zst.KwbVariant	Wechselbiegungsfaktor Methode	

ZP[0].FIT.SSint	Sicherheit gegen Fressen	
ZP[0].FBT.SB	Sicherheitsfaktor für Fressen (Blitz-T.)	
ZS.KA	Anwendungsfaktor	
ZS.H	Erforderliche Lebensdauer	h
ZS.ED	Einschaltdauer	%
ZS.jt.i	Gesamter Verdrehspielwinkel	°
ZS.jt.E	Gesamter Verdrehspielwinkel	°
ZR[0].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZR[1].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZS.Oil.SchmierTypID	Datenbankauswahl Schmierstoff	
ZS.Oil.theOil	Schmierstofftemperatur	°C
ZS.Oil.SchmierungsArt	Schmierungsart	
ZP[0].KHdat.Belastung	Belastung nach DIN 3990-1:1987 Bild 6.8	
ZP[0].Impulsnominal	Treibendes Rad	
ZP[0].ImpulsUI	Treibendes Rad	
ZS.ZeigerAufDr	Bei der Berechnung wird berücksichtigt, dass dieses Rad das Referenzrad ist	
ZR[0].NLFlag	Berücksichtiungsart Lastwechselzahl Rad1	
ZR[0].NLVorgabe	Lastwechselzahl Rad1	
ZR[1].NLFlag	Berücksichtiungsart Lastwechselzahl Rad2	
ZR[1].NLVorgabe	Lastwechselzahl Rad2	
ZS.theUmg	Umgebungstemperatur	°C
ZP[0].alfwt	Working pressure angle	°

ZR[0].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[1].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[1].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[0].ZDTolID	Datenbankauswahl Zahndickentoleranz Rad1	
ZR[1].ZDTolID	Datenbankauswahl Zahndickentoleranz Rad2	
ZR[0].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[1].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[0].di	Innendurchmesser	mm
ZR[1].di	Innendurchmesser	mm

ZR[0].Tool.RefProfile.topping	Überschneidendes Werkzeug Rad1	
ZR[1].Tool.RefProfile.topping	Überschneidendes Werkzeug Rad2	
ZR[0].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[0].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	
ZR[1].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[1].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	
ZR[0].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[1].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[0].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[1].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[0].Cf	Fussrücknahme, rechte Flanke	µm
ZR[1].Cf	Fussrücknahme, rechte Flanke	µm
ZR[0].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZR[1].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZR[0].KopfKant	Kopfkantenbruch Rad1	mm
ZR[1].KopfKant	Kopfkantenbruch Rad2	mm
ZR[0].Adf_input	Fusskreisabmass	mm
ZR[1].Adf_input	Fusskreisabmass	mm
ZR[0].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm

ZR[0].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[0].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[0].crowning	Breitenballigkeit Rad1	mm
ZR[1].crowning	Breitenballigkeit Rad2	mm
ZR[0].Tool.finishing	Endbearbeitungswerkzeug Rad1	
ZR[1].Tool.finishing	Endbearbeitungswerkzeug Rad2	
ZS.ArtProfKorr	Art der Profilmodifikation	
ZP[0].KHdat.FlankenLin	Flankenlinienmodifikation	
ZP[0].Ft	Nominal tangential force at base diameter	
ZPP[0].Fa	Axialkraft	N
ZPP[0].Fr	Radialkraft	N
ZPP[0].Fnorm	Normalkraft	N
Zst.KHbVariant	Methode Breitenlastverteilung	
ZP[0].KHb_nominal	Breitenlastverteilung KHb	
Zst.KHaFlag	Methode Stirnfaktor	
ZP[0].KHa	Stirnfaktor	

Zst.KVFlag	Methode Dynamikfaktor	
ZP[0].KV.KV	Dynamikfaktor	
ZS.Geo.mt	Stirnmodul	mm
ZP[0].AXTolName	Achsabstandstoleranz	
ZP[0].Aa.E	Achsabstandsabmass	mm
ZP[0].Aa.i	Achsabstandsabmass	mm
ZR[0].KM.Wk.nul	Zahnweite spielfrei	mm
ZR[1].KM.Wk.nul	Zahnweite spielfrei	mm
ZR[0].KM.Wk.E	Zahnweite	mm
ZR[1].KM.Wk.E	Zahnweite	mm
ZR[0].KM.Wk.i	Zahnweite	mm
ZR[1].KM.Wk.i	Zahnweite	mm
ZR[0].KM.k	Messzähnezahl	
ZR[1].KM.k	Messzähnezahl	
ZP[0].KHdat.l	Lagerdistanz l der Ritzelwelle	mm
ZP[0].KHdat.S	Distanz s der Ritzelwelle	mm
ZP[0].KHdat.dsh	Aussendurchmesser der Ritzelwelle	mm
ZP[0].Eps.a	Profilüberdeckung	
ZP[0].Eps.b	Sprungüberdeckung	
ZP[0].Eps.G	Gesamtüberdeckung	
ZPP[0].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	
ZPP[1].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	

ZPP[0].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZPP[1].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZP[0].Flanke.sigH	Nominelle Flankenpressung	N/mm²
ZR[0].mat.limh	Festigkeit Hertzsche Pressung bei NL	N/mm²
ZR[1].mat.limh	Festigkeit Hertzsche Pressung bei NL	N/mm²
ZPP[0].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	N/mm²
ZPP[1].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	N/mm²
ZPP[0].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZPP[1].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZR[0].mat.limf	Zahnfuss-Festigkeit bei NL	N/mm²
ZR[1].mat.limf	Zahnfuss-Festigkeit bei NL	N/mm²
ZPP[0].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	N/mm²
ZPP[1].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	N/mm²
ZP[0].KFb	Breitenfaktor Zahnfuss	
ZP[0].KHdat.fsh	von Verformung der Wellen	µm
RechSt.RechenMethID	Rechenmethode	
ZS.WirkungsGrad	Verzahnungswirkungsgrad	%
ZS.Woehler00	Modifikation Wöhlerlinie	
INP03Ein.baMin_ownl	Feinauslegung Zahnbreite minimum	mm
INP03Ein.baMax_ownl	Feinauslegung Zahnbreite maximum	mm
INP03Ein.MinZaZahl	Feinauslegung Zähnezahl minimum	
INP03Ein.MaxZaZahl	Feinauslegung Zähnezahl maximum	

INP03Ein.bmnMin_ownI	Feinauslegung Modul minimum	mm
INP03Ein.bmnMax_ownI	Feinauslegung Modul maximum	mm
INP03Ein.bd1Min_ownI	Feinauslegung Durchmesser Rad1 minimum	mm
INP03Ein.bd1Max_ownI	Feinauslegung Durchmesser Rad1 maximum	mm
ZS.Kgam	Aufteilungsfaktor	
ZS.PfeilZahn	Pfeilverzahnung	
ZS.settingsEL.lastfaktor	Teillast für die Berechnung	
ZS.settingsEL.a	Achsabstand	mm
ZR[0].torqueDirection	Drehmoment, 0: -, 1: < I, 2: < II, 3: < aus Wellenberechnung	
ZR[1].torqueDirection	Drehmoment, 0: -, 1: < I, 2: < II, 3: < aus Wellenberechnung	
ZP[0].achsNeigung	Achslage Paar 1	µm
ZP[0].achsSchraenkung	Achslage Paar 1	µm
ZP[0].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZPP[0].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZPP[1].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZR[0].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[1].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[0].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[1].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZP[0].Verlust.PVZ	Zahnverlustleistung	kW
ZS.Oil.roOil	Dichte bei 15°C	kg/dm³

ZS.Oil.nu40	Nominale Viskosität bei 40°C	mm²/s
ZS.Oil.nu100	Nominale Viskosität bei 100°C	mm²/s
ZS.P_Limit	Leistung	kW
ZS.P_Usage	Anstrengung	
ZPP[0].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZPP[1].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZR[0].KSt.SW	Sicherheit gegen Verschleiss	
ZR[1].KSt.SW	Sicherheit gegen Verschleiss	
ZS.SSi.Fuss	Sollsicherheit Zahnfuss	
ZS.SSi.Flanke	Sollsicherheit Zahnflanke	
ZS.SSi.FrInt	Sollsicherheit Fressen (Integral-Temperatur)	
ZS.SSi.FrBli	Sollsicherheit Fressen (Blitz-Temperatur)	
ZS.SSi.Slam	Sollsicherheit Graufleckigkeit	
ZS.SSi.SFF	Sollsicherheit Flankenbruch	
ZS.SSi.VerfKSt	Sollsicherheit	
ZS.SSi.VerschleissSch	Sollsicherheit Verschleiss	
ZS.Hatt	Lebensdauer System	h
ZP[0].bv	Breitenversatz	mm
ZR[0].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[0].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C

ZS.lastKElem	Berechnung für Lastkollektiv-Element Nr	
ZP[0].MP_ISO.mym	Reibungskoeffizient	
ZS.BFSpiel.theRef	Referenztemperatur	°C
ZS.BFSpiel.theGehmin	Gehäusetemperatur, min ... max	°C
ZS.BFSpiel.theGehmax	Gehäusetemperatur, min ... max	°C
ZS.BFSpiel.theRadmin	Radkörpertemperatur, min ... max	°C
ZS.BFSpiel.theRadmax	Radkörpertemperatur, min ... max	°C
ZS.BFSpiel.theDifmin	Zulässiger Temperaturunterschied	Δ°C
ZS.BFSpiel.theDifmax	Zulässiger Temperaturunterschied	Δ°C
ZP[0].jtOP[0].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[0].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[0].jtOP[0].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[0].jtOP[0].cmin	Kopfspiel, min	
ZP[0].jtOP[0].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[0].jtOP[0].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZP[0].jtOP[1].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[1].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[0].jtOP[1].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[0].jtOP[1].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[1].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[0].jtOP[1].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZR[0].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm

ZR[1].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[0].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[1].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[0].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[1].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[0].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZR[1].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZS.ReqSysReliability	Geforderte Zuverlässigkeit	
RechSt.asymmetric	Berücksichtigung asymmetrischer Zahnräder	
ZS.Planet.nStegnominal	Drehzahl Planetenträger	1/min
ZS.Planet.ActivatePairCalculation	Berücksichtung des Planetenträgers	
ZS.LKPlanet.ID	Datenbankauswahl Lastkollektiv für Planeten	
ZS.LowestPriority	Vorgabe von Drehzahl oder Drehmoment	
ZR[0].YT	Technologie-Faktor Rad1	
ZR[1].YT	Technologie-Faktor Rad2	

65.2 Z014 Stirnrad - Planetenstufe

ZR[0].z	Zähnezahl	
ZR[1].z	Zähnezahl	
ZR[2].z	Zähnezahl	
ZS.Geo.utot	Übersetzung	
ZP[0].a	Achsabstand	mm

ZR[0].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[1].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[2].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[0].b	Zahnbreite	mm
ZR[1].b	Zahnbreite	mm
ZR[2].b	Zahnbreite	mm
ZR[0].Tnominal	Drehmoment Rad1	Nm
ZR[1].Tnominal	Drehmoment Rad2	Nm
ZR[2].Tnominal	Drehmoment Rad3	Nm
ZS.Planet.TStegnominal	Drehmoment Träger	Nm
ZS.Pnominal	Leistung	kW
ZS.AnzahlZwi	Anzahl Kegelräder des Differentials	
ZR[0].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZR[1].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZR[2].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZS.Planet.nStegnominal	Drehzahl Planetenträger	1/min
ZR[0].Schrage	Schrägungsrichtung	
ZR[1].Schrage	Schrägungsrichtung	
ZR[2].Schrage	Schrägungsrichtung	
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm

ZS.Geo.alfn	Normaleingriffswinkel	°
ZS.Geo.alfn	Normaleingriffswinkel	°
ZS.Geo.alfn	Normaleingriffswinkel	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZR[0].mat.DBID	Datenbankauswahl Werkstoff Rad1	
ZR[1].mat.DBID	Datenbankauswahl Werkstoff Rad2	
ZR[2].mat.DBID	Datenbankauswahl Werkstoff Rad3	
ZR[0].d	Teilkreisdurchmesser	mm
ZR[1].d	Teilkreisdurchmesser	mm
ZR[2].d	Teilkreisdurchmesser	mm
ZR[0].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[2].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[2].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZPP[0].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZPP[1].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZPP[2].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Fased	Kopfkantenbruch	mm

ZR[1].Fased	Kopfkantenbruch	mm
ZR[2].Fased	Kopfkantenbruch	mm
ZPP[0].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[1].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[2].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[3].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[0].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[1].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[2].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[3].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZP[0].FIT.SSint	Sicherheit gegen Fressen	
ZP[1].FIT.SSint	Sicherheit gegen Fressen	
ZP[0].FBT.SB	Sicherheitsfaktor für Fressen (Blitz-T.)	
ZP[1].FBT.SB	Sicherheitsfaktor für Fressen (Blitz-T.)	
ZS.KA	Anwendungsfaktor	
ZS.H	Erforderliche Lebensdauer	h
ZS.ED	Einschaltdauer	%
ZS.jt.i	Gesamter Verdrehspielwinkel	°
ZS.jt.E	Gesamter Verdrehspielwinkel	°
ZR[0].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZR[1].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZR[2].Vqual	Verzahnungsqualität	

ZS.Oil.SchmierTypID	Datenbankauswahl Schmierstoff	
ZS.Oil.theOil	Schmierstofftemperatur	°C
ZS.Oil.SchmierungsArt	Schmierungsart	
ZP[0].Impulsnominal	Treibendes Rad	
ZP[0].ImpulsUI	Treibendes Rad	
ZS.ZeigerAufDr	Bei der Berechnung wird berücksichtigt, dass dieses Rad das Referenzrad ist	
ZS.theUmg	Umgebungstemperatur	°C
ZP[0].alfwt	Working pressure angle	°
ZP[1].alfwt	Working pressure angle	°
ZR[0].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°

ZR[1].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[2].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[1].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[2].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[0].di	Innendurchmesser	mm
ZR[1].di	Innendurchmesser	mm
ZR[2].di	Innendurchmesser	mm
ZR[0].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[1].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[2].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[2].Cf	Fussrücknahme, rechte Flanke	µm
ZR[0].Cf	Fussrücknahme, rechte Flanke	µm
ZR[1].Cf	Fussrücknahme, rechte Flanke	µm
ZR[0].KopfKant	Schnitt	
ZR[1].KopfKant	Schnitt	

ZR[2].KopfKant	Schnitt	
ZR[0].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[2].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[2].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[2].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[2].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[2].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[0].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[2].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZP[0].Ft	Nominal tangential force at base diameter	
ZP[1].Ft	Nominal tangential force at base diameter	
ZPP[0].Fa	Axialkraft	N

ZPP[1].Fa	Axialkraft	N
ZPP[2].Fa	Axialkraft	N
ZPP[3].Fa	Axialkraft	N
ZPP[0].Fr	Radialkraft	N
ZPP[1].Fr	Radialkraft	N
ZPP[2].Fr	Radialkraft	N
ZPP[3].Fr	Radialkraft	N
ZPP[0].Fnorm	Normalkraft	N
ZPP[1].Fnorm	Normalkraft	N
ZPP[2].Fnorm	Normalkraft	N
ZPP[3].Fnorm	Normalkraft	N
ZP[0].Ft	Nominale Tangentialkraft am Teilkreis	
ZR[0].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZR[1].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZR[2].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZS.Geo.mt	Transverse module	mm
ZP[0].AXTolName	Achsabstandstoleranz	
ZP[1].AXTolName	Achsabstandstoleranz	
ZP[0].Aa.E	Achsabstandsabmass	mm
ZP[0].Aa.i	Achsabstandsabmass	mm
ZP[1].Aa.E	Achsabstandsabmass	mm
ZP[1].Aa.i	Achsabstandsabmass	mm

ZR[0].KM.Wk.nul	Zahnweite spielfrei	mm
ZR[1].KM.Wk.nul	Zahnweite spielfrei	mm
ZR[2].KM.Wk.nul	Zahnweite spielfrei	mm
ZR[0].KM.Wk.E	Zahnweite	mm
ZR[1].KM.Wk.E	Zahnweite	mm
ZR[2].KM.Wk.E	Zahnweite	mm
ZR[0].KM.Wk.i	Zahnweite	mm
ZR[1].KM.Wk.i	Zahnweite	mm
ZR[2].KM.Wk.i	Zahnweite	mm
ZR[0].KM.k	Messzähnezahl	
ZR[1].KM.k	Messzähnezahl	
ZR[2].KM.k	Messzähnezahl	
ZP[0].Eps.a	Profilüberdeckung	
ZP[1].Eps.a	Profilüberdeckung	
ZP[0].Eps.b	Sprungüberdeckung	
ZP[1].Eps.b	Sprungüberdeckung	
ZP[0].Eps.G	Gesamtüberdeckung	
ZP[1].Eps.G	Gesamtüberdeckung	
ZPP[0].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	
ZPP[1].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	
ZPP[2].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	
ZPP[3].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	

ZPP[0].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZPP[1].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZPP[2].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZPP[3].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZP[0].Flanke.sigH	Nominelle Flankenpressung	N/mm²
ZP[1].Flanke.sigH	Nominelle Flankenpressung	N/mm²
ZR[0].mat.limh	Festigkeit Hertzsche Pressung bei NL	N/mm²
ZR[1].mat.limh	Festigkeit Hertzsche Pressung bei NL	N/mm²
ZR[2].mat.limh	Festigkeit Hertzsche Pressung bei NL	N/mm²
ZPP[0].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[1].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[2].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[3].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[0].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZPP[1].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZPP[2].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZPP[3].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZR[0].mat.limf	Zahnfuss-Festigkeit bei NL	N/mm²
ZR[1].mat.limf	Zahnfuss-Festigkeit bei NL	N/mm²
ZR[2].mat.limf	Zahnfuss-Festigkeit bei NL	N/mm²
ZPP[0].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZPP[1].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²

ZPP[2].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZPP[3].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZP[0].KHdat.fsh	von Verformung der Wellen	µm
ZP[1].KHdat.fsh	von Verformung der Wellen	µm
RechSt.RechenMethID	Rechenmethode	
ZS.WirkungsGrad	Verzahnungswirkungsgrad	%
ZS.Woehler00	Modifikation Wöhlerlinie	
ZR[0].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[1].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[2].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[0].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[1].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[2].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[0].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	mm
ZR[1].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	mm
ZR[2].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	mm
Zst.KVFlag	Methode Dynamikfaktor	
ZP[0].KV.KV	Dynamikfaktor	
ZP[1].KV.KV	Dynamikfaktor	
ZR[0].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZR[1].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZR[2].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	

ZS.settingsEL.lastfaktor	Teillast für die Berechnung	
ZR[0].torqueDirection	Drehmoment, 0: -, 1: < I, 2: < II, 3: < aus Wellenberechnung	
ZR[2].torqueDirection	Drehmoment, 0: -, 1: < I, 2: < II, 3: < aus Wellenberechnung	
ZP[0].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZP[1].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZPP[0].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZPP[1].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZPP[2].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZPP[3].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZS.Kgam	Aufteilungsfaktor	
ZR[0].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZR[1].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZR[2].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZP[0].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZP[1].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZP[0].MP_ISO.SlamB	Sicherheit gegen Mikropitting, Methode B	
ZP[1].MP_ISO.SlamB	Sicherheit gegen Mikropitting, Methode B	
ZPP[0].Flanke.SEHT	Sicherheit der gehärteten Schicht	
ZPP[1].Flanke.SEHT	Sicherheit der gehärteten Schicht	
ZPP[2].Flanke.SEHT	Sicherheit der gehärteten Schicht	
ZPP[3].Flanke.SEHT	Sicherheit der gehärteten Schicht	
ZR[0].torqueDirection	Drehmoment, 0: -, 1: < I, 2: < II, 3: < aus Wellenberechnung	

ZR[2].torqueDirection	Drehmoment, 0: -, 1: < I, 2: < II, 3: < aus Wellenberechnung	
ZP[0].Verlust.PVZ	Zahnverlustleistung	kW
ZP[1].Verlust.PVZ	Zahnverlustleistung	kW
ZR[0].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[1].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[2].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[0].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[1].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[2].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZS.Oil.roOil	Dichte bei 15°C	kg/dm³
ZS.Oil.nu40	Nominale Viskosität bei 40°C	mm²/s
ZS.Oil.nu100	Nominale Viskosität bei 100°C	mm²/s
ZS.P_Limit	Leistung	kW
ZS.P_Usage	Anstrengung	%
ZPP[0].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZPP[1].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZPP[2].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZPP[3].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZR[0].KSt.SW	Sicherheit gegen Verschleiss	
ZR[1].KSt.SW	Sicherheit gegen Verschleiss	
ZR[2].KSt.SW	Sicherheit gegen Verschleiss	
ZS.SSi.Fuss	Sollsicherheit Zahnfuss	

ZS.SSi.Flanke	Sollsicherheit Zahnflanke	
ZS.SSi.FrInt	Sollsicherheit Fressen (Integral-Temperatur)	
ZS.SSi.FrBli	Sollsicherheit Fressen (Blitz-Temperatur)	
ZS.SSi.Slam	Sollsicherheit Graufleckigkeit	
ZS.SSi.SFF	Sollsicherheit Flankenbruch	
ZS.SSi.VerfKSt	Sollsicherheit	
ZS.SSi.VerschleissSch	Sollsicherheit Verschleiss	
ZS.Hatt	Lebensdauer System	h
ZP[0].MP_ISO.mym	Reibungskoeffizient	
ZP[1].MP_ISO.mym	Reibungskoeffizient	
ZS.lastKElem	Berechnung für Lastkollektiv-Element Nr	
ZP[0].bv	Breitenversatz	mm
ZP[1].bv	Breitenversatz	mm
ZR[0].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[0].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZR[2].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[2].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZS.BFSpiel.theRef	Referenztemperatur	°C
ZP[0].jtOP[0].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[0].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm

ZP[0].jtOP[0].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[0].jtOP[0].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[0].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[0].jtOP[0].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZP[0].jtOP[1].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[1].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[0].jtOP[1].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[0].jtOP[1].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[1].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[0].jtOP[1].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZP[1].jtOP[0].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[1].jtOP[0].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[1].jtOP[0].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[1].jtOP[0].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[1].jtOP[0].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[1].jtOP[0].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZP[1].jtOP[1].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[1].jtOP[1].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[1].jtOP[1].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[1].jtOP[1].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[1].jtOP[1].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[1].jtOP[1].epsa.E	Profilüberdeckung, max	

ZR[0].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[1].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[2].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[0].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[1].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[2].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[0].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[1].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[2].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[0].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZR[1].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZR[2].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZS.ReqSysReliability	Geforderte Zuverlässigkeit	%
ZR[0].YT	Technologie-Faktor	
ZR[1].YT	Technologie-Faktor	
ZR[2].YT	Technologie-Faktor	

65.3 Z015 Stirnrad - Drei-Räder-Kette

ZR[0].z	Zähnezahl	
ZR[1].z	Zähnezahl	
ZR[2].z	Zähnezahl	
ZP[0].a	Achsabstand	mm

ZP[1].a	Achsabstand	mm
ZR[0].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[1].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[2].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[0].b	Zahnbreite	mm
ZR[1].b	Zahnbreite	mm
ZR[2].b	Zahnbreite	mm
ZR[0].Tnominal	Drehmoment Rad1	Nm
ZR[1].Tnominal	Drehmoment Rad2	Nm
ZR[2].Tnominal	Drehmoment Rad3	Nm
ZS.Pnominal	Nennleistung	kW
ZR[0].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZR[1].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZR[2].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZR[0].Schrage	Schrägungsrichtung	
ZR[1].Schrage	Schrägungsrichtung	
ZR[2].Schrage	Schrägungsrichtung	
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.alfn	Normaleingriffswinkel	°
ZS.Geo.alfn	Normaleingriffswinkel	°

ZS.Geo.alfn	Normaleingriffswinkel	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZR[0].d	Teilkreisdurchmesser	mm
ZR[1].d	Teilkreisdurchmesser	mm
ZR[2].d	Teilkreisdurchmesser	mm
ZPP[0].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZPP[1].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZPP[2].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZPP[3].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZR[0].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[2].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[2].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].Fased	Kopfkantenbruch	mm
ZR[1].Fased	Kopfkantenbruch	mm
ZR[2].Fased	Kopfkantenbruch	mm
ZPP[0].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[1].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	

ZPP[2].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[3].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[0].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[1].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[2].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[3].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZR[0].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZR[1].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZR[2].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZP[0].FIT.SSint	Sicherheit gegen Fressen	
ZP[1].FIT.SSint	Sicherheit gegen Fressen	
ZP[0].FBT.SB	Sicherheitsfaktor für Fressen (Blitz-T.)	
ZP[1].FBT.SB	Sicherheitsfaktor für Fressen (Blitz-T.)	
ZS.KA	Anwendungsfaktor	
ZS.H	Erforderliche Lebensdauer	h
ZS.ED	Einschaltdauer	%
ZS.jt.E	Gesamter Verdrehspielwinkel	°
ZS.jt.i	Gesamter Verdrehspielwinkel	°
ZR[0].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZR[1].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZR[2].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZS.Oil.theOil	Schmierstofftemperatur	°C

ZP[0].KHdat.Belastung	Belastung nach DIN 3990-1:1987 Bild 6.8	
ZP[1].KHdat.Belastung	Belastung nach DIN 3990-1:1987 Bild 6.8	
ZS.ZeigerAufDr	Bei der Berechnung wird berücksichtigt, dass dieses Rad Referenzrad ist	
ZS.theUmg	Umgebungstemperatur	°C
ZP[0].alfwt	Working pressure angle	°
ZR[0].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[1].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[2].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[1].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°

ZR[2].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[0].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[1].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[2].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[0].di	Innendurchmesser	mm
ZR[1].di	Innendurchmesser	mm
ZR[2].di	Innendurchmesser	mm
ZR[0].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[1].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[2].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[0].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	mm
ZR[1].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	mm
ZR[2].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	mm
ZR[0].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[1].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[2].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	

ZR[0].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[1].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[2].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[0].Cf	Fussrücknahme, rechte Flanke	µm
ZR[1].Cf	Fussrücknahme, rechte Flanke	µm
ZR[2].Cf	Fussrücknahme, rechte Flanke	µm
ZR[0].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZR[1].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZR[2].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZR[0].KopfKant	Schnitt	
ZR[1].KopfKant	Schnitt	
ZR[2].KopfKant	Schnitt	
ZR[0].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[2].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[2].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[2].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm

ZR[1].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[2].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[2].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[0].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[2].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZP[0].Ft	Nominal tangential force at base diameter	
ZP[1].Ft	Nominal tangential force at base diameter	
ZPP[0].Fa	Axialkraft	N
ZPP[1].Fa	Axialkraft	N
ZPP[2].Fa	Axialkraft	N
ZPP[3].Fa	Axialkraft	N
ZPP[0].Fr	Radialkraft	N
ZPP[1].Fr	Radialkraft	N
ZPP[2].Fr	Radialkraft	N
ZPP[3].Fr	Radialkraft	N
ZPP[0].Fnorm	Normalkraft	N
ZPP[1].Fnorm	Normalkraft	N
ZPP[2].Fnorm	Normalkraft	N
ZPP[3].Fnorm	Normalkraft	N

ZP[0].KV.KV	Dynamikfaktor	
ZP[1].KV.KV	Dynamikfaktor	
ZS.Geo.mt	Transverse module	
ZP[0].AXTolName	Achsabstandstoleranz	
ZP[1].AXTolName	Achsabstandstoleranz	
ZP[0].Aa.E	Achsabstandsabmass	mm
ZP[1].Aa.E	Achsabstandsabmass	mm
ZP[0].Aa.i	Achsabstandsabmass	mm
ZP[1].Aa.i	Achsabstandsabmass	mm
ZR[0].KM.Wk.nul	Zahnweite spielfrei	mm
ZR[1].KM.Wk.nul	Zahnweite spielfrei	mm
ZR[2].KM.Wk.nul	Zahnweite spielfrei	mm
ZR[0].KM.Wk.E	Zahnweite	mm
ZR[1].KM.Wk.E	Zahnweite	mm
ZR[2].KM.Wk.E	Zahnweite	mm
ZR[0].KM.Wk.i	Zahnweite	mm
ZR[1].KM.Wk.i	Zahnweite	mm
ZR[2].KM.Wk.i	Zahnweite	mm
ZR[0].KM.k	Messzähnezahl	
ZR[1].KM.k	Messzähnezahl	
ZR[2].KM.k	Messzähnezahl	
ZP[0].KHdat.l	Lagerdistanz l der Ritzelwelle	mm

ZP[1].KHdat.l	Lagerdistanz l der Ritzelwelle	mm
ZP[0].KHdat.S	Distanz s der Ritzelwelle	mm
ZP[1].KHdat.S	Distanz s der Ritzelwelle	mm
ZP[0].KHdat.dsh	Aussendurchmesser der Ritzelwelle	mm
ZP[1].KHdat.dsh	Aussendurchmesser der Ritzelwelle	mm
ZP[0].Eps.a	Profilüberdeckung	
ZP[1].Eps.a	Profilüberdeckung	
ZP[0].Eps.b	Sprungüberdeckung	
ZP[1].Eps.b	Sprungüberdeckung	
ZP[0].Eps.G	Gesamtüberdeckung	
ZP[1].Eps.G	Gesamtüberdeckung	
ZPP[0].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	
ZPP[1].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	
ZPP[2].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	
ZPP[3].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	
ZPP[0].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZPP[1].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZPP[2].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZPP[3].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZP[0].Flanke.sigH	Nominelle Flankenpressung	N/mm²
ZP[1].Flanke.sigH	Nominelle Flankenpressung	N/mm²
ZR[0].mat.limh	Festigkeit Hertzsche Pressung bei NL	N/mm²

ZR[1].mat.limh	Festigkeit Hertzsche Pressung bei NL	N/mm²
ZR[2].mat.limh	Festigkeit Hertzsche Pressung bei NL	N/mm²
ZPP[0].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[1].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[2].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[3].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[0].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZPP[1].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZPP[2].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZPP[3].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZR[0].mat.limf	Zahnfuss-Festigkeit bei NL	N/mm²
ZR[1].mat.limf	Zahnfuss-Festigkeit bei NL	N/mm²
ZR[2].mat.limf	Zahnfuss-Festigkeit bei NL	N/mm²
ZPP[0].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZPP[1].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZPP[2].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZPP[3].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZP[0].KHdat.fsh	von Verformung der Wellen	µm
ZP[1].KHdat.fsh	von Verformung der Wellen	µm
RechSt.RechenMethID	Berechnungsmethode	
ZS.WirkungsGrad	Verzahnungswirkungsgrad	%
ZS.Kgam	Aufteilungsfaktor	

ZP[0].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZP[1].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZP[0].MP_ISO.SlamB	Sicherheit gegen Mikropitting, Methode B	
ZP[1].MP_ISO.SlamB	Sicherheit gegen Mikropitting, Methode B	
ZPP[0].Flanke.SEHT	Sicherheit der gehärteten Schicht	
ZPP[1].Flanke.SEHT	Sicherheit der gehärteten Schicht	
ZPP[2].Flanke.SEHT	Sicherheit der gehärteten Schicht	
ZPP[3].Flanke.SEHT	Sicherheit der gehärteten Schicht	
ZP[0].Verlust.PVZ	Zahnverlustleistung	kW
ZP[1].Verlust.PVZ	Zahnverlustleistung	kW
ZR[0].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[1].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[2].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZS.Oil.roOil	Dichte bei 15°C	kg/dm³
ZS.Oil.nu40	Nominale Viskosität bei 40°C	mm²/s
ZS.Oil.nu100	Nominale Viskosität bei 100°C	mm²/s
ZS.settingsEL.lastfaktor	Teillast für die Berechnung	
ZS.settingsEL.a	Achsabstand	mm
ZR[0].torqueDirection	Drehmoment, 0: -, 1: < I, 2: < II, 3: < aus Wellenberechnung	
ZR[1].torqueDirection	Drehmoment, 0: -, 1: < I, 2: < II, 3: < aus Wellenberechnung	
ZR[2].torqueDirection	Drehmoment, 0: -, 1: < I, 2: < II, 3: < aus Wellenberechnung	
ZP[0].achsNeigung	Achslage Paar 1	µm

ZP[1].achsNeigung	Achslage Paar 1	µm
ZP[0].achsSchraenkung	Achslage Paar 1	µm
ZP[1].achsSchraenkung	Achslage Paar 1	µm
ZP[0].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZP[1].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZPP[0].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZPP[1].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZPP[2].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZPP[3].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZS.P_Limit	Leistung	kW
ZS.P_Usage	Anstrengung	%
ZPP[0].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZPP[1].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZPP[2].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZPP[3].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZR[0].KSt.SW	Sicherheit gegen Verschleiss	
ZR[1].KSt.SW	Sicherheit gegen Verschleiss	
ZR[2].KSt.SW	Sicherheit gegen Verschleiss	
ZS.SSi.Fuss	Sollsicherheit Zahnfuss	
ZS.SSi.Flanke	Sollsicherheit Zahnflanke	
ZS.SSi.FrInt	Sollsicherheit Fressen (Integral-Temperatur)	
ZS.SSi.FrBli	Sollsicherheit Fressen (Blitz-Temperatur)	

ZS.SSi.Slam	Sollsicherheit Graufleckigkeit	
ZS.SSi.SFF	Sollsicherheit Flankenbruch	
ZS.Hatt	Lebensdauer System	h
ZP[0].MP_ISO.mym	Reibungskoeffizient	
ZP[1].MP_ISO.mym	Reibungskoeffizient	
ZS.lastKElem	Berechnung für Lastkollektiv-Element Nr	
ZP[0].bv	Breitenversatz	mm
ZP[1].bv	Breitenversatz	mm
ZR[0].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[0].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZR[2].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[2].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZS.BFSpiel.theRef	Referenztemperatur	°C
ZP[0].jtOP[0].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[0].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[0].jtOP[0].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[0].jtOP[0].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[0].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[0].jtOP[0].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZP[0].jtOP[1].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm

ZP[0].jtOP[1].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[0].jtOP[1].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[0].jtOP[1].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[1].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[0].jtOP[1].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZP[1].jtOP[0].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[1].jtOP[0].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[1].jtOP[0].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[1].jtOP[0].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[1].jtOP[0].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[1].jtOP[0].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZP[1].jtOP[1].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[1].jtOP[1].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[1].jtOP[1].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[1].jtOP[1].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[1].jtOP[1].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[1].jtOP[1].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZR[0].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[1].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[2].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[0].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[1].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm

ZR[2].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[0].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[1].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[2].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[0].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZR[1].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZR[2].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZS.ReqSysReliability	Geforderte Zuverlässigkeit	%
ZS.LowestPriority	Eingabe Leistung oder Drehmoment	
ZR[0].YT	Technologie-Faktor	
ZR[1].YT	Technologie-Faktor	
ZR[2].YT	Technologie-Faktor	

65.4 Z016 Stirnrad - Vier-Räder-Kette

ZR[0].z	Zähnezahl	
ZR[1].z	Zähnezahl	
ZR[2].z	Zähnezahl	
ZR[3].z	Zähnezahl	
ZP[0].a	Achsabstand	mm
ZP[1].a	Achsabstand	mm
ZP[2].a	Achsabstand	mm
ZR[0].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	

ZR[1].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[2].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[3].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[0].b	Zahnbreite	mm
ZR[1].b	Zahnbreite	mm
ZR[2].b	Zahnbreite	mm
ZR[3].b	Zahnbreite	mm
ZR[0].Tnominal	Drehmoment	Nm
ZR[1].Tnominal	Drehmoment	Nm
ZR[2].Tnominal	Drehmoment	Nm
ZR[3].Tnominal	Drehmoment	Nm
ZS.Pnominal	Leistung	kW
ZS.KA	Anwendungsfaktor	
ZS.H	Erforderliche Lebensdauer	h
ZS.ED	Einschaltdauer	%
ZR[0].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZR[1].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZR[2].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZR[3].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZS.Geo.mt	Stirnmodul	mm
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm

ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.mn	Normalmodul	°
ZS.Geo.alfn	Eingriffswinkel	°
ZS.Geo.alfn	Eingriffswinkel	°
ZS.Geo.alfn	Eingriffswinkel	°
ZS.Geo.alfn	Eingriffswinkel	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZR[0].d	Teilkreisdurchmesser	mm
ZR[1].d	Teilkreisdurchmesser	mm
ZR[2].d	Teilkreisdurchmesser	mm
ZR[3].d	Teilkreisdurchmesser	mm
ZPP[0].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZPP[1].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZPP[2].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZPP[3].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZPP[4].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZPP[5].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZR[0].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm

ZR[2].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[3].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[2].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[3].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].Fased	Kopfkantenbruch	mm
ZR[1].Fased	Kopfkantenbruch	mm
ZR[2].Fased	Kopfkantenbruch	mm
ZR[3].Fased	Kopfkantenbruch	mm
ZPP[0].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[1].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[2].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[3].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[4].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[5].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[0].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[1].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[2].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[3].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[4].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[5].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	

ZR[0].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZR[1].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZR[2].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZR[3].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZP[0].FIT.SSint	Sicherheit gegen Fressen	
ZP[1].FIT.SSint	Sicherheit gegen Fressen	
ZP[2].FIT.SSint	Sicherheit gegen Fressen	
ZP[0].FBT.SB	Sicherheitsfaktor für Fressen (Blitz-T.)	
ZP[1].FBT.SB	Sicherheitsfaktor für Fressen (Blitz-T.)	
ZP[2].FBT.SB	Sicherheitsfaktor für Fressen (Blitz-T.)	
ZS.jt.E	Gesamter Verdrehspielwinkel	°
ZS.jt.i	Gesamter Verdrehspielwinkel	°
ZR[0].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZR[1].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZR[2].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZR[3].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZS.Oil.theOil	Schmierstofftemperatur	°C
ZP[0].KHdat.Belastung	Belastung nach DIN 3990-1:1987 Bild 6.8	
ZP[1].KHdat.Belastung	Belastung nach DIN 3990-1:1987 Bild 6.8	
ZP[2].KHdat.Belastung	Belastung nach DIN 3990-1:1987 Bild 6.8	
ZP[0].Impulsnominal	Treibendes Rad	
ZP[1].Impulsnominal	Treibendes Rad	

ZP[2].Impulsnominal	Treibendes Rad	
ZS.ZeigerAufDr	Bei der Berechnung wird berücksichtigt, dass dieses Rad ein Referenzrad ist	
ZS.theUmg	Umgebungstemperatur	°C
ZP[0].alfwt	Working pressure angle	°C
ZR[0].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[3].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[3].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	mm
ZR[1].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	mm
ZR[2].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	mm
ZR[3].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	mm
ZR[0].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[3].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[1].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°

ZR[2].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[3].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[1].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[2].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[3].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[3].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[2].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[3].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[0].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[1].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[2].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[3].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[0].di	Innendurchmesser	mm
ZR[1].di	Innendurchmesser	mm
ZR[2].di	Innendurchmesser	mm
ZR[3].di	Innendurchmesser	mm

ZR[0].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[1].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[2].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[3].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[0].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[1].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[2].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[3].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[0].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	mm
ZR[1].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	mm
ZR[2].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	mm
ZR[3].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	mm
ZR[0].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[1].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[2].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[3].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[0].Cf	Fussrücknahme, rechte Flanke	µm
ZR[1].Cf	Fussrücknahme, rechte Flanke	µm
ZR[2].Cf	Fussrücknahme, rechte Flanke	µm
ZR[3].Cf	Fussrücknahme, rechte Flanke	µm
ZR[0].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZR[1].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm

ZR[2].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZR[3].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZR[0].KopfKant	Schnitt	
ZR[1].KopfKant	Schnitt	
ZR[2].KopfKant	Schnitt	
ZR[3].KopfKant	Schnitt	
ZR[0].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[2].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[3].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[2].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[3].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[2].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[3].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[2].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[3].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm

ZR[0].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[2].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[3].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[0].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[2].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[3].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZP[0].KHdat.FlankenLin	Flankenlinienmodifikation	
ZP[1].KHdat.FlankenLin	Flankenlinienmodifikation	
ZP[2].KHdat.FlankenLin	Flankenlinienmodifikation	
ZP[0].Ft	Nominale Tangentialkraft am Teilkreis	
ZP[1].Ft	Nominale Tangentialkraft am Teilkreis	
ZP[2].Ft	Nominale Tangentialkraft am Teilkreis	
ZPP[0].Fa	Axialkraft	N
ZPP[1].Fa	Axialkraft	N
ZPP[2].Fa	Axialkraft	N
ZPP[3].Fa	Axialkraft	N
ZPP[4].Fa	Axialkraft	N
ZPP[5].Fa	Axialkraft	N
ZPP[0].Fr	Radialkraft	N
ZPP[1].Fr	Radialkraft	N

ZPP[2].Fr	Radialkraft	N
ZPP[3].Fr	Radialkraft	N
ZPP[4].Fr	Radialkraft	N
ZPP[5].Fr	Radialkraft	N
ZPP[0].Fnorm	Normalkraft	N
ZPP[1].Fnorm	Normalkraft	N
ZPP[2].Fnorm	Normalkraft	N
ZPP[3].Fnorm	Normalkraft	N
ZPP[4].Fnorm	Normalkraft	N
ZPP[5].Fnorm	Normalkraft	N
ZP[0].KV.KV	Dynamikfaktor	
ZP[1].KV.KV	Dynamikfaktor	
ZP[2].KV.KV	Dynamikfaktor	
ZP[0].AXTolName	Achsabstandstoleranz	
ZP[1].AXTolName	Achsabstandstoleranz	
ZP[2].AXTolName	Achsabstandstoleranz	
ZP[0].Aa.E	Achsabstandsabmass	mm
ZP[1].Aa.E	Achsabstandsabmass	mm
ZP[2].Aa.E	Achsabstandsabmass	mm
ZP[0].Aa.i	Achsabstandsabmass	mm
ZP[1].Aa.i	Achsabstandsabmass	mm
ZP[2].Aa.i	Achsabstandsabmass	mm

ZR[0].KM.Wk.nul	Zahnweite spielfrei	mm
ZR[1].KM.Wk.nul	Zahnweite spielfrei	mm
ZR[2].KM.Wk.nul	Zahnweite spielfrei	mm
ZR[3].KM.Wk.nul	Zahnweite spielfrei	mm
ZR[0].KM.Wk.E	Zahnweite	mm
ZR[1].KM.Wk.E	Zahnweite	mm
ZR[2].KM.Wk.E	Zahnweite	mm
ZR[3].KM.Wk.E	Zahnweite	mm
ZR[0].KM.Wk.i	Zahnweite	mm
ZR[1].KM.Wk.i	Zahnweite	mm
ZR[2].KM.Wk.i	Zahnweite	mm
ZR[3].KM.Wk.i	Zahnweite	mm
ZR[0].KM.k	Messzähnezahl	
ZR[1].KM.k	Messzähnezahl	
ZR[2].KM.k	Messzähnezahl	
ZR[3].KM.k	Messzähnezahl	
ZP[0].KHdat.l	Lagerdistanz l der Ritzelwelle	mm
ZP[1].KHdat.l	Lagerdistanz l der Ritzelwelle	mm
ZP[2].KHdat.l	Lagerdistanz l der Ritzelwelle	mm
ZP[0].KHdat.S	Distanz s der Ritzelwelle	mm
ZP[1].KHdat.S	Distanz s der Ritzelwelle	mm
ZP[2].KHdat.S	Distanz s der Ritzelwelle	mm

ZP[0].KHdat.dsh	Aussendurchmesser der Ritzelwelle	mm
ZP[1].KHdat.dsh	Aussendurchmesser der Ritzelwelle	mm
ZP[2].KHdat.dsh	Aussendurchmesser der Ritzelwelle	mm
ZP[0].Eps.a	Profilüberdeckung	
ZP[1].Eps.a	Profilüberdeckung	
ZP[2].Eps.a	Profilüberdeckung	
ZP[0].Eps.b	Sprungüberdeckung	
ZP[1].Eps.b	Sprungüberdeckung	
ZP[2].Eps.b	Sprungüberdeckung	
ZP[0].Eps.G	Gesamtüberdeckung	
ZP[1].Eps.G	Gesamtüberdeckung	
ZP[2].Eps.G	Gesamtüberdeckung	
ZPP[0].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	
ZPP[1].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	
ZPP[2].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	
ZPP[3].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	
ZPP[4].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	
ZPP[5].zetaa	Spezifisches Gleiten am Kopf	
ZPP[0].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZPP[1].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZPP[2].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZPP[3].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	

ZPP[4].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZPP[5].zetaf	Spezifisches Gleiten am Fuss	
ZP[0].Flanke.sigH	Nominelle Flankenpressung	N/mm²
ZP[1].Flanke.sigH	Nominelle Flankenpressung	N/mm²
ZP[2].Flanke.sigH	Nominelle Flankenpressung	N/mm²
ZR[0].mat.limh	Festigkeit Hertzsche Pressung bei NL	N/mm²
ZR[1].mat.limh	Festigkeit Hertzsche Pressung bei NL	N/mm²
ZR[2].mat.limh	Festigkeit Hertzsche Pressung bei NL	N/mm²
ZR[3].mat.limh	Festigkeit Hertzsche Pressung bei NL	N/mm²
ZPP[0].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[1].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[2].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[3].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[4].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[5].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[0].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZPP[1].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZPP[2].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZPP[3].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZPP[4].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZPP[5].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZR[0].mat.limf	Zahnfuss-Festigkeit bei NL	N/mm²

ZR[1].mat.limf	Zahnfuss-Festigkeit bei NL	N/mm²
ZR[2].mat.limf	Zahnfuss-Festigkeit bei NL	N/mm²
ZR[3].mat.limf	Zahnfuss-Festigkeit bei NL	N/mm²
ZPP[0].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZPP[1].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZPP[2].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZPP[3].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZPP[4].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZPP[5].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZS.WirkungsGrad	Verzahnungswirkungsgrad	%
ZS.Kgam	Aufteilungsfaktor	
ZS.Oil.SchmierTyp	Schmierungsart	
ZS.Kgam	Aufteilungsfaktor	
ZP[0].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZP[1].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZP[2].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZP[0].MP_ISO.SlamB	Sicherheit gegen Mikropitting, Methode B	
ZP[1].MP_ISO.SlamB	Sicherheit gegen Mikropitting, Methode B	
ZP[2].MP_ISO.SlamB	Sicherheit gegen Mikropitting, Methode B	
ZPP[0].Flanke.SEHT	Sicherheit der gehärteten Schicht	
ZPP[1].Flanke.SEHT	Sicherheit der gehärteten Schicht	
ZPP[2].Flanke.SEHT	Sicherheit der gehärteten Schicht	

ZPP[3].Flanke.SEHT	Sicherheit der gehärteten Schicht	
ZPP[4].Flanke.SEHT	Sicherheit der gehärteten Schicht	
ZPP[5].Flanke.SEHT	Sicherheit der gehärteten Schicht	
ZP[0].Verlust.PVZ	Zahnverlustleistung	kW
ZP[1].Verlust.PVZ	Zahnverlustleistung	kW
ZP[2].Verlust.PVZ	Zahnverlustleistung	kW
ZR[0].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[1].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[2].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[3].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[0].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[1].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[2].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[3].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZS.Oil.roOil	Dichte bei 15°C	kg/dm³
ZS.Oil.nu40	Nominale Viskosität bei 40°C	mm²/s
ZS.Oil.nu100	Nominale Viskosität bei 100°C	mm²/s
ZS.settingsEL.lastfaktor	Teillast für die Berechnung	
ZP[0].achsNeigung	Achslage Paar 1	µm
ZP[1].achsNeigung	Achslage Paar 1	µm
ZP[2].achsNeigung	Achslage Paar 1	µm
ZP[0].achsSchraenkung	Achslage Paar 1	µm

ZP[1].achsSchraenkung	Achslage Paar 1	µm
ZP[2].achsSchraenkung	Achslage Paar 1	µm
ZP[0].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZP[1].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZP[2].MP_ISO.Slam	Sicherheit gegen Mikropitting	
ZPP[0].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZPP[1].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZPP[2].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZPP[3].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZPP[4].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZPP[5].delWnPC	Mittlerer Verschleissabtrag	mm
ZS.P_Limit	Leistung	kW
ZS.P_Usage	Anstrengung	%
ZPP[0].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZPP[1].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZPP[2].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZPP[3].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZPP[4].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZPP[5].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZR[0].KSt.SW	Sicherheit gegen Verschleiss	
ZR[1].KSt.SW	Sicherheit gegen Verschleiss	
ZR[2].KSt.SW	Sicherheit gegen Verschleiss	

ZR[3].KSt.SW	Sicherheit gegen Verschleiss	
ZS.SSi.Fuss	Sollsicherheit Zahnfuss	
ZS.SSi.Flanke	Sollsicherheit Zahnflanke	
ZS.SSi.FrInt	Sollsicherheit Fressen (Integral-Temperatur)	
ZS.SSi.FrBli	Sollsicherheit Fressen (Blitz-Temperatur)	
ZS.SSi.Slam	Sollsicherheit Graufleckigkeit	
ZS.SSi.SFF	Sollsicherheit Flankenbruch	
ZS.SSi.VerfKSt	Sollsicherheit	
ZS.SSi.VerschleissSch	Sollsicherheit Verschleiss	
ZP[0].MP_ISO.mym	Reibungskoeffizient	
ZP[1].MP_ISO.mym	Reibungskoeffizient	
ZP[2].MP_ISO.mym	Reibungskoeffizient	
ZS.lastKElem	Berechnung für Lastkollektiv-Element Nr	
ZP[0].bv	Breitenversatz	mm
ZP[1].bv	Breitenversatz	mm
ZP[2].bv	Breitenversatz	mm
ZR[0].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[0].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZR[2].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[2].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C

ZR[3].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[3].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZS.BFSpiel.theRef	Referenztemperatur	°C
ZP[0].jtOP[0].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[0].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[0].jtOP[0].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[0].jtOP[0].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[0].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[0].jtOP[0].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZP[0].jtOP[1].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[1].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[0].jtOP[1].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[0].jtOP[1].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[1].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[0].jtOP[1].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZP[1].jtOP[0].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[1].jtOP[0].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[1].jtOP[0].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[1].jtOP[0].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[1].jtOP[0].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[1].jtOP[0].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZP[1].jtOP[1].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm

ZP[1].jtOP[1].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[1].jtOP[1].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[1].jtOP[1].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[1].jtOP[1].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[1].jtOP[1].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZP[2].jtOP[0].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[2].jtOP[0].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[2].jtOP[0].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[2].jtOP[0].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[2].jtOP[0].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[2].jtOP[0].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZP[2].jtOP[1].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[2].jtOP[1].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[2].jtOP[1].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[2].jtOP[1].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[2].jtOP[1].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[2].jtOP[1].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZS.ReqSysReliability	Geforderte Zuverlässigkeit	%
ZR[0].YT	Technologie-Faktor	
ZR[1].YT	Technologie-Faktor	
ZR[2].YT	Technologie-Faktor	
ZR[3].YT	Technologie-Faktor	

65.5 Z070 Kegel- und Hypoidräder

ZkegR[0].z	Zähnezahl	
ZkegR[1].z	Zähnezahl	
ZkegP[0].a	Achsversatz	mm
ZR[0].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[1].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[0].b	Zahnbreite	mm
ZR[1].b	Zahnbreite	mm
ZR[0].Tnominal	Drehmoment	Nm
ZR[1].Tnominal	Drehmoment	Nm
ZS.Pnominal	Leistung	kW
ZkegR[0].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZkegR[1].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZR[0].Schrage	Schrägungsrichtung	
ZR[1].Schrage	Schrägungsrichtung	
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.alfn	Eingriffswinkel	°
ZS.Geo.alfn	Eingriffswinkel	°
ZkegP[0].alfnd.Coast	Nenn-Eingriffswinkel - Schubflanke	°
ZkegP[0].alfnd.Drive	Nenn-Eingriffswinkel - Zugflanke	°
ZkegP[0].alfne.Coast	Effektiver Eingriffswinkel - Schubflanke	°

ZkegP[0].alfne.Coast	Effektiver Eingriffswinkel - Schubflanke	°
ZkegP[0].alfne.Coast	Effektiver Eingriffswinkel - Schubflanke	°
ZkegP[0].alfne.Drive	Effektiver Eingriffswinkel - Zugflanke	°
ZkegP[0].alfne.Drive	Effektiver Eingriffswinkel - Zugflanke	°
ZkegP[0].alfne.Drive	Effektiver Eingriffswinkel - Zugflanke	°
ZkegR[0].delta	Teilkegelwinkel	°
ZkegR[1].delta	Teilkegelwinkel	°
ZkegR[0].WI.betm	Spiralwinkel Mitte	°
ZkegR[1].WI.betm	Spiralwinkel Mitte	°
ZR[0].Tool.RefProfile.DBID	Bezugsprofil	
ZR[1].Tool.RefProfile.DBID	Bezugsprofil	
ZR[0].mat.DBID	Werkstoff	
ZR[1].mat.DBID	Werkstoff	
ZkegR[0].dm	Teilkreisdurchmesser Mitte	mm
ZkegR[1].dm	Teilkreisdurchmesser Mitte	mm
ZkegR[0].dae	Aussendurchmesser	mm
ZkegR[1].dae	Aussendurchmesser	mm
ZkegR[0].dai	Mittendurchmesser	mm
ZkegR[1].dai	Mittendurchmesser	mm
ZkegR[0].dam	Kopfkreisdurchmesser Mitte	mm
ZkegR[1].dam	Kopfkreisdurchmesser Mitte	mm
ZkegR[0].dfe	Fusskreisdurchmesser Aussen	mm

ZkegR[1].dfe	Fusskreisdurchmesser Aussen	mm
ZkegR[0].dfi	Fusskreisdurchmesser Innen	mm
ZkegR[1].dfi	Fusskreisdurchmesser Innen	mm
ZkegR[0].dfm	Fusskreisdurchmesser Mitte	mm
ZkegR[1].dfm	Fusskreisdurchmesser Mitte	mm
ZR[0].di	Innendurchmesser	mm
ZR[1].di	Innendurchmesser	mm
ZPP[0].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[1].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[0].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[1].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZP[0].FIT.SSint	Sicherheit gegen Fressen	
ZS.KA	Anwendungsfaktor	
ZS.H	Erforderliche Lebensdauer	h
ZS.ED	Einschaltdauer	%
ZPP[1].jt	Verdrehflankenspiel, Stirnschnitt	
ZPP[0].jt	Verdrehflankenspiel, Stirnschnitt	
ZR[0].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZR[1].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZS.Oil.SchmierTypID	Schmierstoff	
ZS.Oil.theOil	Schmierstofftemperatur	°C
ZS.Oil.SchmierungsArt	Schmierungsart	

ZP[0].Impulsnominal	Treibendes Rad	
ZP[0].ImpulsUI	Treibendes Rad	
ZS.ZeigerAufDr	Bei der Berechnung wird berücksichtigt, dass dieses Rad ein Planetenrad ist	
ZR[0].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[1].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[1].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[0].ZDTolID	Zahndickenabmass	
ZR[1].ZDTolID	Zahndickenabmass	
ZR[0].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	

ZR[1].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[0].di	Innendurchmesser	mm
ZR[1].di	Innendurchmesser	mm
ZR[0].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[1].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[0].Cf	Fussrücknahme, rechte Flanke	µm
ZR[1].Cf	Fussrücknahme, rechte Flanke	µm
ZR[0].KopfKant	Schnitt	
ZR[1].KopfKant	Schnitt	
ZR[0].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[0].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[0].crowning	Balligkeit	

ZR[1].crowning	Balligkeit	
ZP[0].Ft	Nominal tangential force at base diameter	
ZPP[0].Fa	Axialkraft	N
ZPP[1].Fa	Axialkraft	N
ZPP[0].Fr	Radialkraft	N
ZPP[1].Fr	Radialkraft	N
ZPP[0].Fnorm	Normalkraft	N
ZR[0].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZR[1].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZS.theUmg	Umgebungstemperatur	°C
ZP[0].Flanke.sigH	Nominelle Flankenpressung	N/mm²
ZR[0].mat.limh	Festigkeit Hertzsche Pressung bei NL	N/mm²
ZR[1].mat.limh	Festigkeit Hertzsche Pressung bei NL	N/mm²
ZPP[0].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[1].Flanke.sigHP	Zulässige Flankenpressung	lb/in²
ZPP[0].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZPP[1].Fuss.sigF	σF0 ohne Zahnkranzfaktor	N/mm²
ZR[0].mat.limf	Zahnfuss-Festigkeit bei NL	N/mm²
ZR[1].mat.limf	Zahnfuss-Festigkeit bei NL	N/mm²
ZPP[0].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZPP[1].Fuss.sigFP	Zulässige Biegespannung	lb/in²
ZP[0].Sigma	Achswinkel	°

RechSt.RechenMethID	Berechnungsmethode	
ZS.WirkungsGrad	Verzahnungswirkungsgrad	%
ZR[0].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[1].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[0].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[1].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[0].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	mm
ZR[1].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	mm
ZS.Oil.theOil	Schmierstofftemperatur	°C
ZR[0].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZR[1].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZP[0].KHb_nominal	Breitenlastfaktor	
ZS.LK.ID	Lastkollektiv	
ZS.LK.ID	Lastkollektiv	
ZS.LKflag	Berücksichtigen von Lastkollektiv	
ZP[0].Verlust.PVZ	Zahnverlustleistung	kW
ZkegP[0].KHbbe	Load distribution modifier	
ZP[0].FBT.SB	Sicherheitsfaktor für Fressen (Blitz-T.)	
ZS.P_Limit	Leistung	kW
ZS.P_Usage	Anstrengung	%
ZPP[0].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	

ZPP[1].flankbreak.SFFB	Sicherheit gegen Flankenbruch	
ZS.SSi.Fuss	Sollsicherheit Zahnfuss	
ZS.SSi.Flanke	Sollsicherheit Zahnflanke	
ZS.SSi.FrInt	Sollsicherheit Fressen (Integral-Temperatur)	
ZS.SSi.FrBli	Sollsicherheit Fressen (Blitz-Temperatur)	
ZS.SSi.SFF	Sollsicherheit Flankenbruch	
ZS.SSi.VerfKSt	Sollsicherheit	
ZS.SSi.VerschleissSch	Sollsicherheit Verschleiss	
ZS.Hatt	Lebensdauer System	h
RechSt.BevelMeth_mum	Berechnungsmethode für Reibungskoeffizient	
ZP[0].Verlust.mum	Reibungskoeffizient	
ZR[0].torqueDirection	Drehmoment, 0: -, 1: < I, 2: < II, 3: < aus Wellenberechnung	
ZR[1].torqueDirection	Drehmoment, 0: -, 1: < I, 2: < II, 3: < aus Wellenberechnung	
ZS.settingsEL.lastfaktor	Teillast für die Berechnung	
ZS.settingsEL.a	Achsabstand	
caResults.AchsNeigung	Achsneigung	
caResults.AchsSchraenkung	Achsschränkung	
caResults.TransmissionError.delta	Drehwegabweichung	
caResults.TangentStiffness.stddeviation	Tangenten Steifigkeitsverlauf	
caResults.ContactTemperature.max	Kontakttemperatur	
caResults.TransverseContactRatio	Profilüberdeckung unter Last (max)	

caResults.PowerLoss.average	Verlustleistung	
caResults.WearGearA.average	Verschleiss Rad 1	
caResults.WearGearB.average	Verschleiss Rad 2	
ZS.lastKElem	Berechnung für Lastkollektiv-Element Nr	
ZR[0].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[0].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZR[0].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[1].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[0].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[1].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[0].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[1].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[0].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZR[1].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZS.ReqSysReliability	Geforderte Zuverlässigkeit	%
ZS.Planet.nStegnominal	Drehzahl Planetenträger	1/min
ZkegR[0].MountD	Einbaumass	mm
ZkegR[1].MountD	Einbaumass	mm
ZkegP[0].isZerol	Zerol	

ZkegP[0].isZerol	Zerol	
ZR[0].YT	Technologie-Faktor	
ZR[1].YT	Technologie-Faktor	

65.6 Z060 Kronenräder

ZkegR[0].z	Zähnezahl	
ZkegR[1].z	Zähnezahl	
ZkegP[0].a	Achsversatz	mm
ZS.Pnominal	Leistung	kW
ZkegR[0].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZkegR[1].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZR[0].Tnominal	Drehmoment	Nm
ZR[1].Tnominal	Drehmoment	Nm
ZS.KA	Anwendungsfaktor	
ZS.H	Erforderliche Lebensdauer	h
ZP[0].Sigma	Achswinkel	°
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.alfn	Eingriffswinkel	°
ZS.Geo.alfn	Eingriffswinkel	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°

ZR[0].Schrage	Schrägungsrichtung	
ZR[1].Schrage	Schrägungsrichtung	
ZR[0].Tool.RefProfile.DBID	Bezugsprofil	
ZR[1].Tool.RefProfile.DBID	Bezugsprofil	
ZR[0].b	Zahnbreite	mm
ZR[1].b	Zahnbreite	mm
ZkegR[1].bv	Zahnbreiten-Versatz	mm
ZR[0].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZR[1].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZR[0].mat.DBID	Werkstoff	
ZR[1].mat.DBID	Werkstoff	
ZS.Oil.SchmierTypID	Schmierungsstoff	
ZS.Oil.SchmierungsArt	Schmierungsart	
ZS.Oil.theOil	Schmierstofftemperatur	°C
ZS.theUmg	Umgebungstemperatur	°C
ZkegR[1].dae	Aussendurchmesser	mm
ZkegR[1].dai	Mittendurchmesser	mm
ZR[1].Hz	Höhen des Kronenrades	mm
ZR[1].Hf	Höhe des Radkörpers unter Zahnfuss	mm
ZR[0].d	Teilkreisdurchmesser	mm
ZR[0].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZPP[0].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm

ZR[0].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZP[0].Ft	Nominal tangential force at base diameter	
ZPP[0].Fnorm	Normalkraft	N
ZPP[0].Fa	Axialkraft	N
ZPP[1].Fa	Axialkraft	N
ZPP[0].Fr	Radialkraft	N
ZPP[1].Fr	Radialkraft	N
ZP[0].KHb_nominal	Breitenlastfaktor	
ZP[0].KHa	Stirnfaktor	
ZP[0].KV.KV	Dynamikfaktor	
ZR[0].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZR[1].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZR[0].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[1].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZPP[1].jt	Verdrehflankenspiel, Stirnschnitt	mm
ZPP[0].jt	Verdrehflankenspiel, Stirnschnitt	mm
ZS.ZeigerAufDr	Bei der Berechnung wird berücksichtigt, dass dieses Rad ein Planetenrad ist	
ZR[0].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[1].BP_f.haP	Kopfhöhe Bezugsprofil, in Modul	
ZR[0].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[1].BP_f.hfP	Fusshöhe Bezugsprofil, in Modul	
ZR[0].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	

ZR[0].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZR[0].ZDTolID	Zahndickenabmass	
ZR[1].ZDTolID	Zahndickenabmass	
ZR[0].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[1].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[0].di	Innendurchmesser	mm
ZR[1].di	Innendurchmesser	mm
ZR[0].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[0].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm

ZR[1].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[0].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZR[1].kXmn	Kopfhöhenänderung	mm
ZPP[0].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[1].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[0].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[1].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
RechSt.RechenMethID	Berechnungsmethode	
ZR[0].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[1].Ca	Kopfrücknahme links/rechts	µm
ZR[0].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[0].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[1].Tool.Aufmass.E	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[1].Tool.Aufmass.i	Angaben für die Vorbearbeitung	
ZR[0].Tool.q	Zugabe für Fertigbearbeitung	mm
ZS.SSi.Fuss	Sollsicherheit Zahnfuss	
ZS.SSi.Flanke	Sollsicherheit Zahnflanke	
ZS.SSi.FrInt	Sollsicherheit Fressen (Integral-Temperatur)	
ZS.SSi.FrBli	Sollsicherheit Fressen (Blitz-Temperatur)	
ZS.SSi.Slam	Sollsicherheit Graufleckigkeit	
ZS.SSi.SFF	Sollsicherheit Flankenbruch	
ZS.SSi.VerfKSt	Sollsicherheit	

ZS.SSi.VerschleissSch	Sollsicherheit Verschleiss	
ZS.Hatt	Lebensdauer System	
ZS.lastKElem	Berechnung für Lastkollektiv-Element Nr	
ZR[0].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[0].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZR[0].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[1].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[0].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[1].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[0].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[1].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[0].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZR[1].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZS.ReqSysReliability	Geforderte Zuverlässigkeit	%
ZR[1].hiFG	Höhe des Radkörpers Innen	mm
ZR[0].YT	Technologie-Faktor	
ZR[1].YT	Technologie-Faktor	

65.7 Z080 Schnecken mit Globoidschneckenrad

ZR[0].z	Zähnezahl	

ZR[1].z	Zähnezahl	
ZS.Pnominal	Nennleistung	
ZR[0].Schn.P	Leistung	kW
ZR[1].Schn.P	Leistung	kW
ZR[0].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZR[1].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZR[0].Tnominal	Nenndrehmoment	Nm
ZR[1].Tnominal	Nenndrehmoment	Nm
ZR[0].b	Zahnbreite	mm
ZR[1].b	Zahnbreite	mm
ZR[1].Schn.b2R	Schneckenradkranzbreite b2R	mm
ZR[1].Schn.b2H	Schneckenradbreite b2H	mm
ZP[0].a	Achsabstand	mm
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZR[0].Schrage	Schrägungsrichtung	
ZR[1].Schrage	Schrägungsrichtung	
ZR[0].mat.DBID	Werkstoff	
ZR[1].mat.DBID	Werkstoff	
ZS.Geo.mt	Stirnmodul	mm
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm

ZS.Oil.SchmierungsArt	Schmierungsart	
ZS.Oil.SchmierTypID	Schmierung	
ZS.Geo.alfn	Normaleingriffswinkel	°
ZS.Geo.alfn	Normaleingriffswinkel	°
ZR[0].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[1].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[0].Schn.dm	Mittenkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Schn.dm	Mittenkreisdurchmesser	mm
ZR[1].d	Teilkreisdurchmesser	mm
ZR[0].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].Tool.RefProfile.DBID	Bezugsprofil	
ZR[1].Tool.RefProfile.DBID	Bezugsprofil	
ZR[0].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZR[1].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZP[0].Schn.SW	Verschleiss-Sicherheit	
ZPP[1].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZP[0].Schn.Sdel	Sicherheit gegen Durchbiegung	
ZPP[1].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZS.Schn.ST	Temperatur-Sicherheit	

ZS.KA	Anwendungsfaktor	
ZS.H	Erforderliche Lebensdauer	h
ZS.ED	Einschaltdauer	%
ZS.Oil.theOil	Schmierstofftemperatur	°C
ZS.theUmg	Umgebungstemperatur	°C
ZP[0].KHdat.l	Lagerdistanz l der Ritzelwelle	mm
ZP[0].KHdat.S	Distanz s der Ritzelwelle	mm
ZS.ZeigerAufDr	Bei der Berechnung wird berücksichtigt, dass dieses Rad ein Planetenrad ist	
ZR[0].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradiusfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[1].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	

ZS.Schn.alfa0	Erzeugungswinkel	°
ZP[0].Schn.q	Formzahl q	
ZP[0].Schn.etaz	Verzahnungswirkungsgrad	%
ZS.Schn.etaGes	Gesamtwirkungsgrad	%
ZPP[1].jt	Verdrehflankenspiel, Stirnschnitt	mm
ZPP[0].jt	Verdrehflankenspiel, Stirnschnitt	mm
ZR[0].ZDTolID	Zahndickenabmass	
ZR[1].ZDTolID	Zahndickenabmass	
ZR[0].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[1].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[0].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[0].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm

ZPP[0].Schn.Ft	Nennumfangskraft im Schraubkreis	N
ZPP[1].Schn.Ft	Nennumfangskraft im Schraubkreis	N
ZPP[0].Fa	Axialkraft	N
ZPP[1].Fa	Axialkraft	N
ZPP[0].Fr	Radialkraft	N
ZPP[1].Fr	Radialkraft	N
ZPP[0].Fnorm	Normalkraft	N
RechSt.RechenMethID	Berechnungsmethode	
ZS.Schn.PVZ	Verzahnungsverlustleistung	kW
ZS.SSi.Fuss	Sollsicherheit Zahnfuss	
ZS.SSi.Flanke	Sollsicherheit Zahnflanke	
ZS.SSi.VerschleissSch	Sollsicherheit Verschleiss	
ZS.SSi.DurchbiegeSch	Sollsicherheit Durchbiegung	
ZS.SSi.TemperaturSch	Sollsicherheit Temperatur	
ZS.Hatt	Lebensdauer System	h
ZS.lastKElem	Berechnung für Lastkollektiv-Element Nr	
ZR[0].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[0].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZS.BFSpiel.theRef	Referenztemperatur	°C
ZS.BFSpiel.theGehmin	Gehäusetemperatur, min ... max	°C

ZS.BFSpiel.theGehmax	Gehäusetemperatur, min ... max	°C
ZS.BFSpiel.theRadmin	Radkörpertemperatur, min ... max	°C
ZS.BFSpiel.theRadmax	Radkörpertemperatur, min ... max	°C
ZS.BFSpiel.theDifmin	Zulässiger Temperaturunterschied	Δ°C
ZS.BFSpiel.theDifmax	Zulässiger Temperaturunterschied	Δ°C
ZP[0].jtOP[0].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[0].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[0].jtOP[0].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[0].jtOP[0].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[0].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[0].jtOP[0].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZP[0].jtOP[1].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[1].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[0].jtOP[1].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[0].jtOP[1].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[1].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[0].jtOP[1].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZR[0].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[1].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[0].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[1].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[0].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm

ZR[1].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[0].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZR[1].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZR[0].di	Innendurchmesser	mm
ZR[1].di	Innendurchmesser	mm
ZS.ReqSysReliability	Geforderte Zuverlässigkeit	%
ZR[0].YT	Technologie-Faktor	
ZR[1].YT	Technologie-Faktor	

65.8 Z170 Schraubräder

ZR[0].z	Zähnezahl	
ZR[1].z	Zähnezahl	
ZP[0].a	Achsabstand	mm
ZR[0].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[1].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[0].b	Zahnbreite	mm
ZR[1].b	Zahnbreite	mm
ZR[0].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZR[1].nnominal	Absolut-Drehzahl	1/min
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.alfn	Normaleingriffswinkel	°

ZS.Geo.alfn	Normaleingriffswinkel	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZR[1].SR_beta	Schrägungswinkel	°
ZR[0].SR_gamma	Steigungswinkel am Teilkreis	°
ZR[1].SR_gamma	Steigungswinkel am Teilkreis	°
ZR[0].d	Teilkreisdurchmesser	mm
ZR[1].d	Teilkreisdurchmesser	mm
ZPP[0].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZPP[1].dw	Wälzkreisdurchmesser	mm
ZR[0].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].Fased	Kopfkantenbruch	mm
ZR[1].Fased	Kopfkantenbruch	mm
ZR[0].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZR[1].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZP[0].FBT.SB	Sicherheitsfaktor für Fressen (Blitz-T.)	
ZS.KA	Anwendungsfaktor	
ZS.H	Erforderliche Lebensdauer	h
ZS.ED	Einschaltdauer	%

ZR[0].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZR[1].Vqual	Verzahnungsqualität	
ZP[0].KHdat.Belastung	Belastung nach DIN 3990-1:1987 Bild 6.8	
ZS.ZeigerAufDr	Bei der Berechnung wird berücksichtigt, dass dieses Rad ein Planetenrad ist	
ZS.theUmg	Umgebungstemperatur	°C
ZS.Oil.theOil	Schmierstofftemperatur	°C
ZP[0].alfwt	Betriebseingriffswinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.haP	Kopfhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hfP	Fusshöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.rhofP	Fussradiusfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradius	mm
ZR[1].Tool.RefProfile.rhoaP	Kopfradius	mm
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[1].Tool.RefProfile.alf_prP	Protuberanzwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[1].Tool.RefProfile.alf_KP	Kantenbrechflankenwinkel	°
ZR[0].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[1].Tool.RefProfile.hprP	Protuberanzhöhenfaktor	
ZR[0].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	

ZR[1].Tool.RefProfile.hFaP	Kopfformhöhenfaktor	
ZP[0].Schn.etaz	Verzahnungswirkungsgrad	%
ZS.Schn.etaGes	Gesamtwirkungsgrad	%
ZPP[2].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZS.jt.E	Gesamter Verdrehspielwinkel	°
ZS.jt.i	Gesamter Verdrehspielwinkel	°
ZPP[0].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[1].Flanke.SH	Sicherheit für Flankenpressung	
ZPP[0].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZPP[1].Fuss.SF	Zahnfusssicherheit	
ZP[0].FIT.SSint	Sicherheit gegen Fressen	
ZP[0].FIT.SSL	Sicherh. f. übertragenes Moment (Int.-T.)	
ZP[0].Sigma	Achswinkel	°
ZR[0].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[1].ZchNr	Zeichnungs- oder Artikelnummer	
ZR[0].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.E	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].Ada.i	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].Adf.E	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm

ZR[1].Adf.i	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.E	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[0].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZR[1].As.i	Zahndickentoleranz, Normalschnitt	mm
ZPP[0].Schn.Ft	Nennumfangskraft im Schraubkreis	N
ZPP[1].Schn.Ft	Nennumfangskraft im Schraubkreis	N
ZPP[0].Fa	Axialkraft	N
ZPP[1].Fa	Axialkraft	N
ZPP[0].Fr	Radialkraft	N
ZPP[1].Fr	Radialkraft	N
ZPP[0].Fnorm	Normalkraft	N
RechSt.RechenMethID	Berechnungsmethode	
ZS.Oil.SchmierTyp	Schmierstoff Bezeichnung	
ZS.Schn.PVZ	Verzahnungsverlustleistung	kW
ZS.P_Limit	Leistung	kW
ZS.P_Usage	Anstrengung	%
ZS.SSi.Fuss	Sollsicherheit Zahnfuss	
ZS.SSi.Flanke	Sollsicherheit Zahnflanke	
ZS.SSi.FrInt	Sollsicherheit Fressen (Integral-Temperatur)	
ZS.SSi.VerfKSt	Sollsicherheit	
ZS.Hatt	Lebensdauer System	h

ZS.lastKElem	Berechnung für Lastkollektiv-Element Nr	
ZR[0].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[0].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFuss	Zahnfuss-Temperatur	°C
ZR[1].KSt.TempFlanke	Flankentemperatur	°C
ZS.BFSpiel.theRef	Referenztemperatur	°C
ZS.BFSpiel.theGehmin	Gehäusetemperatur, min ... max	°C
ZS.BFSpiel.theGehmax	Gehäusetemperatur, min ... max	°C
ZS.BFSpiel.theRadmin	Radkörpertemperatur, min ... max	°C
ZS.BFSpiel.theRadmax	Radkörpertemperatur, min ... max	°C
ZS.BFSpiel.theDifmin	Zulässiger Temperaturunterschied	Δ°C
ZS.BFSpiel.theDifmax	Zulässiger Temperaturunterschied	Δ°C
ZP[0].jtOP[0].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[0].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[0].jtOP[0].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[0].jtOP[0].cmin	Kopfspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[0].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[0].jtOP[0].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZP[0].jtOP[1].jt.i	Verdrehflankenspiel, min	mm
ZP[0].jtOP[1].jt.E	Verdrehflankenspiel, max	mm
ZP[0].jtOP[1].dfpt	Teilungsfehler durch Dehnung	µm
ZP[0].jtOP[1].cmin	Kopfspiel, min	mm

ZP[0].jtOP[1].epsa.i	Profilüberdeckung, min	
ZP[0].jtOP[1].epsa.E	Profilüberdeckung, max	
ZR[0].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[1].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[0].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[1].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[0].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[1].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[0].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZR[1].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZR[0].di	Innendurchmesser	mm
ZR[1].di	Innendurchmesser	mm
ZS.ReqSysReliability	Geforderte Zuverlässigkeit	%
ZR[0].YT	Technologie-Faktor	
ZR[1].YT	Technologie-Faktor	

65.9 W010 Wellenberechnung

Qu[0].sErmuedung	Ermüdungssicherheit	
Qu[0].sStatisch	Statische Sicherheit	
Qu[0].sResErmuedung	Ermüdung Resultat	%
Qu[0].sResStatisch	Statisch Resultat	%
Qu[0].sAnriss	Sicherheit Anriss	

WelG.speed	Drehzahl	1/min
WelG.rotateCounterClockwise	Drehrichtung	
WelG.AnzahlDr	Anzahl Eigenfrequenzen	
Bieg.X.BiegMin	Minimale Durchbiegung x	
Bieg.X.BiegMax	Maximale Durchbiegung x	
Bieg.Z.BiegMin	Minimale Durchbiegung z	
Bieg.Z.BiegMax	Maximale Durchbiegung z	
WelG.GVector[0]	Gewicht in Richtung x	
WelG.GVector[1]	Gewicht in Richtung y	
WelG.GVector[2]	Gewicht in Richtung z	
WelG.LageFlag	Position der Wellenachse	
WelG.Oil.theOil	Schmierstofftemperatur	
WelG.Oil.SchmierTypID	Schmierstoff	
WelG.W050Allg_ErwLebensd	Erweiterte Lebensdauer	
WelG.housingTemperature	Gehäusetemperatur	°C
WelG.Oil.V_Id	Verunreinigung	
WelG.WLagerBeruecksichtigen	Berechnungsmethode Lager	
WelG.W050Allg_SollLeben	Erforderliche Lebensdauer	h
WelG.Lebensdauer	Geforderte Lebensdauer Welle	h
WelG.aktivLK	Lastkollektiv berücksichtigen	
WelG.frictionMeth	Lagerreibung Methode	
WelG.oelstand	Ölstand	mm

WelG.lubricationType	Schmierungsart	
shafts[0].outerGeometry	Aussengeometrie	
shafts[0].innerGeometry	Innergeometrie	
shafts[0].name	Name	
shafts[0].drawingNumber	Zeichnung	
shafts[0].mass	Masse der Welle, inklusive Zusatzmassen	kg
shafts[0].length	Länge	mm
shafts[0].temperature	Temperatur	°C
shafts[0].material.DBID	Material Listenauswahl	
shafts[0].material.bez	Werkstoff Bezeichnung	
shafts[0].w060.WerkstArtStr	Werkstoffart	
shafts[0].w060.WerkstBehStr	Werkstoff-Behandlung	
shafts[0].w060.OberflVerfStr	Oberflächen-Behandlung	
shafts[0].w060.Hatt	Lebensdauer	h
shafts[0].w060.usage	Maximale Ausnutzung	
shafts[0].w060.damage	Schädigung	
WelG.referenceTemperature	Referenztemperatur	°C
WelG.housingThermalReference	Thermischer Gehäusereferenzpunkt	mm
WelG.considerGearOffsets	Krafteinleitungsversatz Zahnräder	
W060Allg.Haen.sSollStreck	Erforderliche Sicherheit	
W060Allg.Din.sSollStreck	Sollsicherheiten	
W060Allg.AGMA.sSafetyStatic	Sollsicherheit	

W060Allg.Din.sSollErmuedung	Sollsicherheiten	
W060Allg.AGMA.sSafetyFatigue	Sollsicherheit gegen Ermüdung	
W060Allg.Haen.sSollBruch	Erforderliche Sicherheit	
WelG.flagoelstand	Ölstand berücksichtigen	
WelG.sealCalc	Lager mit Dichtungen	
WelG.writeResultsToCSV	Daten als CSV-Datei exportieren	
WelG.Lage	Lage im Raum	°
WelG.lastKElem	Festigkeitsberechnung mit Lastkollektiv-Element	
WelG.housingMaterial.DBID	Gehäusewerkstoff	
WelG.considerGyroscopicEffect	Kreiseleffekt berücksichtigen	
WelG.ZahnradBeruecksichtigen	Zahnrad berücksichtigen	
WelG.GewichtBeruecksichtigen	Gewichtskraft berücksichtigen	
WelG.serializationExport.serializedDataForSaving	Eigene Lager speichern	
WelG.serializationExport.isSerializationAllowed	Export zulassen	
WelG.ReqSysReliability	Zuverlässigkeit der Konfiguration bei Soll-Lebensdauer	
W060Allg.limitedLife	Berechnungsmethode Welle	
shafts[0].speed	Drehzahl	1/min
shafts[0].startPosition	Startposition	mm
WelG.referenceTemperature	Referenztemperatur	°C

65.9.1 Metafunktionen SetElementData und GetElementData

Bei der Verwendung von Skript oder der COM-Schnittstelle können die meisten Parameter von Wellenelementen mit Hilfe der Metafunktionen `SetElementData(elementLabel,`

`parameterName, value)` und `GetElementData(elementLabel, parameterName)` aufgerufen und verändert werden. Die verfügbaren Parameternamen für die verschiedenen Wellenelementtypen sind in den nachstehenden Tabellen aufgeführt.

65.9.1.1 Geometrie

Element	Parametername	Einheit
Zylinder (Aussenkontur)	length	mm
	diameter	mm
	surfaceRoughnessId	
	surfaceRoughnessIdAGMA	
Kegel (Aussenkontur)	length	mm
	diameterLeft	mm
	diameterRight	mm
	surfaceRoughnessId	
	surfaceRoughnessIdAGMA	
Zylinder (Innenkontur)	length	mm
	diameter	mm
	surfaceRoughnessId	
Kegel (Innenkontur)	length	mm
	diameterLeft	mm
	diameterRight	mm
	surfaceRoughnessId	

65.9.1.2 Kerbwirkungen

Element	Parametername	Einheit
Fase links/rechts	length	mm
	angle	°
Radius links/rechts	radius	mm
	surfaceRoughnessId	
	surfaceRoughnessIdAGMA	
Freistich links/rechts	form	
	series	
	stress	
	length	mm
	depth	mm
	radius	mm
	surfaceRoughnessId	
	surfaceRoughnessIdAGMA	
Passfeder	position	mm
	length	mm
	standardId	
	width	mm
	depth	mm
	numberOfKeys	
	manufacturingProcess	

	surfaceRoughnessId	
	surfaceRoughnessIdAGMA	
Presssitz	position	mm
	length	mm
	type	
	surfaceRoughnessId	
	surfaceRoughnessIdAGMA	
Umlaufnut	position	mm
	depth	mm
	radius	mm
	surfaceRoughnessId	
	surfaceRoughnessIdAGMA	
Spitzkerbe	position	mm
	depth	mm
	surfaceRoughnessId	
	surfaceRoughnessIdAGMA	
Rechtecknut	position	mm
	width	mm
	depth	mm
	radius	mm
	surfaceRoughnessId	
	surfaceRoughnessIdAGMA	

Kerbwirkung allgemein	position	mm
	length	mm
	factorBending	
	factorTorsion	
	factorTensionCompression	
	factorShearing	
	surfaceRoughnessId	
	surfaceRoughnessIdAGMA	
Querbohrung	position	mm
	diameter	mm
	surfaceRoughnessId	
	surfaceRoughnessIdAGMA	
Gewinde	position	mm
	length	mm
	depth	mm
	surfaceRoughnessId	
	surfaceRoughnessIdAGMA	
Keilwelle	position	mm
	length	mm
	diameterInner	mm
	diameterExternal	mm
	numberOfKeys	

	rootRounding	
	surfaceRoughnessId	
	surfaceRoughnessIdAGMA	
Spline	position	mm
	length	mm
	surfaceRoughnessId	
	surfaceRoughnessIdAGMA	
	standardId	
	numberOfTeeth	
	module	mm
	diameterTip	mm
	diameterRoot	mm

65.9.1.3 Kräfte

Element	**Parametername**	**Einheit**
Stirnrad	position	mm
	forceOffset	mm
	angularPosition	°
	lengthOfLoad	mm
	pitchDiameter	mm
	internalDiameter	mm
	pressureAngle	°
	numberOfTeeth	

	handOfGear	
	helixAngle	°
	powerOrTorque	kW | Nm
	isDriven	
Kegelrad/Hypoidrad	position	mm
	angularPosition	°
	facewidth	mm
	referenceDiameter	mm
	internalDiameter	mm
	isHypoid	
	isTipToRight	
	pressureAngle	°
	numberOfTeeth	
	handOfGear	
	helixAngle	°
	pitchAngle	°
	powerOrTorque	kW | Nm
	isDriven	
Kronenrad	position	mm
	angularPosition	°
	meanDiameter	mm
	internalDiameter	mm

	isTipToRight	
	pressureAngle	°
	numberOfTeeth	
	handOfGear	
	helixAngle	°
	powerOrTorque	kW | Nm
	isDriven	
Schnecke	position	mm
	forceOffset	mm
	angularPosition	°
	lengthOfLoad	mm
	efficiency	mm
	pitchDiameter	mm
	internalDiameter	mm
	pressureAngle	°
	numberOfTeeth	
	handOfGear	
	leadAngle	°
	powerOrTorque	kW | Nm
	isDriven	
Schneckenrad	position	mm
	forceOffset	mm

	angularPosition	°
	lengthOfLoad	mm
	efficiency	mm
	pitchDiameter	mm
	internalDiameter	mm
	pressureAngle	°
	numberOfTeeth	
	handOfGear	
	helixAngle	°
	powerOrTorque	kW | Nm
	isDriven	
Seilzug	position	mm
	lengthOfLoad	mm
	diameter	mm
	sumOfForces	N
	direction	°
	powerOrTorque	kW | Nm
	isDriven	
Zentrische Belastung	position	mm
	lengthOfLoad	mm
	forceX	N
	forceY	N

	forceZ	N
	momentX	Nm
	momentZ	Nm
	powerOrTorque	kW | Nm
	isDriven	
Exzentrische Belastung	positionX	mm
	positionY	mm
	positionZ	mm
	lengthOfLoad	mm
	forceX	N
	forceY	N
	forceZ	N
Magnetische Kraft	position	mm
	lengthOfLoad	mm
	axialForceFactor	
	radialForce	N
	direction	°
	grooveLead	
	powerOrTorque	kW | Nm
	isDriven	
Zusatzmasse	position	mm
	lengthOfLoad	mm

	momentOfInertiaJp	kg·m²
	momentOfInertiaJxx	kg·m²
	momentOfInertiaJzz	kg·m²
	mass	kg
	eccentricity	mm
	angularPosition	°
Kupplung/Motor	position	mm
	lengthOfLoad	mm
	diameter	mm
	axialForceFactor	
	radialForceFactor	
	direction	°
	mass	kg
	powerOrTorque	kW | Nm
	isDriven	
Verlustleistung	position	mm
	lengthOfLoad	mm
	powerOrTorque	kW | Nm
	isDriven	

65.9.1.4 Lager, Verbindungen (starre und gelenkige)

Element	**Parametername**	**Einheit**
Lagerung	position	mm

	type	
	isCartesian	
	isDampingSet	
	radialDisplacementState	
	radialStiffness	N/µm
	radialClearance	µm
	radialDamping	N/(m/s)
	axialDisplacementState	
	axialStiffness	N/µm
	axialClearanceLeft	µm
	axialClearanceRight	µm
	axialDamping	N/(m/s)
	rotationState	
	rotationStiffness	Nm/°
	rotationClearanceLeft	°
	rotationClearanceRight	°
	rotationDamping	Nm/(rad/s)
	tiltingState	
	tiltingStiffness	Nm/°
	tiltingClearance	°
	tiltingDamping	Nm/(rad/s)
	UXstate	

	UXstiffness	N/µm
	UXclearanceLeft	µm
	UXclearanceRight	µm
	UXdamping	N/(m/s)
	UYstate	
	UYstiffness	N/µm
	UYclearanceLeft	µm
	UYclearanceRight	µm
	UYdamping	N/(m/s)
	UZstate	
	UZstiffness	N/µm
	UZclearanceLeft	µm
	UZclearanceRight	µm
	UZdamping	N/(m/s)
	RXstate	
	RXstiffness	Nm/°
	RXclearanceLeft	°
	RXclearanceRight	°
	RXdamping	Nm/(rad/s)
	RYstate	
	RYstiffness	Nm/°
	RYclearanceLeft	°

	RYclearanceRight	°
	RYdamping	Nm/(rad/s)
	RZstate	
	RZstiffness	Nm/°
	RZclearanceLeft	°
	RZclearanceRight	°
	RZdamping	Nm/(rad/s)
	isEccentricThrust	
	isEccentricThrustReferenceGear	
	isEccentricThrustRadiusToContact	
	eccentricThrustReferenceGear	
	eccentricThrustRadiusToContact	mm
	eccentricThrustAngularPositionOfContact	°
Wälzlager	position	mm
	adjustment	
	typeId	
	databaseId	
	clearanceId	
	clearance	mm
	bearingToleranceId	
	shaftToleranceField	
	shaftAllowance	µm

	hubToleranceField	
	hubAllowance	µm
	isHousingBoreDefined	
	housingBoreInternalDiameter	mm
	housingBoreExternalDiameter	mm
	temperatureInnerRing	°C
	temperatureOuterRing	°C
	temperatureRollingElements	°C
	outerRingOffsetX	mm
	outerRingOffsetY	mm
	outerRingOffsetZ	mm
	outerRingTiltingX	rad
	outerRingTiltingZ	rad
	isStiffnessSet	
	radialStiffness	N/µm
	radialStiffnessFilename	
	axialStiffness	N/µm
	axialStiffnessFilename	
	tiltingStiffness	Nm/°
	tiltingStiffnessFilename	
	isDampingSet	
	dampingUX	N/(m/s)

	dampingUY	N/(m/s)
	dampingUZ	N/(m/s)
	dampingRX	Nm/(rad/s)
	dampingRY	Nm/(rad/s)
	dampingRZ	Nm/(rad/s)
	thermalRatingFactor_f0r	
	thermalRatingFactor_f1	
	thermalRatingFactor_f1r	
	thermalRatingSurface	mm²
	thermalRatingDynamicEquivalentLoad	N
Gleitlager	position	mm
	type	
	width	mm
	attitudeAngle	°
	clearance	mm
	stiffness	N/µm
	damping	N/(m/s)
	frictionCoefficientRadial	
	frictionCoefficientAxial	
	thrustCollarDiameterInner	mm
	thrustCollarDiameterOuter	mm

65.10 M010 Zylindrischer Press-Sitz

m01w.di	Innendurchmesser	mm
m01allg.df	Fugendurchmesser	mm
m01n.da	Äquivalenter Aussendurchmesser	mm
m01w.mat.DBID	Werkstoff Welle	
m01n.mat.DBID	Werkstoff Nabe	
m01M.nenn	Nenndrehmoment	Nm
m01allg.FA	Axialkraft	N
m01allg.Mb	Biegemoment	Nm
m01allg.Fr	Radialkraft	N
m01allg.n	Drehzahl	1/min
m01allg.l	Presssitzlänge	mm
m01w.tol.bez	Toleranz Welle	
m01n.tol.bez	Toleranz Nabe	
m01r.si[1]	Sicherheit gegen Rutschen	
m01w.SiRm[2]	Sicherheit Bruch Welle	
m01w.SiRe[2]	Sicherheit Streckgrenze Welle	
m01n.SiRm[2]	Sicherheit Bruch Nabe	
m01n.SiRe[2]	Sicherheit Streckgrenze Nabe	
m01allg.cb	Anwendungsfaktor	
m01sollSi.ReN	Sollsicherheit Streckgrenze	
m01sollSi.ReN	Sollsicherheit Streckgrenze	

m01sollSi.Ru	Sollsicherheit Rutschen	
m01r.si[0]	Sicherheit gegen Rutschen	
m01r.si[1]	Sicherheit gegen Rutschen	
m01r.si[2]	Sicherheit gegen Rutschen	
m01w.SiRm[0]	Sicherheit Bruch Welle	
m01w.SiRm[1]	Sicherheit Bruch Welle	
m01w.SiRm[2]	Sicherheit Bruch Welle	
m01w.SiRe[0]	Sicherheit Streckgrenze Welle	
m01w.SiRe[1]	Sicherheit Streckgrenze Welle	
m01w.SiRe[2]	Sicherheit Streckgrenze Welle	
m01sollSi.ReN	Sollsicherheit Streckgrenze	
m01sollSi.RmW	Sollsicherheit Bruch	
m01sollSi.Ru	Sollsicherheit Rutschen	
m01allg.cb	Anwendungsfaktor	

65.11 M02a Passfeder

m02Aa.Mnenn	Nenndrehmoment	Nm
m02Aa.Mmax	Maximaldrehmoment	Nm
m02Aa.TRmin	Minimalreibschlussmoment bei Press-Sitz	Nm
m02Aw.ResultW	Sicherheiten	
m02An.ResultN	Sicherheiten	
m02Ak.ResultP	Sicherheiten	

m02Aw.mat.DBID	Werkstoff Welle	
m02An.mat.DBID	Werkstoff Nabe	
m02Ak.mat.DBID	Werkstoff Passfeder	
m02Aw.dWa	Wellendurchmesser	mm
m02Aw.lW	Tragende Passfederlänge	mm
m02An.lN	Tragende Passfederlänge	mm
m02Aa.Methode	Berechnungsmethode	
m02Aa.StossFak	Anwendungsfaktor	
m02An.D1	Kleiner Aussendurchmesser Nabe	mm
m02Aw.s1	Kantenbruch an der Welle	mm
m02An.s2	Kantenbruch an der Nabe	mm
m02An.c	Breite des Nabenteils mit D2	mm
m02An.D2	Grosser Aussendurchmesser Nabe	mm
m02Aa.NW	Häufigkeit der Lastrichtungswechsel	
m02An.a0	Abstand a0 (Bild 2, DIN 6892)	mm
m02Aw.SollS	Sollsicherheit Welle	
m02An.SollS	Sollsicherheit Nabe	
m02Ak.SollS	Sollsicherheit Passfeder	
m02An.lN	Tragende Passfederlänge	mm
m02Aw.lW	Tragende Passfederlänge	mm

65.12 Z09a Zahnwelle (Festigkeit und Geometrie)

ZS.Geo.mn	Normalmodul	mm
ZS.Geo.beta	Schrägungswinkel am Teilkreis	°
ZR[0].z	Zähnezahl	
ZR[1].z	Zähnezahl	
ZS.Geo.alfn	Normaleingriffswinkel	°
ZR[0].b	Zahnbreite	mm
ZR[1].b	Zahnbreite	mm
ZR[0].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[1].x.nul	Kopfhöhen Korrekturkoeffizient	
ZR[0].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[1].da.nul	Kopfkreisdurchmesser	mm
ZR[0].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[1].df.nul	Fusskreisdurchmesser	mm
ZR[0].T	Drehmoment	Nm
ZS.KA	Anwendungsfaktor	
ZPP[0].Flanke.SHw	Sicherheit	
ZR[0].mat.DBID	Werkstoff Welle	
ZR[1].mat.DBID	Werkstoff Nabe	
ZR[0].Tool.RefProfile.DBID	Bezugsprofil Welle	
ZR[1].Tool.RefProfile.DBID	Bezugsprofil Nabe	
ZS.Q5480	(Resultierende) Querkraft	N

ZS.Fax5480	Axialkraft	N
ZS.MbA5480	Biegemoment, Verbindungsanfang	Nm
ZS.MbU5480	Biegemoment, im ungestörten Bereich	
ZS.mu5480	Haftreibungskoeffizient	
ZS.G5480	Reibkraft-Aufteilungsfaktor	
ZS.kb5480	Breitenfaktor	
ZS.kphi5480	Umfangsfaktor	
ZR[0].n	Drehzahl	1/min
ZS.R_T5480	Spannungsverhältnis R, Drehmoment	
ZS.R_Q5480	Spannungsverhältnis R, Querkraft	
ZS.R_Mb5480	Spannungsverhältnis R, Biegemoment	
ZS.R_Fax5480	Spannungsverhältnis R, Axialkraft	
Z5480P[0].L1	Wellenüberstand	mm
ZR[0].Tol.Fp	Teilungs-Gesamtabweichung	µm
ZR[0].Tol.Fp	Teilungs-Gesamtabweichung	µm
m02Ca.Mmax	Maximaldrehmoment	Nm
m02Ca.NL	Häufigkeit der Lastspitze	
m02Ca.NW	Häufigkeit der Lastrichtungswechsel	
m02Cn.D1	Kleiner Aussendurchmesser	mm
m02Cn.D2	Grosser Aussendurchmesser	mm
m02Cn.c	Breite des Nabenteils mit D_2	mm
m02Cn.a0	Abstand a0	

ZR[0].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZR[1].Fuss.Kwb	Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	
ZS.Kgam	Aufteilungsfaktor	
ZS.Q5480	(Resultierende) Querkraft	N
ZS.SSi.Flanke	Sollsicherheit Zahnflanke	
ZR[0].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[1].RZF	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Fuss	µm
ZR[0].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[1].RZH	Gemittelte Rauhtiefe R_z, Flanke	µm
ZR[0].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[1].RAF	Mittenrauhwert R_a, Fuss	µm
ZR[0].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm
ZR[1].RAH	Durchschnittliche Oberflächenrauhigkeit bei Lx, Ritzel	µm

65.13 M02b Keilwelle

m02Ba.Mnenn	Nenndrehmoment	Nm
m02Ba.Mmax	Maximaldrehmoment	Nm
m02Ba.StossFak	Anwendungsfaktor	
m02Bw.ResultW	Minimale Sicherheit	
m02Bn.ResultN	Minimale Sicherheit	
m02Bw.mat.DBID	Werkstoff Welle	
m02Bn.mat.DBID	Werkstoff Nabe	

m02Bk.d1Keil	Innendurchmesser	mm
m02Bk.d2Keil	Aussendurchmesser	mm
m02Ba.iANZ	Anzahl Keile	
m02Bk.bKeil	Breite	mm
m02Bk.hKeil	Höhe Keil	mm
m02Ba.ltr	Breite des Nabenteils mit D2	mm
m02Bn.D1	Kleiner Aussendurchmesser	mm
m02Bn.D2	Grosser Aussendurchmesser	mm
m02Bn.c	Breite des Nabenteils mit D2	mm
m02Ba.NW	Häufigkeit der Lastrichtungswechsel	
m02Ba.NL	Häufigkeit der Lastspitze	
m02Bn.a0	Abstand a0	mm
m02Ba.SollS	Sollsicherheit	

65.14 M02d Polygon

m02Da.Mnenn	Nenndrehmoment	Nm
m02Da.Mmax	Maximaldrehmoment	Nm
m02Da.StossFak	Anwendungsfaktor	
m02Dw.ResultW	Sicherheit bei T	
m02Dn.ResultN	Sicherheit bei T	
m02Dw.mat.DBID	Werkstoff Welle	
m02Dn.mat.DBID	Werkstoff Nabe	

m02Dk.di	Innenkreisdurchmesser	mm
m02Dk.da	Aussenkreisdurchmesser	mm
m02Dk.e	Exzentrizität	mm
m02Da.ltr	Tragende Länge	mm
m02Dk.y	Faktor Nabenwand	
m02Dn.D1	Aussendurchmesser Nabe	mm
m02Da.NW	Häufigkeit der Lastrichtungswechsel	
m02Da.NL	Häufigkeit der Lastspitze	
m02Da.SollS	Sollsicherheit	
m02da.RechnenMeth	Berechnungsmethode	

65.15 M02e Scheibenfeder

m02Ea.Mnenn	Nenndrehmoment	Nm
m02Ea.Mmax	Maximaldrehmoment	Nm
m02Ea.StossFak	Anwendungsfaktor	
m02Ew.ResultW	Sicherheiten	
m02En.ResultN	Sicherheiten	
m02Ek.ResultP	Sicherheiten	
m02Ew.mat.DBID	Werkstoff Welle	
m02En.mat.DBID	Werkstoff Nabe	
m02Ek.mat.DBID	Werkstoff Passfeder	
m02Ew.dWa	Wellendurchmesser	mm

m02Ek.bKeil	Scheibenfederbreite	mm
m02Ek.hKeil	Scheibenfederhöhe	mm
m02Ek.DKeil	Durchmesser	mm
m02Ew.lW	Breite des Nabenteils mit D2	mm
m02Ek.t1MaxKeil	Wellennuttiefe	mm
m02En.D1	Kleiner Aussendurchmesser	mm
m02En.D2	Grosser Aussendurchmesser	mm
m02En.c	Breite des Nabenteils mit D2	mm
m02Ea.iANZ	Anzahl Scheibenfedern	
m02Ea.NW	Häufigkeit der Lastrichtungswechsel	
m02Ea.NL	Häufigkeit der Lastspitze	
m02En.a0	Abstand a0	mm
m02Ea.SollS	Sollsicherheit	

65.16 Z090 Keilriemen

z090k.DinIdK	Typ	
belt.neff	Anzahl Riemen	
belt.Lange	Riemenlänge	mm
z090k.i	Übersetzung	
z090k.a	Achsabstand	mm
sheave[0].d	Teilkreisdurchmesser	mm
sheave[1].d	Teilkreisdurchmesser	mm

sheave[2].d	Teilkreisdurchmesser	mm
z090k.n1	Drehzahl	1/min
z090k.n2	Drehzahl	1/min
z090k.n3	Drehzahl	1/min
z090k.cB	Betriebsfaktor	
z090k.T1	Betriebsdrehmoment	Nm
z090k.T2	Betriebsdrehmoment	Nm
z090k.PN	Nennleistung	kW
belt.Konfig	Konfiguration	
z090k.Sich	Ausnutzung	%
sheave[0].umschl	Umschlingung	°
sheave[1].umschl	Umschlingung	°
sheave[0].AxKftBet	Achskraft	N
sheave[1].AxKftBet	Achskraft	N
z090k.LeerTrF	Trummkraft im Leertrumm/Lasttrumm	N
z090k.LastTrF	Trummkraft im Leertrumm/Lasttrumm	N

65.17 Z091 Zahnriemen

z091k.DinIdK	Typ	
belt.ZahneZ	Gliederzahl (der Kette)	
belt.Lange	Riemenlänge	mm
z091k.i	Übersetzung	

z091k.a	Achsabstand	mm
sheave[0].d	Teilkreisdurchmesser	mm
sheave[1].d	Teilkreisdurchmesser	mm
sheave[2].d	Teilkreisdurchmesser	mm
z091k.n1	Drehzahl	1/min
z091k.n2	Drehzahl	1/min
z091k.n3	Drehzahl	1/min
z091k.z1	Zähnezahl	
z091k.z2	Zähnezahl	
z091k.z3	Zähnezahl	
z091k.cB	Betriebsfaktor	
z091k.T1	Betriebsdrehmoment	Nm
z091k.T2	Betriebsdrehmoment	Nm
z091k.PN	Nennleistung	kW
belt.beff	Effektive Riemenbreite	mm
belt.Konfig	Konfiguration	
z091k.Sich	Ausnutzung	%
sheave[0].umschl	Umschlingung	°
sheave[1].umschl	Umschlingung	°
sheave[0].AxKftBet	Achskraft	N
sheave[1].AxKftBet	Achskraft	N
z091k.LeerTrF	Trummkraft im Leertrumm/Lasttrumm	N

z091k.LastTrF	Trummkraft im Leertrumm/Lasttrumm	N

65.18 Z092 Kettentrieb

z092k.TypID	Typ	
z092k.Z	Anzahl Stränge	
belt.Lange	Riemenlänge	mm
belt.ZahneZ	Gliederzahl (der Kette)	
z092k.a	Achsabstand	mm
sheave[0].d	Teilkreisdurchmesser	mm
sheave[1].d	Teilkreisdurchmesser	mm
sheave[2].d	Teilkreisdurchmesser	mm
z092k.z1	Zähnezahl	
z092k.z2	Zähnezahl	
z092k.z3	Zähnezahl	
z092k.n1	Drehzahl	1/min
z092k.n2	Drehzahl	1/min
z092k.n3	Drehzahl	1/min
z092k.f1	Anwendungsfaktor	
z092k.T1	Drehmoment	Nm
z092k.T2	Drehmoment	Nm
z092k.PN	Nennleistung	kW
z092k.Sich	Ausnutzung	%

z092k.i1	Übersetzung	
sheave[2].x	X-Koord. Mittelpunkt	mm
sheave[2].y	Y-Koord. Mittelpunkt	mm
sheave[0].umschl	Umschlingung	°
sheave[1].umschl	Umschlingung	°
sheave[0].AxKftBet	Achskraft	N
sheave[1].AxKftBet	Achskraft	N