

# Progettazione e ottimizzazione DELLE TRASMISSIONI PER VEICOLI IBRIDI

IN QUESTO ARTICOLO VERRANNO APPROFONDITI DUE ASPETTI: L'OTTIMIZZAZIONE DI UNA TRASMISSIONE MONOMARCIA (RIDUZIONE A DUE STADI PARALLELI) PER VEICOLI COMPLETAMENTE ELETTRICI E LA PROGETTAZIONE E OTTIMIZZAZIONE DELLA TRASMISSIONE PER UN VEICOLO IBRIDO.

**L**a necessità di ridurre l'inquinamento atmosferico ha portato all'introduzione dei motori elettrici per la propulsione dei veicoli stradali. Senza dilungarsi in un'introduzione generale, è sufficiente constatare che la progettazione della trasmissione per questa nuova tipologia di veicoli richiede particolari attenzioni. Una trattazione esaustiva sull'argomento è disponibile in [1]. In questo articolo verranno esaminati due casi affrontati dall'autore: l'ottimizzazione di una trasmissione monomarcia (riduzione a due stadi paralleli) per veicoli completamente elettrici e la progettazione e ottimizzazione della trasmissione per un veicolo ibrido. Gli argomenti affrontati nel primo caso sono propedeutici al secondo, che ha una complessità cinematica maggiore, perché basato su un epicicloidale composto. In particolare, verranno presentati il metodo di calcolo, i punti critici, i riferimenti bibliografici ed eventuali strumenti software. Maggiori informazioni su questo tipo di trasmissione sono in [2] e [3].

## Trasmissione monomarcia con riduzione a due stadi ad assi paralleli

Sono stati esaminati due diverse configurazioni per applicazioni diverse, il primo più classico e semplice, il secondo più compatto, ma meno rigido (figura 1). Per entrambi i casi, è stato seguito lo stesso approccio descritto qui di seguito.

In entrambi i casi, erano già state proposte alcune configurazioni di macrogeometria ( $m$ ,  $z$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ , altezza dente) ed era richiesto di ottimizzare la microgeometria, cioè il contatto. Per il primo caso, sono state studiate sette applicazioni (per altrettanti veicoli), mentre una sola per il secondo.

## Ottimizzazione del contatto

Un processo di ottimizzazione parte dalla definizione di uno o più obiettivi, delle variabili con le quali "giocare" e dei vincoli da rispettare. Il contatto fra gli ingranaggi è un obiettivo non solo "visivo"; pertanto, per poter procedere a un'ottimizzazione numerica, occorre esprimerlo in maniera analitica. È stato scelto di procedere su due strade parallele.

## Bombatura lungo la fascia

L'effetto della bombatura può essere quantificato con le sicurezze a piede e fianco secondo ISO 6336 [4], purché si tenga conto dell'effettiva distribuzione del carico lungo la fascia. A tal proposito, è stato usato il metodo descritto nella ISO 6336-1 Annex E che tiene conto della mi-

crogeometria degli ingranaggi e della deformata degli alberi. Porta a risultati attendibili in tempi brevi e fornisce il valore del fattore  $K_{H\beta}$ , necessario per il calcolo della capacità di carico. L'implementazione di questo metodo, che utilizza una LTCA monodimensionale, è descritta in [5]. SF e SH sono quindi l'obiettivo: verrà spiegato in seguito come sono state calcolate tali sicurezze con lo spettro di carico (figura 2).

Come variabili sono state scelte le due dimensioni che definiscono separatamente le due componenti di una bombatura asimmetrica, pensata come somma di bombatura simmetrica e correzione dell'elica. Come ulteriore variabile è stata aggiunto il tipo di correzione di elica: conica o parallela.

## Spoglia di testa

Successivamente alla scelta della bombatura (asimmetrica) ottimale, si è cercata la spoglia di testa (del tipo arcuato) che minimizzasse l'errore di trasmissione PPT e il picco di pressione di contatto. Poiché questi valori dipendono dal carico, è stato tracciato un grafico su diversi livelli di coppia, lasciando in parte all'occhio umano la scelta del valore di spoglia che porta al grafico "più bello" (figura 3).

## Flessione alternata e spettro

Come anticipato, il primo problema affrontato è stato calcolare le sicurezze SF e SH con lo spettro di carico di tabella 1. La ISO 6336-5 spiega come calcolare il danno accumulato con la regola di Miner. È un metodo utilizzato diffusamente in ambito industriale, però è valido così com'è solo quando la ruota motrice è sempre la stessa e il fianco di lavoro non cambia. Nel caso in esame, invece, lo spettro presenta tutte le quattro combinazioni di segni su coppia e velocità, perché il motore elettrico funziona da motore o freno, in un senso di marcia e nell'altro.

Occorre quindi tenerne conto sia nel calcolo a flessione (che non è né pulsante, né perfettamente alternata), sia nel calcolo a pitting, per il quale il numero di ore viste da ogni fianco non è lo stesso, né tantomeno uguale a quello usato per il calcolo a flessione. Ovviamente per ogni riga dello spettro va ricalcolato il fattore  $K_{H\beta}$  funzione della bombatura e della deformata degli alberi.

Per il calcolo della resistenza a pitting, si eseguono due calcoli separati, uno per ogni fianco, ciascuno per il numero di ore effettivamente percorso su quel fianco, come risulta dallo spettro. La sicurezza a fianco è la minima delle due calcolate.

Per il calcolo della resistenza a flessione, il discorso è un po' più complesso.

Le norme di calcolo sulla capacità di carico degli ingranaggi riportano i limiti di fatica dei materiali a flessione pulsante. Nel caso di flessione alternata pura AGMA 2001-D04 al paragrafo 16.2 indica di ridurlo al 70%.

Anche la ISO 6336-5:2016 riduce al 70% la resistenza per la flessione alternata pura. Negli altri casi, la ISO 6336-3:2006 Annex B indica di scalarla di un fattore YM funzione del rapporto di tensione (cioè dal rapporto fra i carichi nei due fianchi dello stesso dente), del materiale e dalla forma del raccordo al piede dente, nel caso di ingranaggi cementati.

$$YM = \frac{1}{1-R \cdot \frac{1-M}{1+M}} \quad (1)$$

dove

$$R = -1.2 \cdot \frac{\text{carico lineare sul fianco meno caricato}}{\text{carico lineare sul fianco più caricato}}$$

$M$  considera l'influenza della tensione media sull'ampiezza della tensione resistente (statica o a fatica); è definito nella ISO 6336-3:2006 Annex B come la riduzione dell'ampiezza della resistenza a fatica per un certo incremento di tensione media.

Qualche anno fa, è stato presentato un lavoro su come calcolare questa riduzione di resistenza a fatica per la flessione alterna secondo le teorie di Gerber e di Goodmann modificata [7]. Entrambe le teorie portano YM a valori inferiori a 0.7 per la flessione alternata pura, rispettivamente 0.569 e 0.699.

La stessa "evoluzione" si nota anche nel passaggio di YM da 0.7 a 0.65 riportato nelle due successive edizioni del testo sugli ingranaggi cilindrici [8] e [9]. Qui viene indicata anche la formulazione per casi intermedi, facendo riferimento al numero di inversioni, mantenendo comunque invariato il rapporto di sollecitazione, cioè con i due fianchi sollecitati dallo stesso valore di forza (figura 4).

Per il calcolo in esame, si è scelta la formulazione che si adattasse meglio ai dati contenuti nello spettro in esame. Come indicato in [10], si eseguono due calcoli

1. con  $YM=1$  per le righe con coppia positiva e  $YM=0.7$  per quelle con coppia negativa
2. con  $YM=0.7$  per le righe con coppia positiva e  $YM=1$  per quelle con coppia negativa

La sicurezza a flessione è la migliore delle due (non la peggiore). Viene chiamata la "più realistica", perché, non essendo noto il numero di inversioni, scegliere la peggiore (come invece nel caso del calcolo a pitting) sarebbe eccessivamente conservativo.

Va notato che lo spettro utilizzato è già condensato, ridotto: non rappresenta la storia (intesa come sequenza cronologica) di carico; il cambio di segno fra le righe dello spettro non rappresenta un cambiamento di funzionamento della trasmissione.

### Contributi sull'impronta di contatto

Come già detto, l'impronta di contatto è funzione della microgeometria (che è da ottimizzare) e della deformata dell'albero. Su quest'ultima incidono le rigidità del corpo ruota, dell'albero, della cassa, dei cuscinetti (con i relativi giochi di montaggio, precarichi e tolleranze) e la precisione della posizione dei relativi fori di alloggiamento

Una descrizione dettagliata del metodo utilizzato è disponibile in [11]. È stato realizzato un modello di tutta la trasmissione sul quale fare un calcolo iterativo totalmente automatico e non presidiato.

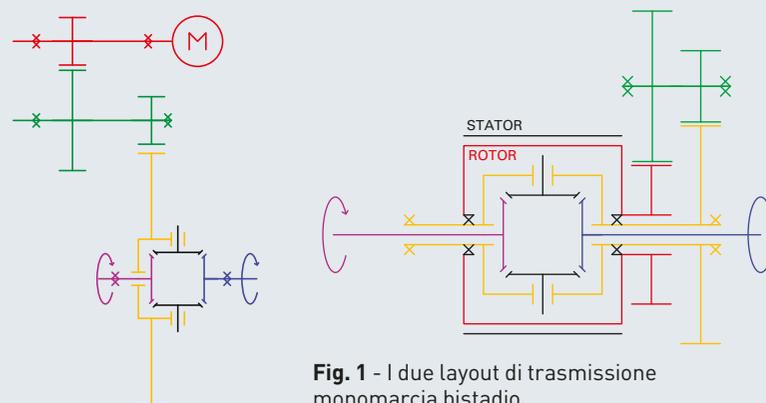


Fig. 1 - I due layout di trasmissione monomarcia bistadio.

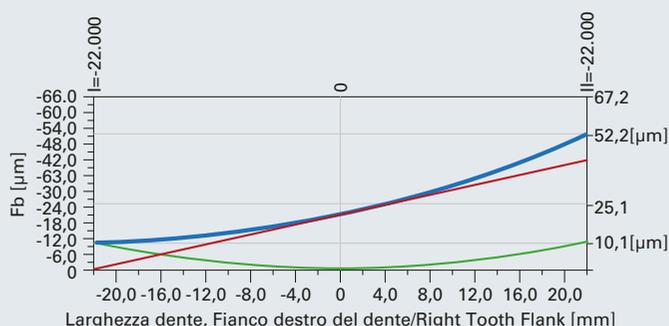
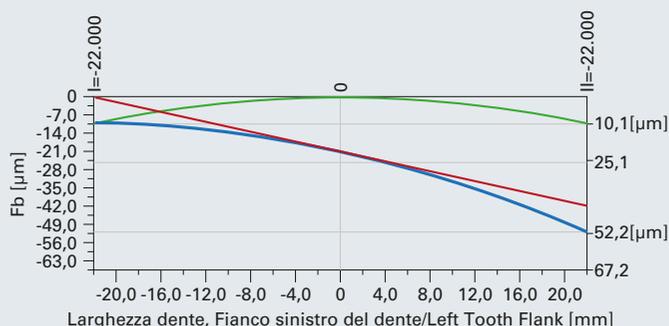


Fig. 2 - Bombatura asimmetrica = bombatura simmetrica + correzione di elica conica o parallela.

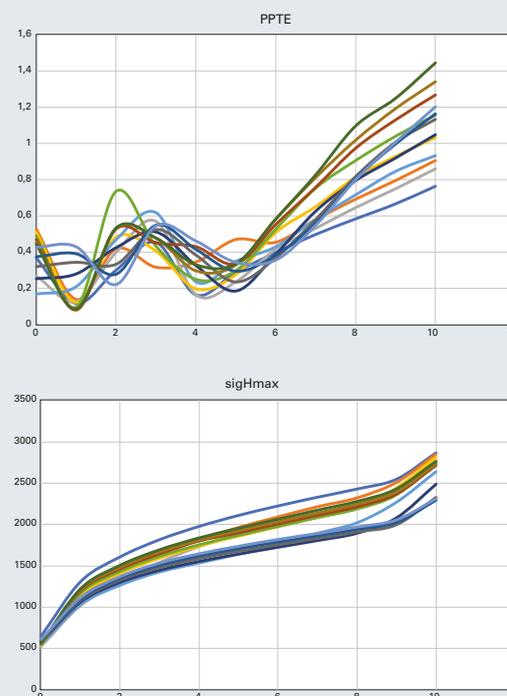


Fig. 3 - PPTE e massima pressione di contatto in funzione della percentuale di carico e del tipo di microgeometria.

Il flusso del calcolo è questo

1. Calcolo cinematico degli ingranaggi (forze agenti sul dente)
2. Applicazione sugli alberi delle forze appena calcolate al punto precedente
3. Calcolo delle reazioni vincolari, considerando la sola rigidità dei cuscinetti con il relativo precarico
4. Calcolo del cedimento della sede dei cuscinetti sulla cassa (FEM)
5. Calcolo della deformata reale dell'albero
6. LTCA sugli ingranaggi con i cedimenti
7. Aggiornamento dei valori del punto 1 e ripetizione del calcolo fino a convergenza.

Il calcolo dell'albero è stato fatto sul modello della trave di Timoshenko. Il calcolo della rigidità dei cuscinetti con [12]. I dati geometrici dettagliati dei cuscinetti sono stati chiesti al produttore [13]. Il contributo della rigidità della cassa è stato preso in considerazione esportandone dal FEM la matrice di rigidità condensata nei centri geometrici dei cuscinetti [14] e importandola nel modello KISSsys. Anche il contributo della rigidità del corpo ruota è stato considerato all'interno del modello. Il FEM utilizzato è in questo caso open-source [15]. Senza tali integrazioni fra i vari software, che ne permettono lo scambio dati (carichi e deformazioni) in maniera non presidiata, il calcolo delle deformazioni sarebbe stato fatto one-shot senza iterazioni e con una minore precisione (figura 5). Fra i risultati di questo calcolo, è stata scelta di includere anche le varie durate dei cuscinetti [16], con il metodo del danno accumulato, tenendo conto anche della contaminazione dell'olio su ogni singolo cuscinetto. Anche il valore massimo della pressione di contatto è un buon indicatore delle condizioni di funzionamento del cuscinetto.

### Algoritmo di ottimizzazione

Si è già accennato ai due calcoli indipendenti di ottimizzazione del contatto in senso nelle due direzioni della fascia e del profilo del dente. Ora che sono note tutte le dipendenze all'interno del modello, è possibile approfondire gli algoritmi che vi stanno dietro. Come già spiegato, in questa fase, per motivi di tempo, non è stato utilizzato un ottimizzatore professionale, come invece è accaduto per lo studio [17]. Ci si è limitati a definire due loop di ricerca. Per l'ottimizzazione in senso longitudinale, le 4 variabili di bombatura e correzione di elica sono state spazzolate per 10 volte su 10 valori dall'1 % al 100% della coppia nominale.

Per evitare il proliferare di soluzioni (sarebbero di  $10^6$ ), le correzioni delle due ruote coniugate sono state incrementate in maniera sincrona, ottenendo così solo  $10^4$  varianti. Il range su cui variare la bombatura è stato da 0 a quello doppio di quanto necessario per compensare la deformata a coppia massima. Per la correzione dell'elica si è invece scelto di variare fra i due valori di segno opposto di quello suggerito, passando quindi anche dallo 0. Si è notato che, in funzione dello spettro, per le sette configurazioni di figura 1a, la microgeometria ottimale era costituita da correzioni di elica a volte parallela, a volte conica, in maniera non prevedibile a priori. Per la correzione del profilo, si è scelta la sola spoglia di testa (evitando quella di piede per motivi di difficoltà realizzativa) di tipo arcuato, variandola su 10 valori fra 0 e quella necessaria a compensare la deformata del dente alla coppia massima, fra lunga e corta [18]. Come già indicato, la combinazione migliore è quella che porta a massimizzare la sicurezza a flessione e pitting con lo spettro dato. Poiché a priori non è possibile stabilire se il valore di spoglia ottimale e il valore di bombatura ottimale portino insieme alla soluzione ottimale, sarebbe necessario annidare i due loop di ricerca. In questa fase ci si è limitati a verificare visivamente l'impronta di contatto calcolata con la LTCA nelle varie condizioni di carico presenti nello spettro (figura 6).

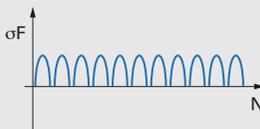
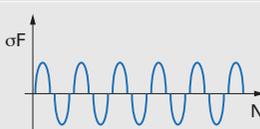
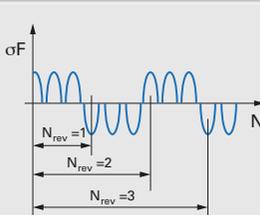
Operating Mode	Alternating Bending Factor (Mean Stress Influence Factor) $Y_M$	Load Direction
Pulsating	1	
Alternating	0,7 <sup>(1)</sup> 0,65 <sup>(2)</sup>	
Oscillating	$0,85 - 0,15 \cdot \frac{\log N_{rev}}{6}$ <sup>(1)</sup> $0,85 - 0,15 \cdot \frac{\log N_{rev}}{6}$ <sup>(2)</sup>  ( $1 \leq N_{rev} \leq 10^6$ ) 0,7 <sup>(1)</sup> 0,65 <sup>(2)</sup> ( $N_{rev} \geq 10^6$ )	

Fig. 4 - Fatica alternata secondo [8] <sup>(1)</sup> e [9] <sup>(2)</sup>

TAB. 1 Spettro di carico con segni misti per coppia e velocità, in % rispetto ai valori nominali

% Time ( $\Sigma=100$ )	% Torque	% Speed
3.673	100.000	100
10.034	100.000	200
1.233	100.000	400
10.116	72.370	600
11.062	61.852	-800
2.558	30.701	1000
10.697	33.333	1200
0.032	29.630	1400
6.125	-81.580	-100
2.221	-81.481	200
10.693	-81.481	333
6.280	-81.481	467
2.060	-71.370	600
3.453	-55.556	720
12.002	-48.148	890
7.762	-40.741	1000

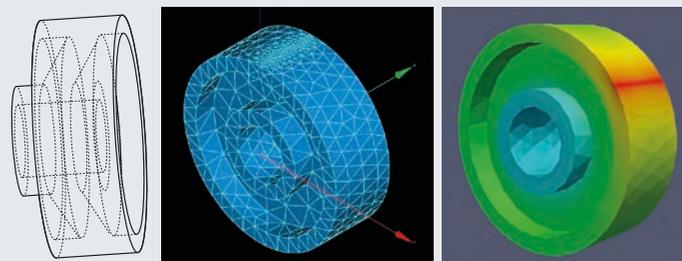


Fig. 5 - Modello parametrico del corpo ruota per il calcolo FEM [10] [15].

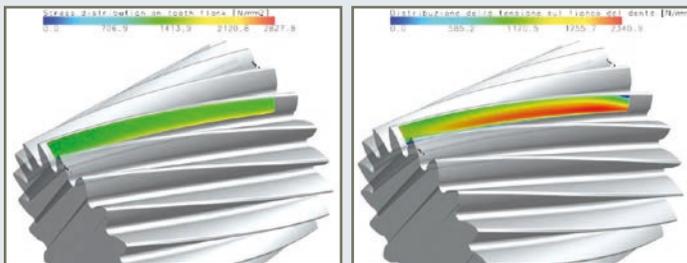


Fig. 6 - Impronta di contatto calcolata con la LTCA prima [A] e dopo l'ottimizzazione [B].

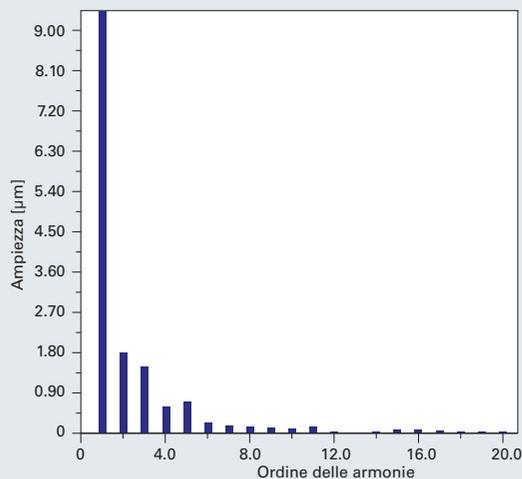


Fig. 7  
FFT del TE.

TAB. 2 RAPPORTO DI TENSIONE MEDIA, M [4]

Materiale	M
Acciaio cementato e temprato	$0,8 \div 0,15 Y_s$
Acciaio cementato e temprato + micropallinatura	0,4

TAB. 3 ESEMPIO DI MAPPA DEL RENDIMENTO

(la tabella è stata lasciata appositamente vuota)

		Input speed										
		0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
Input Torque	0											
	400											
	800											
	1200											
	1600											
	2000											
	2400											
	2800											
	3200											
	3600											
4000												

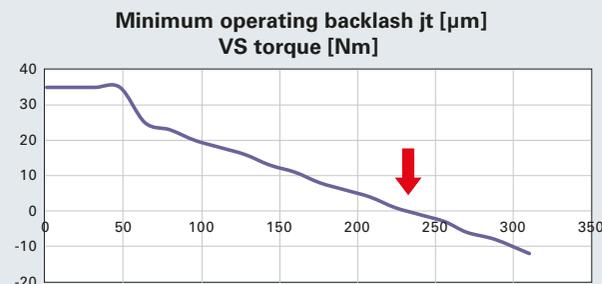


Fig. 8 - Gioco in funzione della coppia. I valori sono stati calcolati tenendo conto della deformata del dente con la LTCA.

## Calcoli a posteriori

Definita la macrogeometria e la microgeometria degli ingranaggi, sono state valutate rumorosità e rendimento della trasmissione. Per quanto dovrebbero essere valori di progetto, ci si è limitato a verificarli a posteriori.

## FFT del TE

Inoltre, è stato generato il grafico dello spettro di Fourier dell'errore di trasmissione per 10 livelli da 1% al 100% della coppia massima (figura 7).

## Griglia di efficienza

Per valutare l'efficienza della trasmissione nella sua globalità, è stata utilizzata una mappa come quella di tabella 3. È stata lasciata appositamente bianca, per motivi di riservatezza.

Per compilarla, nel modello di calcolo della trasmissione sono state implementate le perdite di carico dovute ai cuscinetti, all'ingranamento e alle tenute, con un approccio analogo a quello descritto in [19]. Senza entrare nel dettaglio, qui ci si limita a ricordare che le perdite sui cuscinetti seguono le formule di [20], quelle delle tenute di [21], le perdite di ingranamento di [22]. È lo stesso modello di calcolo della capacità termica secondo [23]. In questo caso la temperatura del sistema è stata imposta a 40°C e 80°C e si è trascurato il contributo dello sbattimento dell'olio, che avrebbe richiesto una CFD.

## Gioco

L'analisi di contatto è il calcolo della deformata del dente sotto carico: è una buona occasione per calcolare anche il gioco, che è funzione della deformata e quindi del carico.

Non è possibile prescindere dalla verifica del buon funzionamento della macrogeometria (in questo caso il gioco) concentrandoci esclusivamente sulla microgeometria e sui contatti. Una scelta errata delle tolleranze sullo spessore dente nella prima fase di progettazione potrebbe generare interferenza e quindi usura sotto carico.

La figura 8 mostra la riduzione di gioco al crescere della coppia. Superato il valore indicato, si formerà sui denti l'usura da interferenza.

## Epicicloideale composto per trasmissione ibrida

### Descrizione della cinematica

L'esperienza maturata nelle attività appena descritte è stata poi utilizzata sulla trasmissione ibrida di figura 9. Anche in questo caso, lo stesso schema cinematico è stato applicato a diversi prodotti. In generale, il cuore della trasmissione ibrida è la necessità di unire in uno stesso moto (quello alle ruote) le coppie provenienti da due motori di natura completamente diverse, quello elettrico e quello IC, che hanno soprattutto velocità molto diverse. Inoltre, come visto nel caso precedente, il motore elettrico ha il doppio funzionamento motore/generatore. In questo caso è il differenziale conico a convogliare le coppie provenienti dal motore termico (a monte dello stadio parallelo) e del motore elettrico (collegato all'epicicloideale, che fornisce due diverse velocità).

Di seguito viene descritta l'attività di progettazione della sola parte dell'epicicloideale composto. L'ingresso è sul primo solare  $z_{s1}$ , che ingrana con un satellite doppio  $z_{p1}z_{p2}$ . C'è una sola corona  $z_r$  che è fissa. Le uscite possono essere il secondo solare  $z_{s2}$  o il portasatellite. Nel caso il secondo solare sia lasciato folle (ratio 1), il rapporto di trasmissione  $n_1/n_c$  è ricavato dalla eq. (2) come spiegato nella figura 3 e tabella 2B di [24]. In figura 11 è riportato un esempio di applicazione del metodo grafico di Ravigneaux [25]. Nell'altro caso, il rapporto di trasmissione è calcolato con l'eq. (3) in cui la formula di Willis è applicata nel caso di epicicloideale semplice a corona fissa, con l'ingresso sul portasatellite e l'uscita sul solare.

# METODI DI CALCOLO

$$\frac{n_1}{n_c} = 1 + \frac{Z_r \cdot Z_{p1}}{Z_{s1} \cdot Z_{p2}} \quad (2)$$

$$\frac{n_2}{n_c} = 1 + \frac{Z_r}{Z_{s2}} \quad (3)$$

dove

$n_1$ ,  $n_2$  and  $n_c$  sono le velocità di primo solare, del scondo solare e del portasatellite

$Z_{s1}$ ,  $Z_{p1}$ ,  $Z_{p2}$ ,  $Z_r$ ,  $Z_{s2}$  sono il numero di denti delle ruote

## Richieste di progetto

L'obiettivo della progettazione sono due rapporti di trasmissione  $i1$  e  $i2$  ben definiti.

I vincoli sono sia geometrici (ingombri sia in senso radiale che assiale) sia sulla capacità di carico, in particolare sono stati imposti 5 spettri di carico nelle varie condizioni di funzionamento:

1. Elettrico drive speed 1
2. Elettrico drive speed 2
3. Elettrico coast speed 1
4. Elettrico coast speed 2
5. IC drive

Fra tutte le combinazioni possibili, va scelta quella più silenziosa.

## Svolgimento del progetto

Come prima fase, sono state cercate le combinazioni di denti che portano ai due rapporti di trasmissione.

Come nel caso precedente, è stata sviluppata una macro in VBA su Excel per generare le varianti e filtrarle. È una serie di loop annidati sul numero di denti  $z1, z2, z3, z4, z5$  filtrato sulla montabilità: un sistema fattorizzabile (come descritto in [20]), integrabile e con i satelliti montabili in maniera equispaziata.

Un'indicazione del modulo che rispetti gli ingombri è stata fatta fissando il fattore di addendum e con questo calcolare i diametri di testa delle varie ruote (a meno del fattore  $x$ ). Questo ha permesso di valutare un primo elenco (figura 12).

La scelta di un addendum alto è tipica del mondo automotive. È indice di silenziosità, senza pregiudicare la resistenza [28]

Le varianti trovate su Excel sono state poi elaborate in maniera dettagliata su KISSsys, per definire i fattori di spostamento che bilanciassero gli strisciamenti e quindi calcolarne la resistenza e la rumorosità.

Per valutare rapidamente la rumorosità di una coppia di ingranaggi, almeno per confronto con altre soluzioni simili, si è usata la formula di Sato (eq.4) [29] in cui compaiono variabili legate al carico (potenza e velocità), alla macrogeometria (ricoprimento e rapporto di trasmissione) e alla precisione (fattore dinamico). Un calcolo più approfondito richiederebbe la LTCA, ma anche un tempo troppo lungo per confrontare centinaia di soluzioni.

$$L = \frac{20 \cdot (1 - \tan(\beta/2)) \cdot \sqrt[3]{u}}{f_v \sqrt[4]{\epsilon_\alpha}} + 20 \cdot \log W \quad (4)$$

$$L = \frac{20 \cdot (1 - \tan(\beta/2)) \cdot \sqrt[3]{u}}{f_v \sqrt[4]{\epsilon_\alpha}} \cdot \sqrt{\frac{5.56 + \sqrt{v}}{5.56}} + 20 \cdot \log W + 20 \cdot \log \tilde{X} + 20 \quad (5)$$

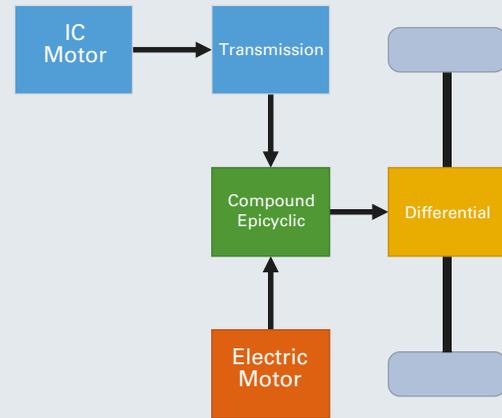


Fig. 9 - Trasmissione per veicolo ibrido con motore IC ed elettrico.

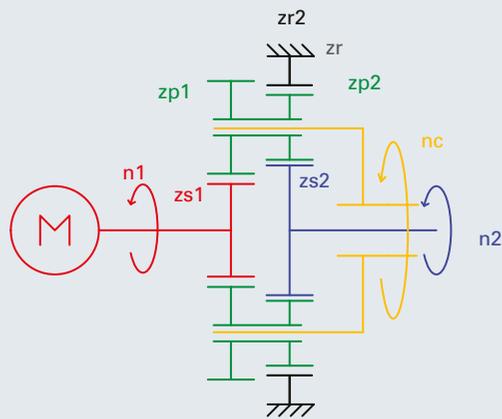


Fig. 10 - Epicicloideale composto.

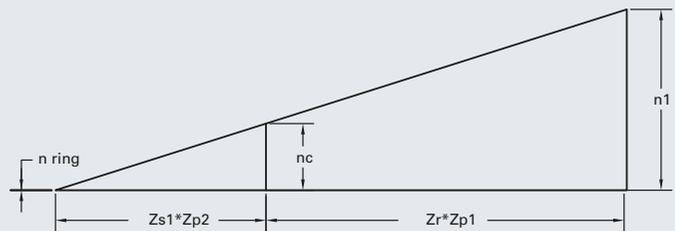


Fig. 11 - Metodo di Raigneau per il primo rapporto.

```

Sub CercaDenti()
    ' parametri
    i1ObjMin = 11.1
    i1ObjMax = 12
    i2ObjMin = 4.1
    i2ObjMax = 5
    Y = 123 ' il massimo è 125, mi tengo largo
    beta = 21
    nsat = 3
    hap = 1.3 ' fattore di addendum (il standard >1 denota alta)
    zmin = 15
    beta = beta * 3.1415 / 180
    For s5 = zmin To 100 ' sat2
        For z4 = zmin To 100 ' sat2
            For z2 = (z5 - 2 * z4 - 4) To (z5 + 2 * z4 + 4) ' cor (door = dsol+2*dat circo)
                For z1 = zmin To 100 ' sat1
                    For z3 = ((z5 + z4) - z1) - 4 To ((z5 + z4) - z1) + 4 ' sat1 (z3 e z4 hanno lo stesso centro,
                        i1 = 1 + z2 * z3 / z1 / z4
                        i2 = i1 / (1 + z2 / z5)
                        ' approssimati
                        If i1 >= i1ObjMin And i1 <= i1ObjMax And i2 >= i2ObjMin And i2 <= i2ObjMax Then
                            ' fattorizzabile
                            If z1 Mod nsat = 0 And z2 Mod nsat = 0 And z5 Mod nsat = 0 Then
                                ' fattorizzabile
                                If max(z3, z4) Mod min(z3, z4) = 0 Then
                                    ' satelliti equispaziati
                                    If (z5 + z2) Mod nsat = 0 Then
                                        ' calcolo approssimato del modulo dalla relazione T= a54 + da3/2
                                        m = Y / ((z5 + z4) / 2 / Cos(beta) + (z3 / Cos(beta) + 2 * hap) / 2)
                                        a54 = (z5 + z4) / 2 / Cos(beta) * m
                                        ratio_c = z3 / z1
                                        ratio_e = z2 / z5 * 1
                                        Debug.Print z1, z2, z3, z4, z2, i1, i2, ratio_c, ratio_e, m, a54
                                    End If
                                End If
                            End If
                        End If
                    Next z3
                Next z2
            Next z4
        Next z5
    End Sub
    
```

Fig. 12 - Macro di excel con loop per la generazione delle varianti.

dove

Lil livello di rumore (pressione sonora) a 1 m di distanza dall'ingranamento in dB(A)

$\beta$  è l'angolo dell'elica

$u$  è il rapporto di trasmissione

$\epsilon_\alpha$  il ricoprimento frontale

$W$  la potenza trasmessa in hp

$f_v$  è il fattore di velocità, analogo al fattore dinamico AGMA

$v$  è la velocità periferica sul primitivo in m/s

$X$  è l'ampiezza della vibrazione del dente normalizzata rispetto alla flessione statica e può essere ricavata con una LTCA.

Trovata la soluzione ottimale (quella che, rispettando i vincoli geometrici, trasmette i due rapporti imposti, massimizza resistenza e silenziosità), si è proceduto alla definizione della macrogeometria come per il caso della trasmissione elettrica, evitando però modifiche alla dentatura della corona interna.

Nel caso della trasmissione ibrida, la mappa dell'efficienza è stata compilata di nuovo su 2 temperature (40°C e 80°C) ma su tutti i 5 casi di funzionamento indicati più sopra.

## Ulteriori sviluppi

Fra le analisi richieste non era prevista l'ottimizzazione del contatto per le ruote coniche del differenziale. È comunque possibile lo stesso approccio usato per le ruote cilindriche, passando le deformazioni di alberi e dentatura calcolati da [10] a [30] per LTCA e conseguente definizione della microgeometria come indicato in [31]. Le ruote coniche del differenziale vanno calcolate solo staticamente. Si usa la coppia di slittamento delle ruote, non quella del motore.

Un ulteriore approfondimento potrebbe essere riuscire a valutare l'impronta di contatto (la posizione centrata e l'assenza di picchi alle estremità) per via analitica, senza doverla visualizzare.

## Conclusioni

L'articolo non è la prova di una scoperta, ma è la descrizione di un metodo: quello per ottimizzare la microgeometria degli ingranaggi cilindrici. Il metodo è stato applicato e descritto su alcune trasmissioni ad assi paralleli ed epicicloidali, da utilizzare su veicoli ibridi diversi fra loro, che presentano spettri di carico particolari. Il metodo è comunque valido anche per riduttori industriali di altro tipo. Poiché l'obiettivo è "micro", si è visto come occorra prestare attenzione alle più piccole cause di deformazione della geometria da ottimizzare, in particolare la deformazione di alberi, cuscinetti, cassa oltre che della dentatura in quanto trave incastrata su un corpo ruota anch'esso cedevole. Si è visto che in realtà gli obiettivi sono molteplici e di tipo diverso: da una parte le sicurezze a flessione e a pitting, che sono indicatori sintetici rispetto alla storia di carico, e dall'altra l'andamento dell'errore di trasmissione, della pressione massima sul dente, del rumore e del rendimento in funzione del carico. Si è inoltre evidenziato come le deformazioni prese in esame influenzino anche il gioco fra i denti in esercizio, che va quindi verificato e garantito alla coppia massima, la condizione che riduce maggiormente tale gioco. Tutto questo è possibile con software commerciali già ampiamente noti e diffusi. Nel caso dell'epicicloidale composto preso in esame è stato inoltre proposto un semplice algoritmo di ottimizzazione della macrogeometria, introducendo l'esistenza di appositi software ottimizzatori multi-obiettivo. ■

## Ringraziamenti

Si ringraziano le aziende coinvolte nelle attività descritte nel presente articolo: Oerlikon Graziano, Cima S.p.A., Phase Motion Control S.p.a. Un ringraziamento particolare va infine alla KISSsoft AG, che ora fa parte della Gleason Corporation.

## NOTA DI METODO

Prima di procedere a calcoli sofisticati per ottimizzare la microgeometria occorre riflettere su tre punti:

1. Ne vale la pena? Cioè il tempo e le risorse necessarie sono giustificate da un miglioramento delle prestazioni, dal contenimento dei consumi, dalla maggiore durata o dall'aumento del confort?
2. Strumenti e calcoli complessi richiedono dati precisi, altrimenti i risultati e i grafici colorati sono solo un cinema. Quanto sono attendibili le deformazioni calcolate per definire la microgeometria che le deve compensare?
3. Non ha senso richiedere modifiche sul dente che siano inferiori alle tolleranze di produzione, non si noterebbero neppure.

Sono a disposizione strumenti software molto potenti, ma occorre rimanere con i piedi per terra!

## BIBLIOGRAFIA

1. Bosch, 2013, *Automotive Electrics and Automotive Electronics: Systems and Components, Networking and Hybrid Drive*, ed. 5, Springer
2. Bosch, 2014, *Automotive Handbook*, ed. 9, Wiley
3. Nauenheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., Novak, W., 2011, *Automotive Transmissions, Fundamentals, Selection, Design and Application*, Springer
4. ISO, 2006-2013, "Calculation of load capacity of spur and helical gears" parts 1,2,3,5, ISO 6336 1-2-3-5
5. Kissling, U., 2015, "Sizing the gear micro geometry - Step by Step", BGA GEARS 2015
6. AGMA, 2004, "Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth", 2001-D04
7. Reiter, E., 2015, "New Refinements to the Use of AGMA Load Reversal and Reliability Factors", AGMA FTM15
8. Linke, H., 1996, *Stirnradverzahnung - Berechnung, Werkstoffe, Fertigung*; ed.1, Hanser, München
9. Linke, H., 2008, *Stirnradverzahnung - Berechnung, Werkstoffe, Fertigung*; ed. 2, Hanser, München
10. KISSsoft, KISSsoft and KISSsys software and manuals, www.kisssoft.com
11. Langhart, J., Zotos, I., 2016, "Faktum oder Mythos? Über die Gehäusesteifigkeit am Getriebe", Schweizer Maschinenelemente Kolloquium 2016.
12. ISO, 2008, "Rolling bearings - Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings", ISO/TS 16281
13. SKF, SimPro Quick software and manual, www.skf.com
14. Dassault Systèmes, Abaqus software and manual, www.3ds.com
15. EDF, Code\_Aster + Salome software and manuals www.code-aster.org
16. Doyer, A., Gabelli, A., Morales-Espejel G., 2014, "The Modified Life Rating of Rolling Bearings - A Criterion for Gearbox Design and Reliability Optimization", AGMA FTM14
17. Franchini, M., 2016, "Multi-objective optimization of a transmission system for an electric counterbalance forklift", International CAE Conference
18. Kissling, U., 2008, "Studio sistematico sulla efficienza di diversi tipi di correzioni di profilo", Assiot conference: Esperienze e metodi avanzati nel progetto delle correzioni di profilo degli ingranaggi cilindrici,
19. Turci, M., Bisanti, F., Ferramola, E., Giacomozzi, G., 2015, "Worm Gear Efficiency Estimation and Optimization", AGMA FTM15
20. SKF, 2013, Rolling bearing catalogue, PUB BU/P1 10000/2 EN
21. Simrit, 2007, Technical Manual, Freudenberg Simrit GmbH & Co. K
22. Niemann, G., Winter, H., 2013, *Maschinenelemente: Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe*, Springer, Berlin
23. ISO, 2001, "Gears - Thermal Capacity", ISO/TR 14179-1, ISO/TR 14179-2
24. AGMA, 2016, "Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives", ANSI/AGMA 6123-C16
25. Henriot, G., 1983, *Traité théorique et pratique des engrenages*, Dunod, Paris
26. Hsin-Sheng, L., Long-Chang, H., 2004, *Creative Design of Three-speed Automatic Speed Changer*, The Triz Journal
27. AGMA, 1992, "A Rational Procedure for the Preliminary Design of Minimum Volume Gears", AGMA 901-A92
28. Schult, C.D., 2014, *High Contact Ratio Gearing: A Technology Ready for Implementation?* AGMA FTM14
29. Masuda, T., Abe, T., Hattori, K., 1986, "Prediction Method of Gear Noise Considering the Influence of the Tooth Flank Finishing Method", *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 108 (95) pp. 95-100.
30. Gleason, GEMS software and manuals, www.gleason.com
31. Langhart, J., 2018, *Design of bevel and hypoid gears with integration to manufacturing*, International Gear Conference, Lyon-France.

Articolo tratto da una relazione presentata all'AGMA FTM 2018 e stampato con l'autorizzazione dell'American Gear Manufacturers Association, proprietaria dei diritti d'autore. American Gear Manufacturers Association, 1001 N. Fairfax Street, 5th Floor, Alexandria, Virginia 22314.

Le dichiarazioni e le opinioni espresse in questo testo sono quelle degli autori e non sono da considerarsi ufficiali dell'American Gear Manufacturers Association. Si ringrazia l'AGMA per la gentile autorizzazione alla pubblicazione (Ndr).