

## La rumorosità degli ingranaggi (2<sup>a</sup> parte)

Proseguendo il discorso iniziato nella 1<sup>a</sup> parte riguardo il rumore delle trasmissioni, esaminiamo ora la relazione esistente tra gli errori di trasmissione ed il rumore.

Gli errori di trasmissione si possono dividere in due categorie:

- *MTE : Manufactured Transmission Error*
- *LTE : Loaded Transmission Error*

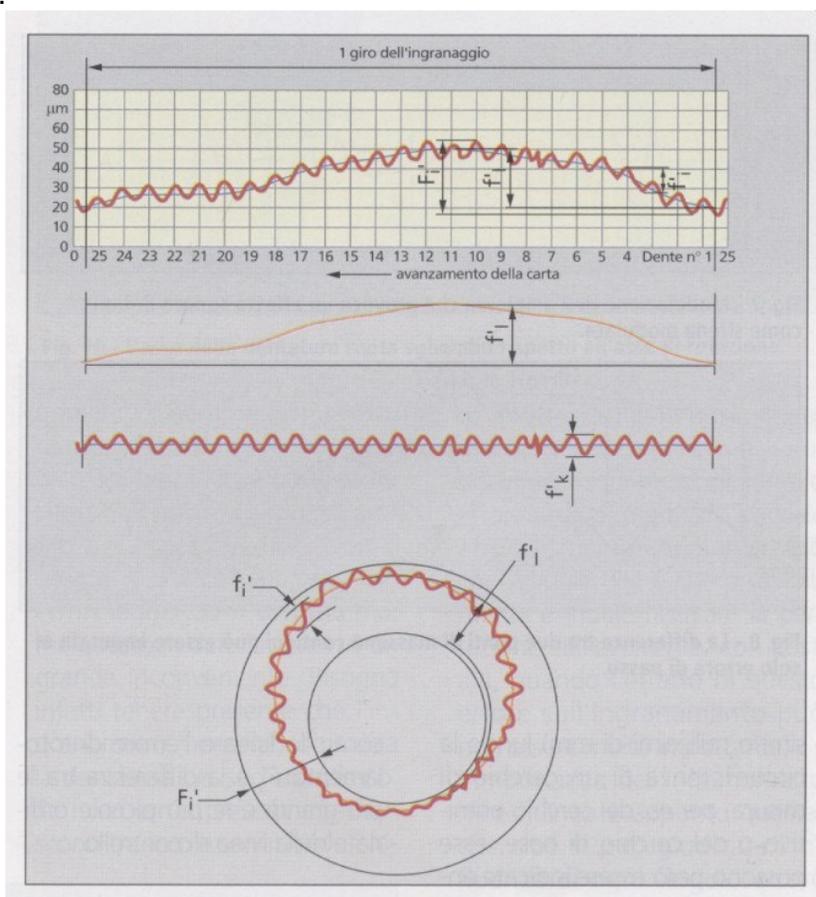
Gli **MTE** sono gli errori di trasmissione indotti dagli errori di profilo, di passo, di eccentricità e, in minor misura, di elica.

Questi errori che sono lo scostamento dei parametri effettivi da quelli teorici, dipende dall'ovvia impossibilità pratica di ottenere in costruzione un ingranaggio teoricamente perfetto.

Il rilievo di questi errori, presi singolarmente, si fa in genere con un evolventimetro a CN che fornisce i grafici ed i valori di tutti i parametri.

L'errore di ingranamento, preso nel suo insieme e generato dalle imperfezioni geometriche di cui sopra, si può rilevare con un ingranometro monofianco senza carico.

Questo tipo di apparecchio, che fornisce un diagramma del tipo di figura N°1, permette di individuare anche il maggiore tra gli errori di passo, l'eccentricità e la presenza di eventuali ammaccature.



**Figura N°1**- Diagramma dell'errore di trasmissione ottenuto con un ingranometro monofianco

- Errori di rotolamento di un fianco  $F_i'$
- Errore somma di rotolamento  $f'_l$
- Errori singolo di rotolamento  $f'_k$
- Salto di rotolamento  $f'_i$

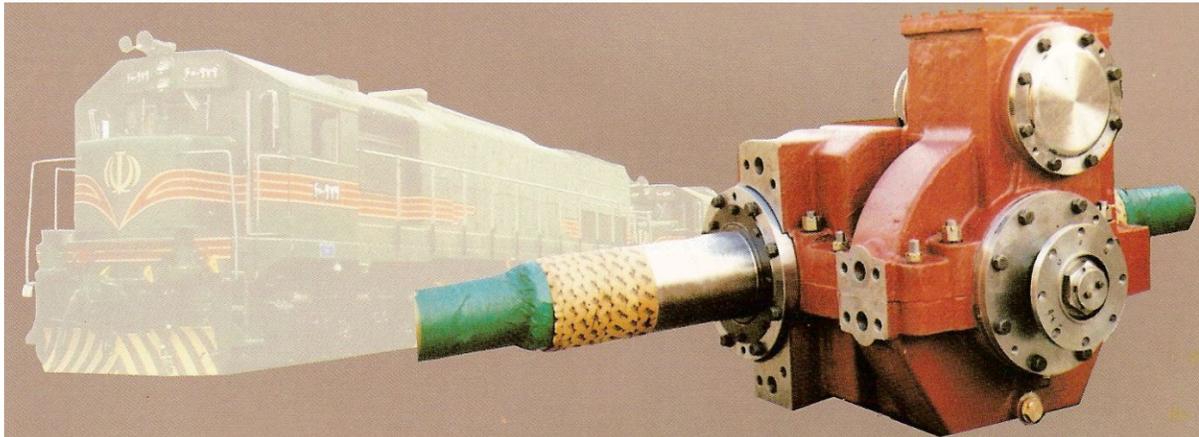
I limiti, oltre all'assenza del carico, sono costituiti dal fatto che o si usa un ingranaggio master che accoppia con l'ingranaggio da controllare o si usa una controruota.

In entrambi i casi si sommano i loro errori a quelli della ruota che si vuol controllare.

E ben vero che ci sono dei software che permettono di separare in qualche modo gli errori della ruota da quelli della controruota, ma i risultati sono sempre un po' approssimati e soggetti a qualche limitazione.

La norma DIN 3960 definisce gli errori di ingranamento rilevati con l'ingranometro con un singolo fianco a contatto.

Alcuni ricercatori hanno dimostrato che c'è una relazione diretta tra l'errore di trasmissione di costruzione ed il rumore, ed in generale è stato trovato che un raddoppio del MTE provochi un aumento del rumore di 6-8 dB.



**Figura N°2-** Riduttore per locomotore di medie dimensioni

#### *Effetto del profilo dei denti*

L'errore di profilo è uno dei principali motivi dell'errore di trasmissione e quindi del rumore. Il salto  $f'_k$ , (vedere fig.N°1), è principalmente il risultato degli errori di contatto di una singola zona dei denti. Tuttavia bisogna osservare che non sarebbe corretto addebitare la rumorosità solo a questa imperfezione in quanto in realtà diventa importante la flessione del dente sotto carico che, in un certo senso, cambia le carte in tavola.

In ogni caso l'errore di profilo aumenta l'intensità del livello sonoro alle frequenze di ingranamento ed alle sue armoniche.

Bisogna infine notare che è generalmente ritenuta molto dannosa una concavità del profilo, specie se questa si trova in prossimità del diametro primitivo.

#### *Errore di passo singolo*

L'errore di passo singolo si manifesta con un salto a gradino dell'errore di trasmissione per un determinato dente.

Non ha quindi un andamento regolare e progressivo, ma ha una distribuzione casuale.

E' tipico il caso di un ingranaggio che accumula un piccolo errore di divisione su ogni dente arrivando all'ultimo dente con un errore cumulato notevole.

Questo tipo di errore non produce un incremento del rumore sulla frequenza di ingranamento, ne sulle sue armoniche, esso provoca un secco rumore per ogni giro, analogamente al caso di un ingranaggio con un dente rotto o con una grave anomalia.

Un rumore analogo è provocato da un'ammaccatura sugli spigoli laterali o su quello di testa. Questo problema è abbastanza frequente.

### *Errore di eccentricità*

L'eccentricità causa una frequenza di eccitazione con un ciclo per ogni giro della rotazione della ruota. Presa a se stante questa frequenza non è udibile, ma essa spesso causa una modulazione dell'ampiezza della frequenza di ingranamento, provocando un fastidioso "effetto sirena".

### *Disallineamento ed errori di elica*

Il disallineamento dell'albero e l'errore dell'angolo dell'elica hanno come effetto di spostare il contatto all'estremità dei denti. In questo caso la larghezza della fascia dentata effettiva si riduce, causando la riduzione della somma delle lunghezze delle linee di contatto con un conseguente aumento dell'errore di trasmissione.

Questo effetto è più marcato nel caso degli ingranaggi elicoidali in quanto il loro comportamento si avvicina a quello degli ingranaggi a denti dritti.

Se l'errore di allineamento è grave si ha uno spostamento del carico all'estremità del dente con conseguenze pesanti sulla rumorosità e gravi pericoli di rottura o riduzione della durata.

E' raro che gli errori totali di allineamento, considerando i due ingranaggi, sia inferiore a 10 micron.

Per annullare gli effetti di questi errori si usa modificare l'elica eseguendo la cosiddetta bombatura dell'elica.

Gli **LTE** sono errori di trasmissione attribuibili al carico. Si possono considerare due componenti di questo errore.

- *Una componente costante dovuta al cedimento medio del dente. Questa componente determina in gran parte le modifiche di profilo, ma non è molto significativa agli effetti del rumore alla frequenza di ingranamento.*
- *Una componente variabile nel tempo in funzione della geometria del dente, della variazione della rigidità d'ingranamento e degli errori di costruzione. Influisce molto sulla rumorosità alla frequenza di ingranamento.*

Negli ingranaggi a denti dritti la rigidità d'ingranamento è circa proporzionale al numero di coppie di denti in contatto. Se nella rotazione cambia il numero di punti di contatto, cambia la rigidità e quindi anche l'errore di trasmissione.

Se, per esempio, il rapporto di condotta è 1,60, si ha per il 60% un contatto su 2 coppie e per il 40% il contatto su una coppia.

Il carico ammesso su ogni singolo dente è approssimativamente di 100 N per ogni mm di modulo e per ogni mm di larghezza della fascia dentata.

Se consideriamo un ingranaggio a denti dritti con modulo 4 mm e larghezza fascia di 25 mm il carico totale ammesso sarà quindi di 10.000 N (1000 Kg).

In queste condizioni la flessione del dente può arrivare fino a 28 micron, solo per effetto del carico.

Se il carico resta costante è possibile, con opportune modifiche del profilo, compensare questa flessione, ma se il carico su ogni dente è variabile, ciò diventa alquanto problematico.

Quali sono allora i sistemi per eliminare o almeno ridurre questi inconvenienti?

Il primo, lo si è già detto, è quello di aumentare il rapporto di condotta in modo che le coppie di denti in contatto siano sempre almeno due.

Questo si può fare o con l'aumento dell'altezza del dente e la contemporanea riduzione dell'angolo di pressione, ottenendo le dentature ad alto rapporto di ricoprimento (HCR: High Contact Ratio) oppure, caso di gran lunga più frequente, con l'adozione di ingranaggi elicoidali che, tra l'altro, hanno anche altri vantaggi rispetto a quelli a denti dritti.

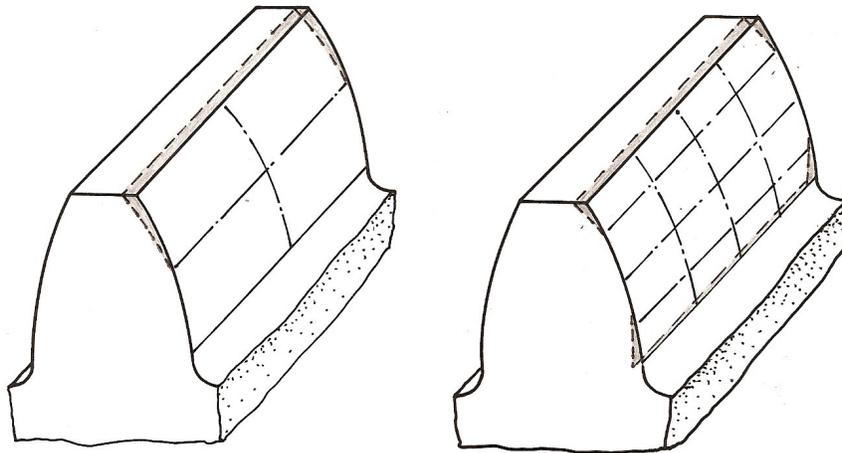
Negli ingranaggi a denti elicoidali, il rapporto di condotta (o di ricoprimento) è uguale alla somma del rapporto di condotta relativo al profilo e a quello relativo all'elica.

Per compensare le flessioni dovute al carico si eseguono le spoglie in testa del dente.

Si tratta di togliere materiale in prossimità della testa del dente in modo da evitare l'urto tra i denti quando questi stanno per entrare in presa.

Si possono distinguere due tipi di spoglia :

- Long relief (Spoglia lunga). Se si suppone che con una coppia di denti in contatto la rigidezza d'ingranamento sia metà rispetto a due coppie di denti in contatto si può trovare una modifica del profilo che renda minimo l'errore di trasmissione per un determinato carico. La modifica si può applicare solo sul profilo in prossimità della testa dell'ingranaggi o scegliere di modificare il profilo un po' verso la testa ed un po' verso il piede. Si ottiene così il classico profilo a K come indicato nella figura N°3. Le applicazioni indicate sono per carichi abbastanza costanti: pompe, compressori, ventilatori, convogliatori, ecc.



**Figura N°3-** Modifica del profilo con solo la spoglia di testa (tip relief) e con spoglia di testa e spoglia di piede (root relief).

- Short relief (Spoglia corta). Si utilizza quando i problemi di rumorosità sorgono con carichi molto minori del carico nominale. Spostando l'inizio della modifica verso la testa (o verso il piede), si può scegliere come carico ottimale (rumore minimo) un carico a scelta tra zero ed il massimo. Nel caso di carichi fortemente variabili (es. cambi automobilistici) si deve procedere per tentativi avvicinandosi gradualmente alle modifiche che rappresentano un accettabile compromesso per tutti i carichi.

Per avere un'idea delle variazioni che si hanno nell'errore di ingranamento, modificando il progetto degli ingranaggi, si riporta la tabella seguente, tratta dal *Manuale degli Ingranaggi* (D.W Dudley – D.P. Townsend- ed. Tecniche Nuove) che si riferisce ad un esempio concreto.

Si può osservare che negli ingranaggi a denti dritti gli errori previsti sono maggiori ed inoltre essi sono minimizzati per il carico nominale, negli ingranaggi elicoidali, gli errori previsti sono molto minori e restano vicini al minimo per carichi anche molto diversi. Ciò significa semplicemente che sono accoppiamenti più silenziosi, e che mantengono questa prerogativa anche al variare del carico.

Le correzioni di profilo vengono eseguite seguendo questi valori

Errori di trasmissione previsti (in micron) per differenti progetti di ingranaggi  
 (Modulo 2,54 – carico nominale di progetto=175 N per mm di fascia)

% del carico nominale di progetto	A denti dritti		A denti elicoidali	
	LCR $\varepsilon_\alpha = 1,60$ $\varepsilon_\beta = 0$	HRC $\varepsilon_\alpha = 2,20$ $\varepsilon_\beta = 0$	LCR $\varepsilon_\alpha = 1,60$ $\varepsilon_\beta = 1,10$	HRC $\varepsilon_\alpha = 2,20$ $\varepsilon_\beta = 1,10$
20	4,9	1,1	0,29	0,16
50	3,4	1,3	0,21	0,08
75	2,2	0,8	0,16	0,06
100	1,1	0,35	0,12	0,06
120	1,5	0,58	0,18	0,11
150	2,9	1,0	0,25	0,20

**Nota**

$\varepsilon_\alpha$  = rapporto di condotta (profilo) ; LCR = basso rapporto di condotta  
 $\varepsilon_\beta$  = rapporto di condotta (elica) ; HCR = alto rapporto di condotta

(segue nella 3<sup>a</sup> parte)