POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Ottimizzazione di ingranaggi conici ipoidi per veicoli commerciali ai fini della rumorosità

Relatore:

Prof.essa Maria Francesca Curà

Tutor aziendale:

Ing. Mauro Sfiligoi

Candidato:

Giuseppe Pedone

Aprile 2019

A mio fratello Paolo,
il più fedele tra gli amici
il più solido degli appoggi
il più saggio dei consiglieri.

Sommario

Ringraziamenti ..... **iv**

Contesto aziendale ..... **v**

1. Fondamenti sulle ruote coniche **9**

1.1. Introduzione 9

1.2. Classificazione delle coppie coniche 10

1.3. Generazione dei profili delle dentature coniche 13

1.4. Grandezze caratteristiche degli ingranaggi conici 17

1.5. Gli ingranaggi ipoidali 21

1.5.1. Generazione dei profili negli ingranaggi Ipoidi 23

1.5.2. Forze scambiate tra le ruote dentate ipoidali e rapporto di trasmissione 26

1.6. Cenni di progettazione delle coppie coniche 30

1.6.1. Determinazione del momento torcente 31

1.6.2. Fattori relativi al dimensionamento delle coppie coniche 31

2. Processo produttivo delle ruote coniche **35**

2.1. Fasi dell'industrializzazione 35

2.2. Ciclo di produzione 36

2.3. Acciaio utilizzato per la realizzazione delle coppie coniche 46

2.3.1. Scheda Tecnica dell'acciaio 18 Ni Cr Mo 5 47

3. Modifiche della micro-geometria dei denti **48**

3.1. Bombature 48

3.2. Modifica dell'angolo di spirale, di pressione e torsione del dente 51

3.3. Ease-off 52

3.3.1. Parametri che descrivono la topografia dell'ease-off 53

3.4. Contact pattern o inviluppo del contatto 54
3.5. Contact pattern e posizionamento relativo della coppia conica 55
3.6. Progettazione dell'ease-off 58
4. La rumorosità delle coppie coniche 59
4.1. Richiami di acustica 59
4.1.1. Grandezze acustiche fondamentali e cenni sugli spettri sonori 60
4.1.2. Analisi in frequenza e spettro in frequenza 62
4.1.1. Lo spettro in frequenza e lo spettro di ordine 66
4.2. Errore di trasmissione 67
4.2.1. Cause di generazione del rumore 67
4.2.2. L'errore di trasmissione 68
4.2.3. Misura del TE al Single Flank Tester (SFT) 74
4.2.4. Risultati della prova al SFT 75
5. Ottimizzazione della coppia conica 81
5.1. Coppia conica prima dell'ottimizzazione 86
5.2. Coppia conica dopo l'ottimizzazione 90
5.3. Confronto degli errori di trasmissione 92
5.4. Confronto dei contatti 94
5.5. Confronto pressioni di contatto 96
5.6. Valutazione dell'estensione del contatto sotto carico 97
5.7. Caratterizzazione della rumorosità veicolare della coppia conica 100
5.7.1. Posizionamento microfoni e accelerometri 100
5.7.2. Esecuzione della prova 102
5.7.3. Valutazione delle prove e analisi dei risultati 103
5.8. Risultati delle prove 104
5.8.1. Valutazione soggettiva 104
5.8.2. Misurazioni microfoniche 107
5.8.3. Misurazioni accelerometriche 112

5.8.4. Confronto misurazioni 113
7. Conclusioni 115
Bibliografia 117

Ringraziamenti

Il primo grazie va alla mia famiglia, che mi ha permesso di raggiungere questo traguardo e sostenuto dall'inizio alla fine in tutti i modi possibili. Il secondo va a Silvia che, con pazienza e amore, ha reso migliori tutti i momenti che mi hanno portato fin qua. Il terzo ringraziamento va ai miei amici, a quelli lontani e a quelli vicini, ai nuovi e ai vecchi, con i quali ho condiviso divertimenti, serate e anche qualche giornata nera.

Un ringraziamento speciale va al team aziendale con il quale ho avuto il piacere di lavorare: Antonio, Lorenzo, Nicola, Mattia, Andrea, Veronica, Enrica a voi devo molti insegnamenti, consigli e caffè. Un grande grazie va al mio capo, nonché tutor, Mauro che ha creduto in me e mi aiutato in questo lavoro, supportandomi sempre.

Ci sono poi i ringraziamenti doverosi a tutte le persone che in azienda, con il loro aiuto, sono state preziosissime per lo svolgimento di questo lavoro. In ordine sparso: Marcello, Lorenzo, Lino, Costantino, Marco, Giovanni e tanti altri. Grazie di cuore.

La mia profonda gratitudine va a tutti voi, vi voglio bene

Contesto aziendale

Il seguente lavoro di tesi è stato condotto durante un'attività di tirocinio svolta all'interno dell'azienda FPT Industrial spa presso la sede di Torino sita in via Puglia 15.

Figura 0-1 : Logo FPT Industrial s.p.a.

FPT Industrial Spa è la società del gruppo CNH Industrial dedicata alla progettazione, produzione e vendita di:

- Motopropulsori per applicazioni veicolari industriali *on-road*, *off-road*, *marine* e *power generation*. Coprendo applicazioni per:
    - il settore veicoli industriali (leggeri, medi e pesanti e autobus)
    - il settore macchinari industriali
    - il settore marino
    - i generatori industriali

- Trasmissioni, in particolare cambi e ponti, per applicazioni commerciali. I cambi sono longitudinali a tre alberi e sono utilizzati per applicazioni commerciali leggere. Gli assali si dividono in tre grandi famiglie:
    - Leggeri – per veicoli dalle 2 alle 8 tonnellate con ruota singola o gemella
    - Medi – per veicoli dalle 10 alle 16 tonnellate
    - Pesanti – per veicoli dalle 18 alle 40 tonnellate

La società è nata il 1º gennaio 2011, a seguito della scissione parziale dell'allora Fiat Group che ha portato alla nascita del nuovo gruppo Fiat Industrial: le attività relative alla parte Industrial & Marine, che dal 2005 erano sotto il marchio Iveco Motors, di Fiat-Iveco sono quindi confluite nella nuova società FPT Industrial S.p.A.

La società impiega circa 8.400 dipendenti in tutto il mondo, localizzati in 10 stabilimenti e 6 centri di ricerca e sviluppo. L'esistenza di una rete di distribuzione di 93 concessionari e oltre 900 punti di assistenza assicura la presenza di FPT Industrial in oltre 100 paesi.

L'attività di tirocinio è stata svolta presso il reparto Qualità centrale, all'interno della divisione Driveline, che si occupa dei sistemi di trasmissione. L'attività è stata svolta con il supporto di un Quality manager con esperienza decennale nel settore e ha riguardato principalmente l'attività di gestione, analisi e controllo dei problemi, relativi ai cambi a 6 marce e agli assali per applicazioni commerciali leggere.

Mi è stato permesso di partecipare attivamente ad attività come:

- Principali riunioni relative alle pianificazioni dei miglioramenti di qualità, alle modifiche di prodotto e processo;
- Elaborazione e analisi dati dei reclami dei clienti e conseguente processo di indagine per l'individuazione della causa radice del problema;
- Riunioni in cui vengono esposte e spiegate le modifiche tecniche, le variazioni dei cicli di lavorazione, le modifiche dei materiali e tutte le altre azioni atte ad ottenere un miglioramento del prodotto.

All'interno delle riunioni si sono trattati numerosi argomenti. In esse, l'attenzione dei membri del reparto qualità è volta a comprendere l'efficacia e l'affidabilità delle modifiche di prodotto o di processo introdotte al fine di ottenere miglioramenti di qualità. Per questo compito, oltre alle competenze tecniche acquisite sia all'interno dell'università che in azienda, risulta indispensabile una profonda esperienza nel settore che rende preziosa l'attività di supporto offertami.

Una delle attività seguite all'interno del percorso di tirocinio è stata quella relativa all'ottimizzazione della rumorosità proveniente dal ponte dei veicoli della gamma leggera. Tale rumorosità deriva dall'ingranamento della coppia conica, composta da pignone e corona, che trasmette il moto proveniente dall'albero di trasmissione al differenziale (Figura 0-2). Questa è stata anche l'attività oggetto della mia tesi.

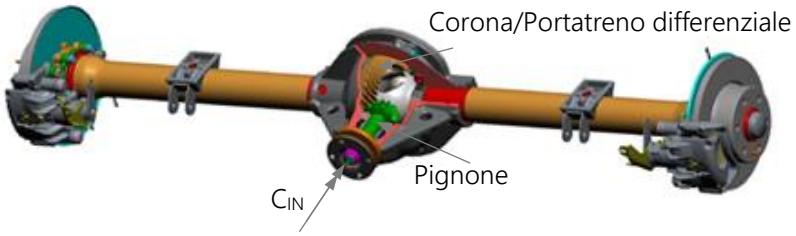


Figura 0-2 : Schema ponte

I veicoli su cui vengono installati i suddetti ponti presentano più di un allestimento possibile ognuno dei quali filtra le rumorosità derivanti dal ponte, dal rotolamento degli pneumatici, dal motore e dagli altri elementi in modo differente. In uno di questi allestimenti, la rumorosità proveniente dalla coppia conica risultava migliorabile.

L'ottimizzazione è un processo in grado di coinvolgere potenzialmente qualsiasi aspetto dell'ingranaggio come il dimensionamento, il materiale, il metodo di taglio della dentatura e la geometria dei denti. Dal punto di vita aziendale però è stato definito un perimetro entro cui poter agire. Infatti, dal punto di vista produttivo e di montaggio esistono dei vincoli derivanti dai cicli di lavoro eseguibili, dalle dimensioni massime, dalla fornitura dei grezzi che rendono alcune delle modifiche di difficile attuazione.

Per i motivi esposti la coppia conica in esame è stata modificata intervenendo sulla micro-geometria del fianco dei denti, al fine di controllare in fase di calcolo che sul pezzo reale alcuni parametri da cui dipende la rumorosità dell'ingranaggio.

Gli step seguiti per l'introduzione della modifica sono stati:

- Analisi dei dati relativi all'ingranaggio prima dell'ottimizzazione e valutazione delle possibili modifiche da effettuare
- Processo iterativo per la definizione di nuovi parametri da assegnare, in fase di taglio e finitura, all'ingranaggio in modo da ottenere le modifiche volute della geometria del fianco dei denti
- Produzione di un lotto di ingranaggi ottimizzati e selezione di un ingranaggio campione con cui effettuare le prove successive
- Prove di rumorosità e severità vibrazionale condotte sia sulla coppia conica ottimizzata che su quella originaria di normale produzione
- Confronti dei risultati ottenuti per valutare le differenze e i miglioramenti tra le due soluzioni

1. Fondamenti sulle ruote coniche

1.1. Introduzione

Una coppia conica è un ingranaggio formato da un pignone e una corona costituiti da due ruote dentate di forma conica con i denti posti sulla superficie esterna del cono. Viene utilizzato per trasmettere potenza tra due alberi rotanti con assi non paralleli.

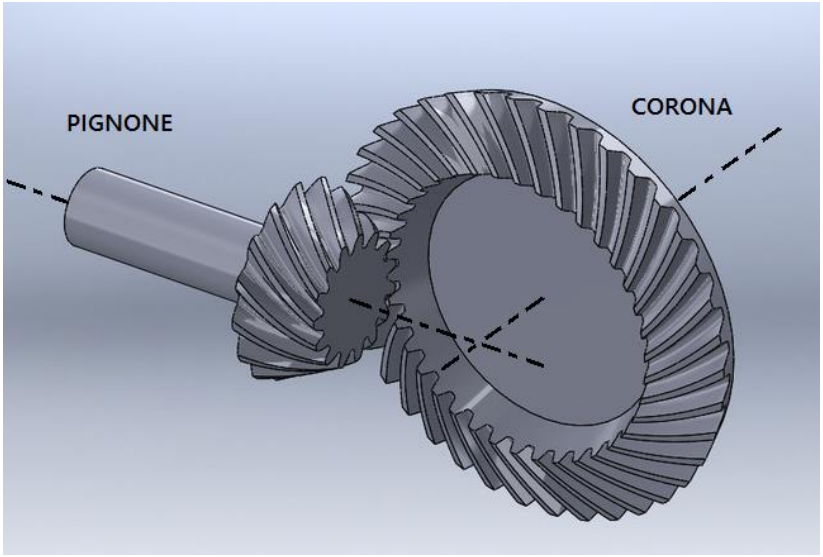


Figura 1-1 : Coppia conica [www.grabcad.com]

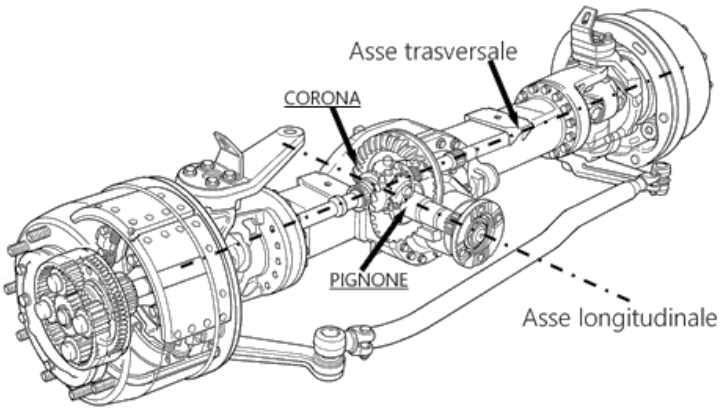


Figura 1-2 : Applicazione veicolare di una coppia conica

In Figura 1-2 è rappresentato un esempio di coppia conica utilizzata in un differenziale per applicazioni veicolari per trasmettere il moto alle ruote convertendo l'asse di rotazione da longitudinale a trasversale. L'elemento dell'ingranaggio con il numero di denti minore prende il nome di pignone. Questo generalmente riceve la coppia in ingresso dall'albero di trasmissione e la trasmette all'altro elemento, la corona, che rappresenta l'elemento condotto. È possibile che gli assi si intersecano (ruote coniche) oppure che abbiano un piccolo disassamento (ruote coniche ipoidi). [1]

1.2. Classificazione delle coppie coniche

Le coppie coniche possono essere classificate secondo varie caratteristiche, le principali posso essere riassunte come segue:

- Altezza del dente lungo la lunghezza della fascia
- Direzione delle direttrici dei fianchi del dente (denti dritti, curvi, ecc.)
- Posizione del pignone (ruote coniche spiroidali o ipoidi)

L'altezza dei denti può essere costante o variabile lungo la lunghezza della fascia (Figura 1-3). Nel primo caso gli angoli che la testa e il piede del dente formano con l'asse della ruota sono costanti e quindi l'altezza del dente resta costante lungo tutta la lunghezza di fascia. Nel secondo caso invece gli angoli della cresta e del piede del dente sono diversi con conseguente altezza del dente crescente passando dal diametro minore della ruota a quello maggiore. [3]

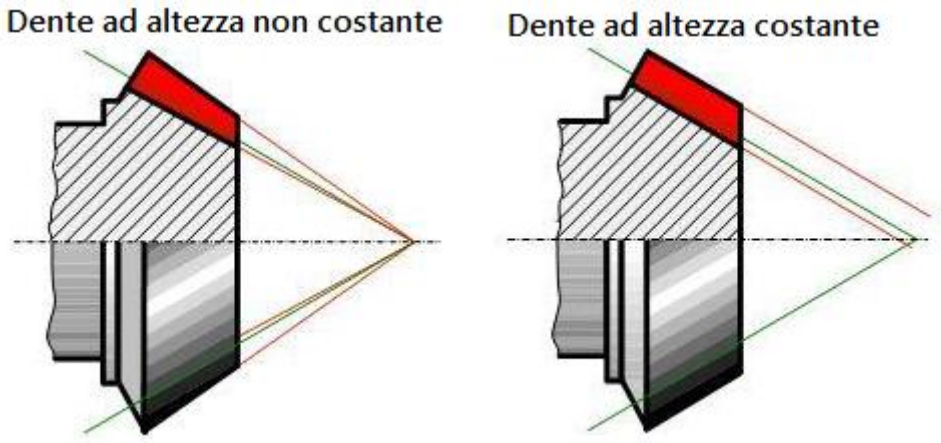


Figura 1-3 : Dente ad altezza variabile o costante [www.biancogianfranco.com]

A seconda della forma dei denti dell'ingranaggio, ovvero dall'andamento delle direttrici dei fianchi dei denti, è possibile distinguere:

- Ruote coniche a denti dritti (Figura 1-4): Le direttrici dei fianchi dei denti e i loro assi sono rettilinei, il loro punto di intersezione giace sull'asse della ruota. In generale possono presentare problemi di rumorosità dovute al brusco contatto tra i fianchi dei denti in presa in quanto ogni ingranamento incomincia e finisce sull'intera lunghezza del dente. Ciò comporta elevati stress derivanti dall'impatto dei denti quando vengono trasmesse coppie elevate, che può portare a rotture dei denti o dell'ingranaggio stesso. [1]

Figura 1-4 : ruote coniche a denti diritti [img -www.garotti.com]

- Ruote coniche a denti elicoidali: Le direttrici dei fianchi dei denti sono rettilinee ma tangenti ad un cerchio di raggio definito e con centro situato sull'asse della ruota. Il contatto tra i denti evolve in modo più graduale e ciò, combinato ai rapporti di ricoprimento (dettagli in 1.4) più elevati e alla minor oscillazione della rigidezza provoca una minore rumorosità con conseguente possibilità di utilizzo a numero di giri e potenze trasmesse più elevati. [1]

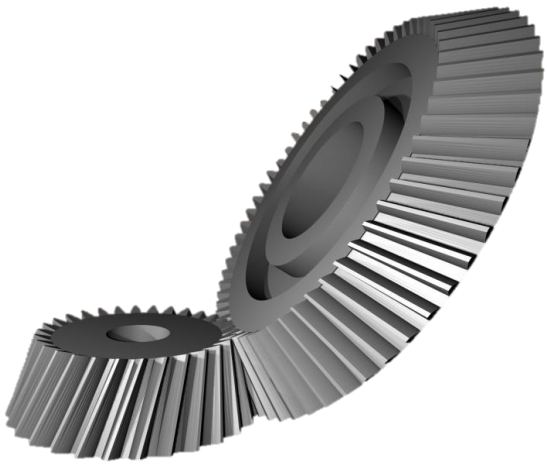


Figura 1-5 : Coppia conica elicoidale [www.libero.it]

- Ruote coniche spiroidali: I denti hanno forma curva e si sviluppano lungo un angolo di spirale intorno all'asse del cono. In questo caso il fianco convesso di un dente di una delle due ruote ingranerà con il fianco concavo del dente dell'altra ruota. In tal modo si garantisce una notevole gradualità di ingranamento, una minore rumorosità e una trasmissione più regolare della potenza riducendo i rischi di rottura dei denti. Inoltre, a pari coppia trasmessa, le ruote coniche spiroidali permettono l'utilizzo di un diametro minore rispetto a quelle a denti diritti. In generale, se gli assi sono incidenti si parla di ruote coniche spiroidali (Figura 1-6) mentre se gli assi non sono incidenti si parla di ruote coniche ipoidi. [1][3]

Figura 1-6 : Coppia conica spiroidale [img - www.garotti.com]

- Ruote coniche "Zerol" (Figura 1-7): Sono un caso particolare di ruote spiroidali ma con angolo di spirale o elica (vedi 1.4) che varia da positivo a negativo e assume valore nullo nel punto medio del dente. Rappresentano una categoria intermedia tra le ruote a denti diritti e quelle spiroidali[1][3]

Figura 1-7 : Coppia conica "Zerol" [img - www.indiamart.com]

Esistono altre tipologie di ruote coniche e criteri di classificazione non descritti in questa trattazione.

1.3. Generazione dei profili delle dentature coniche

Un ingranaggio, inteso come una coppia di ruote dentate, è un sistema utilizzato per la trasmissione del moto tra due assi, i quali possono essere paralleli, incidenti o sghembi. Il concetto base della trasmissione del moto si fonda sulle ruote di frizione, ovvero due ruote a contatto che trasmettono il moto per attrito rotolando l'una sull'altra senza strisciare. In particolare, i corpi di base per le ruote coniche sono dei coni (o più precisamente trochi di cono), definiti coni primitivi. È possibile vedere i coni primitivi come due coni in contatto lungo una generatrice comune, generati all'interno del volume di una sfera con centro coincidente all'intersezione degli assi dei coni (Figura 1-8). La somma degli angoli di semi-apertura dei coni definisce l'angolo tra gli assi dei due coni. [2]

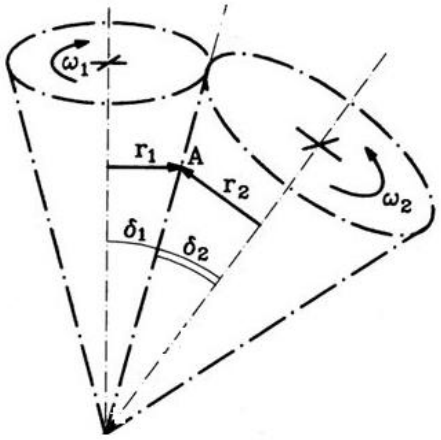


Figura 1-8 : Coni primitivi [3]

Posto che i coni ruotano senza strisciare si avrà che i punti di entrambi lungo la generatrice comune possiedono la stessa velocità lineare v. Considerando un punto A qualsiasi sulla generatrice (vedi Figura 1-8) e posto che il raggio del punto A sia r_A si avrà che [3]:

$$v_{A1} = v_{A2} \rightarrow \omega_1 r_{A1} = \omega_2 r_{A2}$$

Dove si indica con ω la velocità angolare del cono e con r_A il raggio passante per A. Per la genericità del punto A:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

Che esprime il rapporto tra le velocità angolari dei due coni. Avendo una generatrice in comune, il rapporto tra due raggi sarà pari al rapporto tra i seni degli angoli di semi-apertura dei coni [3]:

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{sen\delta_2}{sen\delta_1}$$

La geometria del profilo dei denti delle ruote elicoidali non è quella ad evolvente di cerchio come per le ruote cilindriche. Una geometria ad evolvente per una ruota cilindrica può essere vista come quella generata da una ruota che rotola a distanza fissa da un creatore con dentatura trapezoidale come mostrato in Figura 1-9. [7]

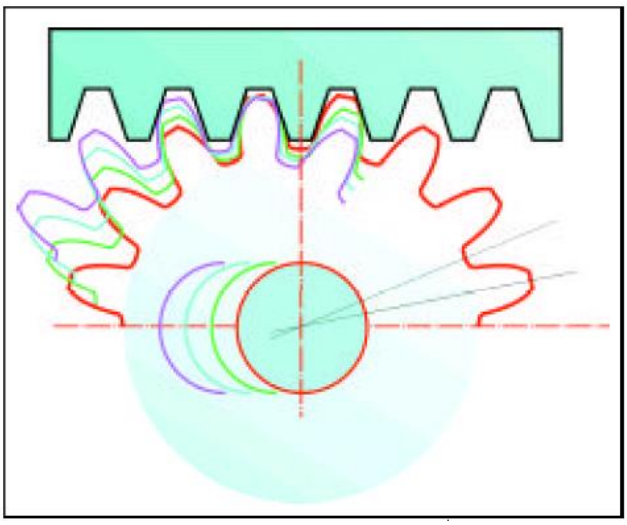


Figura 1-9 :Generazione profilo ad evolvente in una ruota cilindrica [5]

Per ruote coniche si può immaginare che l'utensile creatore si sviluppi lungo la superficie esterna della sfera contenete i coni primitivi (come mostrato in Figura 1-10), tale utensile è una ruota piano conica definita corona di generazione (crown gear), virtualmente generata dal movimento della fresa di taglio. La forma dei denti così prodotti prende il nome di ottoide.

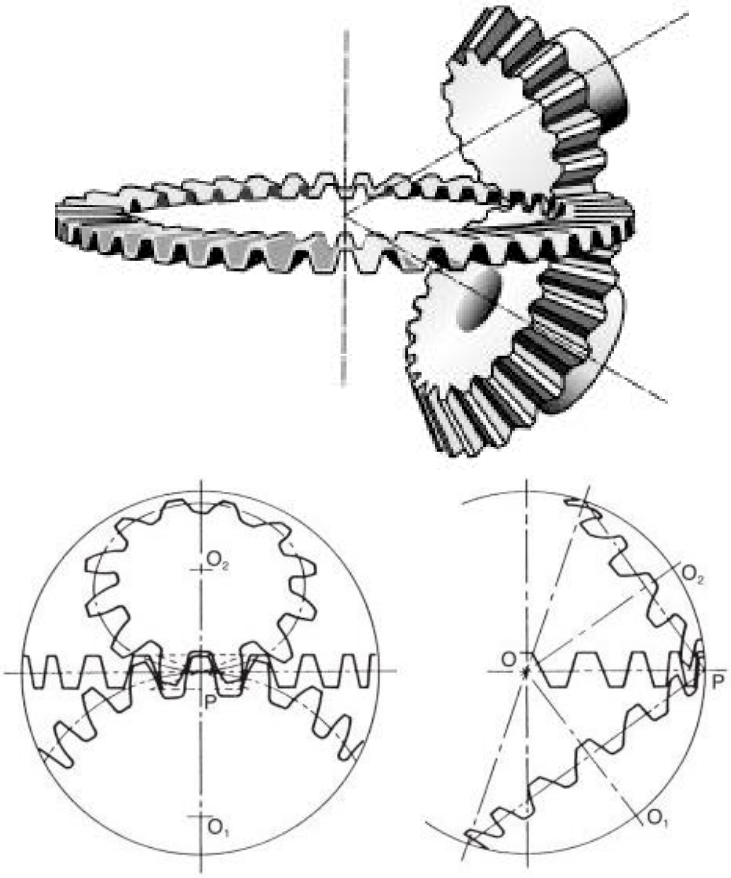


Figura 1-10 : Generazione del profilo ottoide per ruote coniche [3]

Quando i profili dei denti di una coppia di ingranaggi sono progettati per produrre un rapporto di trasmissione costante durante l'ingranamento, si dice che hanno un'*azione coniugata*. Gli ingranaggi che obbediscono a questa legge si chiamano *ingranaggi coniugati*. In questo caso, nel punto di tangenza tra i due denti in presa, la perpendicolare comune ai profili dei due denti, interseca la linea dei centri (linea che congiunge i centri delle due ruote) sempre in un punto C che è il centro di istantanea rotazione e il punto di tangenza delle circonferenze primitive.

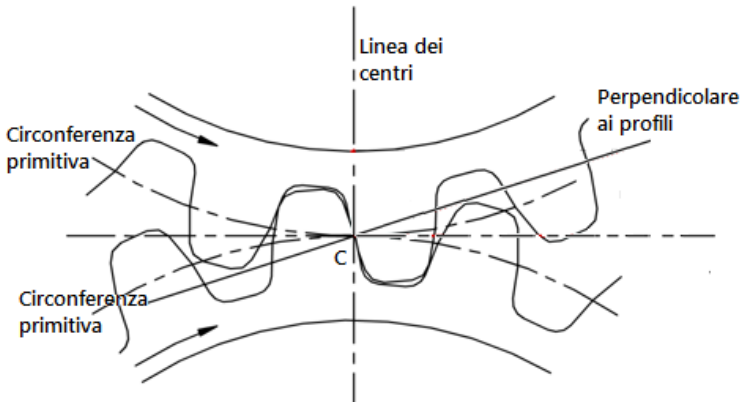


Figura 1-11 : Azione coniugata

Negli ingranaggi a profilo ad evolvente, le perpendicolari comuni a ciascun punto di contatto cadono tutte su una stessa retta che si chiama *linea d'azione* (o dei contatti) e che rappresenta il luogo comune dei punti di contatto . Negli ingranaggi coniugati a profilo *non* ad evolvente, il luogo comune dei punti di contatto (curva di contatto – path of contact) non è una retta ma una curva di una certa forma.

I denti a profilo ottoide generati da una corona piana con denti a profilo dritto (come visto in precedenza) hanno un luogo dei punti di contatto che giace su una superfice sferica con una forma ad "8" da cui deriva il nume di profilo ottoide. Tale luogo dei punti è perpendicolare al profilo dei denti nel punto P (Figura 1-10). [2]

In alcuni casi, a causa della tipologia del processo di taglio, è possibile che la forma dei denti si discosti leggermente da quella ottoide e che il luogo dei punti di contatto assuma una forma particolare.

Esiste un'altra dentatura idonea per ruote coniche definita ad "evolvente sferica". I fianchi dei denti si sviluppano come evolventi a punti. In questo caso la dentatura dell'utensile creatore immaginario è a fianchi curvi. Tale forma non ha alcun interesse pratico. [2]

1.4. Grandezze caratteristiche degli ingranaggi conici

È utile definire alcuni parametri che caratterizzano la geometria degli ingranaggi conici. Tali grandezze sono comuni a tutte le tipologie di coppie coniche.

In Figura 1-12 vengono riassunti i principali parametri che caratterizzano una dentatura conica. [4]

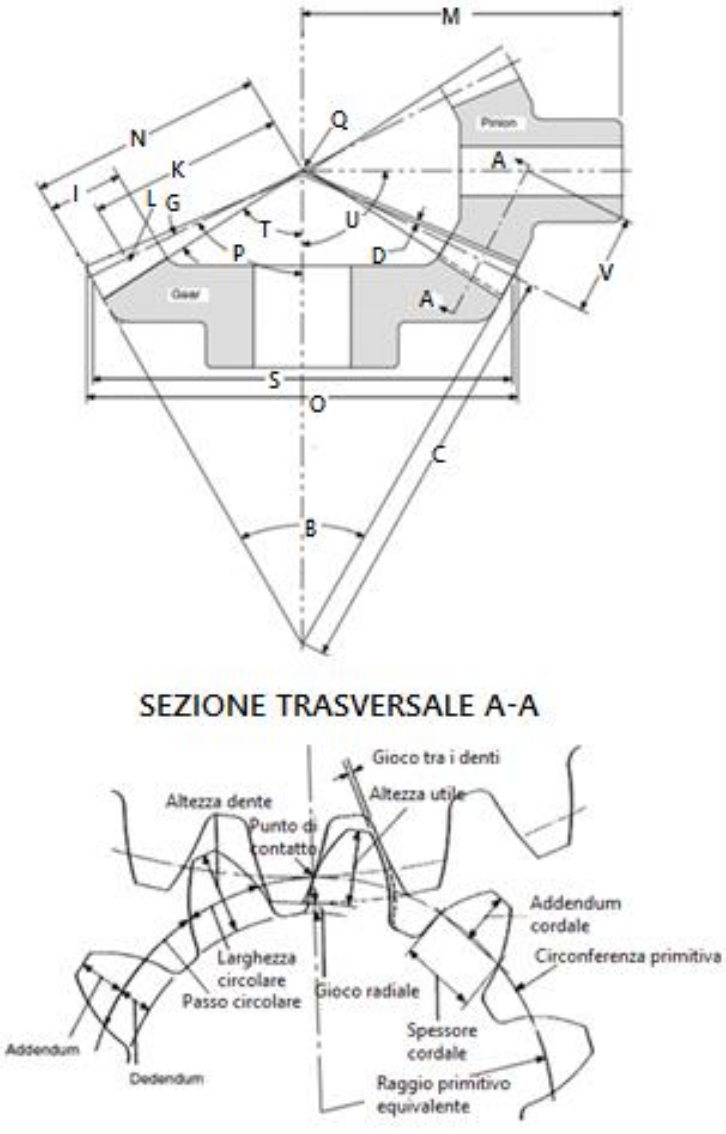


Figura 1-12 : Grandezze caratteristiche [4]

B	Angolo del cono complementare	L	Punto medio di fascia	S	Diametro primitivo (d)
C	Generatrice del cono complementare	M	Distanza di montaggio	T	Angolo di semi-conicità interna
D	Gioco radiale	N	Generatrice del cono primitivo	U	Angolo tra gli assi (Σ)
G	Angolo del dedendum	O	Diametro esterno (d_e)	V	Raggio primitivo equivalente
I	Lunghezza fascia (b)	P	Angolo di semi-apertura del cono primitivo (δ)		
K	Generatrice media del cono	Q	Apice dei coni primitivi		

Tabella 1-1 : Grandezze caratteristiche

Alcune grandezze importanti vengono spiegate di seguito [4]:

- Angolo di semi-apertura del cono primitivo – È l'angolo tra la superficie primitiva di contatto e l'asse del pignone o della corona.
- Lunghezza di fascia – È la lunghezza dei denti misurata lungo il cono primitivo.
- Apice dei coni - In genere è il punto di contatto tra l'asse del pignone e della corona. Per gli ingranaggi ipoidi può essere visto come il punto di contatto apparente tra i due assi
- Angolo tra gli assi – È l'angolo tra l'asse del cono e della corona. In caso di ruote ipoidi è l'angolo di intersezione apparente tra pignone e corona.
- Gioco tra i denti – In genere i denti non hanno uno spessore esattamente uguale a quello del vano tra due denti dell'elemento accoppiato al fine di garantire una corretta lubrificazione delle dentature. Lo spazio tra due denti adiacenti è definito gioco tra i denti (o backlash).
- Angolo di pressione α (Figura 1-13) dato dall'inclinazione della normale al profilo del dente nel punto di contatto con la tangente alla circonferenza primitiva. La linea normale al profilo dei denti (linea di contatti o linea

d'azione) rappresenta la linea lungo cui si muove il punto di contatto tra pignone e corona durante l'ingranamento.

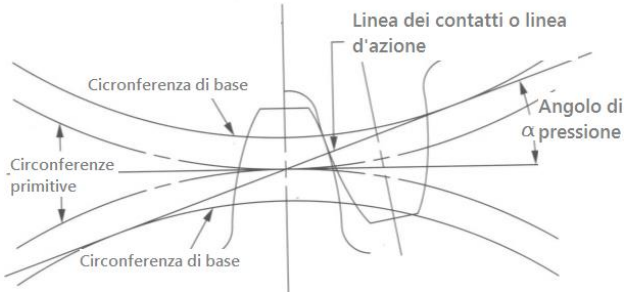


Figura 1-13 : Angolo di pressione [1]

- Caratteristiche dei denti – La superficie di cresta (o Top Land) è la superficie superiore del dente. La radice è la parte lungo il profilo in prossimità della superficie di fondo. Il tacco (o heel) è la parte del dente più lontana dal punto di contatto degli assi, ovvero in prossimità del diametro esterno. La punta (o toe) è la parte del dente più prossima al punto di contatto e quindi è in prossimità del diametro interno. La direzione di profilo e di fascia sono le coordinate dei fianchi dei denti. [3]

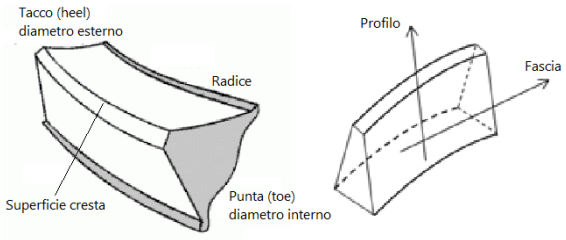


Figura 1-14 : Elementi dei denti [3]

- Verso della spirale – Per determinare il verso della spirale occorre guardare il dente posizionato in alto guardando la dentatura frontalmente. Se il dente osservato dalla punta verso il tacco curva a destra si ha una spirale destra, se curva verso sinistra si ha una spirale sinistra. [3]

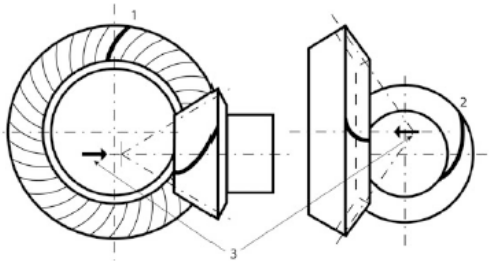


Figura 1-15 - Verso della spirale: Corona destra pignone sinistra [3]

- Angolo di spirale – È l'angolo tra la tangente al profilo del dente e la linea passante per il punto di tangenza e il vertice del cono primitivo. Può essere definito in qualsiasi punto lungo la lunghezza del dente. In genere si determina nel punto medio della lunghezza del dente e viene definito angolo di spirale medio (indicato spesso con β_m) [4]

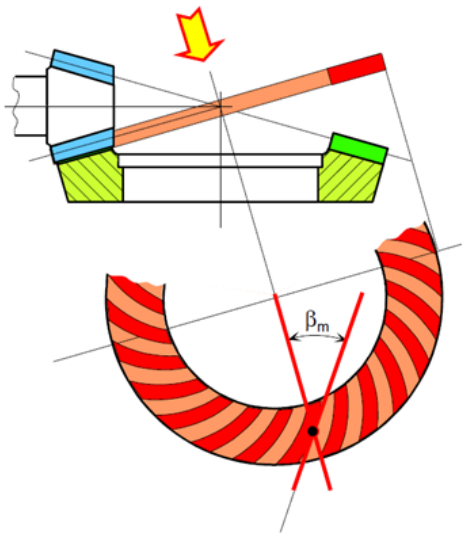


Figura 1-16 - Angolo di spirale [3]

Un punto di partenza per calcolare l'angolo di spirale è la formula seguente[2]:

$$\beta_m = 25 + 5\sqrt{\frac{Z_c}{Z_P}} + 90\frac{e}{d_C}$$

Dove Z_c e Z_P sono il numero di denti di corona e pignone, e è l'offset dell'ipoide e d_C è il diametro primitivo della corona

- Rapporto di ricoprimento. Rappresenta il numero medio di coppie di denti in presa ed è possibile distinguere un rapporto di ricoprimento trasversale ε_α e uno lungo la fascia ε_β.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{l_a}{p_b} \; ; \; \varepsilon_\beta = \frac{\Phi}{\tau}$$

Dove:

-l_a è il segmento della linea d'azione compreso tra le superficie di troncatura esterne delle due ruote.

-$p_b = passo\ circolare \cdot cos\alpha$

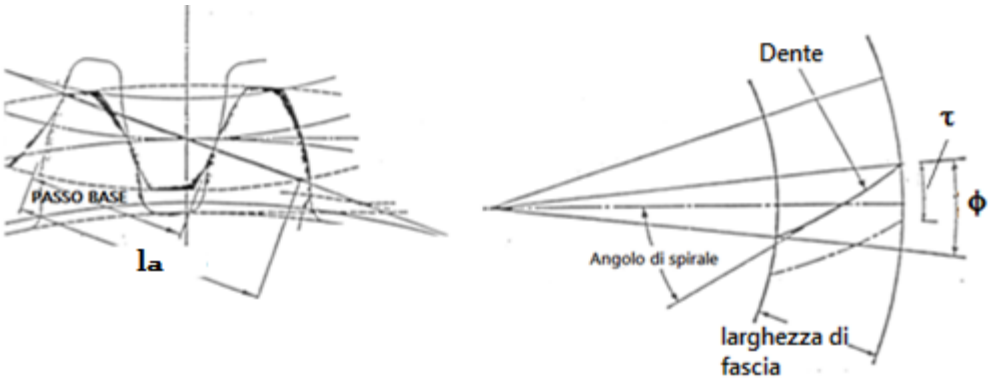


Figura 1-17 : sx-ricoprimento trasversale dx-ricoprimento di fascia[2]

Il rapporto di ricoprimento totale è dato da:

$$\varepsilon_t = \sqrt{\varepsilon_\alpha{}^2 + \varepsilon_\beta{}^2}$$

Un valore ottimale di ε_t è compreso tra 1.5 e 2. [2]

- Rapporto di ingranamento – È il rapporto tra le velocità angolari di pignone e corona. Dipende dalle dimensioni di due elementi e conseguentemente dal numero dei denti. [2]

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{sen\delta_2}{sen\delta_1}$$

1.5. Gli ingranaggi ipoidali

Come esposto in precedenza, gli ingranaggi ipoidi sono simili agli ingranaggi conici spirali ma gli assi di corona e pignone non hanno un punto di intersezione e presentano un disassamento indicato con la lettera "*e*" (Figura 1-18). [1]

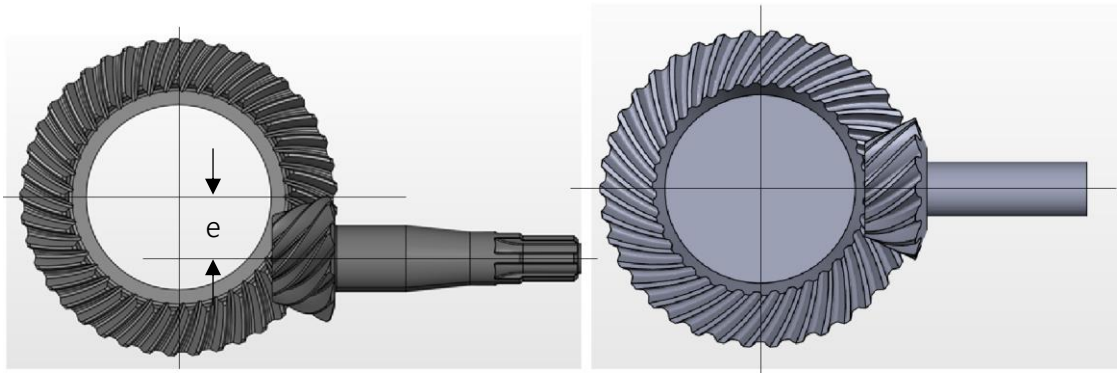


Figura 1-18 :Coppia conica ipoide sx - coppia conica spiroidale dx [www.grabcad.com]

Per quanto riguarda la geometria delle ruote ipoidali, i solidi primitivi delle ruote ipoidi sono iperboloidi di rivoluzione in contatto lungo una linea che rappresenta l'asse dell'elica. In realtà, le superfici primitive di contatto dovrebbero essere di forma elicoidale (come le superfici degli iperboloidi primitivi) ma vengono approssimate con superfici coniche.

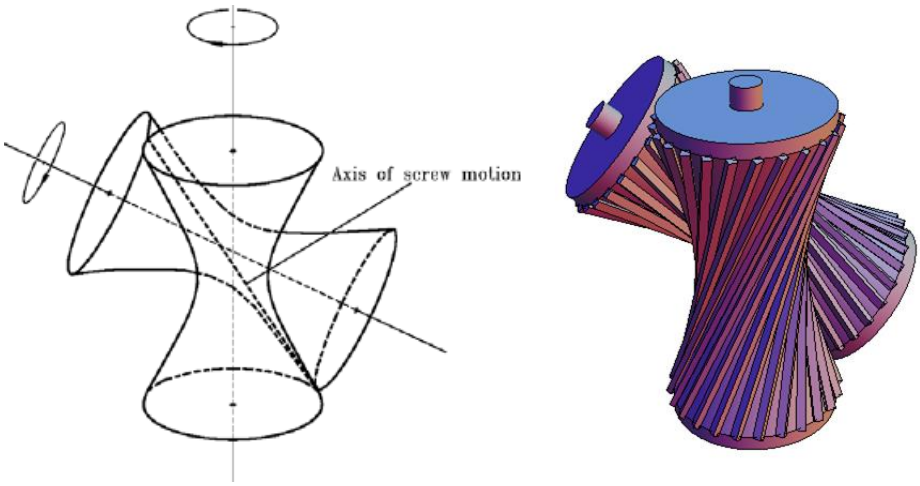


Figura 1-19 Iperboloidi di rivoluzione [img sx- www.yumpu.com – img dx www.demonstrations.wolfram.com]

Il principale vantaggio dell'utilizzo delle ruote ipoidi risiede nella possibilità di realizzare pignoni più grandi rispetto alle altre soluzioni e al contempo minimizzare le dimensioni della corona. In questo caso infatti gli angoli di apertura dei coni non dipendono solo dal rapporto tra il numero di denti e dall'angolo tra gli assi ma anche da altri fattori, primo tra tutti il disassamento "e".

I pignoni *Ipoidi* hanno angoli di spirale molto più elevati dei corrispondenti pignoni *Spirali*. Ne deriva che il diametro del pignone *Ipoide* è maggiore di quello del corrispondente pignone *Spirale*. Maggiore è il disassamento e maggiore sarà il diametro del pignone. Grazie al maggior diametro del pignone, la resistenza a fatica è migliore. Inoltre, il pignone di dimensioni maggiori permette anche l'utilizzo di un gambo più grande. Grazie all'aumento del diametro del pignone ed al più elevato angolo di spirale, il rapporto di ricoprimento risulta più elevato della corrispondente coppia spirale. Per questo motivo, una minore pressione specifica nella zona di contatto, rende più difficile l'insorgere del fenomeno di *pitting*. Una coppia *Ipoide* può sopportare carichi sino al 175% più elevati di quelli sopportati da una corrispondente coppia *Spirale*, in funzione del valore del disassamento.[2]

1.5.1. Generazione dei profili negli ingranaggi Ipoidi

Il concetto generale della generazione degli ingranaggi conici si basa sul fatto che pignone e corona posso essere generati da una ruota generatrice fittizia complementare (Figura 1-20) [3]

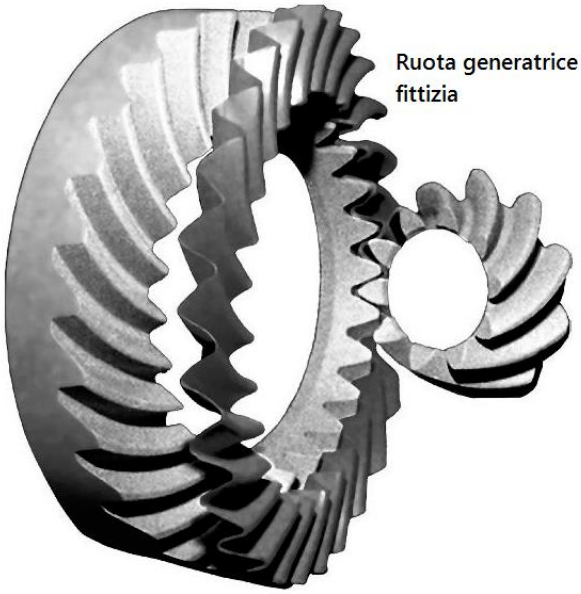


Figura 1-20 : Generazione con ruota piano-conica [3]

Nel paragrafo 1.3 si è visto il principio di generazione del profilo ottoide nel caso di ruote coniche a denti dritti. In questo caso, la ruota generatrice fittizia è una ruota piano conica con denti trapezoidali a profilo dritto. La ruota conica generata da una ruota generatrice fittizia di questo tipo avrà il profilo ottoide e i denti diritti.

Nel caso di ruote coniche con denti curvi (come le ruote coniche spirali o ipoidi) la ruota generatrice fittizia avrà anch'essa le direttrici dei denti curve e la superficie dei denti sarà formata dalla traccia dei denti dell'utensile utilizzato per il taglio. [3]

Figura 1-21 :Utensile, ruota in lavorazione e ruota generatrice [3]

È possibile distinguere due metodi di generazione della ruota conica fittizia (e quindi di taglio del pezzo reale):

- Face Hobbing (o 3 assi)
- Face Milling (o 2 assi)

Nel Face milling la curvatura dei denti della ruota generatrice fittizia piano conica è circolare in quanto il moto dell'utensile di taglio è circolare e la ruota generatrice resta fissa nella sua posizione angolare.

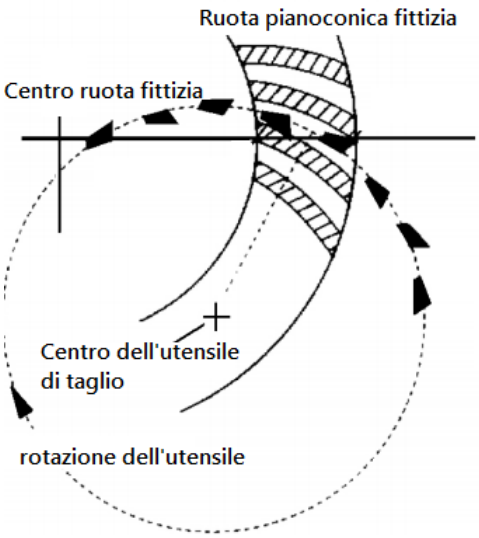


Figura 1-22 : Metodo face milling [7]

Le lame dell'utensile sono disposte lungo la circonferenza media dell'utensile di taglio ed eseguono la lavorazione di un vano per volta. Una volta terminato il taglio

di un vano la ruota generatrice ruota di un angolo pari al passo e si procede a dentare virtualmente un nuovo vano. La dentatura su di un pignone reale si ottiene facendolo ingranare virtualmente il pezzo in lavorazione con la ruota fittizia. [7]

Nel face hobbing i denti della ruota fittizia vengono generati dalla combinazione del moto rotatorio della fresa intorno al suo asse e del moto di rotazione della ruota generatrice in senso opposto.

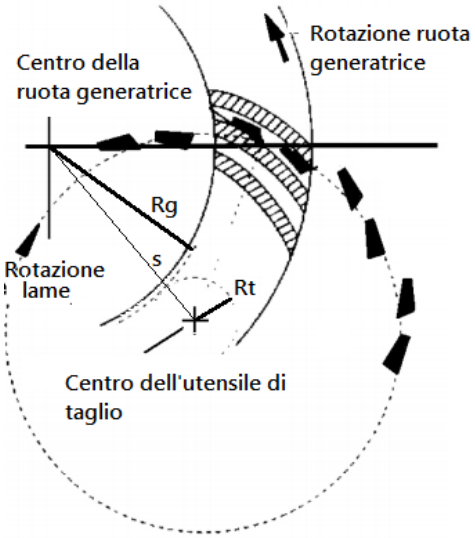


Figura 1-23 : Face Hobbing [7]

In questo caso le lame della fersa sono disposte delle spirali e non orientate tangenzialmente alla circonferenza media dell'utensile. La ruota generatrice fittizia corrispondente avrà le direttrici dei denti disposte lungo degli epicicloidi. I moti di rotazione dell'utensile e della ruota generatrice sono legati dalla relazione

$$\frac{\omega_t}{\omega_g} = \frac{N_g}{N_t}$$

Dove ω_t e ω_g rappresentano rispettivamente la velocità angolare dell'utensile e quella della ruota generatrice, mentre N_g e N_t il numero di denti della ruota generatrice e il numero di coppie di lame dell'utensile. Il moto relativo tra utensile e ruota generatrice può essere rappresentato come un moto di rotolamento di due circonferenze, una solidale con l'utensile e l'altra con la ruota generatrice, che rotolano rispettivamente a velocità ω_t e ω_g. I raggi di rotolamento saranno dati da:

$$R_g = \frac{N_g}{N_g + N_t} \cdot s$$

$$R_t = \frac{N_t}{N_g + N_t} \cdot s$$

Dove s è la distanza tra i due centri. La forma dell'epicicloide è data da questo moto di rotolamento tra utensile e ruota generatrice.

Poiché il pezzo in lavorazione ingrana con la ruota generatrice esiste un rapporto tra la velocità del pezzo ω_p e la velocità della ruota generatrice, definito rapporto di generazione:

$$\frac{\omega_p}{\omega_g} = \frac{N_g}{N_p}$$

Dove N_p è il numero di denti del pezzo in lavorazione. Questa rotazione provvede a *generare* il profilo ad ottoide delle ruote coniche.

In realtà, sia nel caso del face hobbing che del face milling è possibile ottenere delle ruote con profili non-generati (o formate). In questo caso il pezzo non viene fatto ingranare con la ruota generatrice piano conica e questa viene sostituita con una ruota generatrice fittizia conica. Il pezzo viene ottenuto semplicemente come copia complementare di quest'ultima. Il profilo in questo caso non è più un ottoide.[7]

1.5.2.Forze scambiate tra le ruote dentate ipoidali e rapporto di trasmissione

La forza di contatto scambiata tra due dentature coniche, qualunque sia la tipologia di dentatura, è possibile scomporla in tre componenti: una componente assiale A, una componente radiale R e una tangenziale T. Il punto di applicazione di tali forze può essere considerato coincidente con il punto medio del dente.

Per comprendere la disposizione spaziale delle forze conviene rappresentare quelle che si scambiano due ruote dentate a denti dritti. In questo caso si ha: [3]

$$R = T\ tan\alpha\ cos\delta$$

$$A = T\ tan\alpha\ sen\delta$$

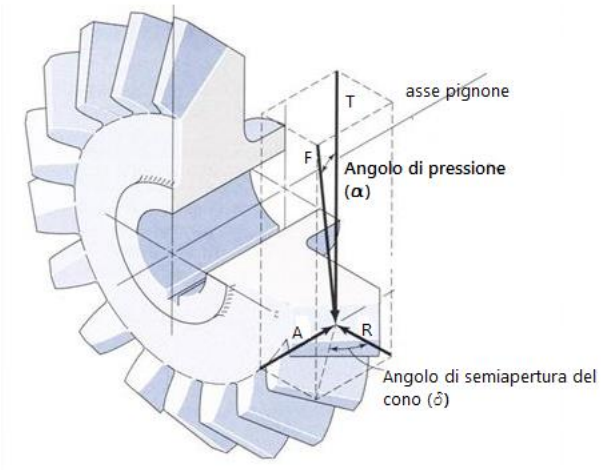


Figura 1-24 - Forze tra ruote dentate a denti dritti [1]

La forza tangenziale (T) è calcolabile a partire dalla conoscenza della coppia trasmessa, tramite [2]:

$$T = \frac{2 \cdot C}{d}$$

Dove:

- C=coppia trasmessa da pignone o corona (vedi 1.6.1 per la determinazione di C)
- d = diametro primitivo di pignone o corona

In funzione di quali parametri vengono inseriti nella formula, se quelli del pignone o della corona, si ottiene la forza tangenziale agente sul rispettivo elemento.

Il valore delle forze A e R dipende, oltre che dal valore di T, dall'angolo dell'elica β e da senso di rotazione del pignone. Di seguito viene riportata una tabella con l'indicazione del fianco conduttore e condotto in funzione della direzione della spirale del pignone e del senso di rotazione:

Elica Pignone[1]	Rotazione Pignone (o elemento conduttore)[2]	Fianco sotto carico	
		Pignone	Corona
Destra	Sinistra (antioraria)	Concavo	Convesso
	Destra (oraria)	Convesso	Concavo
Sinistra	Sinistra	Convesso	Concavo
	Destra	Concavo	Convesso

Tabella 1-2 : Fianco condotto e conduttore [3]

Noto quale sia il fianco sotto carico è possibile calcolare le forze tramite le formule di Tabella 1-3. In funzione di quali parametri vengono inseriti nella formula, se quelli del pignone o della corona, si ottiene la forza tangenziale agente sul rispettivo elemento. [3]

Nelle formule seguenti α_n è l'angolo di pressione normale, ovvero l'angolo di pressione misurato in direzione normale all'asse del dente nel punto medio.

Fianco	Forze
Concavo	$A = \frac{T}{cos\beta}(\tan\alpha_n \, sen\delta + sen\beta \, cos\delta)$ $R = \frac{T}{cos\beta}(\tan\alpha_n \, cos\delta - sen\beta \, sen\delta)$
Convesso	$A = \frac{T}{cos\beta}(\tan\alpha_n \, sen\delta - sen\beta \, cos\delta)$ $R = \frac{T}{cos\beta}(\tan\alpha_n \, cos\delta + sen\beta \, sen\delta)$

Tabella 1-3 : Forze radiali e assiali scambiate dalle ruote dentate [3]

Se la forza radiale R ha un segno positivo (+) significa che agisce come una forza di separazione tra i due elementi. Alternativamente, un segno (-) indica che la forza agisce come forza di attrazione tra i due elementi.

[1] Guardando uno degli elementi di una coppia conica dall'apice del cono primitivo si ha che l'elica è Destra se il dente posizionato in alto (ore 12) curva verso destra, elica Sinistra se viceversa.

[2] Data dalla regola della mano destra: se rotazione oraria il pollice punta verso l'apice del cono, antioraria viceversa.

Se la forza assiale A ha un segno positivo (+) indica che il verso è opposto rispetto all'apice del cono. Alternativamente, un segno (-) indica una forza in direzione dell'apice del cono.

In Figura 1-25 sono rappresentate le forze che agiscono su corona e pignone. Nel caso in figura il pignone è l'elemento conduttore e gira in senso orario. [3]

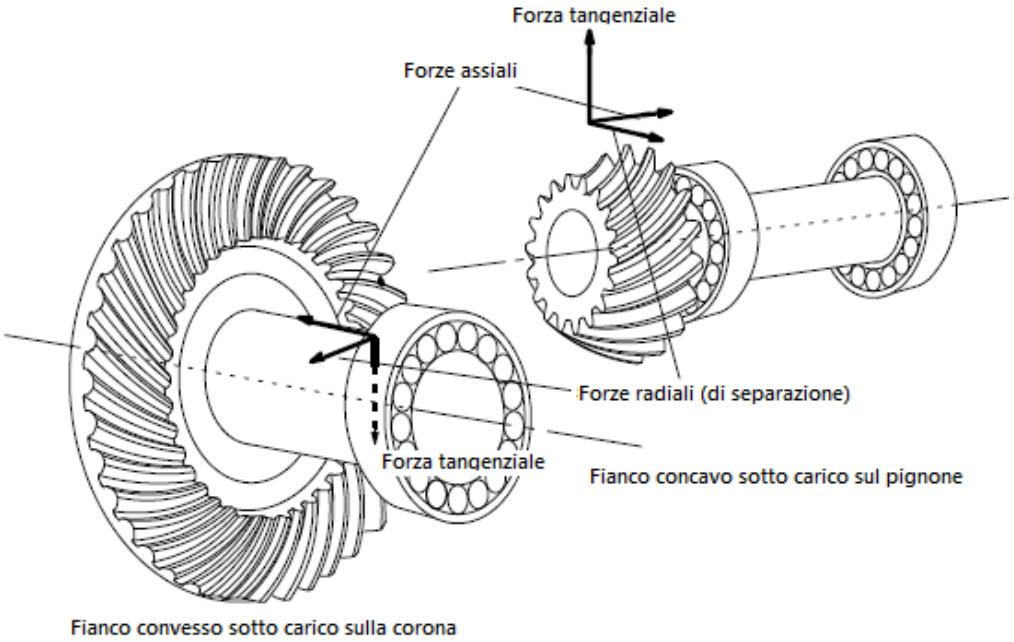


Figura 1-25 : Forze agenti su pignone e corona [4]

In genere, in azienda si producono corone con spirale destra e pignoni con spirale sinistra. Durante la marcia il pignone ruota in senso orario mentre la corona in senso antiorario. (Figura 1-26)

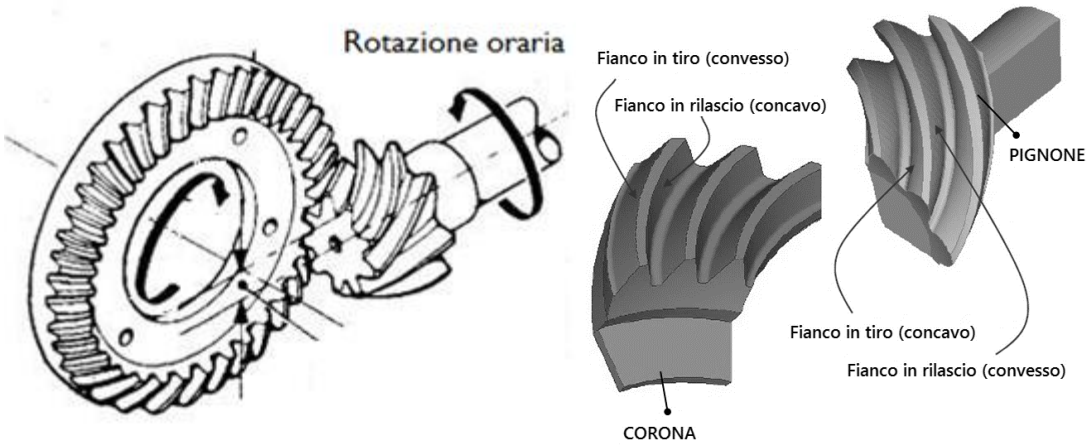


Figura 1-26 : Rotazione pignone e corona [2]

Quando la coppia viene dal motore, ovvero "in tiro" il fianco sotto carico del pignone sarà il fianco concavo mentre quello della corona sarà il fianco convesso. In questo caso l'elemento condotto è la corona e le forze reali scambiate tra gli elementi sono come quelle rappresentate in Figura 1-25.

Quando il veicolo avanza per inerzia, ovvero "in rilascio" il senso di rotazione dei due elementi non cambia ma in questo caso la corona diventa l'elemento conduttore. In questo caso, il fianco sotto carico della corona sarà quello convesso mentre quello del pignone sarà quello concavo. In Figura 1-27 sono rappresentate le forze tra pignone e corona nel caso in rilascio.

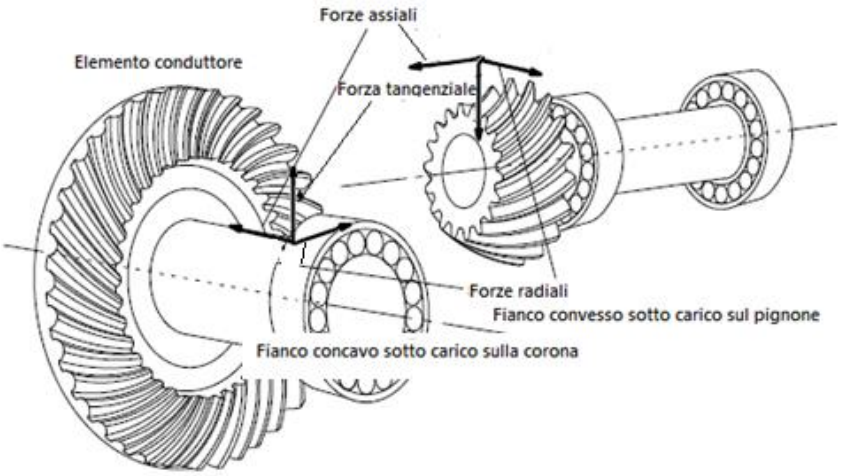


Figura 1-27 : Forze tra pignone e corona nel caso "in rilascio" [4]

1.6. Cenni di progettazione delle coppie coniche

La progettazione delle coppie coniche parte dalla conoscenza di alcuni parametri veicolari relativi all'applicazione su cui verrà montata, i principali parametri sono [2]:

- Coppia in ingresso: è necessario conoscere la coppia che la coppia conica dovrà trasmettere, per le applicazioni veicolari questa sarà pari alla coppia in ingresso al ponte
- Veicolo: per determinare le caratteristiche di impiego della coppia conica è necessario conoscere la tipologia di applicazione veicolare a cui è destinata; è altresì utile conoscere il mercato a cui il corrispondente veicolo è destinato per tenere conto delle differenti condizioni stradali a cui il veicolo è destinato.

- Dimensioni/peso: è necessario conoscere lo spazio disponibile all'interno della scatola ponte per poter definire le dimensioni massime di corona e pignone. Il peso massimo della coppia conica deve essere limitato per garantire la portata commerciale del veicolo.
- Rapporto: occorre conoscere il rapporto di riduzione della coppia conica per poter stabilire il numero di denti di corona e pignone. Generalmente è compreso tra 2.9 e 5.5 e varia in funzione della missione tipica che il veicolo è destinato a compiere.

1.6.1. Determinazione del momento torcente

Per la determinazione della coppia (C) in ingesso al ponte necessaria a muovere il veicolo si utilizzano delle formule standardizzate [A]:

$$C = \frac{\sin\left(\tan^{-1}(A)\right) \cdot GW \cdot W_r \cdot g}{0.9 \cdot \tau_p}$$

Dove:

- A = parametro che varia in funzione della pendenza massima che il veicolo deve essere in grado di superare
- GW = peso totale a terra del veicolo (se veicolo con rimorchio il peso è quello combinato) [t]
- W_r = raggio di rotolamento degli pneumatici [mm]
- g = accelerazione di gravità (m/s^2)
- τ_p = rapporto ponte

1.6.2. Fattori relativi al dimensionamento delle coppie coniche

A partire dalla conoscenza della coppia in ingresso, dell'ingombro massimo ammesso, della velocità di rotazione dell'ingranaggio si esegue il dimensionamento della coppia conica. In azienda si utilizza un software Gleason per il dimensionamento anche se al progettista è lasciata la facoltà di modificare una serie di parametri.

Vengono di seguito elencate alcune considerazioni relative al dimensionamento delle coppie coniche [2].

- Lunghezza di fascia: è misurata sul cono primitivo ed è la distanza misurata lungo la generatrice del cono tra il diametro esterno e il diametro interno (indicata con b in Figura 1-12). La fascia può raggiungere il 30% della generatrice esterna del cono. Valori superiori in ruote con altezza del dente

non costante potrebbero portare a rastremare troppo il dente in punta (dente troppo basso). Per gli ingranaggi conici Zerol, il valore scende al 25%. In ogni caso si fa in modo che la profondità del dente in punta non diventi inferiore alla metà della profondità del dente sul tallone.

- Fattore di profondità (K): Controlla l'altezza del dente. Dipende principalmente dal numero di denti del pignone ed è calcolato automaticamente dal software. Il progettista può in ogni caso modificarlo per ottenere denti ribassati o più profondi rispetto ai valori calcolati.
- Fattore di Addendum (C1): Regola l'altezza dell'addendum e il suo valore dipende dal rapporto di riduzione della coppia conica, dal metodo di taglio (face hobbing o face milling) e dal numero di denti del pignone.
- Fattore geometrico di resistenza (J): Tiene conto della forma del dente, posizione del punto di applicazione del carico sul dente, raggio fondo intaglio del dente, spartizione del carico sulle coppie di denti in presa, bilanciamento dello spessore dente tra pignone e corna e dell'effettiva lunghezza di fascia dovuta alla curvatura dei denti.
- Resistenza a flessione: È la capacità della coppia conica di resistere ripetutamente ad operazioni con carico prestabilito senza la rottura dei denti per fatica a flessione. Il calcolo della resistenza a flessione viene effettuato a partire dalla funzione, opportunamente modificata, dello sforzo flettente di una mensola incastrata ed è direttamente proporzionale al carico applicato. Il calcolo tiene conto di: sforzo di compressione alla radice del dente causato dalla componente radiale del carico, distribuzione non uniforme del momento torcente dovuta alla forma del segmento di contatto negli ingranaggi con denti curvi, concentrazione del carico al piede del dente per l'intaglio del raggio di raccordo, spartizione del carico tra le coppie di denti in presa, effetto della regolarità di trasmissione dovuta al valore del rapporto di ricoprimento. Nel calcolo sono anche coinvolte le caratteristiche dei materiali e la forma dei denti. Pertanto, sia il pignone che la corona potrebbero rappresentare l'elemento debole che limita la capacità della coppia conica. La formula della sollecitazione a flessione viene usata per determinare il valore del carico massimo che può essere tollerato sulla radice del dente senza causare rotture per tutta la vita prevista dal progettista. La formula fondamentale per calcolare la sollecitazione a flessione è:

$$S_t = C \cdot Q \cdot \frac{K_0 K_m}{K_v K_x} \ [MPa]$$

Dove:

- C =coppia in entrata
- Q= fattore di resistenza

$$Q = \frac{2p_c \cdot K_s}{b \cdot d \cdot J}$$

- p_c=passo circolare misurato sul diametro primitivo, è la distanza tra due punti omologhi di due denti adiacenti misurata sul diametro primitivo.
- K_s = fattore di grandezza
- b= lunghezza fascia
- d= diametro primitivo
- J = fattore geometrico, dipende dal raggio di raccordo delle lame
- K_0= fattore di sovraccarico, indica la qualità di trasmissione del moto ovvero la regolarità della coppia che agisce sulla coppia conica, varia da 1 a 2,25
- K_x dipende dall'angolo di spirale e dal raggio di curvatura del dente
- K_m dipende dall'applicazione e da quali elementi sono montati esternamente rispetto ai cuscinetti di appoggio (straddle mounted)
- K_v fattore dinamico che riflette l'imprecisione del dente, varia tra 1 e 0,8.

Gli elementi di una stessa coppia conica hanno lo stesso passo circolare. Per ottenere uno stesso passo circolare, ogni variazione dello spessore del dente di un elemento influenza lo spessore del membro accoppiato. Scegliere il giusto equilibrio tra lo spessore dei denti vuol dire bilanciare la coppia conica. In particola è possibile ottimizzare la coppia conica in modo che pignone e corona abbiano la stessa vita a fatica (si rinforza il pignone) oppure che abbiano la stessa sollecitazione (in questo caso il pignone sarà più debole).

Noto S_t è possibile determinare la vita in cicli tramite la formula:

$$L_{cb} = \frac{468000}{S_t}$$

Tramite dei diagrammi di fatica, noto L_{cb} è possibile determinare il fattore di resistenza a flessione

$$K_l = \frac{S_t}{S_{at}}$$

Dove S_{at} è il limite di sollecitazione a flessione suggerito

- Resistenza al pitting: Il pitting è un fenomeno di fatica superficiale dovuta ad un'eccessiva pressione di contatto che provoca un'usura caratteristica sui denti dell'ingranaggio. È quindi necessario che la coppia conica sia in grado di sostenere ripetuti carichi prestabiliti senza manifestare questo tipo di

danneggiamento sulla superficie dei denti. Nella "prima vita" dell'ingranaggio è possibile che si abbia un moderato e innocuo pitting che sia arresta quando vengono rimosse alcune delle asperità superficiali sulla superficie dei denti senza nessuna conseguenza sulla vita dell'ingranaggio. Il pitting distruttivo è invece causa di una più estesa e progressiva azione di fatica superficiale che provoca il deterioramento della geometria superficiale del dente e che può portare alla rottura del dente stesso. Un'elevata influenza sulla resistenza al pitting è dovuta al materiale con cui sono fabbricate le ruote. La formula che esprime il valore di resistenza al pitting è espressa come stress di compressione sopportabile senza insorgenza del fenomeno:

$$S_c = Z\sqrt{\frac{C \cdot C_0 \cdot C_m}{C_v}}$$

- Z=Fattore di resistenza a compressione

$$Z = \frac{C_p}{d}\sqrt{2 \cdot \frac{C_f \cdot C_s}{b \cdot I}}$$

- C_0 =fattore di sovraccarico, analogo al K_0
- C_m =fattore di distribuzione del cario, dipende dal grado di allineamento che ciascun membro mantiene sotto carico rispetto all'altro membro. Dipende quindi dal valore degli spostamenti di corona e pignone rispetto alle posizioni teoriche.
- C_v=Fattore dinamico, riflette gli errori di profilo, passo ed eccentricità. Dipende dalla precisione e dalla tipologia di ruote coniche
- C_p= coefficiente elastico, dipende dal materiale
- C_f= fattore di condizione di superficie
- C_s= fattore dimensionale
- I= fattore geometrico

Noto S_c è possibile determinare la vita in cicli tramite la formula:

$$L_{cc} = \frac{790000}{S_c}$$

Tramite dei diagrammi di fatica, noto L_{cc} è possibile determinare il fattore di resistenza a flessione

$$C_l = \frac{S_c}{S_{ac}}$$

Dove S_{ac} è il limite di sollecitazione a compressione (o contatto) suggerito.

Oltre quelli citati, che risultano essere i più importati, esistono altri fattori legati al dimensionamento delle coppie coniche come, ad esempio, il fattore di slittamento sul profilo e il fattore geometrico di scoring. In questa trattazione non verrà ulteriormente approfondita la tematica del dimensionamento di quella che viene indicata come macro-geometria delle coppie coniche in quanto l'attività di ottimizzazione a fini della rumorosità è stata condotta attraverso modifiche della microgeometria (o topografia) del fianco dei denti.

2. Processo produttivo delle ruote coniche

2.1. Fasi dell'industrializzazione

Viene di seguito riportata la descrizione delle fasi dell'industrializzazione relativa ad un nuovo prodotto o ad una modifica di un prodotto già esistente, secondo normativa [A]

1. Attività preliminare: prevede la raccolta della documentazione disponibile e viene anche effettuata una valutazione tecnica preliminare. Si fa riferimento alla documentazione tecnica emessa da Driveline Design (Tavole tecniche del componente, distinta base, normative e prescrizioni specifiche)
2. Studio processo: vengono definiti i cicli di lavorazione, assemblaggio, controllo da Process Engeenering e WAG (Work Analisys Gearbox). Vengono anche stabilite le condizioni con cui devono essere forniti i particolari.
3. Prove tecniche di conformità: per alcuni prodotti, vengono previste delle prove di verifica di particolari caratteristiche al fine di garantire la possibilità di ottenere il risultato finale voluto. Vengono eseguite in collaborazione con il reparto Design, Testing, Qualità e in alcuni casi è richiesta anche una consulenza esterna
4. Verifica e definizione mezzi di prouzione: Vengono definiti i mezzi di produzione necessari a garantire le caratteristiche di prodotto. La scelta viene effettuata valutando:

a. Necessità produttive
b. Disponibilità dei mezzi
c. Analisi costi
d. Scelta buy/make
e. Disponibilità e competenza manodopera

5. Mezzi di controllo: Process Engeenering e Qualità valutano e selezionano i mezzi di controllo valutando le caratteristiche che devono essere monitorate, le capacità dei macchinari e stabiliscono i piani di controllo da attuare
6. FMEA di processo: vengono messi in evidenza, tramite tecniche preventive, le criticità legate alla qualità del processo per valutare le eventuali azioni correttive prima dell'industrializzazione
7. Approvazione documentazione definitiva: la documentazione tecnica definitiva che è stata precedentemente elaborata viene approvata dai vari enti coinvolti nel processo di industrializzazione di un nuovo prodotto
8. Verifica capacità macchina e avvio produzione: Vengono verificate le capacità macchina previste prima dell'avvio della produzione. La documentazione di tali verifiche viene analizzata da Process Engineering e viene emessa l'autorizzazione all'avviamento della produzione.

2.2. Ciclo di produzione

Vengono di seguito elencate le fasi del ciclo di produzione delle coppie coniche [A][B][C]:

- Definizione del grezzo: Pignone e corona allo stato grezzo vengono ottenuti mediante stampaggio a caldo in stampi chiusi. Tale metodo conferisce elevate caratteristiche meccaniche, tenacità e affidabilità. Le attuali tecnologie con cui vengono eseguite tali tecniche garantisce una buona tolleranza dimensionale e di forma del pezzo e consente quindi di ridurre le lavorazioni successive, risparmiare metallo e scarti mantenendo bassi i costi di produzione. Sui pezzi grezzi è necessario controllare l'integrità fisica e l'andamento delle fibre.

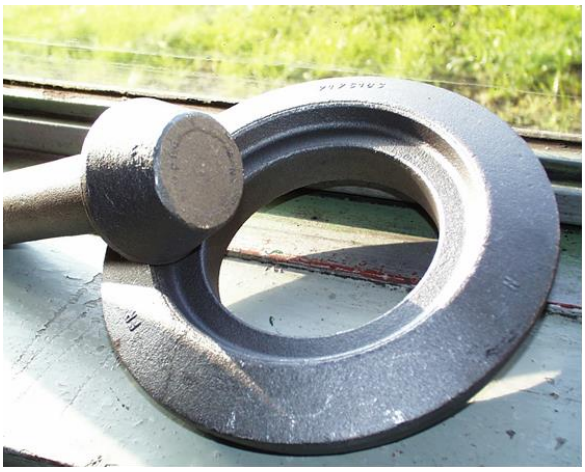


Figura 2-1 : Pignone e corona allo stato grezzo

- Trattamenti convenzionali preliminari: Viene eseguita una ricottura isotermica ovvero un ciclo che prevede l'austenitizzazione completa seguita da un raffreddamento e conseguente stazionamento a temperatura costante. Le fasi seguite in azienda posso essere riassunte in:

1. Riscaldamento di austenitizzazione a temperatura compresa tra 1030 – 1050 °C. La velocità di riscaldamento deve evitare la formazione di tensioni termiche relative alle differenti temperature tra esterno e interno pezzo che possono provocare formazioni di cricche.
2. Permanenza a tale temperatura per circa 2h. Tale tempo garantisce la diffusione degli elementi della lega.
3. Raffreddamento rapido fino a 620-640°C. Può essere eseguito o lasciando raffreddare naturalmente il pezzo in aria calma o eseguendo un raffreddamento controllato a velocità costante nei primi stadi del raffreddamento o nei punti di trasformazione
4. Stazionamento alla temperatura di fine raffreddamento per 2,5-3h per consentire la trasformazione completa dell'austenite.
5. Raffreddamento lento fino alla temperatura ambiente

Il risultato finale al termine del trattamento è una microstruttura della coppia conica Ferritico-Perlitica (Figura 2-2).

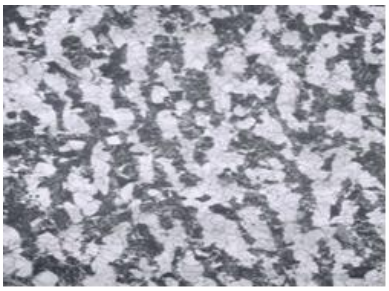


Figura 2-2 : microstruttura a seguito della ricottura isotermica

- Tornitura: La tornitura è una lavorazione meccanica per asportazione di truciolo eseguita attraverso dei torni (Figura 2-3). La lavorazione ha lo scopo di rimuovere lo strato di sovrametallo previsto sul pezzo durante le fasi di stampaggio e trattamento termico. Il pignone subisce una tornitura cilindrica (avanzamento utensile parallelamente all'asse di rotazione del pezzo) sul corpo e una conica (avanzamento utensile secondo una linea obliqua rispetto all'asse di rotazione) sulla testa mentre la corona necessita solo di una tornitura conica.

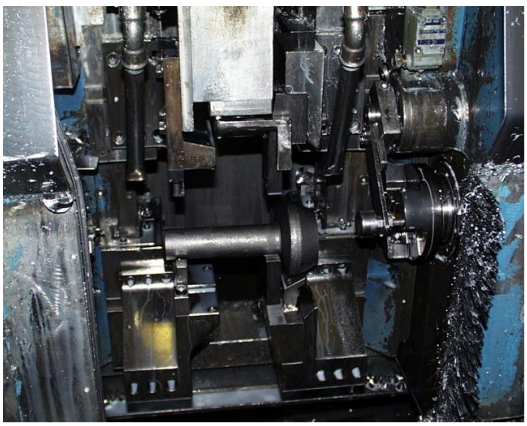


Figura 2-3 : Pezzo attrezzato su tornio

Creazione dello scanalato sul pignone: A seguito della tornitura viene eseguita la lavorazione dello scanalato presente sul pignone (Figura 2-4). Viene utilizzata un'apposita macchina detta dentatrice a creatore. Il creatore è l'utensile utilizzato: è una fresa a vite a profilo costante con passo normale e angolo di pressione pari a quello che si vuole ottenere sulla dentatura in lavorazione.

Figura 2-4 : Scanalato sul pignone

Dentatura: La dentatura dei pignoni e corone viene effettuata tramite dentatrice Gleason[R] (

Figura 2-5) o Klingelnberg[R] secondo il metodo del *face hobbing*.

Figura 2-5 : Dentatrice Gleason

Per spiegare come avviene la lavorazione, si può immaginare che la dentatura sul pezzo reale sia generata dall'ingranamento di questo con una ruota generatrice fittizia (vedi 1.3). Riprendendo quanto già detto, nel *face hobbing* i denti della ruota generatrice fittizia vengono virtualmente lavorati grazie alla combinazione del moto rotatorio della fresa intorno al suo asse e del moto di rotazione della ruota generatrice in senso opposto. La ruota generatrice ha le direttrici dei denti disposte lungo degli epicicloidi e le lame della fresa di taglio sono disposte lungo delle spirali e non orientate tangenzialmente alla circonferenza media. Nel face milling la ruota generatrice fittizia non possiede un movimento intorno al suo asse e le lame della fresa, che generano un vano della ruota fittizia per volta, sono orientate lungo la circonferenza media. La curvatura dei denti lungo la fascia è un arco di cerchio, il raggio medio è uguale al raggio della fresa.

Una macchina dentatrice è progettata in modo da poter imporre al pezzo in lavorazione e all'utensile il moto relativo che si ha facendo ingranare il pezzo con la ruota generatrice fittizia. In realtà, un dente della ruta generatrice fittizia dovrà essere "riprodotto" dal fianco a profilo dritto di una delle lame dell'utensile.

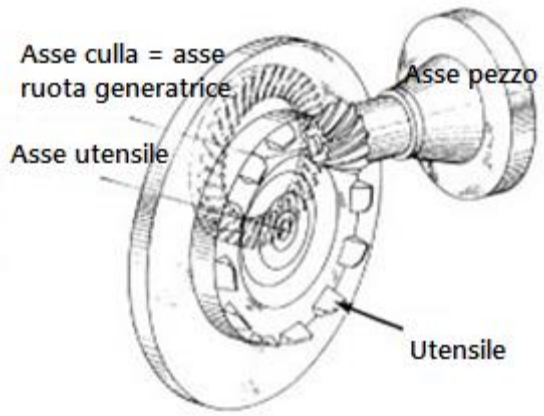


Figura 2-6 : Esempio di generazione di un pignone conico

Nel face milling, per lavorare un vano sul pezzo reale è necessario che la ruota generatrice ingrani (ovvero rotoli) con il pezzo di un piccolo angolo necessario a realizzare l'intera lunghezza del dente sul pezzo. Questo moto di rotolamento deve essere quindi impresso all'utensile che ruoterà, intorno all'asse della ruota generatrice fittizia dell'angolo necessario a ricavare sul pezzo in lavorazione l'intera lunghezza del dente. Terminato il taglio del dente l'utensile ritorna nella sua posizione iniziale. In genere, l'utensile si muove avanti e indietro come una culla dal punto iniziale al punto di fine rotolamento e così via per ogni dente. Nel face hobbing avviene la stessa cosa solo che in modo continuo.

Il moto tra l'utensile e il pezzo può essere rappresentato dall'angolo di rotazione della culla e da quello dell'utensile. A partire da questi due angoli di rotazione è possibile descrivere tutti i movimenti come loro funzioni.

In altre parole, per riprodurre l'ingranamento del pezzo con la ruota fittizia, tale metodo prevede tre assi che ruotano in fase tra loro: l'asse porta pezzo, l'asse dell'utensile e l'asse della culla, ovvero l'asse dell'eccentricità della fresa che coincide con l'asse di rotazione della ruota fittizia. (Figura 2-6)

La lavorazione del pezzo, in entrambi i metodi, può avvenire con o senza generazione (metodo Generate o Formate). Il metodo Generate è analogo a quanto descritto fin ora, ovvero la dentatura è generata dall'ingranamento del pezzo con la ruota generatrice fittizia. Nel metodo non generato invece si può ipotizzare di avere una ruota fittizia conica. In questo caso la dentatura sul pezzo reale non è generata dall'ingranamento tra pezzo e ruota generatrice ma è semplicemente il negativo della dentatura di quest'ultima, come se la ruota fittizia fosse una metà di uno stampo.

In genere tutte le corone con rapporti inferiori a 2.5 sono realizzate attraverso con il metodo Generate. Per le corone con rapporti superiori a 2.5 non è necessaria l'utilizzo del sistema Generate e in genere viene utilizzato il sistema Formate. In questo caso i profili dei denti della corona non hanno bombature di profilo e quest'ultimo rispecchia il profilo dell'utensile utilizzato per il taglio (fresa di forma). I rispettivi pignoni saranno quindi più bombati per recuperare il profilo perso sulla corona.

In Figura 2-7 è riportato un esempio di pignone e corona dopo dentatura.

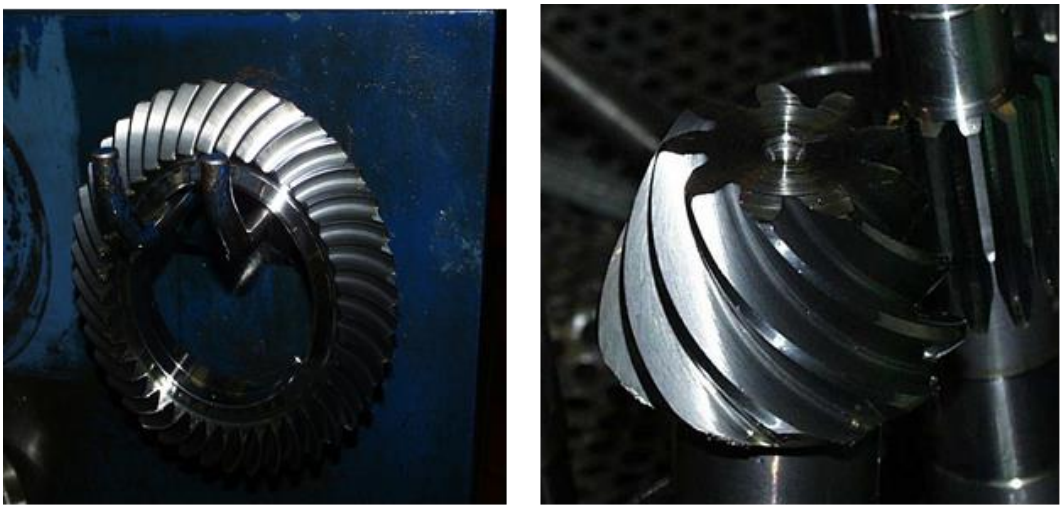


Figura 2-7 : Pignone e corona dentati

- Controllo dimensionale: Grazie all'utilizzo della sala metrologica viene effettuato il controllo dimensionale con lo scopo di fornire informazioni relative al corretto settaggio della dentatrice per garantire le indicazioni previste a disegno. Per l'identificazione delle corrette condizioni di taglio della dentatura e trattamenti termici vengono creati dei prototipi di pignone e corona.

La fabbricazione esegue la costruzione delle corone secondo le indicazioni del Summary dei dati di taglio definito in fase di calcolo. Una volta dentato il primo prezzo viene consegnato alla S.M. (sala metrologica) per la verifica della corrispondenza delle prescrizioni del disegno e/o del Summary.

Misurato il pezzo, la S.M. richiede le eventuali correzioni da eseguire in fabbricazione. In seguito, viene eseguito il taglio di cinque corone che serviranno per la definizione delle deformazioni indotte dal Trattamento Termico. Il Trattamento Termico esegue le operazioni prescritte e invia i pezzi al Laboratorio Metallurgico per la verifica dei risultati ottenuti. Le corone trattate ritornano in S.M. per il monitoraggio delle distorsioni introdotte dal trattamento termico e vengono

confrontati i risultati ottenuti con le misurazioni rilevate prima del Trattamento Termico. Vengono definite le correzioni da eseguire per compensare le distorsioni e vengono trasmesse alla fabbricazione, la corona campione viene depositata. Per i pignoni si esegue lo stesso iter, in più viene verificato e ottimizzato il contatto con la corona campione.

Una volta prodotte corona e pignone, la coppia conica campione viene quindi accoppiata e lappata. Dopo la finitura viene verificata tramite la S.M. la qualità del contatto e gli errori di rotolamento e trasmissione (tramite Single-Flank tester). La coppia così certificata deve essere depositata come campione di riferimento per rumorosità.

- Trattamenti termici definitivi La sequenza dei trattamenti termici nel processo della coppia conica (fig.24-3) è la seguente:

- Riscaldamento (si portano i pezzi ad una temperatura di 900°C)
- Carbocementazione o cementazione: È il trattamento termico che tende ad arricchire di carbonio lo strato superficiale dei particolari d'acciaio, attraverso il fenomeno della diffusione in fase solida del carbonio. Si effettua normalmente a temperatura compresa tra 850 e 950ºC (in questo processo produttivo la temperatura di cementazione è 920ºC) in un mezzo capace di generare carbonio che possa diffondere nell'acciaio. La profondità di diffusione può variare da 0.6 a 1 mm di profondità
- Tempra in olio caldo: I pezzi vengono raffreddati in olio mantenuto a temperatura poco inferiore rispetto alla temperatura di trasformazione martensitica e mantenuti per un tempo tale da uniformare la temperatura dell'intera sezione, per poi procedere al raffreddamento lento fino a temperatura ambiente (per esempio in aria), la trasformazione martensitica avverrà uniformemente su tutta la sezione in condizioni di scarso gradiente termico. Questo minimizza le tensioni interne e riduce il rischio di distorsione e rottura dei pezzi.
- Rinvenimento: Dopo la cementazione e la tempra tutti i pezzi devono essere sottoposti al rinvenimento di distensione per trasformare la martensite tetragonale in martensite cubica, ridurre le tensioni interne e conferire allo strato cementato maggiore tenacità. Si può affermare che il massimo rendimento dell'operazione di tempra lo possiamo ottenere con il successivo trattamento di rinvenimento; l'insieme di questi due trattamenti si chiama bonifica. Viene effettuato riscaldando gradualmente il pezzo ad una temperatura compresa tra 180 e 200 °C e mantenendolo per un tempo di circa

2h. Il rinvenimento di distensione si esegue normalmente in forni a camera o a ciclone, subito dopo la tempra e l'eventuale lavaggio dei pezzi spenti in olio. Il raffreddamento finale avviene generalmente in aria calma.

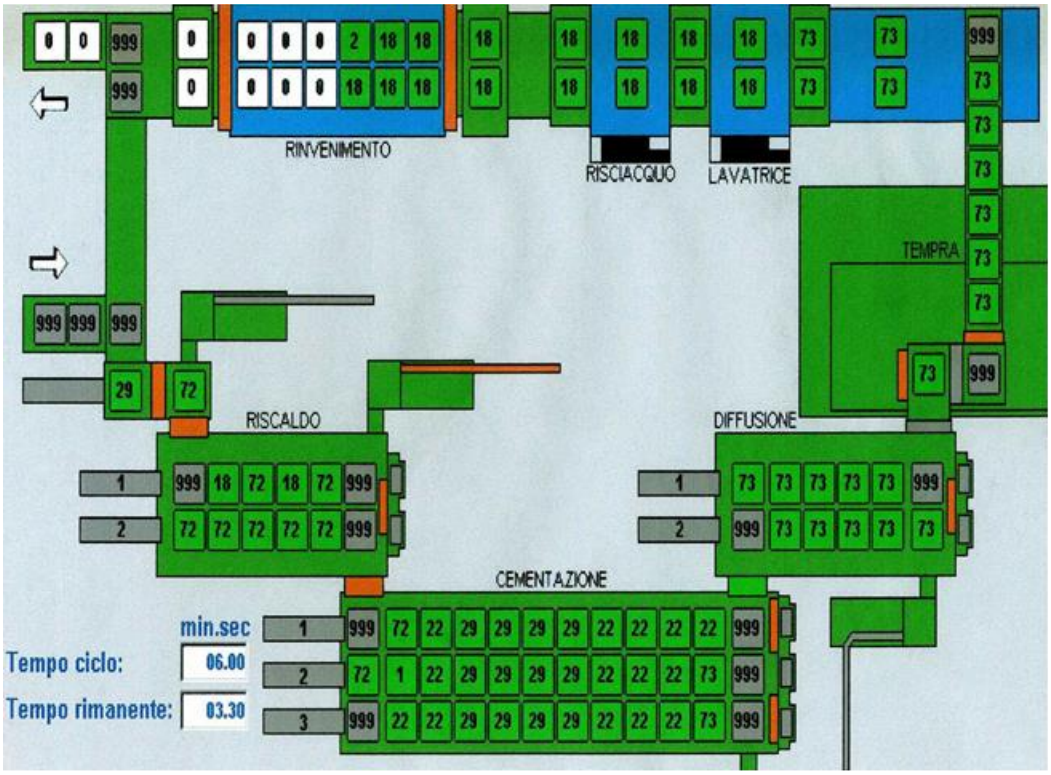


Figura 2-8 : Trattamenti termici definitivi

- Lappatura: È un processo di finitura utilizzato per migliorare l'accoppiamento e la rumorosità della coppia conica. In una lappatrice pignone e corona vengono accoppiati e ingranano a basse coppie ed elevate velocità di rotazione in modo che una sostanza definita "lapping compound" (olio e abrasivo) rimuova del materiale dai fianchi nelle zone di contatto. Durante il processo la zona di contatto viene spostata cambiando la posizione relativa di pignone e corona in modo da lappare l'intera superficie di contatto possibilmente variando la quantità di materiale asportato aumentandolo in alcune zone selezionate.

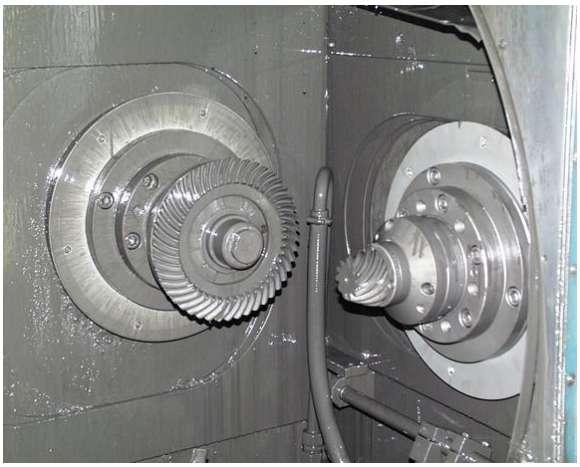


Figura 2-9 : Lappatrice

- Verifica dell'accoppiamento: Questa operazione viene effettuata per verificare il contatto tra i denti della coppia conica, il pignone e la corona che arrivano dalla smerigliatura vengono montati sulla macchina come quella in Figura 2-10 (denominata Single Flank tester)

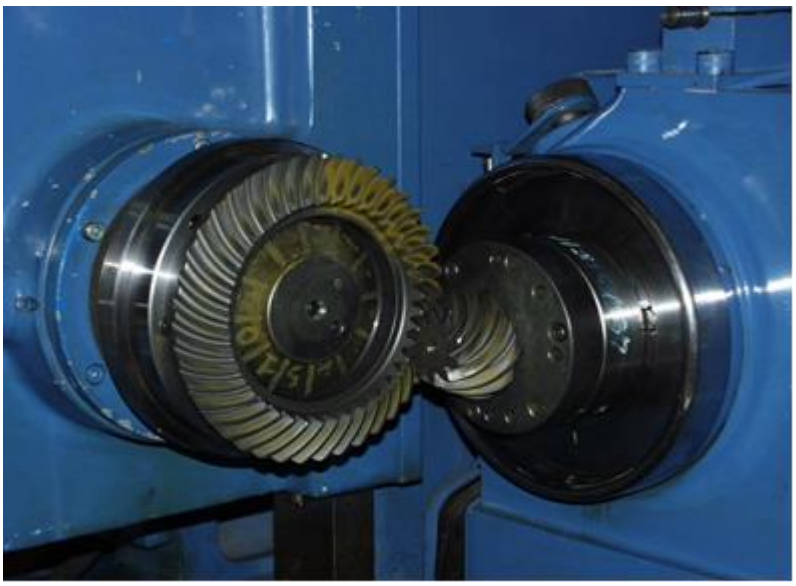


Figura 2-10 : macchinario per verifica contatto

Sulla corona viene applicato uno strato sottile di vernice gialla, viene azionata la macchina che simula il movimento della coppia in esercizio e si va a verificare in quale zona è avvenuto il contatto sui denti. Se il contatto non è ottimale si esegue la prova modificando le distanze di montaggio tra pignone e corona finché non si ottiene un contatto ottimale. Una volta ottenuto, si registra la distanza di montaggio con cui deve essere montata la coppia conica che sarà riprodotta quando la coppia conica verrà montata sul ponte.

- Montaggio del ponte: Corona e pignone accoppiati hanno stampigliata l'indicazione degli scostamenti relativi della quota nominale di montaggio assiale. Questi valori corrispondono a quelli impostati sulla macchina "Single Flank Tester" durante l'operazione finale di accoppiamento fra denti eseguita in produzione per verificare che il contatto fra i denti sia quello prescritto dal risultato ricavato in fase di calcolo.

Il pignone conico deve essere montato, seguendo le indicazioni previste dalla normativa aziendale, sul supporto registrando la sua posizione assiale con l'impiego di un anello di registro di spessore predeterminato interposto fra l'anello esterno

del cuscinetto conico sotto testa pignone e la battuta sulla sua sede della scatola differenziale.

Figura 2-11 : Pignone montato nella scatola ponte

Come per il pignone, la corona deve essere posizionata facendo in modo che vengano rispettati la distanza di montaggio e il valore dell'offset dell'ipoide, previsti in fase di test. Operando come descritto precedentemente nel montaggio della coppia conica, e supponendo logicamente che il dimensionamento dei particolari rientri nelle tolleranze di lavorazione prescritte, il contatto fra i denti del pignone e della corona deve risultare sempre corretto sia come posizionamento sul fianco del

dente sia come dimensioni della sua area. Tali condizioni vanno sempre verificate anche sulla coppia conica assemblata.

Si verifica l'eventuale presenza di problemi di ingranamento facendo girare il gruppo differenziale, una volta terminata questa operazione si chiude la scatola ponte con il coperchio e la si invia al montaggio dei lati ruote e successivamente in verniciatura, per avere il ponte finito e pronto per essere montato sul telaio.

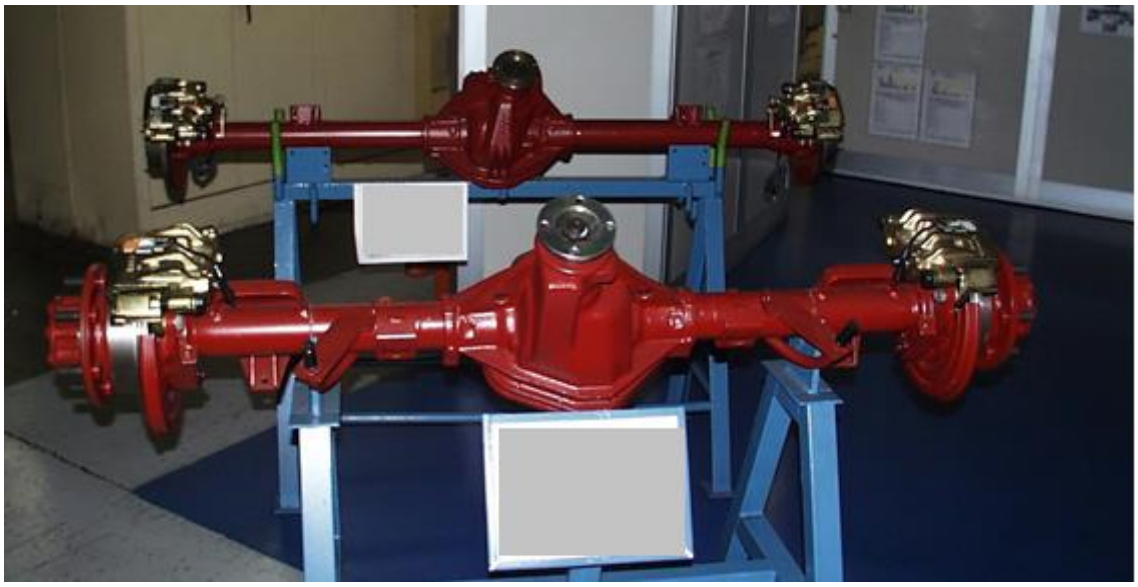


Figura 2-12 : ponte pronto per il montaggio sul telaio

2.3. Acciaio utilizzato per la realizzazione delle coppie coniche

L'acciaio utilizzato per la realizzazione delle coppie coniche è un acciaio da cementazione legato. La cementazione è un processo che porta all'arricchimento superficiale in carbonio e la conseguente formazione di carburi. In seguito alla cementazione, viene effettuata una tempra per indurire lo strato superficiale arricchito di carbonio e migliorare le caratteristiche meccaniche del nucleo. Gli acciai da cementazione, grazie anche al processo di tempra, permettono di ottenere pezzi con uno strato superficiale duro e precompresso, resistenza all'usura e alla fatica superficiale e un nucleo tenace capace di sopportare le sollecitazioni d'esercizio. [D]

Gli acciai da cementazione legati utilizzati in azienda sono prevalentemente due: il 18 Ni Cr Mo 5 e il 21 Ni Cr Mo 5, sono tra loro simili e variano come composizione chimica solo per la percentuale di carbonio. L'acciaio più usato è il 18 Ni Cr Mo 5 in quanto consente di ottenere le stesse caratteristiche meccaniche del 21 Ni Cr Mo 5

ed è economicamente più vantaggioso. Il 21 Ni Cr Mo 5 viene solitamente preferito quando si tratta di costruire delle coppie coniche con denti di spessore ridotto, in quanto rischierebbero di temprarsi totalmente diventando completamente fragili. [D]

Qui di seguito è illustrata la scheda completa dell'acciaio 18 Ni Cr Mo 5 che è quello usato nello stabilimento per la fabbricazione delle coppie coniche oggetto della seguente trattazione.

2.3.1.Scheda Tecnica dell'acciaio 18 Ni Cr Mo 5

È l'acciaio da cementazione più noto ed usato in Italia per le particolari caratteristiche che lo rendono idoneo alle più disparate applicazioni fino a spessori di 100 mm circa. Possiede temprabilità medio alta, buona lavorabilità e può essere trattato con minimo rischio d'insuccesso. Dopo cementazione e tempra lo strato superficiale raggiunge durezza anche molto elevata (62-64 HRC), mentre il cuore mantiene un'ottima tenacità unita ad eccellenti caratteristiche meccaniche. Talvolta questo acciaio viene usato non cementato allo stato temprato e disteso in sostituzione degli acciai da bonifica, perché a parità di durezza e caratteristiche tensili possiede maggior tenacità.[D]

In Tabella 2-1 sono riportati i limiti di composizione chimica percentuale sul prodotto, già comprensivi delle tolleranze ammesse su prodotto rispetto ai limiti di colata.

Tabella 2-1 : Limiti di composizione acciaio 18NiCrMo5

C	Mn	Si	P max	S max	Cr	Ni	Mo	Cu	Al	V
0,13-0,23	0,56-0,94	0,12-0,43	0,04	0,04	0,65-1,05	1,15-1,55	0,12-0,28	Max 0.4%	Suggerito 0015-0.035%	Max 005%

Su richiesta può essere fornito con l'aggiunta di piombo da 0,15 a 0,25% o risolforato con zolfo controllato (0,02-0,035) per migliorarne la lavorabilità.[D]

3. Modifiche della micro-geometria dei denti

In genere, gli ingranaggi non vengono mai prodotti con i profili teorici coniugati. Con questi profili, eventuali errori dovuti alla fabbricazione delle ruote dentate o disallineamenti indotti dal carico applicato, produrrebbero un contatto localizzato in zone come gli spigoli del dente con conseguente aumento delle pressioni di contatto. Ciò può compromettere la vita utile dell'ingranaggio in quanto agevola fenomeni di pitting ed usura superficiale.

Nelle ruote coniche ipoidi, la coppia trasmessa causa delle deflessioni dell'alloggiamento, dei corpi delle ruote e dei denti provocando differenti posizione reciproche di corona e pignone per ogni condizione di carico causando delle variazioni nelle posizioni reciproche dei denti. Questo effetto potrebbe portare ad avere un contatto non ottimale con dei valori di pressione troppo elevati.

Per assicurare un contatto accettabile tra i denti in tutte le condizioni operative, le ruote coniche non sono mai fabbricate esattamente con profili teorici coniugati. La stabilità del contatto richiesta alle variazioni di posizione reciproca viene ottenuta tramite delle modifiche nella micro-geometria del fianco dei denti, che causano una deviazione del profilo rispetto alla sua forma teorica. [3]

3.1. Bombature

Un tipico intervento correttivo adottato sugli ingranaggi conici sono le bombature. Si tratta di modifiche che possono interessare sia il fianco del dente che il profilo. In Figura 3-1 è sono rappresentate graficamente le due tipologie di bombature possibili: bombatura di profilo e del fianco (o di fascia)

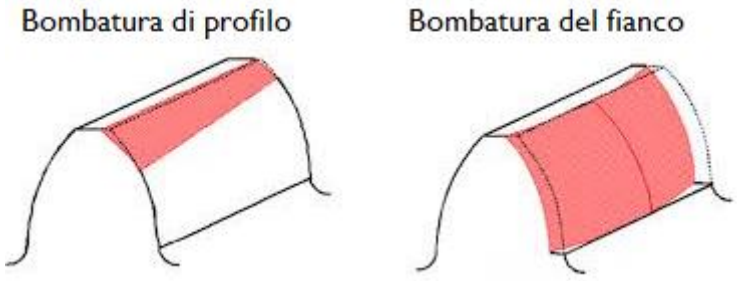


Figura 3-1 : Bombature

La bombatura di profilo è una modifica del profilo teorico del dente che si realizza per compensare alcuni fenomeni dovuti principalmente alle deformazioni che interessano le ruote sotto carico. La bombatura serve per concentrare la zona di contatto tra pignone e corona e può essere utile per compensare le flessioni provocate dal carico. Ad esempio, a causa delle flessioni dei denti si ha un'anticipazione del contatto della nuova coppia di denti in presa che può portare ad una localizzazione delle pressioni in testa al dente del pignone. Lo stesso effetto può essere dovuto ad errori di passo o di spessore del dente con conseguente effetto di anticipazione dell'ingresso in presa. Il contatto in testa provoca un significativo aumento locale delle pressioni di contatto dovute al raccordo in testa al dente, ovvero al brusco aumento di curvatura del profilo nella sommità del dente. [3]

Per ovviare a tali inconvenienti vengono realizzate le modifiche di bombature del profilo. In Figura 3-2 è rappresentata graficamente una bombatura di profilo realizzata sul fianco concavo del dente.

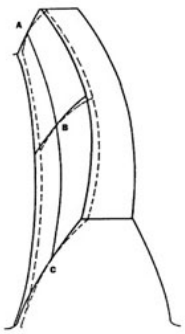


Figura 3-2 : Bombatura di profilo[4]

In sostanza è una rimozione crescente di materiale, sia in direzione della punta che della radice, a partire da un punto sul profilo teorico. In genere è possibile quantificare la bombatura di profilo come il massimo spessore di materiale asportato in direzione normale al profilo. (Figura 3-3) In genere la topografia della modifica è parabolica ma possono variare in funzione del sistema di taglio utilizzato.[4]

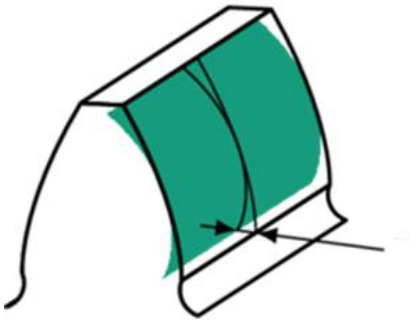


Figura 3-3 : Entità della bombatura di profilo[4]

Un altro tipo di modifica correttiva è la bombatura di fianco o di fascia. Tale modifica viene effettuata per localizzare il contatto nella parte centrale del dente ed evitare che nella zona del tacco o della punta del dente si possano avere delle sovrasollecitazioni per effetti di bordo (edge-contact). La modifica consiste in un'asportazione di materiale in direzione normale alla superficie e a partire da un punto comune del fianco, simmetricamente in direzione della punta e del tacco del dente. La legge con cui varia la quantità di materiale rimosso è generalmente parabolica o ad arco di circonferenza.[4]

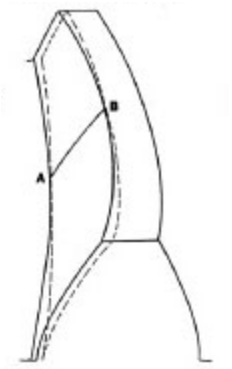


Figura 3-4 : Bombatura di fascia[4]

Quantitativamente è possibile definire la bombatura della linea del fianco definendo la massima quantità di materiale rimosso e la topografia della bombatura (legge di rimozione del materiale) (Figura 3-5)

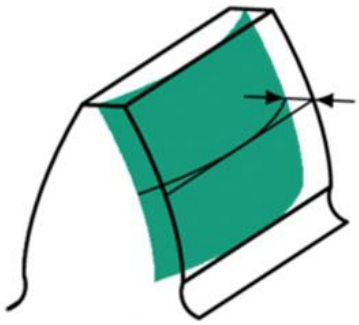


Figura 3-5 : Entità della bombatura lungo il fianco[4]

Entrambe le bombature possono comportare un aumento delle curvature dei fianchi dei denti a contatto con un conseguente aumento delle pressioni di contatto. Quindi occorre trovare un compromesso adeguato tra l'entità delle bombature utili ad evitare i fenomeni di contatti localizzati (ad esempio lungo i bordi) senza causare un aumento eccessivo delle pressioni di contatto. [4]

3.2. Modifica dell'angolo di spirale, di pressione e torsione del dente

Oltre alle bombature, esistono altre correzioni che generalmente vengono effettuate sulle ruote coniche. Tali correzioni vengono adottate oltre che per effetti legati alle variazioni di posizione ed estensione dell'area di contatto, anche per compensare le distorsioni indotte dai trattamenti termici eseguiti sulle ruote. Molto spesso quindi l'entità di queste modifiche, in particolare quelle degli angoli di spirale e di elica sono determinati in modo sperimentale valutando le distorsioni che si hanno sul pezzo reale in seguito ai trattamenti termici. In Figura 3-6 sono rappresentate graficamente le variazioni dell'angolo di pressione e di spirale di due denti a profilo dritto. Entrambe le modifiche possono essere pensate come un'inclinazione del fianco del dente di un dato angolo senza modifiche della geometria stessa del profilo. La variazione dell'angolo di pressione può essere quantificata da un angolo che definisce l'inclinazione del profilo in direzione radiale a partire dalla radice del dente. La modifica dell'angolo di spirale invece può essere vista come una rotazione di un dato angolo del fianco de dente a partire dalla zona della punta.[4]

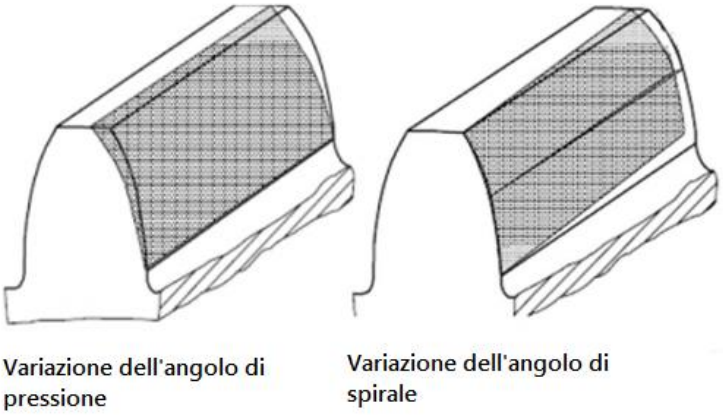


Figura 3-6 : Variazioni dell'angolo di pressione e di spirale[4]

La modifica del bias o twist può essere vista come una torsione del dente. L'effetto è quello di avere una delle due estremità del dente ruotata in senso orario e l'altra in senso antiorario. In questo modo, osservando la Figura 3-7, si nota come la massima quantità di materiale asportato si ha nella zona della cresta del dente all'estremità esterna (tacco) e nella zona della radice nell'estremità interna (punta). Lungo la diagonale si ha la minima entità di materiale asportato.[4]

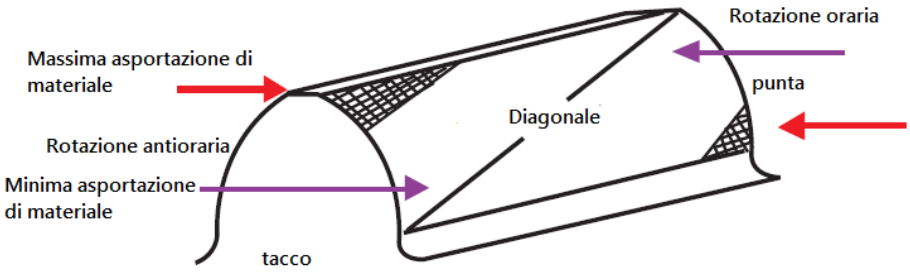


Figura 3-7 : Effetto qualitativo della modifica del bias

3.3. Ease-off

Per rappresentare l'insieme delle correzioni effettuate sul fianco dei denti si utilizza l'ease-off. Questo rappresenta la minima distanza che si ha tra i fianchi di una coppia di denti in presa durante un ingranamento completo. [3] Tale distanza è influenzata dalle modifiche della micro-geometria che vengono eseguite su fianco dei denti e quindi l'ease-off è utile per fornire una descrizione delle modifiche effettuate.

In genere l'ease-off viene proiettato su una superficie piana di riferimento che rappresenta la superficie teorica coniugata resa planare, ovvero filtrata della forma del profilo teorico e della curvatura lungo la fascia. (Figura 3-8)[3]

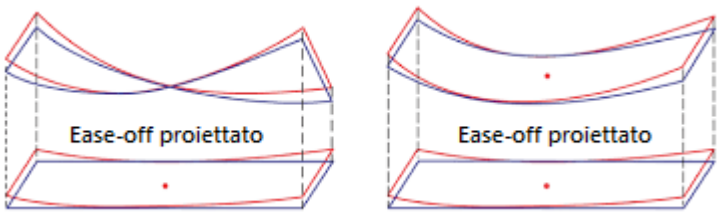


Figura 3-8 : esempio di due ease-off proiettati su superficie piana [4]

In Figura 3-9 è riportato un esempio di ease-off valutato sul fianco in tiro e su quello in rilascio.

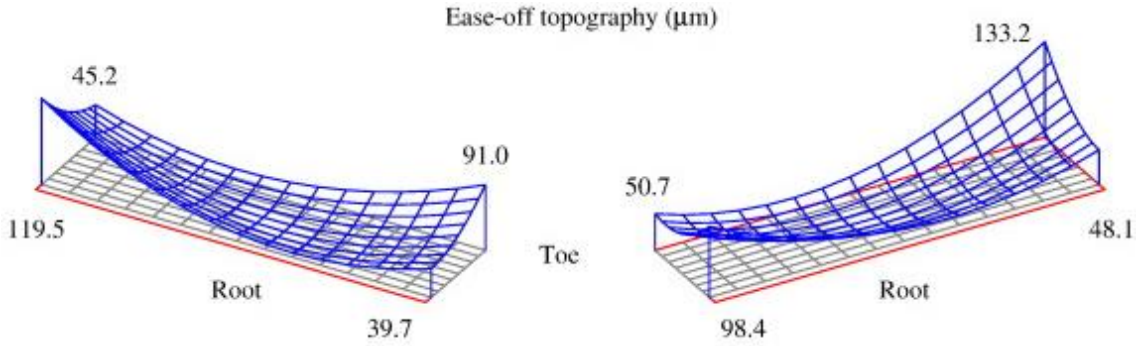


Figura 3-9: Ease-off (dx-tiro sx-rilascio)

3.3.1. Parametri che descrivono la topografia dell'ease-off

L'ease-off permette una descrizione chiara della geometria del contatto ma anche di determinare le variabili rilevanti in una coppia conica come l'errore di trasmissione e la posizione e l'estensione dell'area di contatto. Per tali ragioni, l'ease-off offre ai tecnici informazioni complete riguardo le condizioni di ingranamento. Per la descrizione della topografia dell'ease-off è possibile determinare 5 parametri:

1. Bombature di profilo
2. Bombatura lungo la fascia
3. Modifica dell'angolo di pressione
4. Modifica dell'angolo di spirale
5. Bias (torsione tra punta e tallone del dente)

Questi cinque parametri sono adatti perché sono direttamente correlabili con la forma e il posizionamento dell'area di contatto. Ad esempio, per spostare il contatto dalla zona della punta (toe) verso il tacco (heel) ovvero dal diametro più interno a quello più esterno, è sufficiente ridurre la differenza dell'angolo di spirale (tra

pignone e corona). Per estendere il contatto lungo la fascia si agisce riducendo la bombatura lungo la fascia.[3]

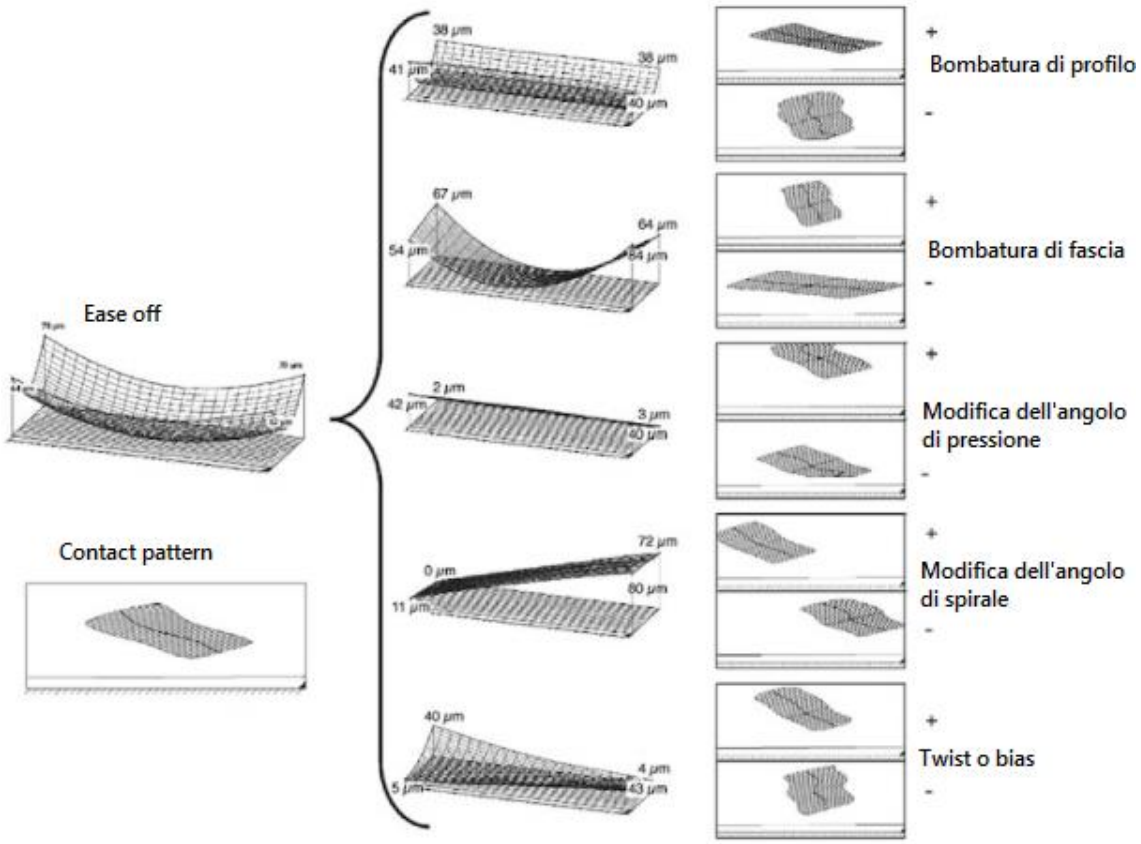


Figura 3-10: Parametri per una descrizione qualitativa dell'ease-off [3]

In Figura 3-10 vengono riportate le varie possibili modifiche che possono essere attuate per modificare la topografia del fianco dei denti con il rispettivo effetto sulla posizione e forma dell'inviluppo del contatto (contact pattern).

3.4. Contact pattern o inviluppo del contatto

La rappresentazione di tutte le linee di contatto lungo il fianco di uno dei due elementi che si hanno durante il ciclo di ingranamento di una coppia di denti si definisce contact pattern. Una linea di contatto è data dall'insieme dei punti in cui si ha il contatto tra i denti in una data posizione di ingranamento.

A seguito delle modifiche introdotte sul fianco dei denti il contatto non si sviluppa più lungo una linea, ma i denti sono teoricamente in contatto in un punto. L'insieme di tutti i punti teorici di contatto in un ciclo di ingranamento completo tra due denti

definisce la traccia del contatto. In realtà, a causa del carico, il contatto si sviluppa lungo un'ellisse il cui centro coincide con il punto teorico di contatto. Il luogo di punti definito dagli assi maggiori di tutte le ellissi che si hanno in un ingranamento definisce il contact pattern.

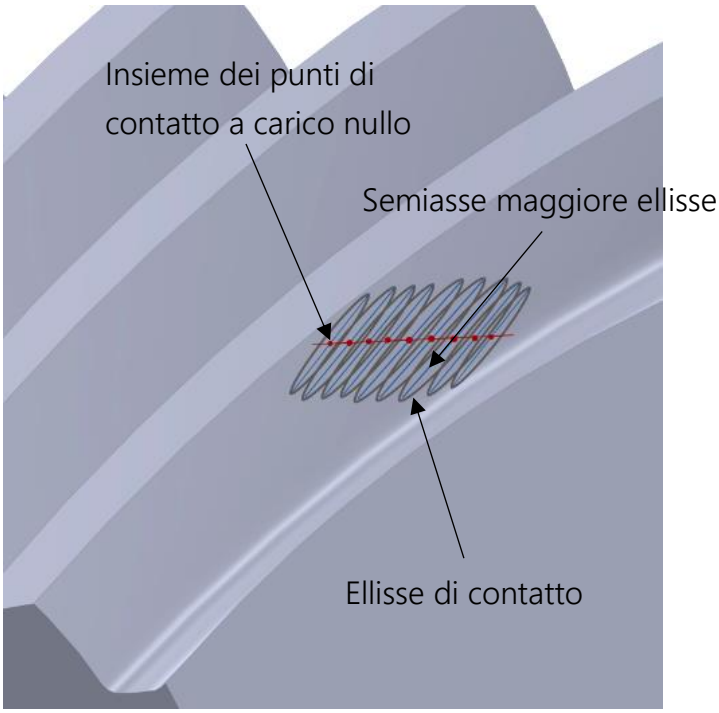


Figura 3-11 : Rappresentazione dei punti di contatto e delle ellissi di contatto

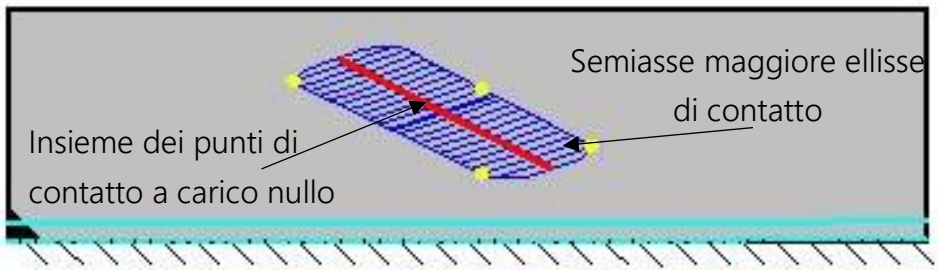


Figura 3-12 : Contact pattern

3.5. Contact pattern e posizionamento relativo della coppia conica

Il contact pattern può essere posizionato in una certa zona del dente variando alcune caratteristiche della micro-geometria dei fianchi dei denti (bombature, ecc.) oppure variando la distanza di montaggio di corona e pignone (H) o l'offset dell'ipoide (distanza tra l'asse del pignone e della corona, V). La coppia conica viene testata facendola ingranare a bassa coppia e, variando la posizione relativa di

montaggio, viene valutata la conseguente variazione di posizione dell'inviluppo di contatto.

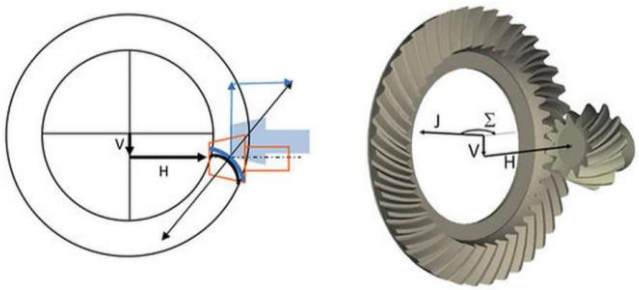


Figura 3-13 : variazione posizione coppia conica ipoide [INDUSTR.com]

Il posizionamento relativo di una coppia conica, una volta montata nella sua sede e utilizzata nelle condizioni di esercizio, dipende dalle tolleranze di lavorazione dell'alloggiamento e dalle flessioni indotte dal carico. Le forze scambiate durante l'ingranamento, oltre a indurre delle flessioni sui fianchi dei denti, deformano l'alloggiamento, i cuscinetti e anche il corpo stesso degli ingranaggi. Gli effetti possono essere visti come deli spostamenti relativi tra i fianchi dei denti in presa di pignone e corona.

È possibile scomporre la forza scambiata tra i fianchi dei denti in presa in due forze F_O e F_V che agiscono nel piano della Figura 3-14. Tali forze, come rappresentate nella Figura 3-14 (ruota destra, pignone sinistro in tiro) tendono a aumentare la distanza di montaggio tra pignone e corona e a spingere il pignone verso l'alto. In questo caso dei cuscinetti a rulli conici opposti con montaggio ad O sono l'ideale per assorbire la spinta del pignone verso il cuscinetto.

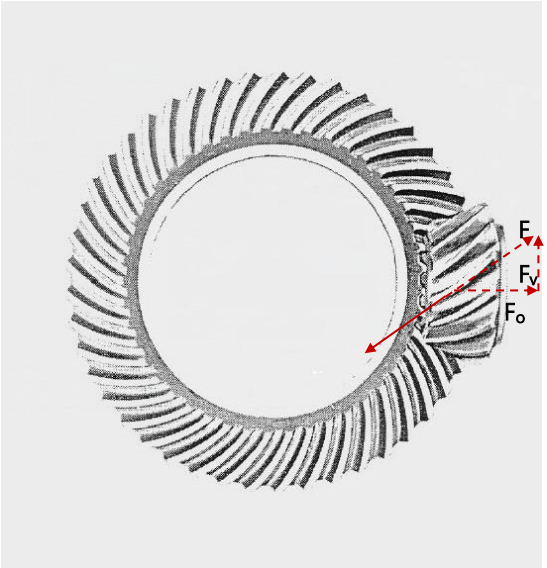


Figura 3-14 : Forze scomposte in coppia conica

Nel funzionamento in rilascio la forza F che agisce sul pignone è diretta in verso opposto e quindi anche le forze F_O e F_V saranno dirette in versi opposti. In questo caso la forza F_O tende a ridurre la distanza di montaggio tra pignone e corona mentre la forza F_V tende a spostare il pignone verso il basso. In tal caso il montaggio dei cuscinetti previsto nel caso in tiro non è la soluzione migliore per compensare lo spostamento assiale del pignone e si rischia di grippare la coppia conica se non si prevede un gioco adeguato tra i denti.

In Figura 3-15 è rappresentato lo spostamento che subisce il contact pattern al variare delle distanze H e V (vedi Figura 3-13). In particolare, sul fianco in tiro della corona, un aumento della distanza H (ΔH nel verso mostrato in figura) sposta il contatto sulla cresta del dente allontanandolo leggermente dal diemtro più esterno (heel) mentre aumentando la distanza di montaggio V (ΔV nel verso mostrato in figura) si sposta il contatto sul diametro più interno (toe), avvicinandolo alla parte più alta del dente (cresta). Sul fianco in rilascio un aumento della distanza di offset (ΔV positivo) avvicina il contatto al diametro esterno e lo avvicina alla cresta, mentre un aumento di distanza di montaggio (ΔH positivo) sposta il contatto verso la cresta e lo avvicina al diametro esterno.

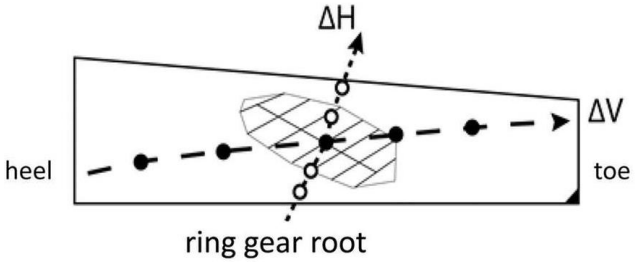


Figura 3-15 : variazione della posizione dell'area di contatto, fianco della corona in tiro[3]

Attraverso i possibili aggiustamenti di V e H è possibile localizzare il contatto praticamente in ogni punto del fianco del dente, assicurando un gioco sufficiente tra i denti di ruota e pignone per ogni posizionamento. Tale proprietà è utilizzata in lappatura. Perciò, combinato opportunamente gli spostamenti lungo V ed H è virtualmente possibile ottenere qualsiasi posizionamento dell'area di contatto e quindi lappare tutta la superficie del dente.

Il comportamento descritto è dannoso in esercizio in quanto il carico applicato sulla coppia conica può variare la posizione relativa di montaggio e conseguentemente spostare l'area di contatto. Questo può ridurre la resistenza dei denti a flessione in quanto varia la posizione del contatto e conseguente il punto di applicazione della forza.

In realtà lo spostamento che l'area di contatto subisce in funzione degli spostamenti relativi tra pignone e corona dipende dalle condizioni di taglio e dalle modifiche introdotte sul fianco dei denti. In genere, per conoscere il comportamento dello spostamento dell'area di contatto occorre testare la coppia conica variando le distanze reciproche.[3]

3.6. Progettazione dell'ease-off

Dopo aver determinato il comportamento della posizione dell'area di contatto in funzione della variazione della posizione relativa di pignone e corna è utile esaminare la possibilità di progettare dei fianchi dei denti in modo da ottenere una bassa rumorosità e una sufficiente capacità di resistenza al carico.

In genere, per ottenere un ingranaggio con un'elevata resistenza al carico, è necessario garantire che l'area di contatto sia centrata sul fianco del dente e che non ci siano picchi di pressioni sugli spigoli dei denti anche all'aumentare del carico. Tale condizione si ottiene effettuando delle bombature accentuate sia di profilo che lungo la fascia che riducono l'estensione dell'area di contatto localizzandola al centro del fianco del dente. Un contatto così progettato ha in genere un elevato errore di trasmissione (soprattutto non sotto carico) in quanto il profilo del dente si discosta fortemente da quello teorico coniugato che produrrebbe un TE pari a zero.

Per ottenere un buon comportamento in termini di rumorosità dell'ingranaggio, si cerca di minimizzare l'errore di trasmissione. In genere, questo obiettivo si ottiene minimizzando le bombature con conseguente aumento dell'estensione dell'area di contatto. In queste condizioni però, un aumento del carico o uno spostamento dell'area di contatto dovuta a delle variazioni nella posizione relativa tra gli elementi dell'ingranaggio potrebbe portare a localizzazioni il contatto sugli spigoli con conseguente aumento delle pressioni di contatto.

Questa contraddizione può essere risolta effettuando bombature "locali" che variano lungo il dente. Il contatto, a seconda della topografia del fianco del dente, si sposta al variare del carico in zone differenti del fianco del dente, è quindi possibile definire varie zone di contatto in funzione del carico.

Aumentando la bombatura nella zona della punta (diametro minore), nella zona della radice del dente si permette di compensare le tolleranze di assemblaggio della distanza di montaggio del pignone. In questo modo si evita il contatto sugli spigoli

per eventuali spostamenti negativi di ΔH (avvicinamento pignone) causati da errori di assemblaggio o dovuti alle tolleranze di montaggio. Le modifiche locali dell'ease-off nella zona del tacco (diametro maggiore) in prossimità della cresta del dente tramite estese bombature non sempre evita il contatto sugli spigoli del dente. In quest'area, si cerca di localizzare il centro dell'area di contatto, e quindi la massima pressione di contatto, al centro a metà dell'altezza del dente. Questo assicura un bilanciamento degli stress nella zona della radice del dente tra pignone e corona.

Attraverso le bombature locali è quindi possibile perseguire gli obiettivi sia in termini di bassa rumorosità che in termini di elevata capacità di carico.[3]

4. La rumorosità delle coppie coniche

4.1. Richiami di acustica

Il suono è una perturbazione di carattere oscillatorio che si propaga in un mezzo elastico, con una velocità caratteristica di quel mezzo.
La sorgente è costituita da un elemento vibrante che trasmette le oscillazioni alle particelle del mezzo circostante, provocando così una sua perturbazione. Il mezzo in cui queste onde si propagano è generalmente l'aria che possiede certe caratteristiche di elasticità e inerzia che permettono al suono di propagarsi.
Le vibrazioni di corpi elastici presenta un andamento ondulatorio, cioè descrivono nel tempo un movimento che può essere rappresentato graficamente tramite un'onda. Sono soggette a tutti i fenomeni connessi alla propagazione ondosa come riflessione, rifrazione ed assorbimento, e sono caratterizzate da alcune grandezze che ne definiscono l'andamento: la frequenza f, il periodo T, la pulsazione ω, l'ampiezza A, la lunghezza d'onda λ e la velocità del suono c, approfondite di seguito. [6]

- La frequenza f [Hz] è definita come numero di oscillazioni complete nell'unita di tempo, mentre il periodo T [s] è la durata di un ciclo completo di oscillazione ed è calcolato come inverso della frequenza [8]:

$$T = \frac{1}{f}$$

- La pulsazione ω, la frequenza ed il periodo sono legati tra loro dalla seguente relazione [8]:

$$\omega = 2\pi f$$

- Il suono si propaga nel mezzo che circonda la sorgente sonora con una velocità pari a quella del suono c [m/s]. Facendo riferimento ad una trasformazione isoentropica per un gas ideale si ottiene la relazione seguente di c, in cui k è il rapporto tra calore specifico rispettivamente a pressione e volume costante, R è la costante universale dei gas (8314,34 $J/kg_{mole}K$), μ è la massa molecolare espressa in kg_{moli} e T è la temperatura espressa in K [8].

$$c = \sqrt{\frac{kRT}{\mu}}$$

Come valore di riferimento della velocità del suono si considera quello determinato ad una temperaturadi 20°C, approssimativamente pari a 341 m/s.

- L'ampiezza A [N/m^2] rappresenta il valore massimo dell'oscillazione dell'onda di pressione mentre la lunghezza d'onda λ [m] rappresenta la distanza percorsa dall'onda sonora in un periodo di tempo. Di seguito la relazione che lega la lunghezza d'onda e la frequenza [6]:

$$\lambda = \frac{c}{f}$$

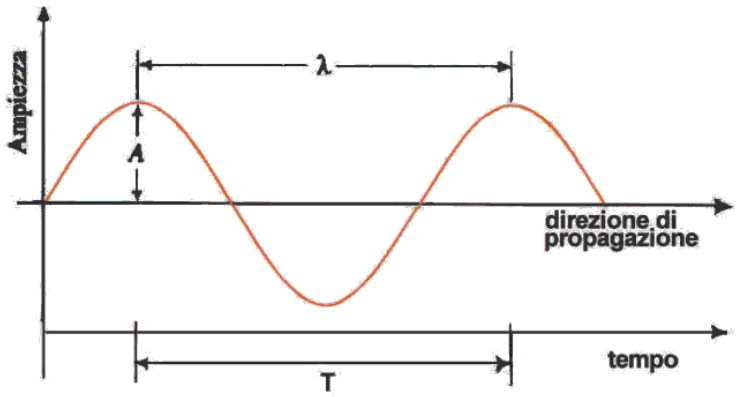


Figura 4-1 : Caratteristiche dell'onda [6]

4.1.1. Grandezze acustiche fondamentali e cenni sugli spettri sonori

La *pressione sonora* è definita come differenza tra la pressione p(t) esistente in un dato istante t e la pressione statica che si avrebbe nello stesso punto e nello stesso

istante in assenza dell'onda sonora. La pressione statica, nel caso in cui l'onda si propaghi nell'aria, è la pressione atmosferica. Quindi la variazione di pressione, in questo caso risulta [6]:

$$\Delta p(t) = p(t) - p_a$$

In genere, per i fenomeni acustici, si utilizza il valore efficace (valore quadratico medio) di Δp, posto p_a come valore di riferimento, si ottiene:

$$p = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T [p(t)]^2 dt} = \frac{p_{max}}{\sqrt{2}}$$

Solitamente la pressione acustica efficace è compresa tra $2 \cdot 10^{-5} \div 2 \cdot 10^{2}$ [Pa]che corrisponde alla soglia di danneggiamento del timpano [6] .

Generalmente si utilizza, al posto della pressione sonora il Livello di pressione sonora definito come:

$$L_p = 10log\frac{p^2}{p_0^2} = 10log\frac{\frac{1}{T}\int_0^T [p(t)]^2 dt}{p_0^2} \quad [dB];\ p_0 = 2 * 10^{-5}\ [Pa]$$

L_p viene generalmente espresso in decibel, un'unità di misura di tipo logaritmico, conoscendo il valore di L_p, la pressione sonora corrispondente si calcola come:

$$p = p_0 * 10^{(L_p/20)} \quad [Pa]$$

Si riportano di seguito altre grandezze che si utilizzano per la misura del rumore [6]:

- La *potenza sonora W [W]* della sorgente, espressa come energia trasmessa dalla sorgente nel mezzo elastico per unità di tempo, è una grandezza scalare caratteristica della sorgente, per un'onda piana in mezzi in quiete non viscosi, la potenza sonora attraverso una superficie sferica è:

  $$W = \frac{p^2}{p_0 c} 4\pi r^2$$

  Il corrispondente livello sarà:

  $$L_W = 10log\frac{W}{W_0}\ dove\ W_0 = 10^{-12}\ W$$

- L'*intensità di energia sonora I [W/ m^2]*, espressa come energia incidente su una superficie S perpendicolare alla direzione di propagazione per unità di tempo, rappresenta una grandezza vettoriale caratteristica del campo di moto. [6]

  $$I = \frac{w}{4\pi r^2} = \frac{p^2}{p_0 c}$$

  Di tale grandezza è possibile definirne il livello:

$$L_I = 10log\frac{I}{I_0}\ dove\ I_0 = 10^{-12}\ W/m^2$$

- La *densità di energia sonora [J/m³]*, grandezza di maggior interesse nello studio del campo acustico in ambienti chiusi, che rappresenta il rapporto tra la quantità di energia contenuta in una porzione di spazio ed il suo volume, è una grandezza scalare tipica del campo di moto. [6]

$$D = \frac{p^2}{p_0 c^2} = \frac{I}{c}$$

4.1.2. Analisi in frequenza e spettro in frequenza

Per come è stato trattato fino ad ora, il suono è rappresentabile attraverso un andamento sinusoidale nel tempo della variazione di pressione ad esso associata. In acustica tale suono prende il nome di *tono puro*, ovvero un suono la cui pressione varia nel tempo sinusoidalmente ed è completamente caratterizzato dal valore della pressione sonora e dalla frequenza con cui si ripete.
Generalmente i suoni non sono toni puri, ma contengono più componenti in frequenza. Può essere costituito da più toni puri (suono policromatico), suoni complessi (armonici, periodici, segnale su una sola banda di frequenze) oppure da segnali costituiti da tutte le frequenze comunemente definiti rumori.
La determinazione del contenuto in frequenza di un suono è chiamata analisi in frequenza. La rappresentazione del suono come andamento del valore di pressione efficace è indicata come spettro di frequenza del suono.
Lo spettro in frequenza si ricava mediante l'analisi di Fourier, che permette di considerare qualsiasi segnale come il risultato della sovrapposizione di un numero infinito di componenti sinusoidali di diversa frequenza, ampiezza e fase.
Applicando un algoritmo matematico, noto come trasformata di Fourier (o FFT), è possibile trasformare un segnale definito nel dominio del tempo in uno definito nel dominio della frequenza (Figura 4-2): il segnale nel dominio delle frequenze è lo spettro sonoro [8].

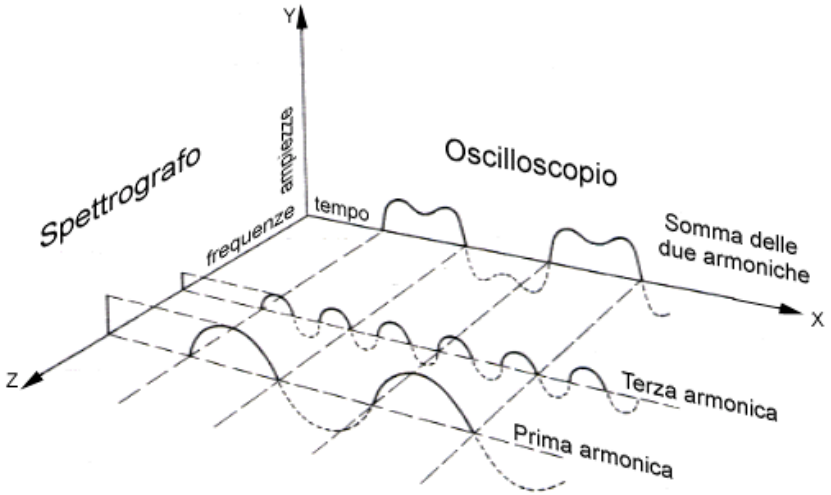


Figura 4-2 : Rappresentazione di due armoniche nel dominio del tempo e delle frequenze

In realtà i segnali sono costituiti da un gran numero di componenti sinusoidali di ampiezza continuamente variabile nel tempo. Questo fa sì che la rappresentazione di segnali come combinazioni di armoniche sinusoidali è indicata solo per segnali stazionari che non corrispondono ai suoni reali [8]. Per questo motivo l'analisi in frequenza viene fatta con uno spettro a bande di ampiezza finita, ovvero ogni banda avrà due frequenze estreme e una frequenza di centro banda. Il valore di livello di ciascuna banda è dato dalla somma energetica di tutte le componenti sinusoidali che hanno frequenze comprese negli estremi della banda [6].
Un metodo di frazionamento delle bande di particolare importanza è quello ad ampiezza di banda percentuale costante (ovvero è costante il rapporto tra ampiezza di banda e frequenza di centro banda). In questa famiglia una delle ripartizioni più conosciute ed utilizzate è la suddivisione in bande d'ottava.[8]
Il campo delle frequenze udibili viene suddiviso in dieci bande, e per ognuna di esse il valore del limite superiore di frequenza è rigorosamente doppio rispetto al limite inferiore di frequenza della stessa banda.
Denominando:

- $f_i = frequenza\ inferiore\ di\ banda$
- $f_s = frequenza\ superiore\ di\ banda$
- $f_c = frequenza\ centrale\ di\ banda$

Si ha:

$$Ampiezza\ percentuale\ costante \rightarrow \frac{f_s - f_i}{f_c} = costante$$

$$f_s = 2f_i \rightarrow f_c = \sqrt{f_i f_s} = \sqrt{2\ {f_i}^2} = \sqrt{2}\ f_i \rightarrow \frac{f_s - f_i}{f_c} = \frac{f_i}{\sqrt{2}\ f_i} = \frac{1}{\sqrt{2}}$$

L'impiego della banda d'ottava a volte può risultare non sufficientemente accurato e quindi è preferibile far riferimento ad una suddivisione più fitta delle bande di frequenza, ovvero la banda di terzo d'ottava. Queste sono caratterizzate da una larghezza approssimativamente pari ad un terzo rispetto le precedenti bande d'ottava. In particolare, l'ampiezza percentuale di banda e la frequenza superiore e la centrale valgono:

$$\frac{f_s - f_i}{f_c} = \frac{1}{3\sqrt{2}}$$

$$f_s = \sqrt[3]{2} f_i$$

$$f_c = \sqrt[6]{2} f_i$$

In Figura 4-3 sono mostrati i valori delle frequenze superiori, inferiori e centrali per entrambe le tipologie di suddivisione.[8]

	Ottava			Terzi di ottava		
Banda	Frequenza inferiore	Frequenza centrale	Frequenza superiore	Frequenza inferiore	Frequenza centrale	Frequenza superiore
12	11	16	22	14,1	16	17,8
13				17,8	20	22,4
14				22,4	25	28,2
15	22	31,5	44	28,2	31,5	35,5
16				35,5	40	44,7
17				44,7	50	56,2
18	44	63	88	56,2	63	70,8
19				70,8	80	89,1
20				89,1	100	112
21	88	125	177	112	125	141
22				141	160	178
23				178	200	224
24	177	250	355	224	250	282
25				282	315	355
26				355	400	447
27	355	500	710	447	500	562
28				562	630	708
29				708	800	891
30	710	1000	1420	891	1000	1122
31				1122	1250	1413
32				1413	1600	1778
33	1420	2000	2840	1778	2000	2239
34				2239	2500	2818
35				2818	3150	3548
36	2840	4000	5680	3548	4000	4467
37				4467	5000	5623
38				5623	6300	7079
39	5680	8000	11 360	7079	8000	8913
40				8913	10 000	11 220
41				11 220	12 500	14 130
42	11 360	16 000	22 720	14 130	16 000	17 780
43				17 780	20 000	22 390

Figura 4-3 : Bande d'ottava [6]

L'orecchio umano ha la massima sensibilità tra gli 800 e 2000 Hz mentre attenua fortemente i suoni al di sotto dei 400 Hz. Questo vuol dire che a parità di ampiezza, un suono a bassissima frequenza viene percepito molto meno (o affatto) rispetto ad un suono a frequenze più elevate (ad esempio nell'intervallo tra 800 e 2000 Hz). In altre parole, un suono a bassa frequenza deve avere una variazione di pressione migliaia di volte più grande rispetto ai 20μPa a 1000Hz per essere percepito.[6]

L'orecchio umano quindi reagisce alle varie frequenze in modo diverso e la risposta ampiezza verso frequenza dipende dal valore medio della rumorosità ambientale; è quindi necessario misurare il livello di pressione sonora (misurato in dB) in modo da simulare la risposta dell'orecchio umano. A tal fine sono state elaborate le curve isofoniche che permettono di avere la risposta dell'orecchio umano in termini di pressione sonora percepita in funzione della frequenza. In sostanza, indicano il valore in dB di pressione sonora necessario a percepire un suono sempre con la stessa intensità (o volume) al variare della frequenza con cui viene emesso. [8]

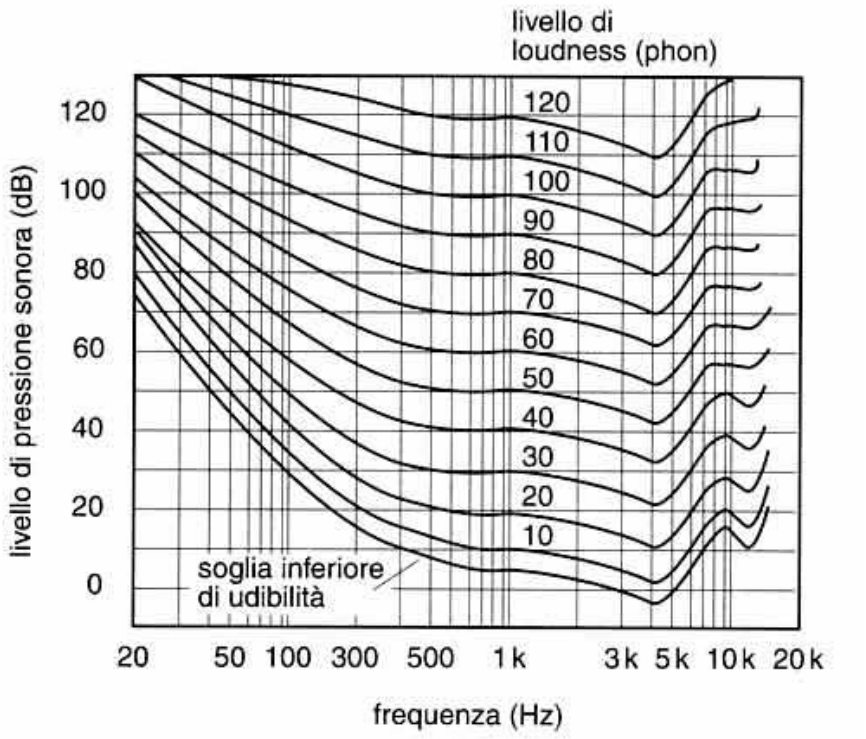


Figura 4-4 : Curve isofoniche [8]

Per simulare la risposta in termini di sensazione sonora dell'orecchio umano di una misura strumentale sarebbe necessario inserire una serie di filtri pari al numero delle curve iso-phon. Nella pratica, per semplicità di implementazione, il livello di pressione sonora viene misurato inserendo una delle 4 equalizzazioni normalizzate

definite A, B, C, D. I rispettivi livelli pesati sono indicati come dB(A), dB(B), dB(C), dB(D). La più utilizzata è la pesatura A che corrisponde alla curva isofonica a 40 phons e consente di misurare pressioni sonore modeste. È il filtro usato per le misurazioni dell'inquinamento acustico.[8]

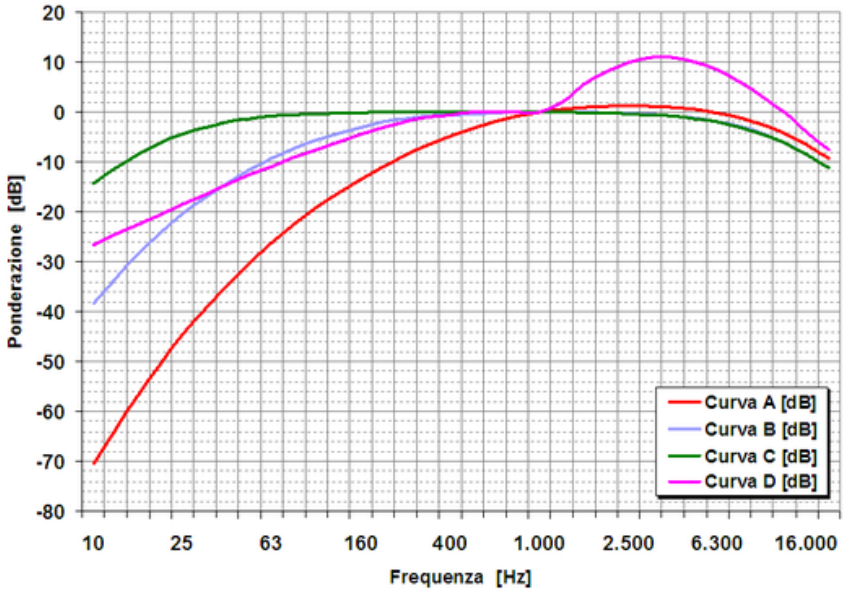


Figura 4-5 : Curve di ponderazione o pesatura

4.1.1. Lo spettro in frequenza e lo spettro di ordine

Per un dato elemento dell'ingranaggio viene calcolato uno spettro a partire dal segnale temporale (per la formazione di uno spettro viene utilizzata la FFT). Nello spettro è possibile ritrovare le frequenze caratteristiche dell'elemento, come la frequenza di ingranamento.

La frequenza di ingranamento f_g individua la frequenza relativa al segnale periodico di ingranamento generata dalla deviazione del profilo reale da quello ideale che dipende dalla flessione dei denti sotto carico, dagli errori geometrici di profilo e dall'usura, con conseguente variazione del rapporto di trasmissione. La f_g è data dal prodotto della frequenza di rotazione della ruota in esame per il numero di denti:

$$f_g = f_1 \cdot z_1 = f_2 \cdot z_2$$

f_1 ed f_2 rappresentano le frequenze di rotazione delle ruote in esame.

A partire dal segnale temporale è possibile ricavare, attraverso l'analisi spettrale, due tipi di spettri: lo *spettro in frequenza* e lo *spettro di ordine*.

Nel primo si ottengono una serie di componenti alle varie frequenze caratteristiche, ovvero se è presente una componente ragguardevole con 160 oscillazioni al secondo, nello spettro comparirà una linea a 160 Hz.

Nel secondo, a partire dal segnale temporale sincrono con la rotazione, non si ottengono degli Hz ma dei multipli della frequenza di rotazione; se si ha una ruota con 16 denti, si avrà una componente di rumore ragguardevole con 16 oscillazioni (picchi) a rotazione corrispondenti all'ingranamento di ogni dente. Si avrà quindi una linea a 16, da intendere come 16 volte la frequenza di rotazione o, alternativamente detto, il 16° ordine. Questa classificazione sarà indipendente dalla velocità di rotazione a cui viene effettuata la prova perché, indipendentemente che la ruota giri a velocità più o meno elevate, si avranno sempre 16 denti che ingraneranno per ogni giro completo. (Figura 4-6)

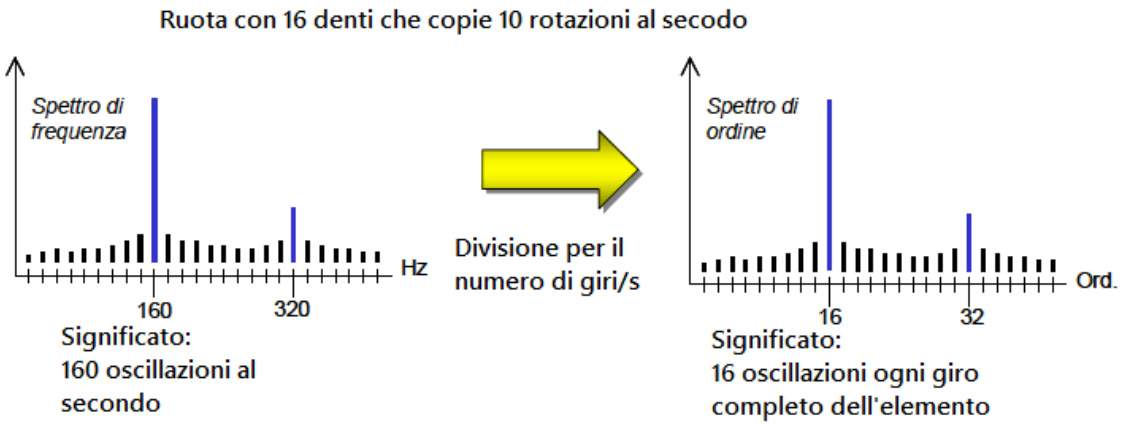


Figura 4-6 : Spettro di frequenza e di ordine

Lo spettro in frequenza sarà invece dipendente dalla velocità di rotazione; una linea a frequenza di 160 Hz potrebbe essere generata da una ruota con 16 denti che ruota a 10 giri al secondo, se la stessa ruota girasse al doppio dei giri la linea comparirebbe a 320 Hz.

4.2. Errore di trasmissione

4.2.1. Cause di generazione del rumore

La generazione del rumore prodotta da un ingranaggio è legata ad una variazione di forza in termini di ampiezza, direzione o posizione che genera delle vibrazioni nei componenti. Tali vibrazioni si propagano alle strutture di supporto e agli altri

elementi adiacenti all'ingranaggio fino ad eccitare le superfici delle strutture più esterne che a loro volta trasmettono le vibrazioni all'aria generando il rumore.[9]

La principale causa di generazione del rumore in un organo di trasmissione sono gli ingranaggi. I denti delle ruote, durante gli ingranamenti, producono vibrazioni all'interno del sistema di trasmissione che si trasmettono sia all'aria che alle strutture adiacenti causando rumore. In funzione del mezzo in cui si propaga il suono o la vibrazione è possibile distinguere un *ariborne noise* e uno *structure-borne noise*. Il primo consiste nella propagazione dell'eccitazione attraverso l'aria e si trasmette grazie alla propagazione delle onde di pressione sonora. Il secondo invece consiste nella propagazione delle vibrazioni attraverso le strutture solide, in genere i due fenomeni sono correlati. Un suono che si propaga nell'aria, quando incontra una struttura, può eccitarla e propagarsi come vibrazione mentre una vibrazione all'interno di una struttura, può propagarsi nell'aria quando le vibrazioni raggiungono un pannello o una struttura in grado di eccitare l'aria circostante.[9]

In un ingranaggio reale, si può riassumere che le eccitazioni che si generano durante l'ingranamento siano dovute principalmente ad errori relativi alle ruote o a variazioni della rigidezza dei denti in presa. Tutti questi errori causano un errore di trasmissione discusso nel capitolo successivo.[9]

4.2.2. L'errore di trasmissione

È generalmente accettato che la principale causa di eccitazione per le ruote dentate sia l'errore di trasmissione. Una nota definizione dell'errore di trasmissione è [10] "La differenza tra la posizione reale della ruota condotta e la posizione che essa occuperebbe se la ruota conduttrice fosse perfettamente coniugata[3]". È possibile dare anche un ulteriore definizione [9]: se la ruota conduttrice è fatta ruotare a velocità angolare stazionaria, anche la ruota condotta deve ruotare a velocità stazionaria, ogni differenza da questa velocità stazionaria causa una variazione della corretta posizione della ruota condotta e questo è l'errore di trasmissione che conseguentemente genera vibrazione.

Per ruote infinitamente rigide, correttamente distanziate e con profili perfettamente coniugati, il rapporto di trasmissione risulterebbe costante per ogni posizione angolare delle ruote. Nella pratica, tale rapporto mostra un andamento periodico in funzione della posizione angolare; si ha quindi un *errore di trasmissione*

[3] Il profilo dei denti che progettati in modo da produrre un rapporto di trasmissione costante si dice che hanno un'azione coniugata o brevemente profili coniugati.

individuato dalla differenza tra la posizione effettiva della ruota condotta e quella che essa avrebbe se l'ingranaggio fosse perfetto. [9]

Sulla base della definizione esposta in precedenza dell'errore di trasmissione è possibile distinguere:

- Errore di trasmissione statico a carico nullo
- Errore di trasmissione statico
- Errore di trasmissione dinamico

L'errore di trasmissione statico a carico nullo è legato puramente ad aspetti geometrici ovvero non vengono tenuti in considerazione gli effetti di deformazione dei denti ed eventuali effetti dinamici. Gli aspetti geometrici che generano un errore di trasmissione a carico nullo sono quelli che determinano una deviazione della geometria rispetto a quella che garantirebbe un'azione coniugata. I più importanti sono le modifiche del fianco dei denti e gli errori geometrici di fabbricazione (passo, eccentricità).

Le modifiche del fianco dei denti comportano una deviazione del profilo da quello teorico coniugato, il risultato è che le condizioni di coniugazione non sono più valide. Quindi esiste una differenza tra il rapporto di trasmissione teorico e quello istantaneo reale. Questa differenza può essere calcolata se l'angolo associato alla rotazione del pignone, per una data rotazione angolare della corona, deve essere corretto da una differenza angolare per far avere la coppia di denti in contatto in un punto.

$$\Delta\vartheta = \vartheta_C \frac{z_C}{z_P} - \vartheta_P$$

Il calcolo della differenza tra gli angoli di rotazione è fatto per ogni posizione assunta dai due denti durante un ciclo di ingranamento completo. Questo fornisce la variazione nell'angolo di rotazione, ovvero l'errore di trasmissione misurato in µrad.

Se si rappresentasse l'errore di trasmissione di una coppia di fianchi coniugati si avrebbe una linea orizzontale coincidente con errore di trasmissione nullo in quanto i profili coniugati rotolano con esattezza cinematica.

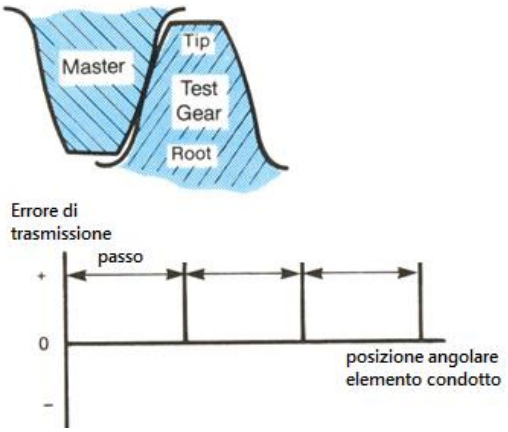


Figura 4-7 : Errore di trasmissione profili coniugati[2]

Nelle immagini seguenti vengono riportati degli errori di trasmissione e le relative modifiche sul fianco dei denti.

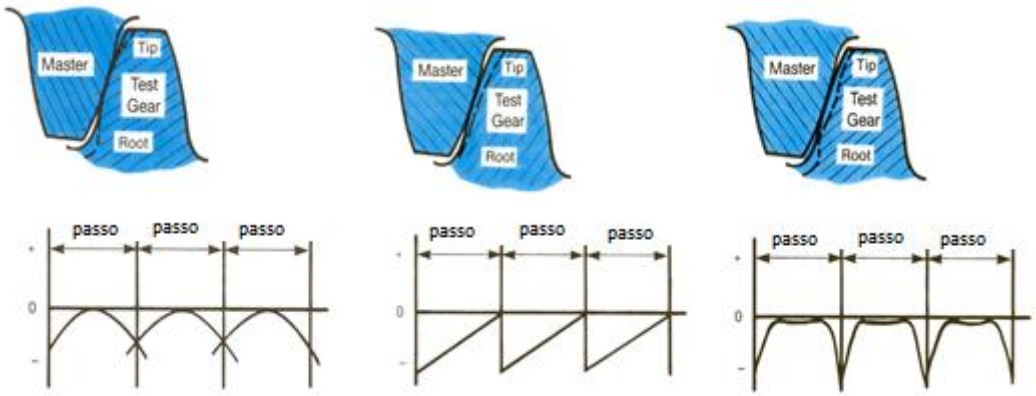


Figura 4-8 : esempi di errore di trasmissione dovuti ad errori del profilo[2]

La Figura 4-9 mostra un esempio di una coppia di denti con un ease-off con bombature di profilo e di fascia, il relativo inviluppo del contatto e l'errore di trasmissione.

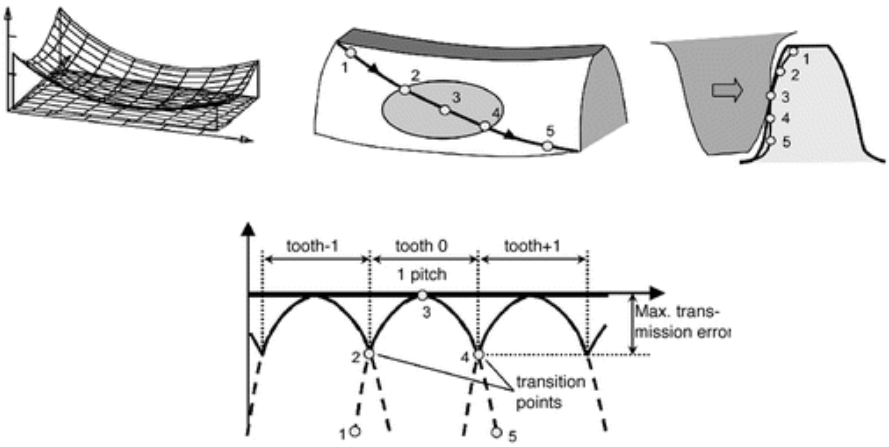


Figura 4-9 : errore di trasmissione per una coppia di denti con bombature[3]

L'errore di trasmissione statico a carico nullo è quello che viene ottimizzato in fase di definizione della micro-geometria del fianco dei denti.

Oltre alle modifiche del profilo anche gli errori di passo e di eccentricità generano un errore di trasmissione. Gli errori di passo sono degli spostamenti del dente rispetto alla posizione teorica. Se il dente con l'errore di passo anticipa l'ingranamento si ha un errore di trasmissione positivo in quanto l'elemento avrà un angolo di rotazione maggiore di quello teorico.[9] Gli errori di eccentricità possono essere generati sia in fase di lavorazione che in fase di trattamento termico e causano uno spostamento (allontanamento o avvicinamento) relativo tra i denti con relativa deviazione della posizione del punto di contatto. Questo causa un errore di trasmissione in quanto variando la posizione del punto di contatto tra i denti varia anche la posizione angolare relativa tra le due ruote che si discosta dalla posizione teorica, anche in assenza di altri errori legati al profilo dei denti. [3]

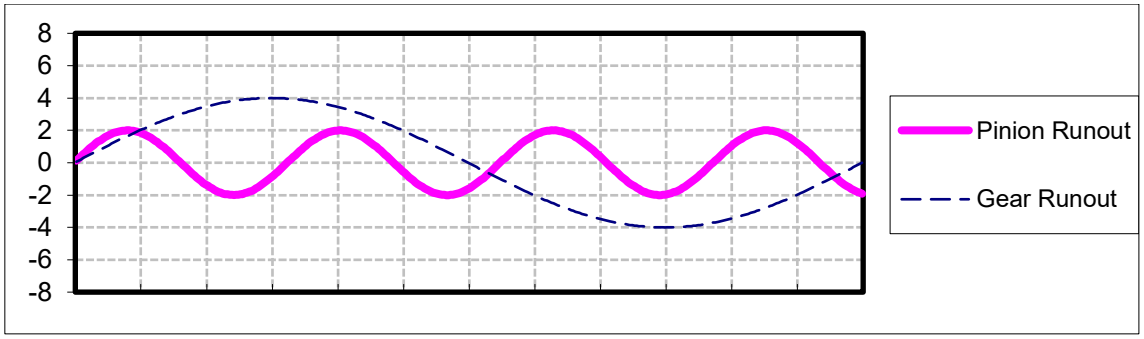


Figura 4-10 : TE Errori di eccentricità

In Figura 4-10 sono riportati gli effetti degli errori di eccentricità di pignone e corona in assenza di altri errori sul fianco dei denti. Sulle ascisse è riportato un giro completo della corona (gear) che, nel caso in esame corrisponde a 3,7 giri del pignone (pinion). Lo stesso effetto legato all'errore di eccentricità si avrebbe considerando gli errori di passo consecutivi, ovvero la cumulata degli errori di passo. L'effetto dell'eccentricità o dell'errore di passo è quello di spostare verticalmente l'errore di trasmissione di un singolo dente della sua componente dell'errore di passo cumulato o della componente dovuta all'eccentricità.

L'errore di trasmissione totale è dato dalla combinazione di tutti gli errori presenti su entrambe le ruote, in particolare, per una rotazione completa della corona si ottiene un andamento come mostrato in Figura 4-11.

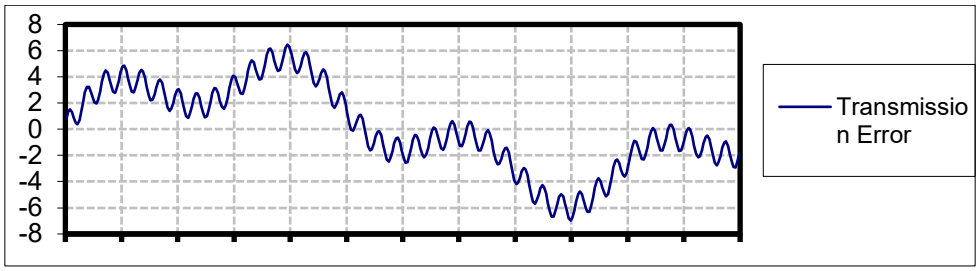


Figura 4-11 : Errore di trasmissione totale

Diagrammando le varie rotazione complete della corona si possono osservare delle differenze nel segnale dell'errore di trasmissione totale dovuto al fatto che in due rotazioni successive, non si avranno le stesse coppie di denti in presa. Tale fenomeno, denominato "Hunting tooth" causa una periodicità nel segnale dell'errore di trasmissione totale. In particolare, la frequenza di tale segnale sarà pari alla frequenza con cui gli stessi denti tornano in contatto dopo un certo numero di rotazioni complete del pignone o della corona ed è definita come "hunting tooth frequency" o frequenza di ripetizione. [8]

La frequenza di ripetizione o hunting tooth frequency, sarà data da:

$$f_{HT} = \frac{f_{ingr}}{mcm(z_r, z_p)}\ [Hz]$$

Dove f_{ingr} rappresenta la frequenza di ingranamento data dal prodotto della frequenza di rotazione (espressa in giri/s) per il numero di denti:

$$f_{ingr} = f_r z_r = f_p z_p$$

Mentre $mcm(z_r, z_p)$ è il minimo comune multiplo di z_r e z_p. Se z_r e z_p sono primi tra loro, il loro minimo comune multiplo sarà pari al loro prodotto. [9]

Nota f_{HT} è possibile conoscere il periodo di hunting tooth come $T_{HT} = \frac{1}{f_{HT}}$. Da questo è possibile conoscere dopo quante rotazioni complete di pignone o corona tornerà ad ingranare la stessa coppia di denti:

$$n°ratazioni\ pignone = T_{HT} \cdot f_p = \frac{mcm(z_r, z_p)}{\cancel{f_p} z_p} \cdot \cancel{f_p}$$

$$n°ratazioni\ corona = T_{HT} \cdot f_r = \frac{mcm(z_r, z_p)}{\cancel{f_r} z_r} \cdot \cancel{f_r}$$

In Figura 4-12 è riportato un segnale dell'errore di trasmissione in un tempo pari al periodo di ripetizione (o hunting tooth). Ciascuna rivoluzione della corona sembra leggermente diversa dalle altre. Ciò perché il ciclo non si ripeterà perfettamente sino a quando non ingraneranno assieme gli stessi due denti (pignone e corona) che hanno dato inizio al ciclo. [3]

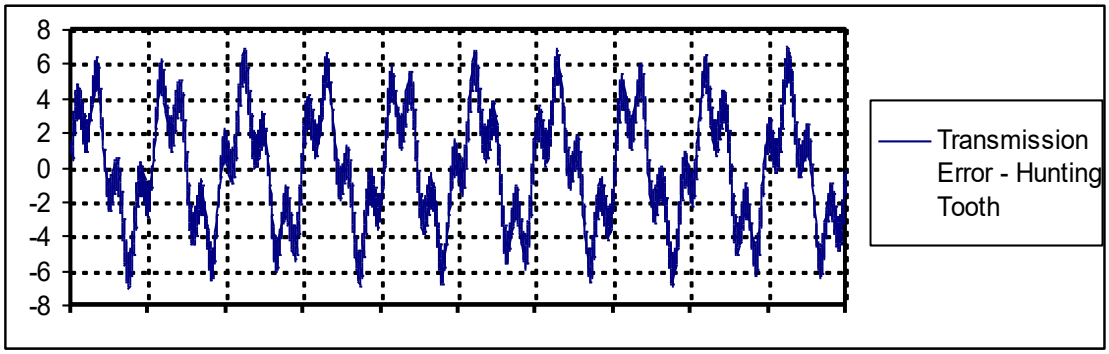


Figura 4-12 : errore di trasmissione lungo un periodo di huntign tooth

L'errore di trasmissione statico. In presenza del carico, i denti in contatto si deformano elasticamente sia lungo il profilo (a causa delle pressioni di contattato) che globalmente (a causa delle forze scambiate) quindi l'errore di trasmissione sarà influenzato dalla rigidezza dei denti in presa, intesa come la deflessione in funzione del carico. In sostanza, per effetto delle deformazioni la ruota presa come riferimento per il calcolo dell'errore di trasmissione subisce una minore rotazione rispetto al caso indeformato. L'azione del carico però provoca anche delle deformazioni locali sul fianco dei denti che ne modificano la micro-geometria a causa delle deformazioni di contatto (come noto dalla teoria di Hertz) che possono avere anche l'effetto di ridurre l'errore di trasmissione.

Inoltre, supponendo che a carico nullo si ha sempre una coppia di denti in presa, le deformazioni indotte dal carico possono portare ad avere due coppie di denti in presa per una certa frazione dell'ingranamento. Questo fa sì che la curva sotto carico non è semplicemente una copia spostata verso il basso della curva a carico nullo, in quanto si ha una rigidezza maggiore quando si hanno due coppie di denti in presa. Ciò porta ad una riduzione dell'errore di trasmissione rispetto al contatto con una singola coppia di denti.

Data la complessità delle deformazioni subite dai denti e dalle variabili che influenzano la rigidezza in ogni istante dell'ingranamento, una valutazione accurata del dell'errore di trasmissione statico sotto carico deve essere inevitabilmente effettuata mediante strumenti software oppure sperimentalmente.

L'errore di trasmissione dinamico considera eventuali effetti derivanti dalle condizioni di uso tipiche dell'applicazione. Quindi, oltre gli effetti delle rigidezze, si tengono in considerazione anche le inerzie degli elementi dell'ingranaggio e le accelerazioni subite. In genere a causa della complessità dei fenomeni dinamici non viene valutato l'errore di trasmissione dinamico.

4.2.3. Misura del TE al Single Flank Tester (SFT)

Il test effettuato tramite SFT (Figura 4-14) è un sistema di prova di ingranaggi basato sul controllo della rotazione. In questa prova, ruota e pignone vengono accoppiati nella posizione che avrebbero sul componente reale, ovvero viene rispettata l'indicazione della distanza di montaggio prevista, del gioco tra i denti (backlash) e con una sola coppia di fianchi a contatto.

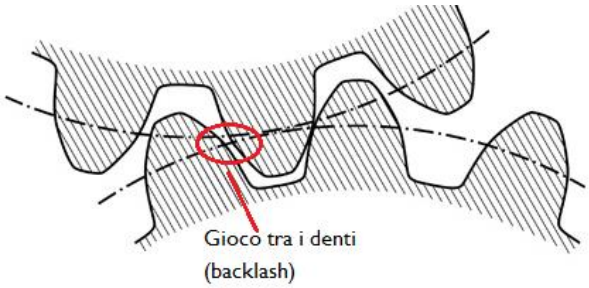


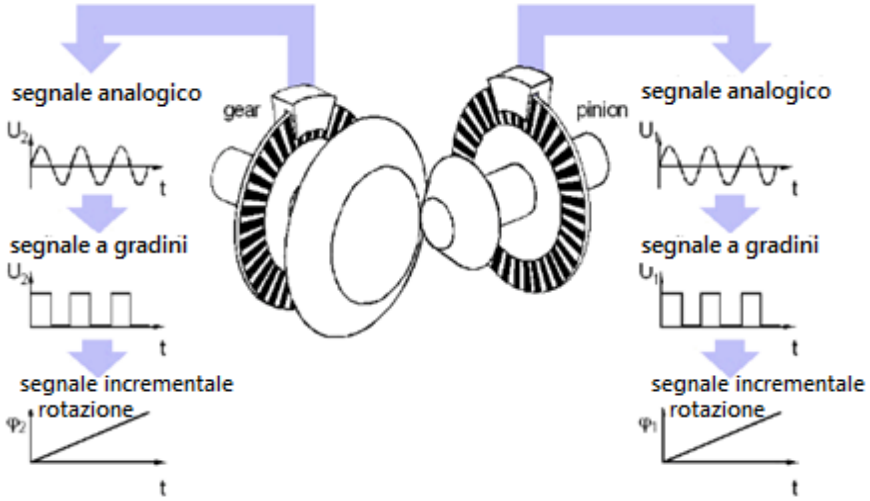
Figura 4-13 : backlash

In questo modo si simulano quanto più possibile le condizioni che l'ingranaggio avrebbe durante il suo reale funzionamento.

Figura 4-14 : Single-flank tester

Le singole ruote o pignoni possono essere direttamente testate in accoppiamento oppure è possibile farle ingranare con un elemento di riferimento (noto come master). Sia alla ruota che al pignone vengono collegati degli encoder angolari ad

alta risoluzione che sono in grado di misurare l'errore di posizione angolare e quindi l'errore di trasmissione.



$$Angolo\ di\ rotazione\ teorico\ della\ corona: \varphi_2(t) = \varphi_1(t)\frac{Z_1}{Z_2}$$

$$Errore\ di\ trasmissione: \Delta\varphi(t) = \varphi_2(t) - \varphi_{2_misurato}(t)$$

Figura 4-15 : Schema misurazione del SFT

Con riferimento a Figura 4-15 si descrive il sistema di misurazione. Il mandrino del pignone mette in rotazione il mandrino della corona a cui viene applicata una coppia resistente. Un'unità di controllo trasforma il segnale sinusoidale degli encoder con un segnale incrementale angolare in modo tale da poter essere processato dal computer di misura. Il software del computer di misura calcola le differenze tra l'angolo di rotazione misurato (segnale incrementale encoder) della corona e l'angolo di rotazione teorico risultante dalla misurazione dell'angolo di rotazione del pignone noto il rapporto di trasmissione.

Per garantire una corretta misurazione è necessario calibrare la velocità del pignone e la coppia applicata alla corona in modo da escludere i fenomeni dinamici effettuando il test in condizioni quasi statiche. In generale le velocità del pignone sono comprese tra i 5 e i 30 giri/min mentre le coppie resistenti applicate alla ruota variano da 1 a 5 Nm. Per applicazioni veicolari i valori possono salire fino a 60 giri/min e 20 Nm.

4.2.4. Risultati della prova al SFT

Il risultato che si ottiene al SFT fornisce una serie di informazioni come quelle riportate in Figura 4-16.

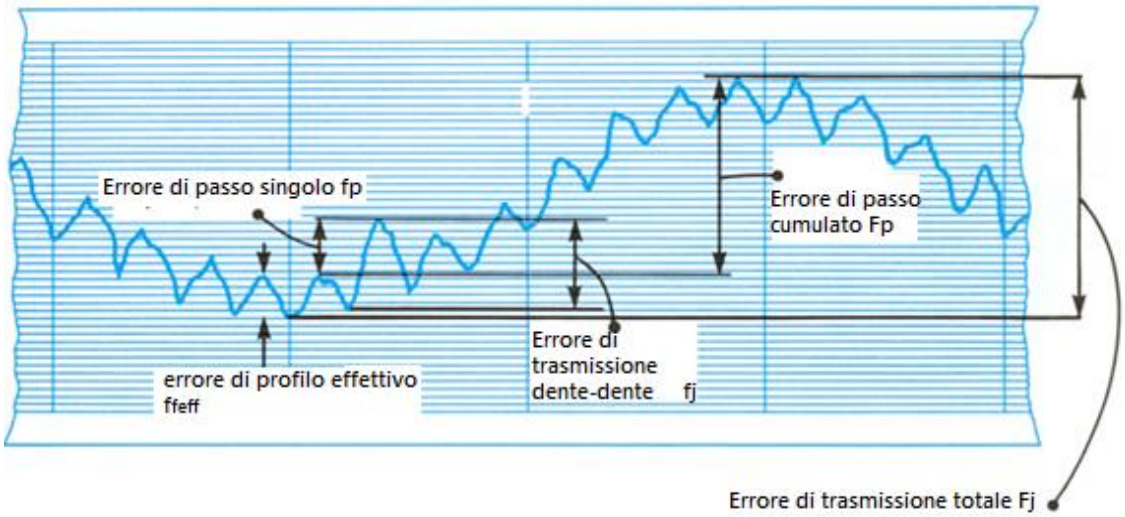


Figura 4-16 : Risultato al SFT

Il test è in grado di rivelare una serie di errori. Guardando il segnale dell'ingranamento di un singolo dente è possibile determinare l'entità delle modifiche/errori di profilo e il conseguente errore di trasmissione singolo (o dente-dente) come già visto nel capitolo precedente. Il grafico mostra una serie di informazioni addizionali quali errori di passo singolo, l'errore di passo cumulato e l'errore di trasmissione totale. L'errore di passo singolo fornisce l'errore di posizionamento di un dente rispetto alla posizione angolare teorica. L'errore di passo cumulato invece fornisce il valore cumulato di tutti gli errori di passo singolo. L'errore di passo cumulato e l'errore di eccentricità della ruota sono legati. Una ruota con eccentricità deve necessariamente avere un errore di passo cumulato mentre una ruota con un errore di passo cumulato non è necessariamente eccentrica. L'errore di trasmissione totale considera, oltre agli errori di profilo, anche gli errori di passo cumulato o eccentricità. Fornisce quindi l'errore di trasmissione dovuto alla combinazione dei suddetti errori.

In Figura 4-17 è riportato il risultato della misura al SFT per l'errore di trasmissione totale. Nella tabella in alto sono riportate le caratteristiche della coppia conica il esame, come il rapporto di trasmissione e le speciffiche della prova, come velocità di rotazione e coppia applicata.

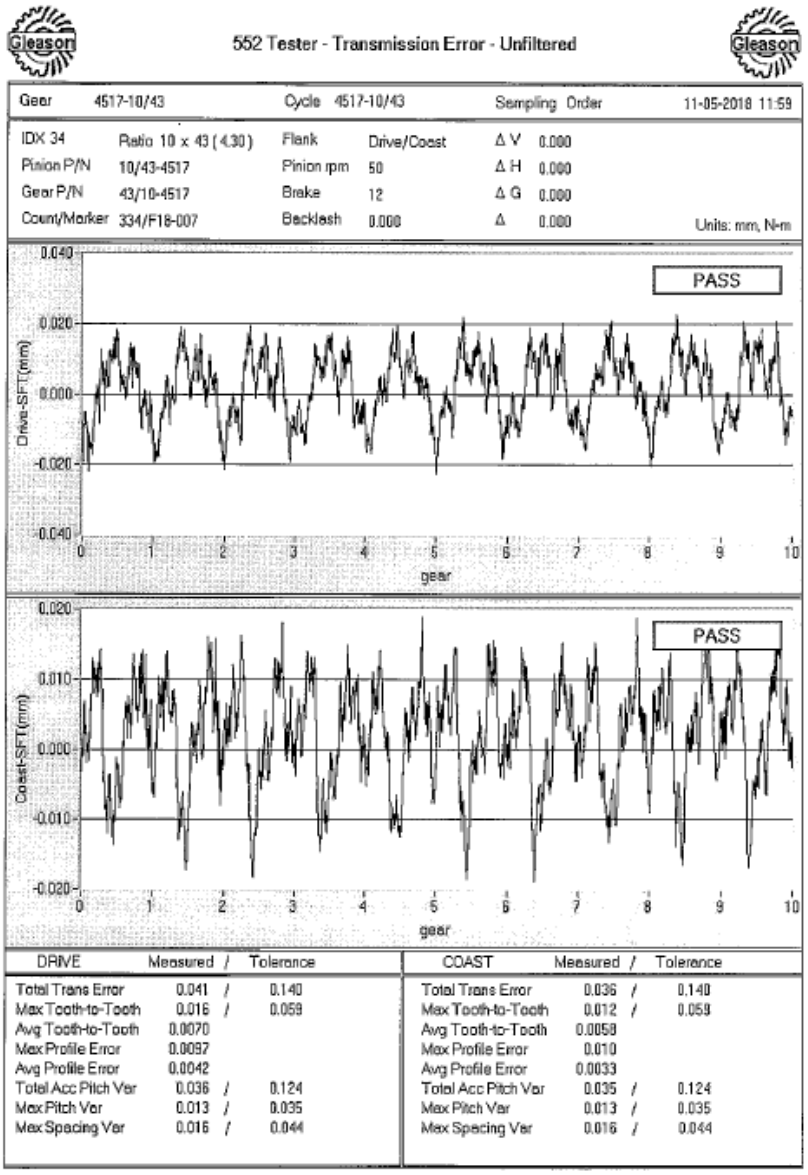


Figura 4-17 : SFT - Total trasmission error

Nel primo grafico è riportato l'andamento dell'errore di trasmissione totale, misurato sul fianco in tiro (drive), lungo 10 rotazioni della corona. Il valore del TTE è dato dalla massima distanza tra una cresta e una valle che si ha in una rotazione completa della corona. Si può osservare come 10 giri della corona sia il numero di rotazioni sufficiente a coprire l'intero periodo di Hunting tooth. Le successive rotazioni si ripeteranno praticamente identiche in quanto si hanno nuovamente in contatto le stesse coppie di denti che hanno dato inizio al ciclo.

Per conoscere dopo quanti giri del pignone o della corona si hanno in presa nuovamente gli stessi denti che hanno dato inizio al ciclo basta conosce il $MCD(Z_P; Z_r)$; il numero di rotazioni di pignone e corona sarà dato da:

$$n°rotazioni\ corona = \frac{mcm(Z_P; Z_r)}{Z_r} = \frac{Z_P}{MCD}$$

$$n°rotazioni\ pignone = \frac{mcm(Z_P; Z_r)}{Z_P} = \frac{Z_C}{MCD}$$

Nel caso specifico il MCD=1 quindi la stessa coppia di denti tornerà ad ingranare dopo 10 rotazioni della corona che corrispondono a 43 rotazioni del pignone.

Nel secondo grafico è riportata la curva del TTE misurata lungo il fianco in rilascio (coast). Nella tabella in basso si ha il dettaglio dei risultati della misurazione. Oltre all'errore totale di trasmissione è misurato anche l'errore di trasmissione massimo tra due denti adiacenti e la media. Sono inoltre valutati gli errori di profilo e gli errori di passo.

Oltre all'errore di trasmissione totale, attraverso il SFT è possibile misurare anche PPTE (peak-to-peak TE). La curva dell'errore di trasmissione presenta una sua periodicità per ogni rotazione della corona ma anche per ogni ingranamento di ogni singola coppia di denti. Gli errori il cui segnale ha frequenza principale pari alla frequenza di ingranamento, vengono rappresentati attraverso una trasformata di Fourier su uno spettro e sono dovuti principalmente agli errori di profilo e alla variazione della rigidezza di ingranamento.

In Figura 4-18 è riportato lo spettro del PPTE. Sulle ordinate è riportata l'ampiezza del segnale espressa in µrad dell'errore di posizione angolare mentre sulle ascisse compaiono le varie armoniche del segnale. La prima armonica corrisponde alla frequenza di ingranamento. Ciò che viene misurata è la massima ampiezza che si ha nella banda di frequenze di ampiezza unitaria centrata sulla prima sulla seconda armonica della frequenza di ingranamento.

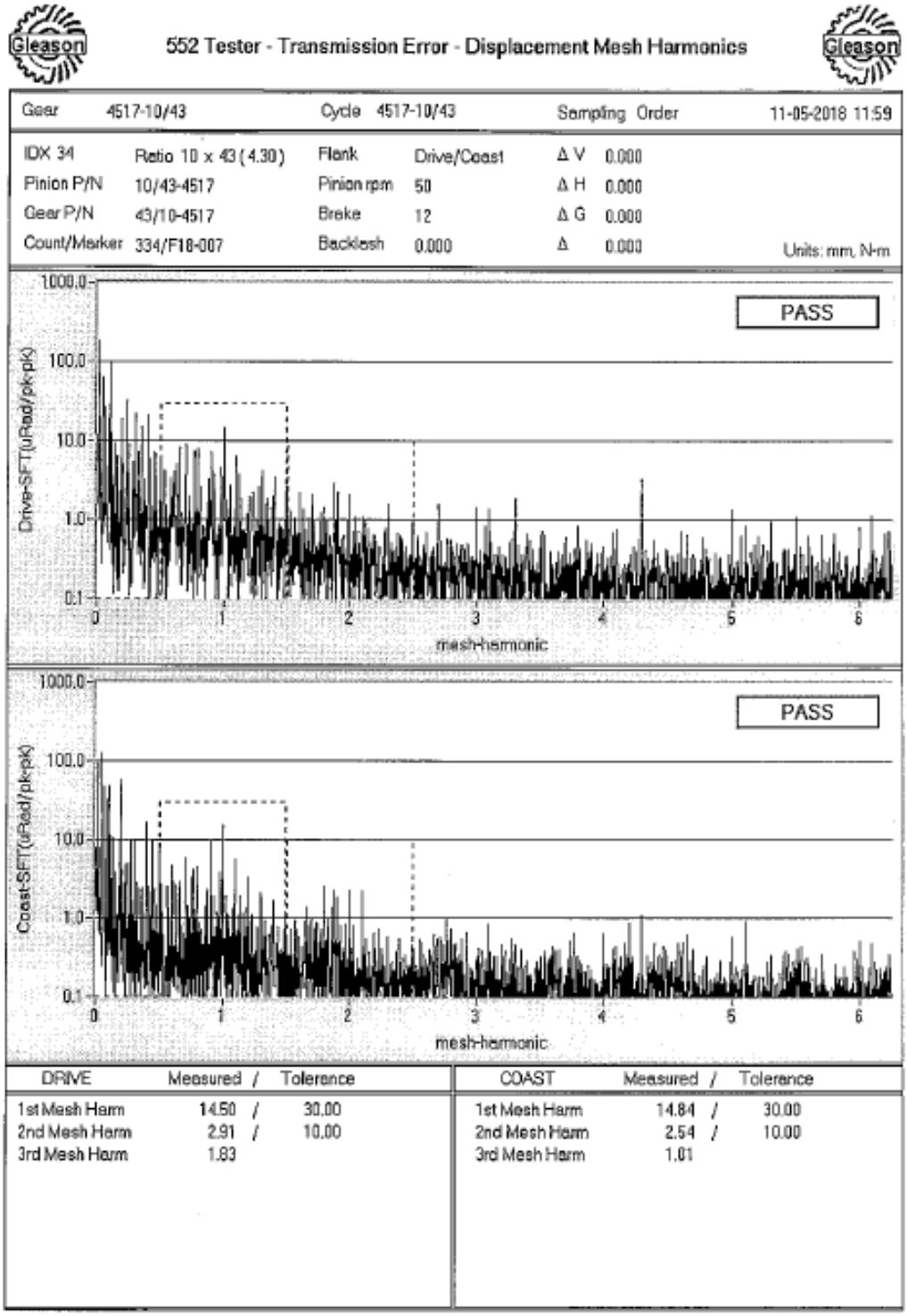


Figura 4-18 : SFT PPTE

Oltre all'errore di trasmissione totale e all'analisi in frequenza del PPTE è possibile diagrammare due segnali definiti short-term e long-term. Il primo comprende il segnale di una rotazione completa del pignone che corrisponde a 10 ingranamenti. In genere questo tipo di visualizzazione del TE è correlato ad errori o modifiche

della geometria dei denti ed è direttamente legato al rumore prodotto dall'ingranaggio.

La componente long-term comprende 3 rotazioni complete della corona. È composto da due categorie di errore, la più comune ha un andamento sinusoidale con periodicità pari a una rotazione completa dell'elemento ed è dovuta all'eccentricità. Se la ruota viene testata in accoppiamento con un elemento "master" il grafico risultante avrà un andamento sinusoidale con la periodicità prevista. Se la coppia di ruote viene testata in accoppiamento i due errori di eccentricità di pignone e corona si combinano e il grafico risultante mostra una periodicità differente data dalla combinazione dei due segnali sinusoidali.

È possibile misurare l'errore di trasmissione massimo che si ha nelle suddette rotazioni di pignone e corona.

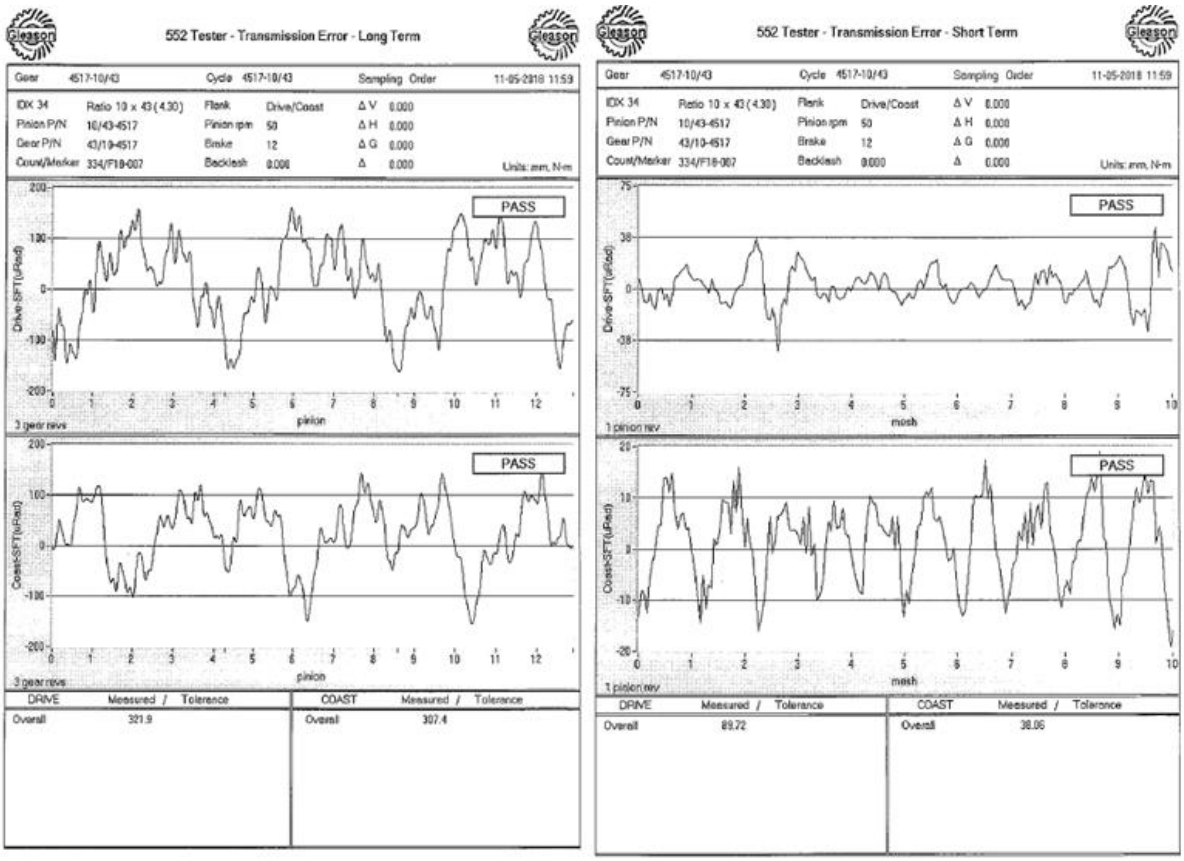


Figura 4-19 : Segnale long term e short term al SFT

5. Ottimizzazione della coppia conica

Nei paragrafi seguenti di questa trattazione verrà esposto il processo di ottimizzazione relativo alla micro-geometria del fianco dei denti per migliorare il livello di rumorosità emesso dal ponte. In realtà, il rumore percepito, ad esempio nell'abitacolo, può provenire sia direttamente dalla coppia conica ma può essere anche generato da un'altra struttura che viene eccitata dalle vibrazioni provenienti dalla coppia conica.

L'obiettivo dell'ottimizzazione è quello di limitare le vibrazioni generate e quindi limitare l'entità della forza eccitante che potrebbe porre in vibrazione strutture proprie del ponte o trasmettersi, attraverso le sospensioni, ad altri componenti veicolari.

In Figura 5-1 è rappresentato lo schema relativo al processo di ottimizzazione delle coppie coniche con i relativi processi produttivi coinvolti in tale processo. La prima fase è un processo di calcolo. All'interno dell'azienda si utilizzano prevalentemente due software per il calcolo delle coppie coniche, il KIMoS prodotto dalla Klingelnberg^{R} e il CAGE di proprietà della Gleason^{R}. Attraverso questi software è possibile definire una serie di parametri che influenzano l'ease-off della coppia conica. Definito quest'ultimo, i software sono in grado di valutare l'errore di trasmissione, posizione e forma dell'area di contatto e una serie di altri elementi, utili in fase di progettazione per valutare sia la resistenza della coppia conica sia prevedere quale sarà l'effetto dell'ingranamento in termini di rumorosità attraverso la valutazione dell'errore di trasmissione.

Le valutazioni sopra elencate si effettuano grazie all'analisi del contatto (o TCA - Tooth contact analysis) che fornisce il calcolo dell'ease-off, la valutazione dell'estensione dell'area di contatto e il suo posizionamento lungo il fianco del dente e l'errore di trasmissione. Con i moderni software è possibile effettuare l'analisi del contatto anche con una coppia applicata e ottenere gli stessi risultati in funzione dell'entità del carico (LTCA).

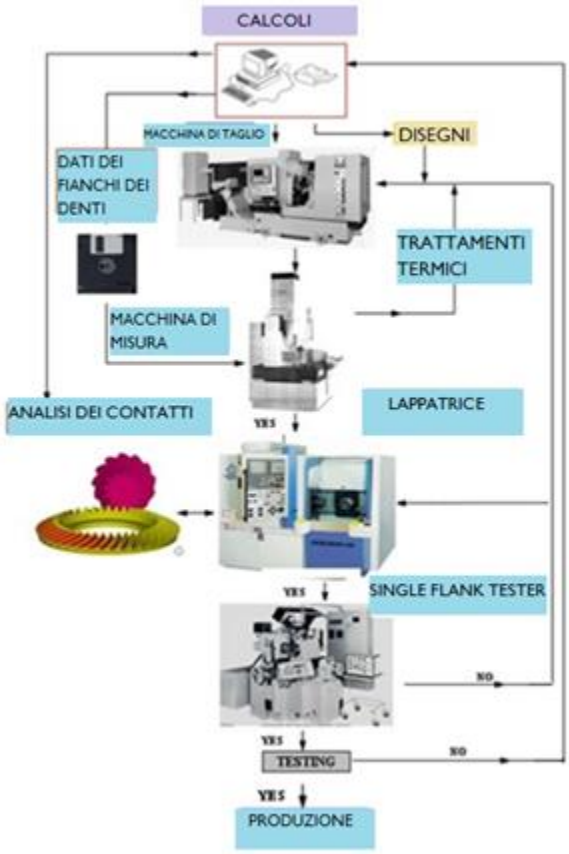


Figura 5-1 : Schema processo ottimizzazione

Una volta definito l'ease-off voluto, con il conseguente errore di trasmissione e il contatto desiderato, vengono elaborati dal software: i dati da fornire alla macchina di taglio (ovvero le variazioni dei parametri rispetto ai valori teorici previsti in fase di progettazione) e i dati che verranno utilizzati dalla macchina di misura a coordinate per il controllo dimensionale del pezzo.

Tali macchine di misura prevedono in ingresso un sistema di coordinate che individuano una serie di punti, definiti sulla geometria ideale del pezzo, che verranno misurati dalla macchina sul pezzo reale attraverso un tastatore posto sulla testa della macchina (Figura 5-2).

Figura 5-2 : tastatore macchina di misura a coordinate [www.klingelnberg.it]

Gli errori della geometria reale del pezzo, che nel caso specifico sono rappresentati da scostamenti della geometria del fianco del dente, vengono riportato su una griglia di misura come errori rispetto al fianco ideale.

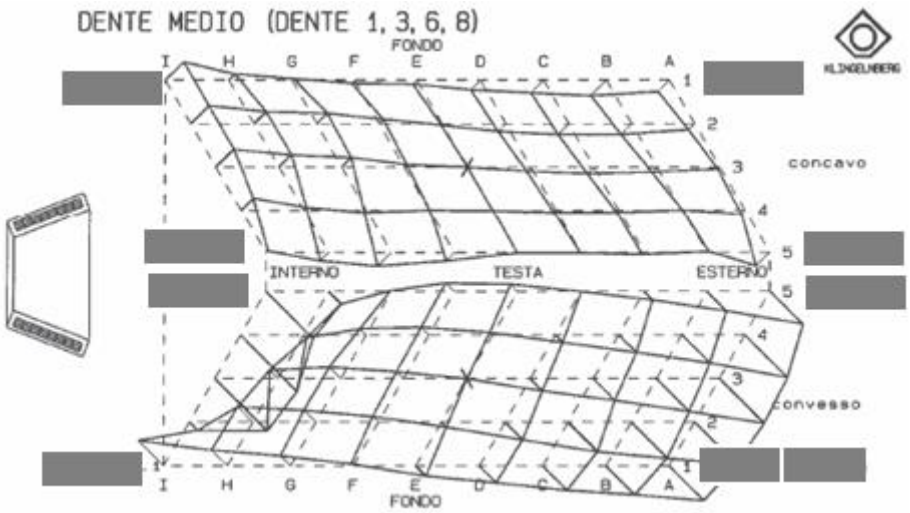


Figura 5-3 : Misurazione fianco dente

In Figura 5-3 è riportato un esempio di una misurazione effettuata su una macchina a coordinate. La misurazione si riferisce ad un pignone di cui sono stati misurati e mediati 4 denti, come riportato in alto nel report della misurazione. La linea tratteggiata rappresenta il profilo teorico del dente mentre la linea continua rappresenta il profilo reale valutato misurando gli errori del profilo nei nodi della griglia. Viene inoltre riportata l'indicazione del fianco concavo e convesso, così da poter determinare il fianco in tiro e in rilascio e l'indicazione dell'interno e dell'esterno, rispettivamente la punta (diametro minore o toe) e il tacco (diametro maggiore o heel).

La misurazione dei pezzi in seguito al processo di taglio (dettagli in 2.2) serve a determinare se la geometria ottenuta è conforme a quella prevista prima del trattamento termico. Dopo il trattamento termico vengono verificate le distorsioni subite dal pezzo e se necessario, si apportano le dovute modifiche ai parametri di taglio per compensarle. Una volta ottenuta la geometria voluta dopo il TT, si procede con il processo di lappatura. Con la lappatura si eliminano le rugosità dovute alla dentatura dei pezzi e si riescono ad ottenere alcune delle modifiche del profilo del fianco dei denti previste a calcolo.

Al termine del processo di lappatura, la coppia conica ha la geometria definitiva e può essere testata al SFT per verificare posizione ed estensione dell'area di contatto nonché l'errore di trasmissione. Il contatto al SFT viene verificato osservando come

viene rimosso un sottile strato di vernice applicato sulla corona a seguito dell'ingranamento sotto un carico moderato (Figura 5-4). In genere, la coppia in ingresso che viene utilizzata sul SFT è pari a 10 Nm. In questa fase, è possibile correggere la posizione del contatto variando il posizionamento relativo di pignone e corona, ovvero i valori di V e H presentati in 3.5; i valori di correzione del posizionamento relativo verranno poi riprodotti in fase di montaggio della coppia conica nella scatola ponte. Oltre al contatto, al SFT viene misurato l'errore di trasmissione (sia PPTE che TTE, vedi 4.2.3).

Figura 5-4 : Contatto al SFT- fianco in tiro corna

Se il risultato del SFT è negativo, ovvero l'errore di trasmissione non rientra nei limiti e nelle tolleranze previste a disegno, si modifica il processo di lappatura o, in alcuni casi, vengono modificati alcuni parametri di taglio.

Una volta ottenuto il risultato voluto la coppia conica prodotta viene montata sul ponte. In questa fase è possibile effettuare nuovamente la verifica del contatto come effettuato al SFT tramite l'applicazione della vernice. Rispetto al SFT, è possibile effettuare la valutazione a coppie più elevate rispetto a quelle che era possibile verificare al SFT in modo da verificare come l'orma di contatto si espande in funzione del carico applicato o si sposta in seguito a spostamenti relativi di pignone e corna dovuti all'applicazione del carico.

Terminate tutte le verifiche della coppia conica montata sul ponte è possibile effettuare il test di rumorosità del ponte montato al banco prova o sul veicolo.

Figura 5-5 : Test rumorosità ponte al banco

In Figura 5-5 è mostrata l'attrezzatura utilizzata per effettuare il test di rumorosità al banco. Il ponte equipaggiato con la coppia conica da testare viene montato su una struttura di supporto provvista di un motore elettrico in grado di fornire una coppia e una velocità di rotazione in ingresso al ponte. Sulla struttura sono presenti un microfono e un accelerometro. Il primo serve a valutare il livello di pressione sonora emesso dal ponte mentre il secondo serve a valutare le vibrazioni generate dall'ingranamento della coppia conica che sono potenzialmente trasmissibili a tutti gli altri organi del veicolo, oltre che del ponte. Entrambi i segnali possono essere elaborati da appositi sistemi di misura per estrapolare alcuni ordini caratteristici, ad esempio l'ordine del pignone, dal livello totale.

5.1. Coppia conica prima dell'ottimizzazione

La coppia conica oggetto dell'ottimizzazione ai fini della riduzione della rumorosità trattata nel seguente lavoro è utilizzata per applicazioni commerciali leggere. In origine, ovvero prima del processo di ottimizzazione, l'utilizzo era ristretto ad applicazioni su veicoli adibiti al trasporto di materiale e non di passeggeri, che non richiedevano obiettivi particolarmente restrittivi legati alla rumorosità. La possibilità di utilizzare tale coppia conica su veicoli adibiti al trasporto passeggeri ha posto invece degli obiettivi in termini di rumorosità. Sono stati quindi definiti dei limiti da rispettare in termini di controllo di alcuni parametri, come ad esempio il valore dell'errore di trasmissione, necessari per l'ottenimento di un ridotto livello di emissione acustica.

Le caratteristiche principali della coppia conica ipoide sono riassunte nella tabella seguente:

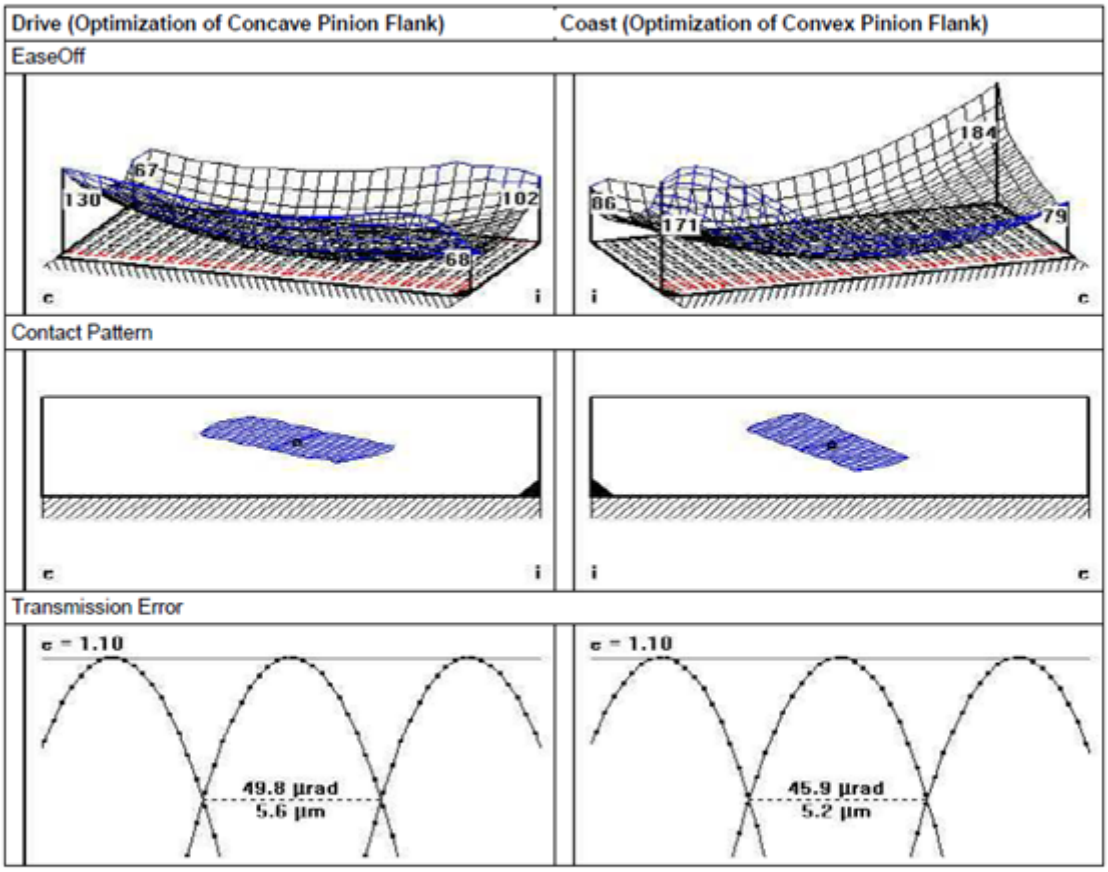
n° denti pignone	$\boldsymbol{z_p}$	10
n° denti corona	z_c	43
Rapporto di trasmissione	τ	4,3
Angolo tra gli assi	Σ	90°
Offset Ipoide	e	35 mm
Modulo normale	m_n	4.5962 mm
Angolo di pressione nominale (tiro e rilascio)	A	20°
Angolo di spirale medio	β_m	Pignone -47° Corona 29.88°
Metodo di taglio		Face Hobbing - 3assi
Trattamento termico		Cementazione e tempra
Finitura dentatura		Lappatura

Il dimensionamento di base della coppia conica, ovvero la scelta del numero di denti del pignone e della corona (quindi il rapporto di trasmissione), il metodo di taglio,

il trattamento termico e la finitura superficiale non sono stati modificati nel processo di ottimizzazione in quanto già adeguati al nuovo tipo di applicazione a cui è stato destinato il ponte su cui viene installata la coppia conica in questione. Inoltre, alcuni fattori legati agli ingombri massimi ammessi per la coppia conica, ad esempio le dimensioni della scatola differenziale, limitano le possibilità di modificare alcune caratteristiche dell'ingranaggio come il numero di denti degli elementi che lo costituiscono.

Il punto di partenza per l'ottimizzazione della coppia conica è stato quello di valutare l'ease-off prima dell'ottimizzazione così da definire la posizione e la forma dell'area di contatto e l'errore di trasmissione calcolato, sia sotto carico che a vuoto.

IH032B Ponte 4517 Rapp. 10/43 (4.300) SP
IRON II [Rough]
Gearing System: Spirac-SPIRON®
EaseOff Design
Bearing Variation: Original



		Drive	Coast	
Spiral Angle Difference	d_β	-0.0234	0.0458	Deg.
Pressure Angle Difference	d_α	-0.1280	-0.1950	Deg.
Lengthwise Crowning	LB	50.4	79.2	µm
Profile Crowning	HB	49.1	43.4	µm
Longitudinal Twist	dv	0.7066	-0.9210	Deg.

Figura 5-6 : Ease-off senza ottimizzazione

In Figura 5-6 è riportato il calcolo dell'ease-off, l'area di contatto e la valutazione dell'errore di trasmissione prima dell'ottimizzazione. A sinistra è riportato il fianco in Drive, ovvero in tiro, della corona che corrisponde al fianco convesso della corona e a quello concavo del pignone. Nella parte di sinistra invece è riportato il fianco il Coast, ovvero in rilascio, che corrisponde al fianco concavo della corona e a quello convesso del pignone.

Sull' ease-off vengono riportate nei 4 angoli del fianco del dente, le indicazioni in µm della distanza tra la superficie di spoglia e quella teorica. Sulla superficie piana

di riferimento su cui viene proiettato l'ease-off è presente anche l'indicazione "e" ed "i" che individuano rispettivamente il lato esterno (heel) ed interno (toe) del dente. L'area di contatto, indicata in Figura 5-6 come "Contact Pattern" è visualizzata sul fianco in tiro e rilascio della corona. Anche in questo caso è riportata l'indicazione relativa all'interno e all'esterno del fianco del dente. Nella tabella in basso sono indicati una serie di parametri su cui si agisce per modificare l'ease-off ai fini dell'ottimizzazione del contatto e dell'errore di trasmissione. Gli effetti della modifica dei parametri elencati in tabella sono riportati in Figura 3-10. Le modifiche vengono attribuite ai fianchi dei denti del pignone che, essendo tagliati con il metodo del face hobbing con generazione, hanno la possibilità di essere bombati sia sul profilo che lungo la fascia.

Sul fianco in tiro, sia l'angolo di pressione che l'angolo di spirale sono corretti in modo negativo, l'effetto risultante è quello di spostare il contatto vero la zona della radice del dente, grazie alla riduzione dell'angolo di pressione, e di avvicinarlo alla punta, ovvero verso l'interno.

La bombatura lungo il fianco, indicato con HB (Lenghtwise crowning) ha l'effetto di ridurre la lunghezza del contatto e di aumentarne l'altezza. La bombatura del profilo tende ad aumentare l'estensione del contatto lungo la fascia (larghezza) riducendone l'altezza; gli effetti delle due bombature tendono quindi a compensarsi a vicenda con un effetto globale che porta a una riduzione dell'area di contatto e a una sua localizzazione nella zona centrale del fianco. L'ultimo parametro è quello relativo alla torsione del dente. In questo caso la correzione è positiva e l'effetto sull'ease-off è quello di aumentare l'asportazione di materiale nella zona del fondo dente sulla parte esterna mentre sul diametro interno nella parte della punta del dente. Tale modifica ha come effetto quella di rendere l'orma di contatto obliqua e leggermente allungata.

Sul fianco in rilascio si ha una bombatura lungo la fascia più accentuata, mentre quella lungo il profilo è simile a quella del fianco in tiro. L'angolo di pressione ha una correzione negativa come nel caso precedente mentre l'angolo di spirale ha una correzione positiva. Con la prima modifica si ottiene uno spostamento del contatto nella zona della radice del dente mentre con la seconda uno spostamento verso l'interno. La torsione del dente ha un valore negativo, in questo modo si ottiene l'effetto duale descritto in precedenza: si aumenta l'ease-off nella parte interno-radice del dente e sulla parte esterno-punta, come facilmente osservabile guardando l'ease-off in rilascio. L'area di contatto così ottenuta è simile a quella che

si ha sul fianco in tiro, la maggiore entità della torsione del dente rispetto al caso in tiro fa sì che l'orma risulti più obliqua.

L'errore di trasmissione calcolato (anche indicato come PPTE – Peak to Peak transmission error) è l'errore di trasmissione dovuto alle modifiche del profilo senza errori geometrici o di forma.

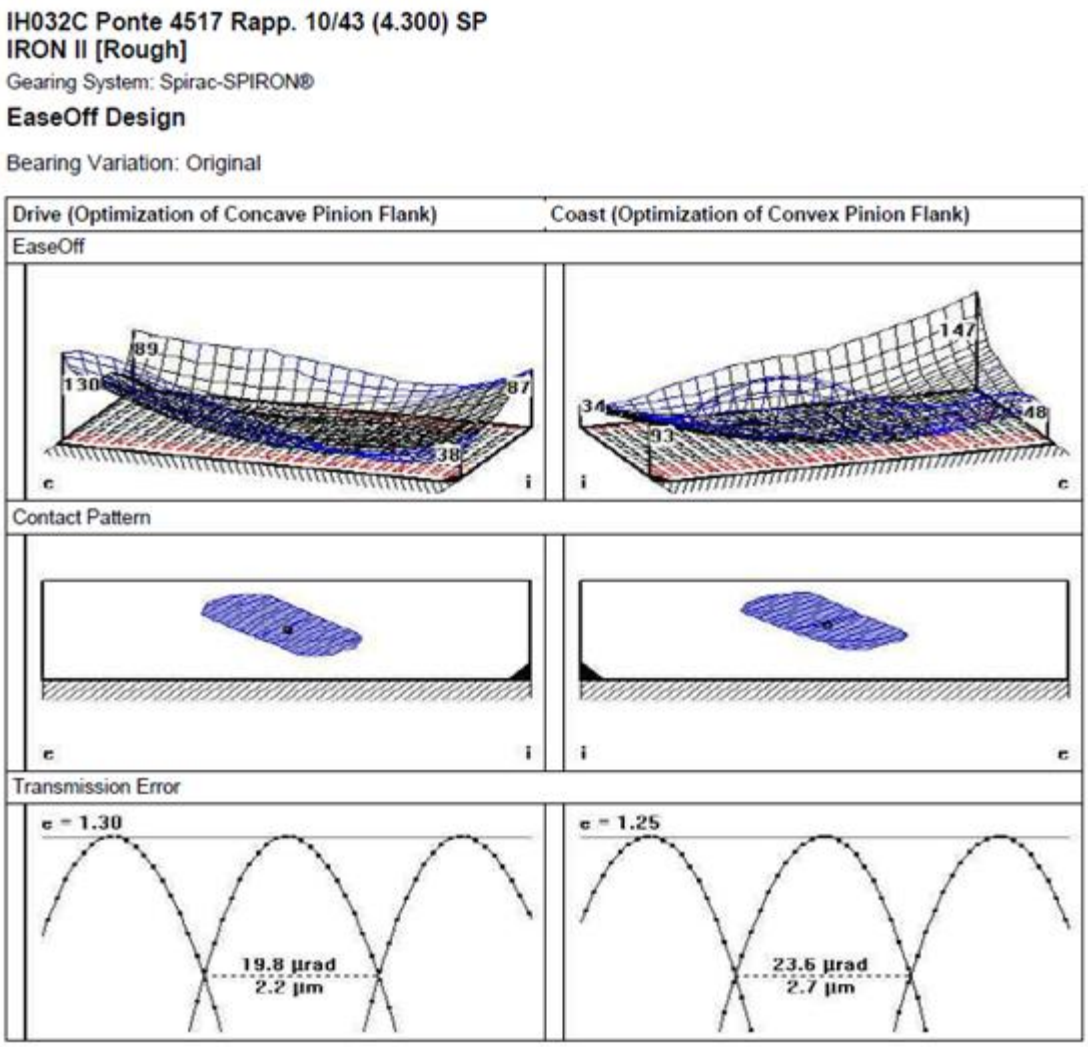
Nel grafico le tre curve indicano l'ingranamento di tre denti adiacenti. Sull'asse delle ordinate, è riportato l'errore di ingranamento misurato rispetto all'errore di trasmissione teorico nullo (linea orizzontale) in funzione della posizione angolare della corona (asse delle ascisse). Si vede che l'errore di trasmissione varia in funzione della posizione del contatto lungo il dente. Il valore massimo dell'errore di trasmissione si ottiene misurando la massima distanza dei punti delle curve dalla linea dell'errore teorico nullo.

I valori sia per il caso in tiro che per il caso in rilascio risultano superiori rispetto a quelli consigliati, sia dalle case costruttrici che dai tecnici dell'azienda, che suggeriscono di mantenere il rapporto di trasmissione al di sotto della soglia dei 30 µrad per ottenere una rumorosità ridotta del ponte.

Nella parte alta sinistra del grafico dell'errore di trasmissione, il valore riportato come ε rappresenta il rapporto di ricoprimento della coppia conica con quel particolare ease-off.

5.2. Coppia conica dopo l'ottimizzazione

L'obiettivo dell'ottimizzazione dei parametri caratteristici che influenzano l'ease-off della coppia conica, aveva come scopo la riduzione dell'errore di trasmissione rilevato in fase di calcolo in quanto ritenuto un parametro fondamentale per ridurre la rumorosità della coppia conica. I risultati a calcolo ottenuti sono stati poi confrontati ed è stato effettuato il confronto delle rumorosità generate da entrambe le soluzioni, come si vedrà nel seguito.



		Drive	Coast	
Spiral Angle Difference	d_β	-0.0067	0.0245	Deg.
Pressure Angle Difference	d_α	-0.0783	-0.1567	Deg.
Lengthwise Crowning	LB	53.7	52.1	µm
Profile Crowning	HB	26.1	38.1	µm
Longitudinal Twist	dv	0.4736	-0.9667	Deg.

Figura 5-7 : Esase-off dopo ottimizzazione

In Figura 5-7 è riportato la valutazione dell'ease-off, dell'area di contatto e dell'errore di trasmissione calcolato, come fatto in precedenza nel caso prima dell'ottimizzazione.

Per quanto riguarda l'ease-off in tiro, sono state ridotte le correzioni sull'angolo di spirale e quello di pressione. La bombatura lungo il fianco risulta simile a quella effettuata nel caso precedente all'ottimizzazione, mentre è stata ridotta la bombatura del profilo. Anche la torsione del dente è stata ridotta. La variazione dei parametri sopra elencati è stata fatta al fine di ottenere un'area di contatto meno

allungata rispetto al caso precedente e quindi più localizzata nella parte centrale del dente. L'area risulta più sviluppata lungo l'altezza del dente e meno lungo la fascia, rispetto al caso precedente.

Sul fianco in rilascio, sono stati ridotti tutti i parametri tranne la torsione del dente, che è stata lasciata pressoché invariata. L'area di contatto così ottenuta è simile al caso precedente senza ottimizzazione, con uno sviluppo leggermente maggiore lungo la fascia e una posizione più spostata verso la parte alta del dente.

In questo modo si è riuscito ad aumentare il rapporto di ricoprimento sia nel caso in tiro che nel caso in rilascio e si è ridotto notevolmente l'errore di trasmissione valutato senza carico applicato.

Coppia conica senza ottimizzazione		Coppia conica ottimizzata	
Tiro	Rilascio	Tiro	Rilascio
49.8 µrad	45.9 µrad	19.8 µrad	23.6 µrad

Tabella 5-1 : Confronto errori di trasmissione a coppia nulla

5.3. Confronto degli errori di trasmissione

Per una valutazione più accurata dell'errore di trasmissione PPTE è stato effettuato un confronto, tra la coppia conica ottimizzata e quella originaria. È stato diagrammato l'errore di trasmissione al variare della coppia applicata, utilizzando il software di calcolo KIMoS^{R}. Nel caso reale, l'errore di trasmissione è influenzato da eventuali errori di rotolamento come discusso in 4.2.2. e quindi la valutazione del PPTE teorico non è sufficiente. Sarà quindi necessario misurare al SFT sia il TTE che il PPTE reale.

In Figura 5-8 è riportato il confronto dell'errore di trasmissione (PPTE) valutato sul fianco in tiro. Al valore di coppia nulla, si ritrova il valore dell'errore di trasmissione valutato in fase di definizione dell'ease-off. Si può osservare come la coppia conica ottimizzata (curva in rosso), abbia un errore di trasmissione più basso rispetto alla coppia conica originaria nelle condizioni di carico tipiche delle applicazioni veicolari a cui questi ingranaggi sono destinati, ovvero tra 100 e 250 Nm. Tali coppie sono infatti necessarie per far marciare i veicoli, ad una velocità di circa 90 km/h su pendenze che vanno dallo 0 al 2% in varie condizioni di carico trasportato.

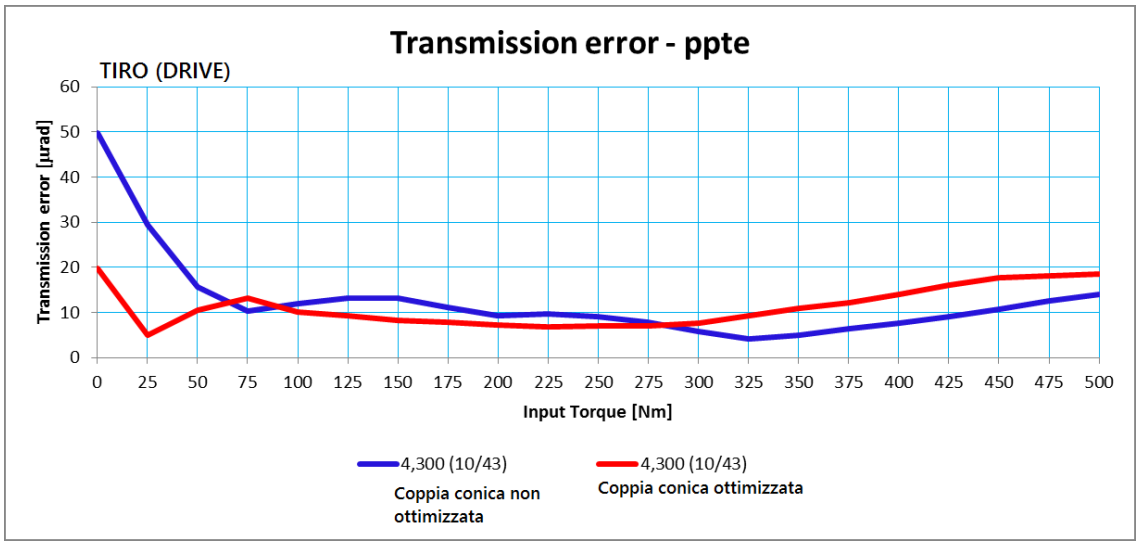


Figura 5-8 : Confronto PPTE in tiro

In Figura 5-9 è riportato l'andamento dell'errore di trasmissione valutato sul fianco in rilascio. Rispetto al caso in tiro, si può osservare che nell'intervallo di carico tra i 100 e i 250 Nm si è ottenuta una riduzione dell'errore di trasmissione più efficace.

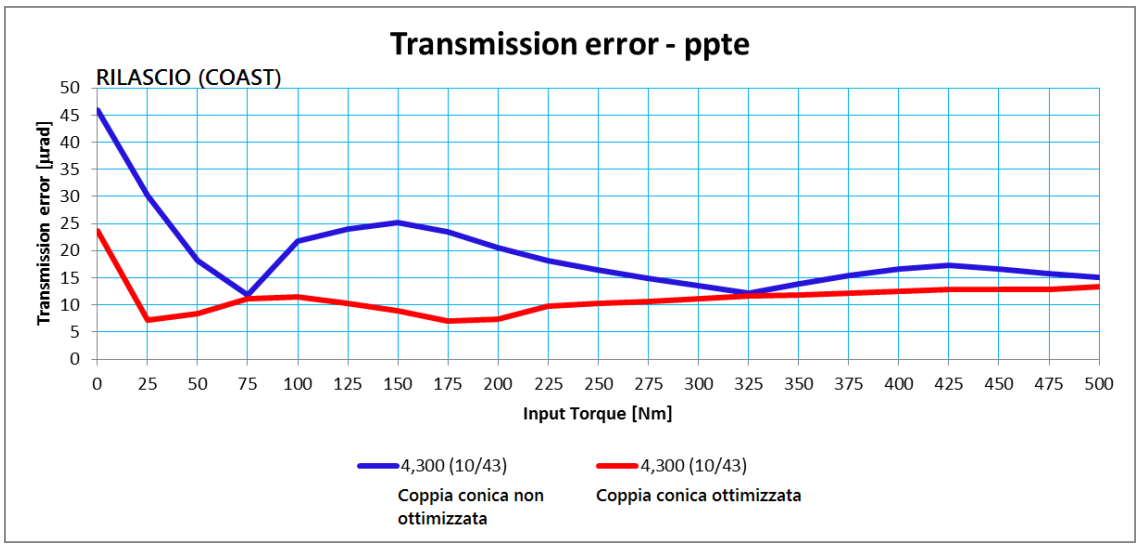


Figura 5-9 : Confronto PPTE in rilascio

Per la coppia conica ottimizzata, sia nel caso in tiro che in quello in rilascio, i valori dell'errore di trasmissioni risultano sufficientemente ridotti rispetto al caso precedente.

L'errore di trasmissione valutato a calcolo non considera eventuali errori di eccentricità o spostamenti relativi di pignone e corona dovuti al carico o errori di passo che posso essere valutati solo misurando il pezzo reale al SFT. Le misurazioni

al SFT per la coppia conica ottimizzata sono quelle riportate in Figura 4-17. Si vede come sia il valore del TTE che quello del PPTE rientrano nelle tolleranze previste.

La valutazione dell'errore di trasmissione rappresenta quindi un punto di partenza per la stima della rumorosità generata dalla coppia conica. È quindi necessario effettuare delle valutazioni acustiche e vibrazionali per determinare, in modo oggettivo, se l'ingranaggio risulta rumoroso o meno.

5.4. Confronto dei contatti

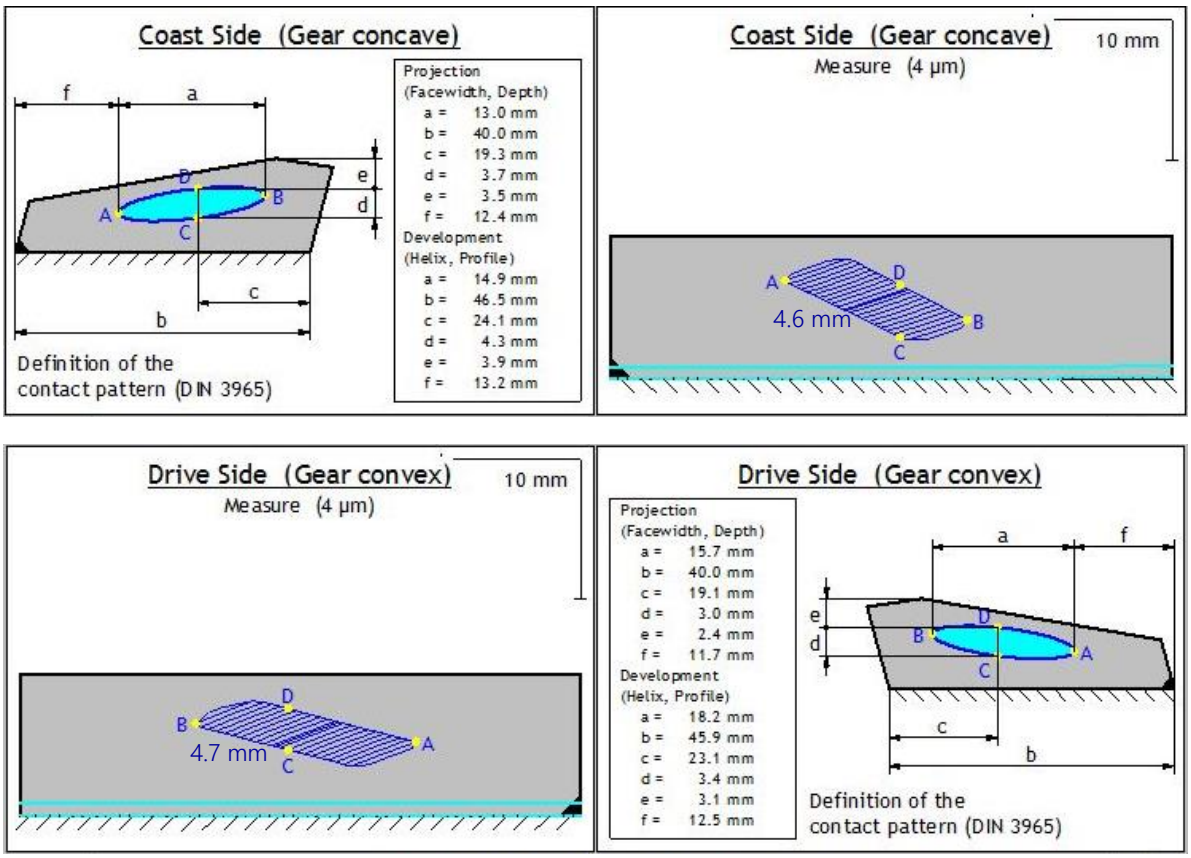


Figura 5-10 : Contatto non ottimizzato

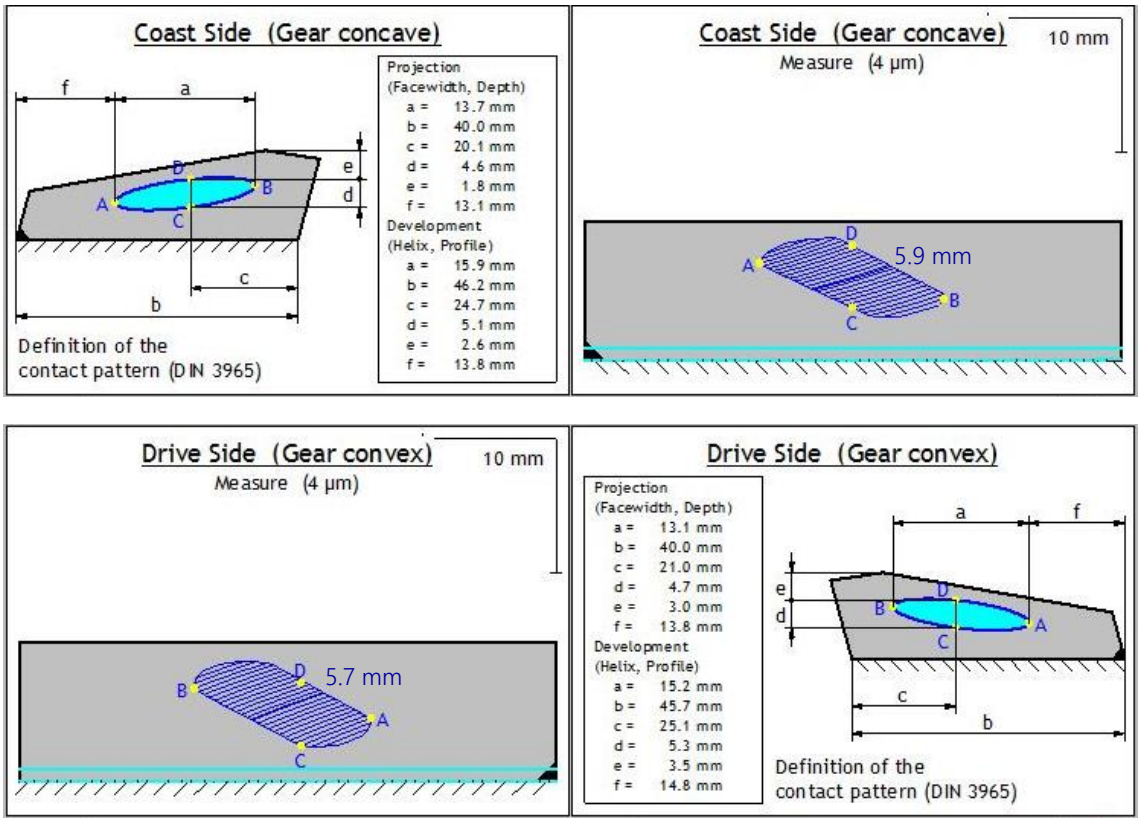


Figura 5-11 : Contatto ottimizzato

In Figura 5-10 e in Figura 5-11 è riportata l'estensione del contatto nel caso ottimizzato e non ottimizzato. Il contatto viene analizzato lungo il fianco, in tiro e in rilascio, della corona. Vengono riportate sia le misure proiettate, che considerano solo la distanza tra i due punti considerati, sia le misure effettive che tengono conto dell'effettiva distanza tra i due punti considerati lungo il fianco del dente.

Viene inoltre riportata la lunghezza, espressa in mm, dell'asse maggiore della singola ellisse di contatto misurata nella zona centrale dell'inviluppo del contatto (linea più spessa).

Sia nel caso in tiro che in rilascio, gli inviluppi dei contatti risultano essere composti da ellissi con lunghezza più grande del semiasse maggiore. Nel caso ottimizzato gli inviluppi risultano più estesi quindi ci si aspetta che le pressioni di contatto, valutate a pari coppia applicata siano minori.

.

5.5. Confronto pressioni di contatto

Nelle figure seguenti è mostrata la mappa delle pressioni di contatto nel caso della coppia conica prima e dopo l'ottimizzazione, nelle condizioni di tiro e rilascio. La valutazione delle varie aree di contatto è stata fatta sempre con una coppia al pignone di 10 Nm. Tale coppia rappresenta la coppia di ingresso al pignone mentre nel caso in rilascio rappresenta la coppia resistente del pignone.

Si ottiene una riduzione della pressione massima, sia in tiro che in rilascio, tra il caso ottimizzato e quello senza ottimizzazione.

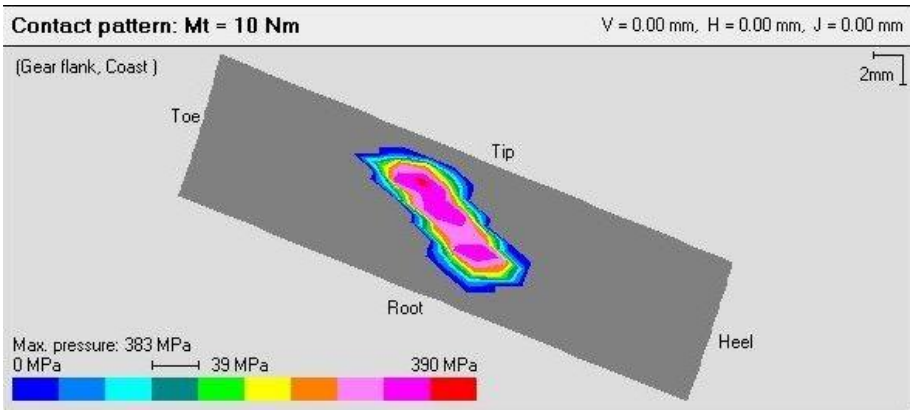


Figura 5-12 - mappa pressioni rilascio non ottimizzato

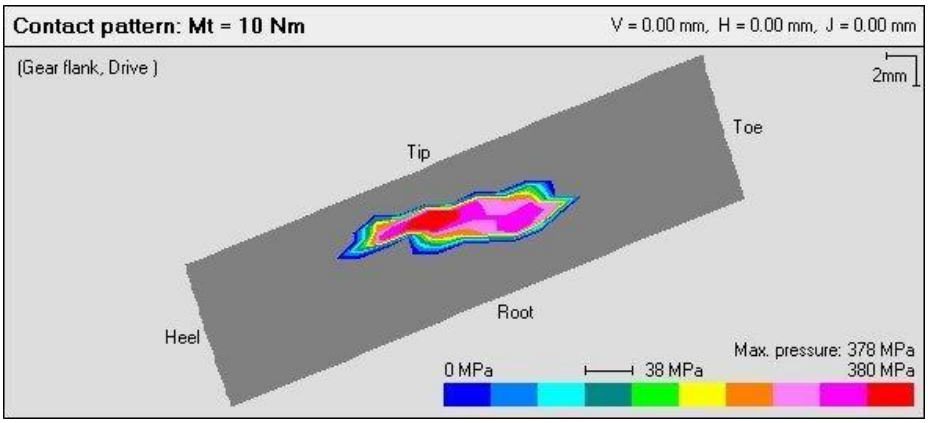


Figura 5-13 : mappa pressioni tiro non ottimizzato

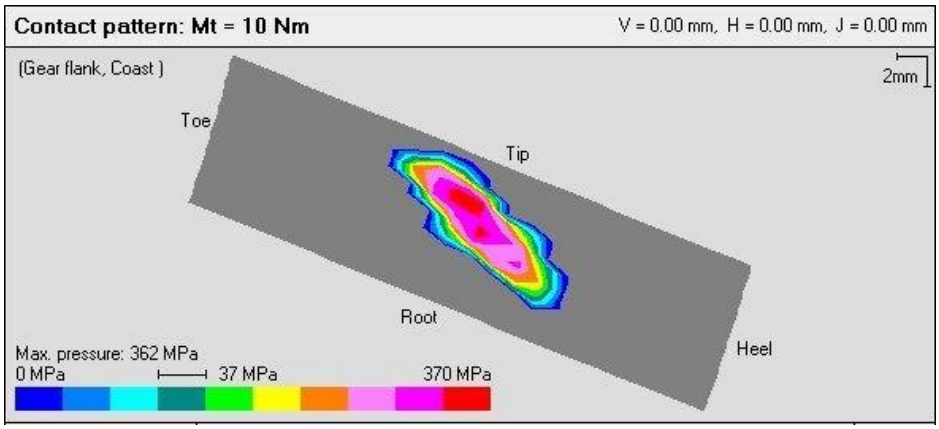


Figura 5-14 : mappa pressioni rilascio ottimizzato

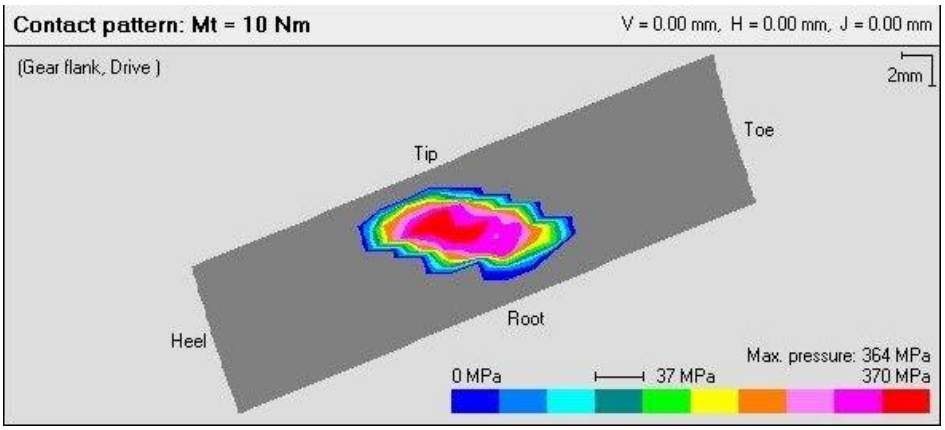


Figura 5-15 : Mappa pressioni tiro ottimizzato

5.6. Valutazione dell'estensione del contatto sotto carico

Attraverso il software KIMoS^{R} fornito dalla Klingelberg^{R} è possibile effettuare una valutazione di come si modifica il contatto al variare della coppia applicata sul pignone. Tale valutazione è stata effettuata per la coppia conica ottimizzata e i risultati ottenuti sono stati confrontati con quelli ottenuti sperimentalmente. La valutazione sperimentale viene effettuata applicando un sottile strato di vernice sulla corona, la zona del dente in cui, dopo aver fatto ingranare la coppia conica, si ha una rimozione della vernice applicata è la zona in cui è avvenuto il contatto tra i denti.

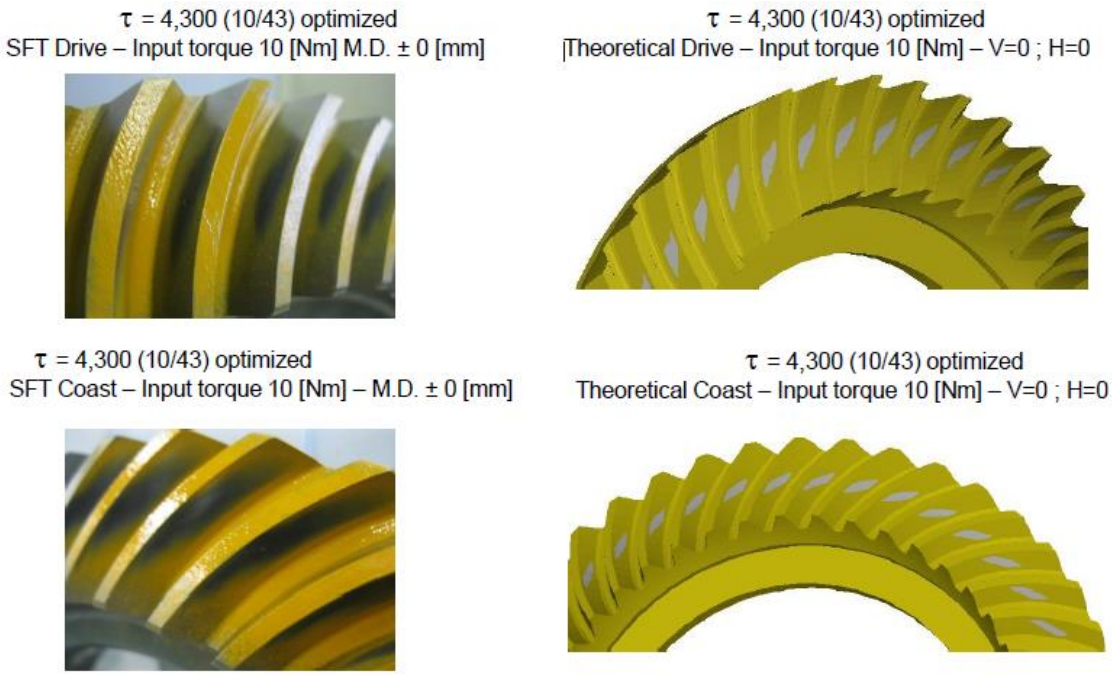


Figura 5-16 : Area di contatto al SFT e teorica – 10Nm

In Figura 5-16 è riportato il confronto tra l'area di contatto teorica e quella valutata al SFT con un carico applicato in ingresso pari a 10 Nm e con la distanza di montaggio teorica prevista (M.D. - Mounting Distance). Si può osservare che in tiro si ottiene al SFT un contatto molto simile a quello teorico previsto, leggermente più spostato verso il tallone (heel). In rilascio il contatto ottenuto al SFT risulta diverso da quello valutato dal software. L'area di contatto risulta essere più estesa e localizzata più verso la cresta del dente e nella zona del tallone.

In Figura 5-17 e Figura 5-18 sono riportati i risultati ottenuti rispettivamente a 45 Nm e 90 Nm.

τ = 4,300 (10/43) optimized
SFT Drive – Input torque 45 [Nm] M.D. ± 0 [mm]

τ = 4,300 (10/43) optimized
Theoretical Drive – Input torque 45 [Nm] – V=0 ; H=0

τ = 4,300 (10/43) optimized
SFT Coast – Input torque 45 [Nm] – M.D. ± 0 [mm]

τ = 4,300 (10/43) optimized
Theoretical Coast – Input torque 45 [Nm] – V=0 ; H=0

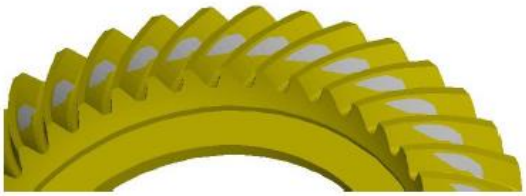


Figura 5-17 : Area di contatto al SFT e teorica - 45 Nm

τ = 4,300 (10/43) optimized
SFT Drive – Input torque 90 [Nm] M.D. ± 0 [mm]

τ = 4,300 (10/43) optimized
Theoretical Drive – Input torque 90 [Nm] – V=0 ; H=0

τ = 4,300 (10/43) optimized
SFT Coast – Input torque 90 [Nm] – M.D. ± 0 [mm]

τ = 4,300 (10/43) optimized
Theoretical Coast – Input torque 90 [Nm] – V=0 ; H=0

Figura 5-18 : Area di contatto al SFT e torica - 90 Nm

In entrambe le condizioni di carico, la simulazione dell'area di contatto valutata sul fianco in tiro rispecchia il risultato ottenuto al SFT. Nel caso in rilascio invece, per entrambe le coppie valutate, il contatto risulta più spostato verso l'esterno (tallone) rispetto a quello valutato a calcolo.

Le differenze tra la valutazione del contatto teorico e quello ottenuto al SFT possono dipendere da alcuni errori di fabbricazione delle ruote coniche o da eventuali errori sulla posizione relativa che si possono avere al SFT.

5.7. Caratterizzazione della rumorosità veicolare della coppia conica

5.7.1. Posizionamento microfoni e accelerometri

Una volta effettuato il processo di ottimizzazione della coppia conica e valutati i contatti ottenuti, è necessario effettuare una valutazione della rumorosità che l'ingranaggio genera sul veicolo.

È stata quindi effettuata una caratterizzazione della rumorosità prodotta dalla coppia conica all'interno dell'abitacolo del veicolo e nella zona del vano di carico. In parallelo è stata effettuata una misurazione della severità vibrazionale prodotta dalla coppia conica, attraverso due accelerometri collocati sulla scatola del differenziale.

In Figura 5-19 è riportato il posizionamento dei microfoni all'interno del veicolo. Nella parte di sinistra della figura è evidenziata la posizione del microfono all'interno dell'abitacolo in prossimità dell'orecchio desto dell'autista (denominato Mic). Nella parte di desta è evidenziata la posizione del microfono all'interno del vano di carico (Mic_cass).

Figura 5-19 : Posizione microfoni nel veicolo

Per la caratterizzazione vibrazionale sono utilizzati due accelerometri in grado di rilevare le accelerazioni prodotte nelle tre direzioni X,Y,Z individuate sul veicolo (Figura 5-20).

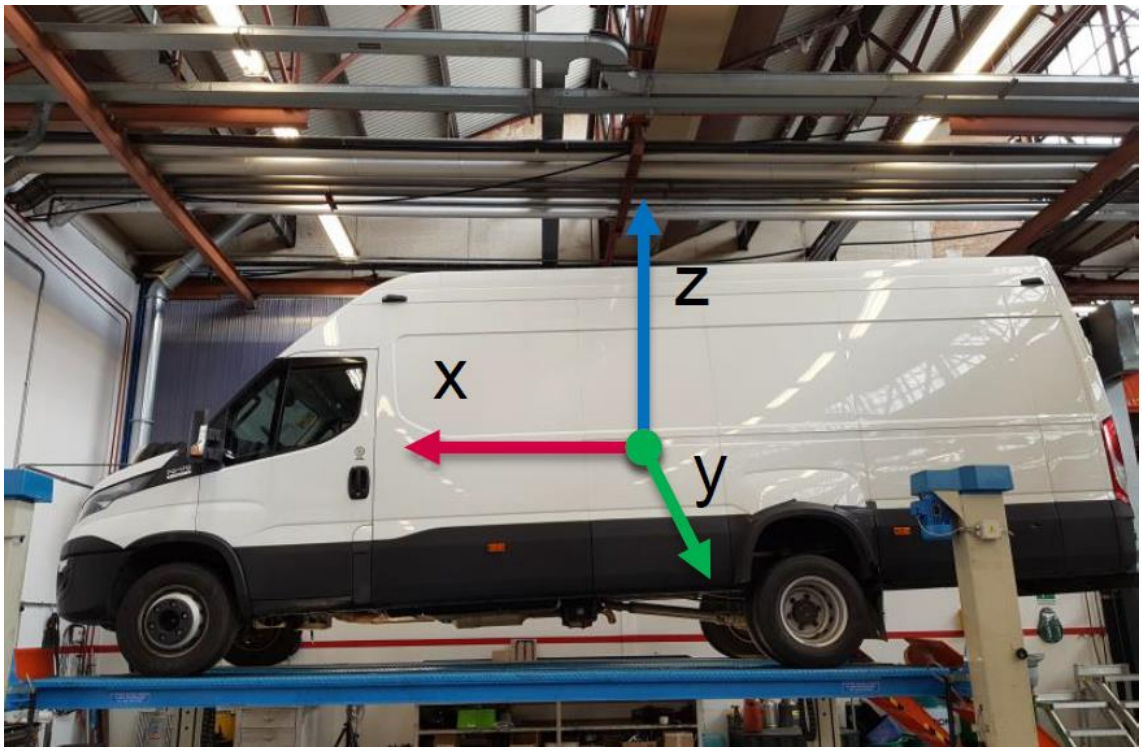


Figura 5-20 : Sistema di riferimento veicolo

In Figura 5-21 è mostrato il posizionamento degli accelerometri sulla scatola differenziale.

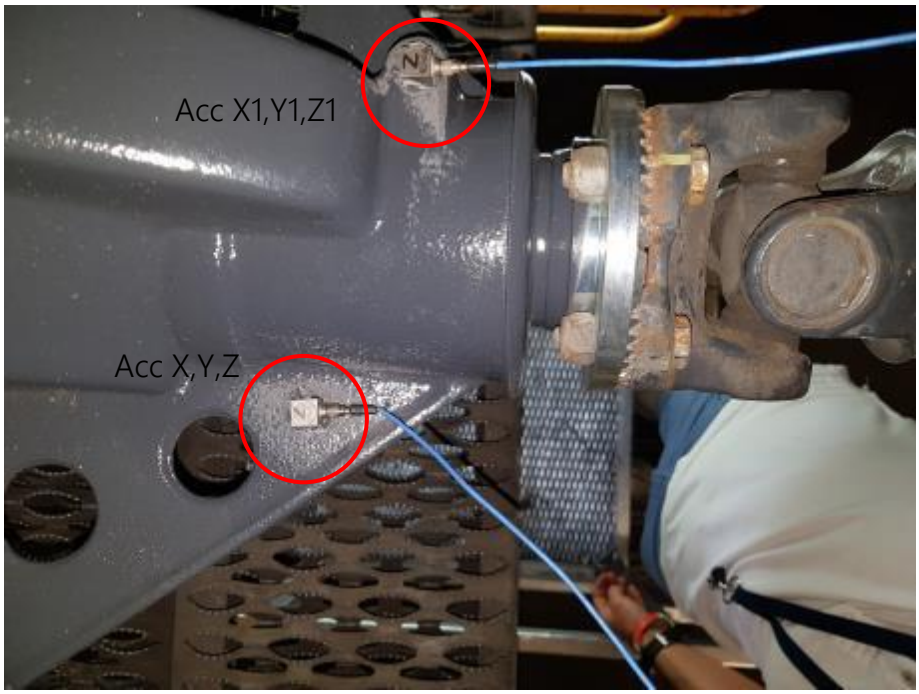


Figura 5-21 : posizione accelerometri sulla scatola differenziale

5.7.2. Esecuzione della prova

La prova di caratterizzazione della rumorosità e della vibrazione generata, anche nota come caratterizzazione NVH, è stata effettuata secondo norma FPT-i NVH007.

Le prove sono state effettuate utilizzando le due coppie coniche, quella ottimizzata e quella originaria, montate sullo stesso ponte al fine di ridurre il più possibile le variabili tra le due misurazioni. Così facendo le differenze rilevate nelle misurazioni, essendo effettuate a parità di veicolo e di ponte, sono attribuibili alle differenze tra le due coppie coniche.

Il veicolo è stato testato nella pista di Balocco, una pista di prova con uno sviluppo di 7800 m mostrata in Figura 5-22.

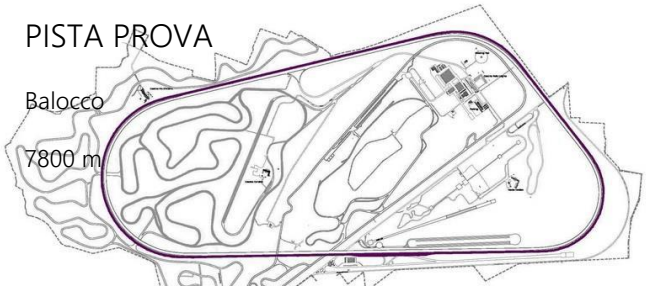


Figura 5-22 : Pista di prova

L'acquisizione dei dati delle prove è stata effettuata in seguito ad un ciclo di warm-up del veicolo, ovvero una fase di preparazione alla prova necessaria a portare la temperatura dell'olio del cambio a una temperatura maggiore di 80°C.

La prova si compone di una fase di accelerazione a piena apertura a partire da uno stato di trascinato fino al regime motore massimo o alla velocità massima determinata in funzione del tipo di rapportatura. In seguito, si effettua una decelerata a carico nullo dal regime motore massimo raggiunto nella fase di accelerazione a quello minimo (o velocità minima). Tali manovre vengono indicate con AV-DV che corrisponde ad "accelerata veloce" – "decelerata veloce".

MARCIA	MANOVRA EFFETTUATA –VELOCITÀ KM/H
3/4/5/6/7/8	Accelerata / Decelerata
5	50 - 70 km/h
6	50 – 70 – 90 km/h
7	50 – 70 – 90 km/h
8	70 – 90 km/h
8	100 km/h

Tabella 5-2 : Manovre previste per le prove

5.7.3. Valutazione delle prove e analisi dei risultati

Le prove eseguite su veicolo vengono misurate sia in modo soggettivo che analizzando i segnali rilevati dai microfoni e dagli accelerometri.

Per la valutazione soggettiva viene utilizzata una scala di valutazione nota come scala SAE.

SCALA DI VALUTAZIONE

		NON ACCETTABILE				ACCETTABILE					
OTTICA CLIENTE A FRONTE DEL PARAMETRO DA VALUTARE	RILEVABILITÀ	TUTTI I CLIENTI	CLIENTI MEDI			CLIENTI CRITICI	CLIENTI ESPERTI				
	PERCETTIBILITÀ	ALTA			MODERATA		PICCOLA		MOLTO PICCOLA	NULLA	
	SENSAZIONE	INTOLLERABILITÀ		FORTE FASTIDIO	FASTIDIO	LEGGERO FASTIDIO	PICCOLO DISTURBO		LEGGERO DISTURBO	NESSUNO DISTURBO	
	REAZIONE	RIFIUTO		PROTESTA		LAMENTELA	ACCETTAZIONE		APPREZZAMENTO		ENTUSIASMO
SCALA ALFA–NUMERICA	GIUDIZIO	MOLTO SCADENTE	SCADENTE	MENO CHE MEDIOCRE	MEDIOCRE	LIMITE ACCETTA-BILITÀ	ACCETTABILE	DISCRETO	BUONO	MOLTO BUONO	ECCELLENTE
	VOTAZIONE	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
AZIONI CORRETTIVE NECESSARIE		INTERVENTO RADICALE E IMMEDIATO		INTERVENTO TEMPESTIVO MIGLIORATIVO			DA MIGLIO-RARE	RICHIEDE ATTENZIONE		OK	

Figura 5-23 : Scala di valutazione SAE

In Figura 5-23 è riportata la scala valutazione. Chi effettua la valutazione assegna, in modo soggettivo un valore numerico compreso da 1 a 10 in funzione del rumore percepito. Per ogni numero è assegnato un giudizio qualitativo del grado di rumorosità percepita, i numeri più bassi corrispondono a valutazioni negative. A un determinato intervallo di valori è anche correlata la reazione del cliente o dell'utente relativa al parametro misurato.

L'analisi dei segnali provenienti dagli strumenti di misura viene effettuata tramite dei software in grado di elaborare i segnali e fornire mappe e grafici utili alla valutazione della rumorosità prodotta dall'oggetto in questione. Il software utilizzato per l'analisi dei segnali accelerometrici e microfonici è il FAMOS^{R} Signal analysis 6.2 prodotto dalla imc Test & Measurements GmbH. Attraverso questo software è possibile processare i dati in ingresso con una varietà di operazioni matematiche utili alla analisi acustica (vedi 4.1) e creare una serie di documentazioni, grafici e altri elaborati.

5.8. Risultati delle prove

5.8.1. Valutazione soggettiva

Sul veicolo allestito per le prove sono state effettuate 4 misurazioni:

1. Misurazione con ponte originario
2. Prima misurazione con ponte ottimizzato
3. Seconda misurazione con ponte ottimizzato
4. Terza misurazione con ponte ottimizzato invertendo il microfono montato nell'abitacolo con quello del cassone

Le prove 3 e 4 sono state effettuate per verificare possibili errori nell'acquisizione dei dati. In particolare, si voleva valutare l'acquisizione del canale microfono dell'abitacolo in quanto si sospettava una sottostima del livello sonoro misurato in quanto la percezione soggettiva risultava elevata.

Nelle tabelle seguenti sono riportati i valori della scala di valutazione, assegnati soggettivamente nelle varie manovre effettuate. Per ragioni di riservatezza i dati sono stati riportati come scostamenti rispetto ad un valore di riferimento scelto, indicato con R.

In Tabella 5-3 sono riportate le valutazioni per la coppia conica (c.c.) non ottimizzata. La prima colonna della tabella indica la manovra effettuata e la rispettiva marcia utilizzata, come introdotto in 5.7.2. Per le manovre in 3ª e 4ª marcia il risultato soggettivo è valutato positivamente in tiro e anche in rilascio, seppur con una valutazione leggermente inferiore. Per manovre effettuate con le altre marce invece, la valutazione ottenuta risultava inferiore rispetto al valore desiderato. In particolare, la rumorosità percepita risultava meno soddisfacente tra i 70 e i 90 km/h, che per i veicoli in questione, rappresentano le velocità maggiormente utilizzate nei percorsi extraurbani.

Per le marce 1ª e 2ª la valutazione non è necessaria in quanto sono rapporti che il veicolo utilizza per un tempo ridottissimo. Tali marce vengono usate solo per la partenza del veicolo e in genere non danno problematiche legate alla rumorosità.

MANOVRE	VALUTAZIONE SAE ACCELERAZIONE (TIRO)	VALUTAZIONE SAE DECELERAZIONE (RILASCIO)
AV-DV 3	+1	R
AV-DV 4	+1	R
AV-DV 5	-1	-1
AV-DV 6	-1	-1
AV-DV 7	-1	-1
AV-DV 8	-1	R

Tabella 5-3 : Valutazione soggettiva c.c. non ottimizzata

La Tabella 5-4 riporta le valutazioni soggettive effettuate sul veicolo con la coppia conica ottimizzata. Rispetto al caso precedente, i risultati in rilascio risultano migliorati in tutte le marce mentre in accelerazione gli effetti più evidenti si notano prevalentemente in 5ª marcia ma anche in 6ª, 7ª, 8ª; sulle marce 3ª e 4ª le valutazioni risultano le stesse rispetto al caso precedente.

MANOVRE	VALUTAZIONE SAE ACCELERAZIONE (TIRO)	VALUTAZIONE SAE DECELERAZIONE (RILASCIO)
AV-DV 3	+1	+1
AV-DV 4	+1	+1
AV-DV 5	+1	+1
AV-DV 6	R	+1
AV-DV 7	R	+1
AV-DV 8	R	+1

Tabella 5-4 : Valutazione soggettiva c.c. dopo ottimizzazione

La valutazione soggettiva effettuata attraverso la scala SAE è lo strumento con cui si delibera se un ponte montato su veicolo, equipaggiato con una determinata coppia conica ha una rumorosità accettabile o no. È questa quindi la valutazione più importante; l'elaborazione delle misure effettuate con accelerometri e microfoni

servono invece a determinare frequenze e ampiezze del segnale di vibrazione e sonoro proveniente dal ponte.

5.8.2. Misurazioni microfoniche

Il segnale microfonico è stato elaborato tramite il software di analisi FAMOS^{R} per ricavare uno spettrogramma e un grafico che riporta gli ordini principali e il livello globale misurato nell'abitacolo o nel vano di carico.

Lo spettrogramma fornisce una mappa con l'indicazione del livello sonoro espresso in dB(A) rilevato per una data frequenza e che si ha a un certo numero di giri della trasmissione. Un dato ordine, ad esempio l'ordine pignone del ponte, corrisponde ad un segnale che ha una frequenza di 10 Hz al giro. In una rotazione completa del pignone si avranno 10 ingranamento che corrispondo al numero di denti dell'elemento e che causano 10 picchi nel segnale. Nello spettrogramma quest'ordine sarà individuato da una linea obliqua in quanto la frequenza del segnale varia linearmente con il numero di giri. Ad esempio, a 3000 rpm l'ordine del pignone, o ordine 10, avrà una frequenza di 500Hz in quanto per ogni secondo si avranno 50 rotazioni del pignone con 10 ingranamenti per ognuna.

Il grafico che riporta i vari ordini è un'estrapolazione effettuata a partire dallo spettrogramma. Al variare del numero di giri della trasmissione viene riportato il livello sonoro espresso in dB(A) di un determinato ordine. Un grafico di questo tipo è utile per confrontare il livello totale che viene misurato dal microfono alle varie velocità di rotazione con il livello di uno degli ordini caratteristici, come l'ordine pignone.

La Figura 5-24 mostra i grafici rilevati per la manovra di accelerazione in 8^{a} marcia effettuati sul veicolo equipaggiato con la coppia conica non ottimizzata.

Nella parte alta della figura sono riportati lo spettrogramma e il grafico d'ordine ricavati dalla misurazione rilevata dal microfono posto nell'abitacolo. Nella parte bassa invece gli stessi grafici sono relativi alla misurazione fatta dal microfono posto nel cassone.

In entrambi gli spettrogrammi è evidenziato l'ordine 10 che si riferisce all'ordine del pignone. Poiché la scala cromatica è la stessa è evidente come il livello sonoro misurato nel cassone sia nettamente più alto di quello misurato all'interno dell'abitacolo.

Nella parte destra di figura compaiono i grafici con gli ordini caratteristici diagrammati in funzione del numero di giri della trasmissione. La curva blu che

presenta i livelli più alti è quella relativa al livello sonoro globale misurato dal microfono nell'abitacolo e nel cassone. La curva tratteggiata rossa è invece indicata come limite microfono. Tale curva è stata tracciata ad una distanza di 10dB a partire dalla curva del livello globale.

Tramite un'attività di indagine effettuata in precedenza su alcuni veicoli ritenuti particolarmente silenziosi, è stata sperimentalmente individuata una soglia per il primo ordine del ponte (ovvero l'ordine 10). In questi veicoli, il rumore proveniente dal ponte non era percepito all'interno dell'abitacolo e le misurazioni microfoniche avevano evidenziato che il primo ordine del ponte si discostava almeno di 10 dB dal livello globale registrato. Quindi, per poter avere all'interno dei grafici una valutazione visiva di quanto misurato, è stata inserita la curva del limite microfonico definita nel modo spiegato.

La curva in giallo rappresenta il primo ordine del ponte (ordine 10), ovvero il segnale principale proveniente dal ponte. Per qualsiasi velocità di rotazione, il segnale proveniente dal ponte non è un tono puro composto da un'unica frequenza ma è un tono complesso scomponibile nelle varie armoniche. Ognuna di queste avrà una frequenza che è un multiplo di quella principale detta prima armonica (vedi anche 4.1.2). Con lo stesso criterio è possibile distinguere un ordine principale, detto primo ordine, e gli altri ordini, ognuno multiplo del primo.

All'interno del grafico è stato riportato con la curva in azzurro il grafico del secondo ordine del ponte, ovvero l'ordine 20.

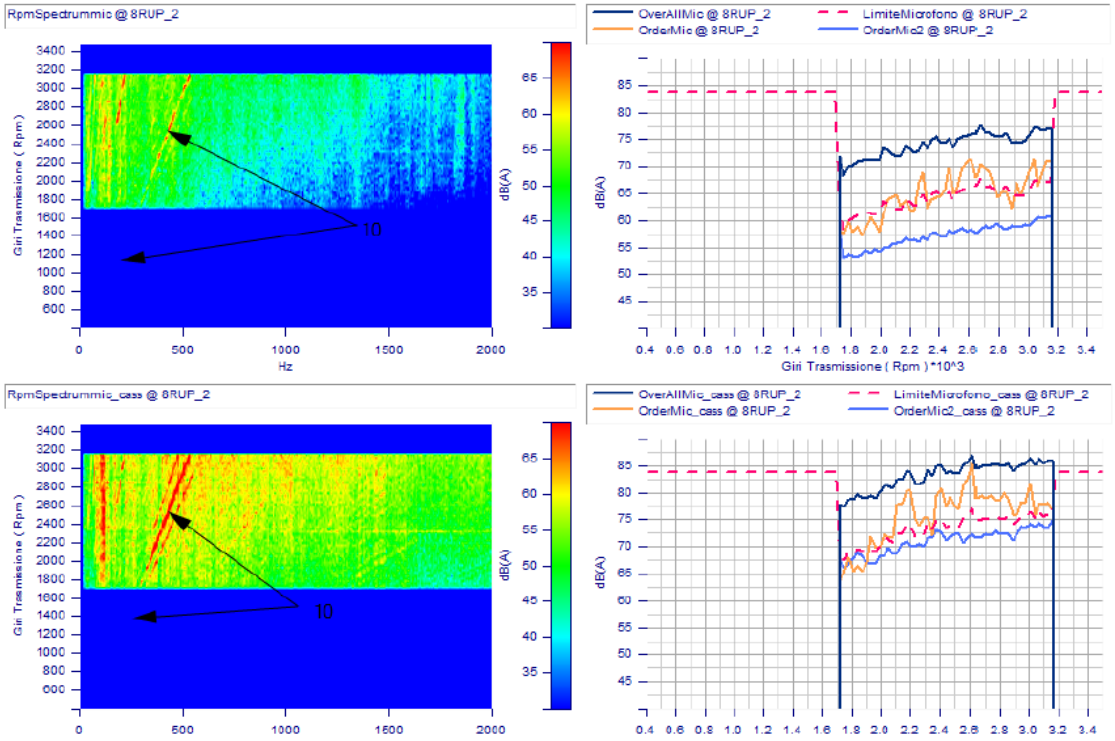


Figura 5-24 : C.C origine, 8AV - Mic

Sia dal segnale proveniente dall'abitacolo sia da quello proveniente dal cassone si può osservare che il livello del primo ordine supera quello del limite. Si può anche vedere come ci siano dei picchi, all'incirca intorno ai 2300 rpm e 2600 rpm che risultano potenzialmente fastidiosi per l'utente del veicolo durate la marcia in quanto sono dei regimi sperimentati di frequente durante il funzionamento.

Nella misurazione relativa al segnale microfonico proveniente dal cassone, nell'intorno dei 2600 rpm si ha che il livello globale del segnale e quello del primo ordine del ponte coincidono. Ciò vuol dire che la rumorosità proveniente dal ponte è la principale sorgente di rumorosità percepita all'interno del cassone. In questo caso, il secondo ordine risulta in alcuni casi prevalente rispetto al primo.

Nei grafici seguenti vengono riportate le misurazioni effettuate sul veicolo su cui è stato montato il ponte equipaggiato con la coppia conica ottimizzata. Nella Figura 5-25 sono riportati i grafici elaborati a partire dalla prima acquisizione, nella Figura 5-26 quelli elaborati con la seconda e nella Figura 5-27 i risultati sono stati ottenuti invertendo il microfono del cassone con quello dell'abitacolo, al fine di verificare che con i due apparecchi di misura non si ottenessero sostanziali differenze di misurazione.

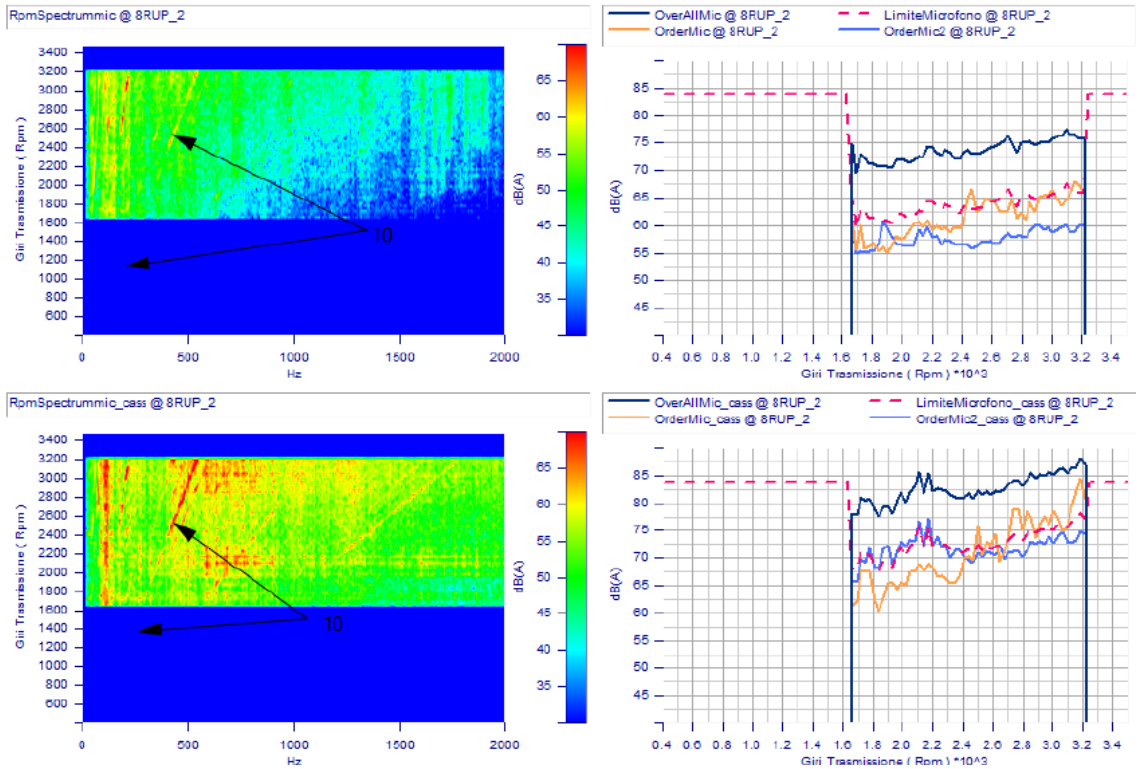


Figura 5-25 : C.C. ottimizzata 8AV – Mic,1°acquisizione

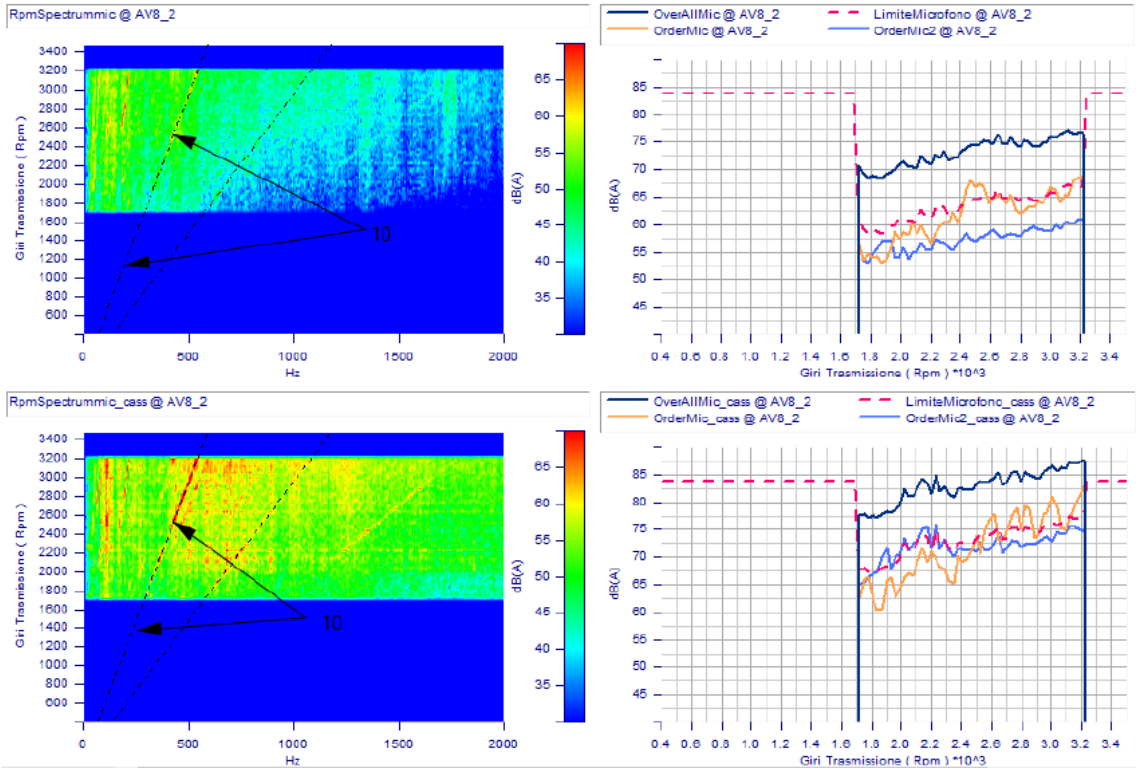


Figura 5-26 : C.C. ottimizzata 8AV – Mic,2°acquisizione

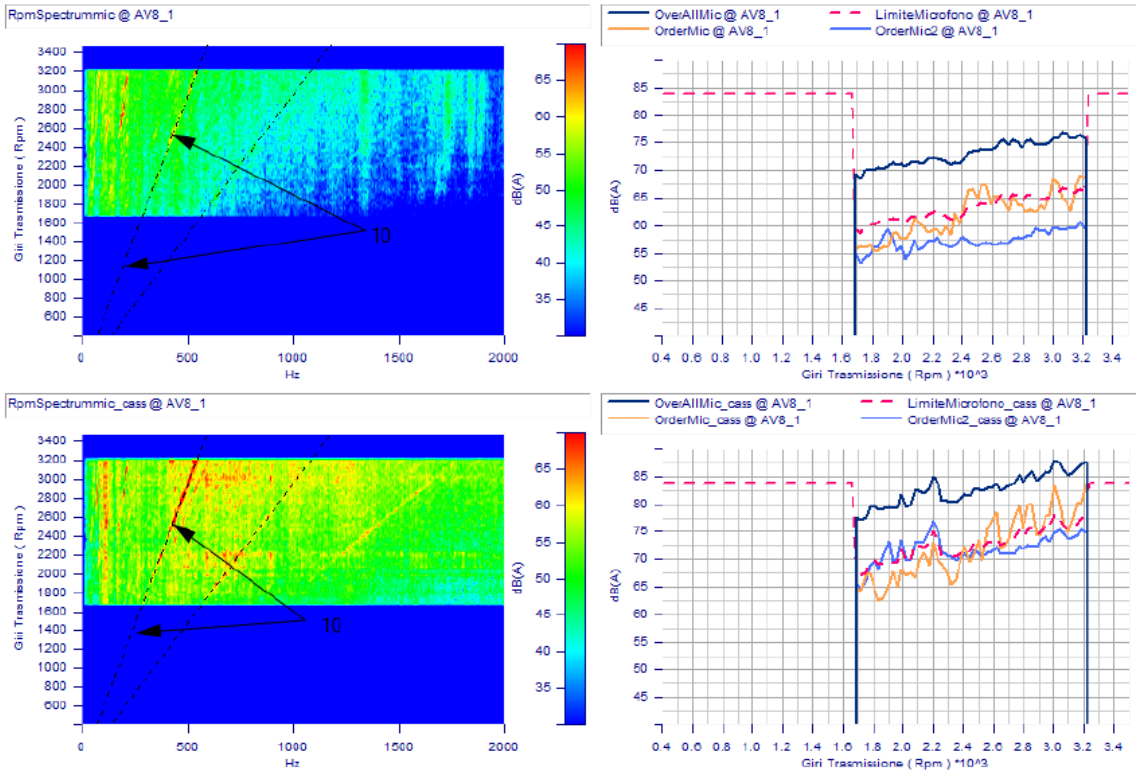


Figura 5-27 : C.C. ottimizzata 8AV – Mic, inversione microfoni

I risultati delle tre misurazioni, come atteso, non presentano sostanziali differenze. Si può osservare che, grazie all'ottimizzazione, si è ottenuta una riduzione del primo ordine del ponte, in particolare per la misurazione effettuata all'interno dell'abitacolo. L'ordine 10 si mantiene al di sotto della curva che rappresenta il limite microfonico sostanzialmente per tutto l'intervallo di rpm della trasmissione della misurazione, tranne che per un picco registrato intorno ai 2450rpm. Tale comportamento è valido per tutte e tre le misurazioni, salvo piccole differenze.

Il secondo ordine risulta di minor entità rispetto al primo come avveniva nel caso precedente. Rispetto al caso precedente però, soprattutto ai regimi di rotazione più bassi, si vede un peggioramento dell'ordine 20 rispetto al caso senza ottimizzazione.

La misurazione effettuata dal microfono posto all'interno del cassone è differente. Si nota un picco nel livello globale all'incirca intorno ai 2200 rpm. Sia nella seconda che nella terza misurazione a microfoni invertiti tale picco si ha sia sul primo che sul secondo ordine mentre nella prima misurazione non è presente sul primo ordine.

5.8.3. Misurazioni accelerometriche

In Figura 5-28 è riportata l'analisi dei segnali dei due accelerometri rilevati nelle tre direzioni. Nella Figura 5-29 sottostante è invece riportato il segnale proveniente dalla coppia conica ottimizzata.

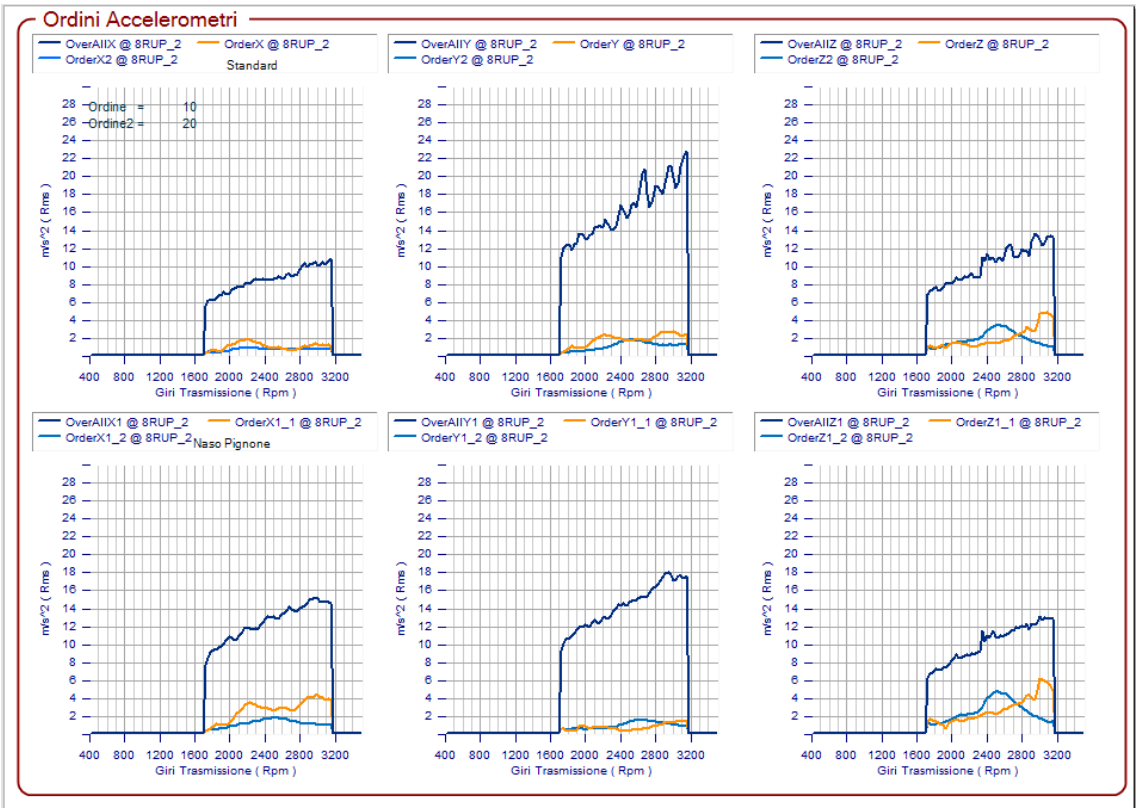


Figura 5-28 : C.C. non ottimizzata 8AV – accelerometri

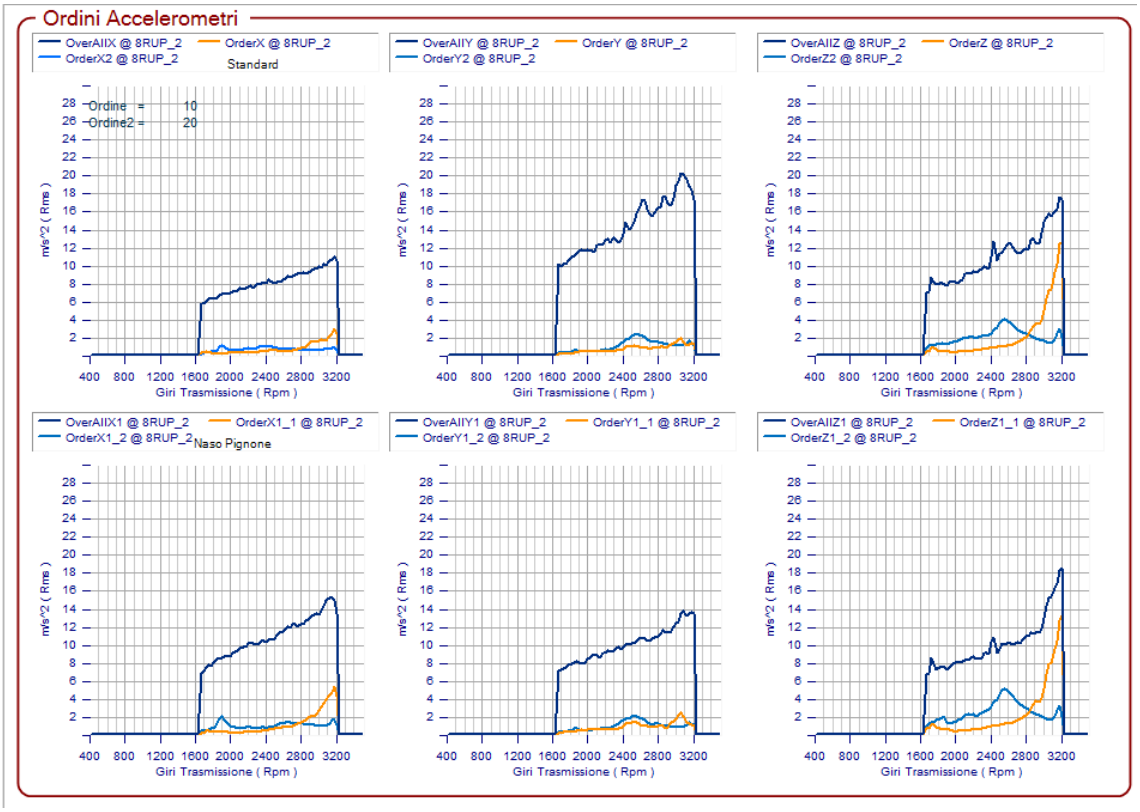


Figura 5-29 : C.C. ottimizzata 8AV – accelerometri

5.8.4. Confronto misurazioni

Per poter confrontare le misurazioni microfoniche e accelerometriche sono stati sovrapposti i grafici ricavati per la coppia conica ottimizzata e non.

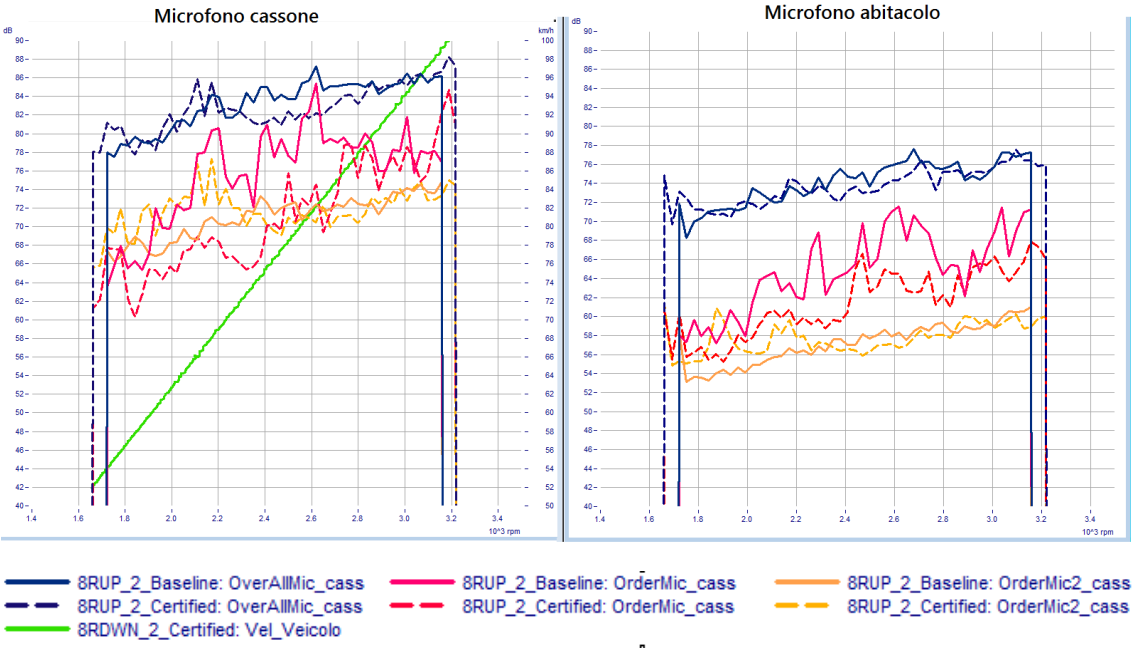


Figura 5-30 : Confronto risultati microfonici – 8AV

Le linee tratteggiate sono relative alla rilevazione effettuata con la coppia conica ottimizzata mentre quelle continue si riferiscono alla coppia conica originaria. La misurazione effettuata nel cassone presenta un livello globale più basso nell'intervallo compreso tra i 2300 rpm e i 2800 rpm, che corrispondono all'intervallo tra i 70 e i 90 km/h. Il primo ordine del ponte ottimizzato presenta un notevole miglioramento, tranne che per un picco intorno ai 3100 rpm che corrispondono ai 100 km/h. Tale peggioramento era stato rilevato anche soggettivamente all'interno del vano di carico durante le prove. Nell'abitacolo non si ritrova lo stesso picco ai 100 km/h; anche in questo caso il primo ordine del ponte risulta nettamente migliorato.

Il secondo ordine, sia nella misurazione all'interno dell'abitacolo che nel cassone, ha un miglioramento solo oltre i 2300 rpm.

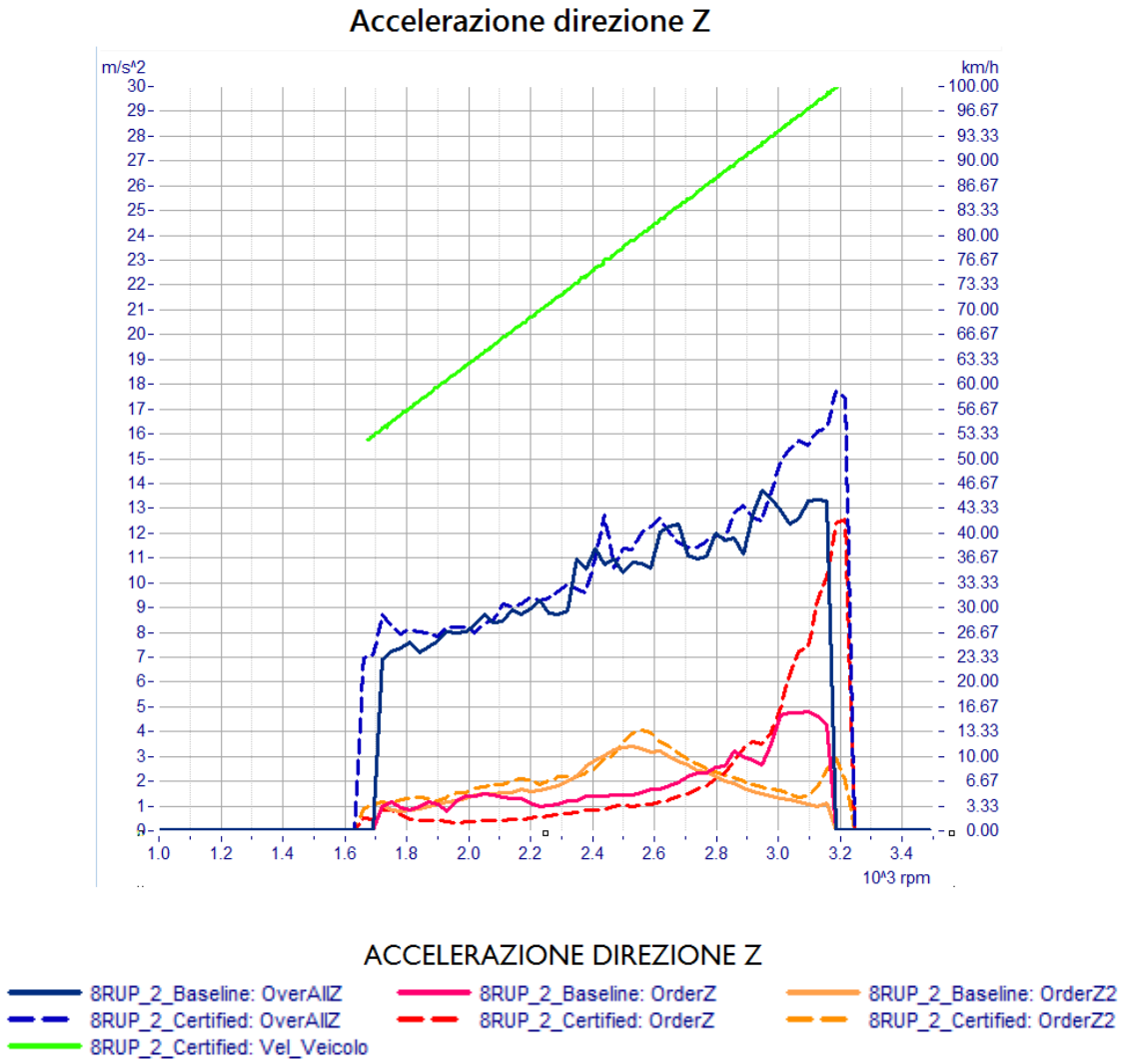


Figura 5-31 : Confronto misurazione accelerometrica Z – 8AV

In Figura 5-31 è riportato il confronto delle misurazioni accelerometriche misurate in direzione Z. Si vede che con la coppia conica ottimizzata si ha un aumento della severità vibrazionale intorno i 3200 rpm che corrispondono ai 100 km/h.

7. Conclusioni

L'attività di ottimizzazione della coppia conica è stata condotta con l'ottica di ottenere un errore di trasmissione al di sotto di un valore massimo al fine di garantire una bassa rumorosità dell'ingranaggio. L'obiettivo di riduzione dell'errore di trasmissione è stato agilmente raggiunto tramite le opportune modificazioni della micro-geometria del fianco dei denti; per quanto riguarda la rumorosità emessa dall'ingranaggio invece il problema è più complesso. È stata infatti confermata la notevole influenza di tutti gli elementi veicolari che partecipano alla propagazione e allo smorzamento delle vibrazioni. In particolare, si è visto che un ruolo centrale viene giocato dalle balestre e dai supporti che collegano il ponte con le balestre e quelli che vincolano quest'ultime con il telaio del veicolo. L'effetto smorzante di tali elementi gioca un ruolo chiave nel limitare la propagazione delle vibrazioni inevitabilmente prodotte dal ponte attraverso il veicolo.

L'ottimizzazione della coppia conica ha comunque permesso di rendere "buono" il veicolo in termini di rumorosità del ponte in termini soggettivi e oggettivi. Il cliente a cui tale applicazione veicolare era destinata è stato quindi soddisfatto. Il risultato ottenuto con questo ponte è stato ulteriormente verificato installandolo sotto altri veicoli, con applicazioni differenti, per verificare un eventuale influenza dell'allestimento del veicolo sulla rumorosità. I risultati ottenuti, attraverso prove soggettive, hanno mostrato come alcuni allestimenti risultano non sufficientemente silenziosi a prova del fatto che alcuni componenti possono essere eccitati dalle vibrazioni emesse dal ponte e risultare quindi rumorosi.

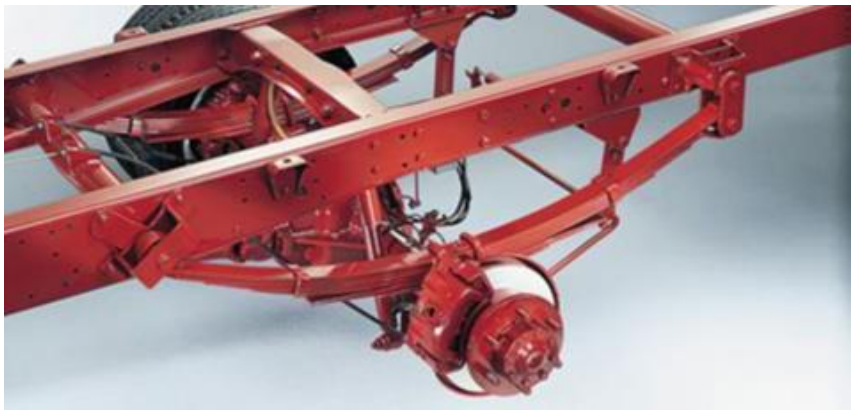


Figura 7-1 : Collegamento ponte con telaio tramite balestre [www,giordanobanicchi.it]

In realtà, durante le misurazioni soggettive, bisogna considerare che il rumore emesso dalla coppia conica e da altri elementi del veicolo come il cambio di velocità, viene in larga parte mascherato dal rumore del motore a combustione interna che alimenta il veicolo. La spinta sempre maggiore verso l'elettrificazione pone però degli obiettivi davvero ambiziosi in termini di rumorosità che coinvolgono in modo diretto tutti gli elementi della trasmissione che, rimpiazzato il motore termico, diventano le principali sorgenti di rumorosità all'interno del veicolo.

Per raggiungere i risultati ambiziosi necessari in ottica di elettrificazione agire solo sull'ingranaggio non è sufficiente. Uno studio approfondito dei modi di vibrare del ponte e delle sue frequenze di risonanza è necessario per capire che elementi smorzanti introdurre. Occorre poi progettare e realizzare dei prototipi dei suddetti elementi, provarli sul veicolo e verificare il risultato ottenuto.

Bibliografia

Testi e pubblicazioni:

[1] *G.Niemann – H.Winter, Elementi di Macchine-Vol.III, Est-Springer, 20-63 (1986)*.

[2] Gleason Works Europe - Gleason Milano, Spiral Bevel Gear System, Gleason, (1951)

[3] J.Klingelnberg, Bevel Gear – Fundamentals and Applications, Springer, (2016)

[4] A.N. Standard, Design Manual for Bevel Gears, American gear manufacturing associations, 2003

[5] R.E. Smith, Single Flank Testing of Gears, Gleason, (1984)

[6] R. Spagnolo, Acustica Fondamenti e Applicazioni, UTET Università, (2015)

[7] H.J. Stadtfeld, Handbook of Bevel and Hypoid Gears: Calculation Manufacturing and Optimization, Rochester Institute of Technology, NY, (1993).

[8] G. Moncarda, Lo Giudice, S- Santoboni, Acustica, Edizioni Masson (1997).

[9] J. D. Smith, Gear Noise and Vibration- 2ª Edizione, Marcel Dekker. Inc (2003)

[10] D. B. Welbourne, Fundamental knowledge of gear noise – A survey, Proc. Noise & Vib. Of Eng. and trasm., IMechE., Cranfield (1979)

[11] R.G.Munro, A review of the theory and measurements of gear transmission error, IMechE (1990)

Normative aziendali:

[A] FPT Standard 16-5220, Ponti – Gruppo riduttore e differenziale, Novembre 1990

[B] FPT Standard 15 – 2103, Trattamenti termici degli acciai: cicli di cementazione, tempra e distensione,Novembre 2001

[C] FPT Standard 17 – 5201, Ponti – definizione dei criteri e procedure per il montaggio del gruppo ponte, Gennaio 1992

[D] FPT Standard 15 – 2412, Acciai da cementazione, Maggio 1987