

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A FORLI'

**CORSO DI LAUREA TRIENNALE
IN INGEGNERIA MECCANICA**

ELABORATO FINALE DI LAUREA
in
DISEGNO TECNICO ASSISTITO DAL CALCOLATORE

**STUDIO DI FATTIBILITA' DI METODO
INNOVATIVO PER INCREMENTARE
LA POTENZA TRASMISSIBILE IN UN
RIDUTTORE AERONAUTICO
COMMERCIALE**

CANDIDATO

Matteo Bartoletti

RELATORE

*Chiar.mo Prof. Ing.
Luca Piancastelli*

Anno Accademico 2012/2013

Sessione I

INDICE

PREMESSA

Capitolo 1: LE RUOTE DENTATE

- 1.1 Generalità
- 1.2 Caratteristiche della dentatura
- 1.3 Condizioni di ingranamento
- 1.4 Il modulo e suoi valori unificati
- 1.5 Linea di ingranamento
- 1.6 Costanza del rapporto di trasmissione, profilo ad evolvente, forze scambiate tra i denti
- 1.7 Interferenza e minimo numero di denti
- 1.8 Rendimento delle ruote dentate
- 1.9 Ruote a denti elicoidali
- 1.10 Fabbricazione delle ruote dentate

Capitolo 2: ROTISMI

- 2.1 Generalità
- 2.2 Rotismi Ordinari
- 2.3 Rotismi Epicicloidali
- 2.4 Rotismo in esame
- 2.5 Nostra soluzione di rotismo

Capitolo 3: RESISTENZA DEL DENTE DI UNA RUOTA

- 3.1 Resistenza superficiale
 - 3.1.1 Tipologia di danni nelle ruote dentate
 - 3.1.2 Analisi della fatica superficiale del dente
- 3.2 Resistenza a fatica
 - 3.2.1 Analisi della resistenza a fatica del dente

Capitolo 4 : I CALCOLI PER IL RIDUTTORE

- **4.1** Introduzione
- **4.2** Dimensionamento degli alberi
 - **4.2.1** Dimensionamento albero motore
 - **4.2.2** Dimensionamento albero elica
- **4.3** I Componenti del riduttore
 - **4.3.1** Gli alberi
 - **4.3.1.1** Albero motore
 - **4.3.1.2** Albero elica
 - **4.3.2** Flangia porta-elica
 - **4.3.3** Anelli radiali di tenuta

Capitolo 5: SCELTA DEI CUSCINETTI

- **5.1** Introduzione
- **5.2** Procedura per il calcolo
 - **5.2.1** Dati per il calcolo
 - **5.2.2** Calcolo per carico statico
 - **5.2.3** Calcolo per carico dinamico
- **5.3** Scelta dei cuscinetti
- **5.4** Danni nei cuscinetti

Capitolo 6: IL CARTER

- **6.1** Caratteristiche
- **6.2** Modifiche apportate al carter

CONCLUSIONI

BIBLIOGRAFIA

PREMESSA

L'obiettivo di questa tesi è di aumentare la potenza trasmissibile di un riduttore aeronautico esistente dall'attuale livello di 150 HP fino al massimo possibile. Questo deve essere fatto conservando la geometria delle fusioni al fine di ridurre i costi della "conversione".

In particolare "dato il riduttore:

- *ad un solo ingranaggio,*
- *con ruote dentate elicoidali ,*
- *con assi delle ruote fissi e paralleli,*

che riduce la Velocità di Rotazione tra l'albero motore e l'albero elica, da

- *$n1 = 6000$ giri/min, a*
- *$n2 = 2567$ giri/min*

trasmettendo una Potenza ed un Rapporto di Trasmissione rispettivamente pari a

- *$P = 150$ hp*
- *$\tau = 0,428$*

ed avente le seguenti ulteriori caratteristiche:

- *Numero di denti pignone = 12*
- *Numero di denti ruota condotta = 28*
- *Angolo di pressione = 20°*
- *Modulo = 3,5 mm*
- *Diametro primitivo pignone = 43,5 mm*
- *Diametro primitivo ruota condotta = 101,5 mm*
- *Larghezza facce ruote dentate = 60 mm*
- *Interasse = 72,47 mm*
- *Rendimento = 0,97*
- *Materiale ruote = Acciaio 14NiCr18 (Acciaio da cementazione)*

ne si vuole riprogettare l'ingranaggio, quindi le ruote dentate che lo compongono, e gli altri componenti interni, affinché si abbia una potenza trasmessa di 300 HP utilizzando però ruote bieloidali.

Si mantengono lo stesso carter commerciale quindi lo stesso interasse (distanza tra i centri delle due ruote dentate).”

Il mio lavoro si divide quindi nelle seguenti fasi:

- ❖ DIMENSIONAMENTO del riduttore a partire dai dati di base del progetto e dagli obiettivi di potenza fissati dal relatore:
 - calcolo dei parametri dell'ingranaggio e delle ruote dentate tramite “*Spur Gearing Component Wizard*”, applicazione di Solid Edge v.18, che produce un file part di ciascuna delle due ruote calcolate.
 - dimensionamento degli alberi in funzione di un adatto coefficiente di sicurezza
 - scelta dei cuscinetti da applicare agli alberi, e degli altri componenti del riduttore
- ❖ MODELLAZIONE delle parti del riduttore e ASSEMBLAGGIO di queste tramite il software Solid Edge v.18



Per rendere più completa l'elaborazione si riportano principi/nozioni di base sul comportamento delle ruote dentate e leggi che regolano il funzionamento dei rotismi in generale.

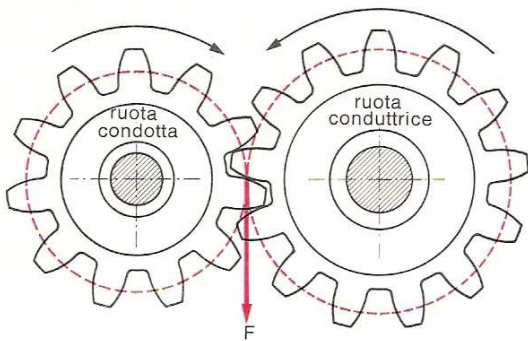
CAPITOLO 1

LE RUOTE DENTATE

1.1 GENERALITÀ

Le ruote di frizione hanno dei limiti nella trasmissione di potenze elevate a causa delle proibitive sollecitazioni radiali cui devono essere sottoposte per garantire l'aderenza.

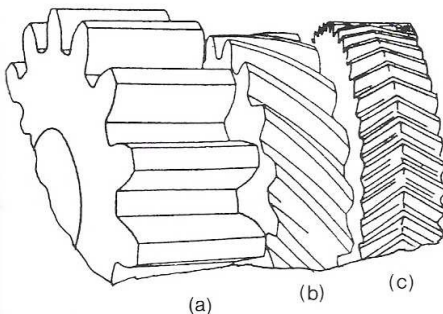
A partire da due ruote di frizione ideali, rappresentate dalle circonferenze tratteggiate, immaginiamo di ricavare sulle loro superfici esterne una serie di denti, alternati a spazi vuoti, che durante il moto si compenetrino facilmente;



è evidente come, in tal caso, la trasmissione della potenza non è più affidata all'attrito ma alla spinta che ciascun dente della ruota motrice esercita su quelli della ruota condotta.

Principio di funzionamento delle ruote dentate

In tal modo, purché si costruiscano denti sufficientemente robusti, sarà possibile trasmettere potenze anche grandi.



Si definisce **INGRANAGGIO** un meccanismo composto da due ruote dentate una delle quali (motrice) trasmette il moto all'altra (condotta).

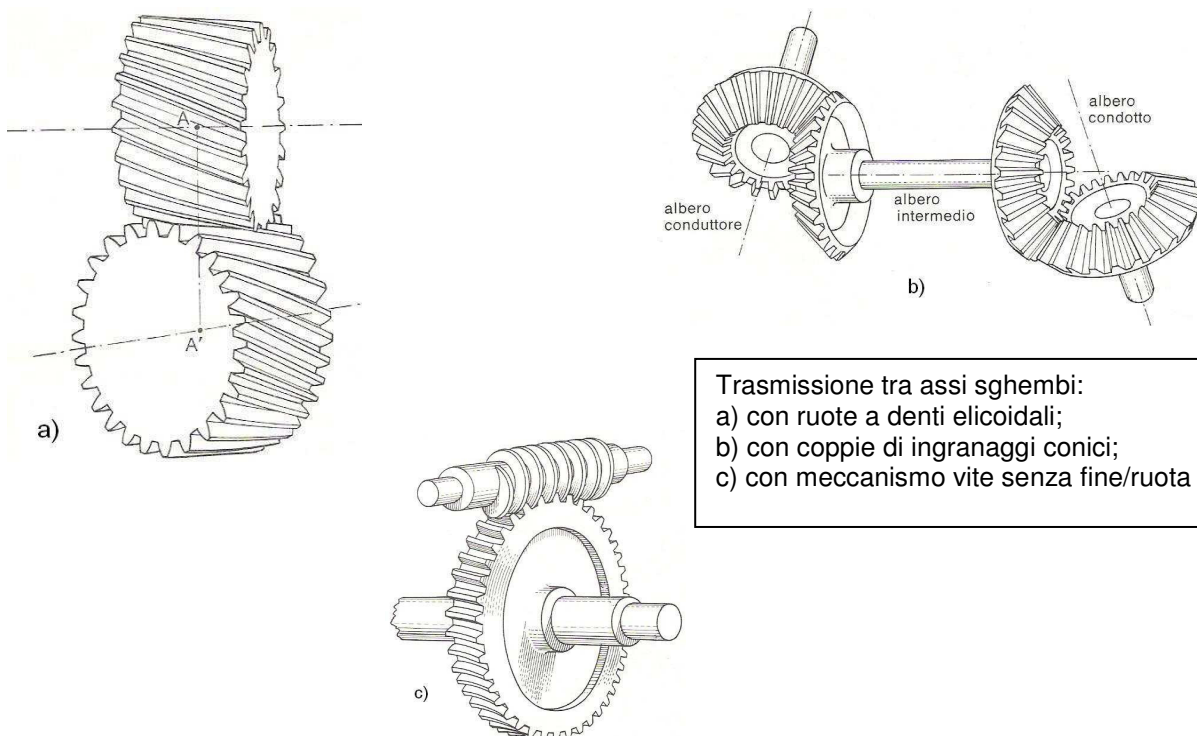
Tipi di dentatura

A seconda dell'andamento dell'asse dei denti, la dentatura può essere **diritta** (a),

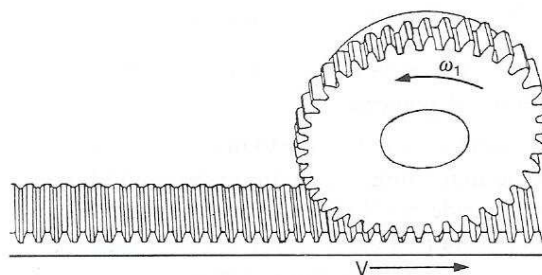
elicoidale(b) o biellicoidale (c).

Con gli ingranaggi si può trasmettere il moto tra:

- alberi con assi paralleli (con ruote cilindriche a denti diritti e a denti elicoidali),
- alberi ad assi concorrenti (con ruote coniche sia a denti diritti che elicoidali),
- alberi ad assi sghembi (con ruote a denti elicoidali (a); con coppie di ingranaggi conici (b); con meccanismo vite senza file ruota elicoidale (c)).



Inoltre è possibile operare la trasformazione del moto da rotatorio a traslatorio con il meccanismo pignone/cremagliera



Dato un ingranaggio si definisce **pignone** la ruota dentata di diametro minore e **ruota** quella di diametro maggiore.

Si definisce **interasse** (a) la distanza tra gli assi delle due ruote.

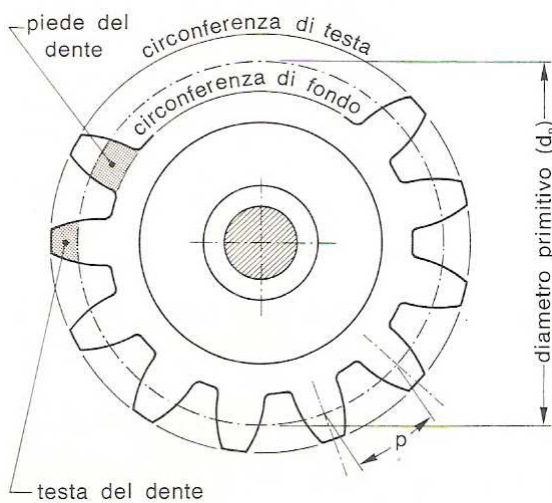
Dette ω_1 la velocità angolare del pignone ed ω_2 la velocità angolare della ruota, si definisce **rapporto di ingranaggio** (u) il rapporto

$$u = \omega_1 / \omega_2$$

Il **rapporto di trasmissione** (τ) è invece definito come il rapporto tra la velocità della ruota condotta e quella della conduttrice

$$\tau = \omega_2 / \omega_1$$

1.2 CARATTERISTICHE DELLA DENTATURA



Si definisce:

- **diametro primitivo** (d), il diametro della ruota di frizione fittizia capace di trasmettere il moto con lo stesso rapporto di trasmissione della ruota dentata;
- **testa del dente**, la parte di esso compresa tra la circonferenza primitiva e quella esterna (detta anche di troncatura o di testa);
- **piede del dente**, la parte di esso compresa tra la circonferenza interna (detta anche di fondo o di base) e la circonferenza primitiva;
- **passo circonferenziale** della dentatura (p), la distanza fra gli assi di due denti consecutivi, misurata in corrispondenza della circonferenza primitiva; se indichiamo con “ z ” il numero di denti della ruota, il passo della dentatura sarà dato da $p = \pi d / z$

1.3 CONDIZIONE DI INGRANAMENTO

Perché l'ingranamento sia regolare il passo del pignone deve essere uguale al passo della ruota:

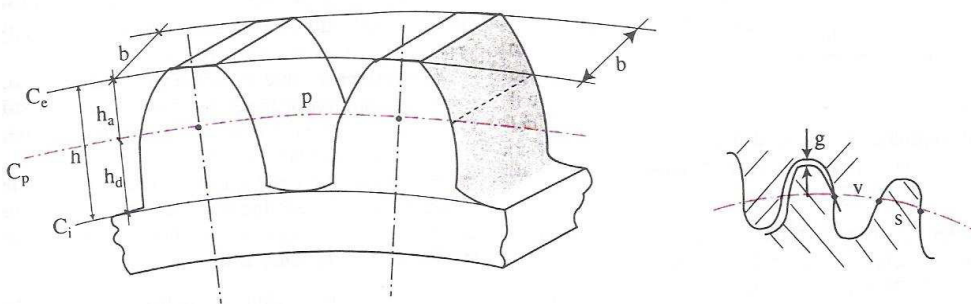
$$p_1 = p_2 \Rightarrow \pi d_1 / z_1 = \pi d_2 / z_2$$

ciò implica che $d_1 / d_2 = z_1 / z_2$;

quindi per il rapporto di trasmissione valgono tutti i seguenti rapporti:

$$\tau = \omega_2 / \omega_1 = n_2 / n_1 = d_1 / d_2 = z_1 / z_2$$

Tale relazione vale per qualunque tipo di ingranaggio.



Con riferimento alla precedente figura, dette:

C_e la **circonferenza esterna** (di diametro d_e),

C_i la **circonferenza interna** (di diametro d_i),

C_p la **circonferenza primitiva** (di diametro d),

definiamo:

- **altezza del dente** (h), $h = (d_e - d_i) / 2$
- **addendum** (h_a), la distanza tra circonferenza primitiva e circonferenza esterna
- **dedendum** (h_d), la distanza tra circonferenza primitiva e circonferenza interna
- **il gioco di testa**, $g = h_d - h_a$;

• lo **spessore** (s) ed il **vano** (v), rispettivamente le lunghezze, sulla primitiva, della parte piena del dente e della parte vuota tra un dente e l'altro (la loro somma è uguale al passo

$$p = s + v);$$

- la **larghezza del dente** (b), in senso parallelo all'asse;
- il **fianco del dente**, corrispondente alla superficie ombreggiata in figura.

1.4 IL MODULO

$$m = d / z$$

È stato introdotto il **modulo** (m) definito come il rapporto tra il diametro primitivo e il numero dei denti perché in fase di dimensionamento e analisi delle ruote dentate costituisce un parametro intero, mentre il passo, causa la presenza del π , numero irrazionale, presenta l'inconveniente della virgola.

Il calcolo delle ruote dentate si basa sul calcolo del modulo individuato, dal quale si passa al proporzionamento modulare secondo il seguente schema:

CARATTERISTICA	FORMULA
passo	$p = \pi \cdot m$
diametro primitivo	$d = m \cdot z$
diametro esterno	$d_e = d \pm 2 \cdot m = m \cdot (z \pm 2)$
diametro interno	$d_i = d_e \pm 2 \cdot h = d_e \pm 2,25 \cdot m$
addendum	$h_a = m$
dedendum	$h_d = 1,25 \cdot m$
altezza del dente	$h = h_a + h_d = 2,25 \cdot m$

spessore e vano	$s = v = \pi \cdot m / 2$
larghezza	$b = \lambda \cdot m$
gioco	$g = m / 4$
interasse	$a = m \cdot (z_1 \pm z_2) / 2$

$\lambda = b / m$ viene assunto normalmente pari a 10 nelle ruote a denti dritti, mentre può assumere valori molto maggiori in caso di denti elicoidali o biellicoidali.

I segni negativi nelle formule dove compare \pm vanno utilizzati nel caso di ingranaggi interni.

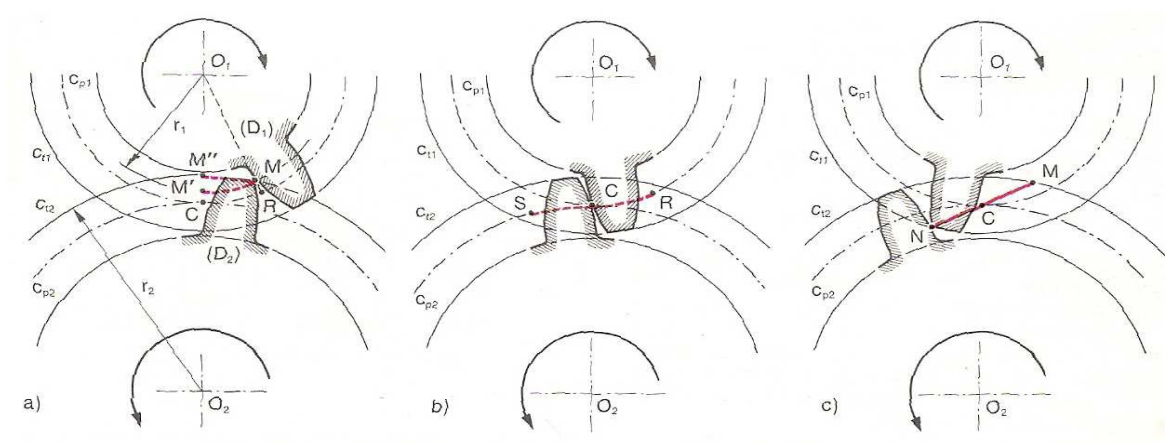
VALORI UNIFICATI DEL MODULO

La limitazione nell'assortimento di utensili di taglio richiede la discretizzazione dei valori da assegnare al modulo.

La seguente lista riporta i moduli unificati, con l'indicazione in grassetto di quelli consigliati, per i quali è più agevole la reperibilità commerciale degli utensili:

- 0.5 0.55 **0.6** 0.7 **0.8** 0.9 1 1.125 **1.25** 1.375 1.5 1.75 2 2.25 **2.5** 2.75 3 3.5 4
 4.5 **5** 5.5 6 7 8 9 10 11 12 14 16 18 20 22 25 28 32
 36 **40** 45 50

1.5 LINEA DI INGRANAMENTO



Linea d'ingranamento ed arco d'azione

Nella figura viene rappresentato, in tre fasi successive, il periodo in cui due denti D_1 e D_2 delle due ruote di un ingranaggio si fanno contatto durante l'ingranamento.

Nel caso a) si vedono i due denti nel momento in cui iniziano il contatto nel punto M , che non appartiene a nessuna delle due primitive, mentre il punto R , prolungamento del raggio O_1M fino alla circonferenza primitiva c_{p1} , è proprio il punto sulla primitiva in cui inizia il contatto. Quando la primitiva c_{p1} avrà ruotato da R a C , il punto di contatto si troverà a coincidere con il punto di tangenza tra le due primitive (nel caso b).

Si nota che, nel frattempo, (caso a) il punto M immaginato appartenente alla prima ruota si troverà in M' mentre se lo immaginiamo appartenente alla seconda ruota si troverà in M'' . Ciò vuol dire che il punto di contatto sul profilo del dente D_1 avrà percorso lo spazio da M' a C mentre sul profilo del dente D_2 avrà percorso, nello stesso tempo, lo spazio maggiore da M'' a C ; ossia c'è stato strisciamento tra le superfici dei due denti con conseguenti problemi di usura. I due denti si faranno l'ultimo contatto nel punto N (caso c) mentre sulla circonferenza primitiva c_{p2} , della seconda ruota, il corrispondente punto sarà S .

Pertanto, durante tutto il periodo dell'ingranamento, i punti di contatto si saranno spostati da M ad N sulla linea MCN (caso c)) detta **linea di ingranamento**, mentre le circonferenze primitive avranno percorso complessivamente (caso b)) l'arco RCS detto **arco d'azione** e, in particolare, l'arco da R a C è detto **arco di accesso** mentre l'arco da C a S è detto **arco di recesso**.

Vale la pena sottolineare che, in una coppia di ruote dentate, l'arco d'azione deve essere maggiore del passo altrimenti il contatto tra due denti cesserebbe prima dell'inizio del nuovo contatto tra i due denti successivi.

1.6 COSTANZA DEL RAPPORTO DI TRASMISSIONE, PROFILO AD EVOLVENTE e FORZE SCAMBIATE TRA I DENTI

Abbiamo visto come, rispetto alle ruote di frizione, le ruote dentate presentano l'inconveniente di un leggero strisciamento tra i fianchi dei denti a contatto.

Un altro problema si potrebbe presentare per il rapporto di trasmissione, infatti, mentre nelle ruote di frizione il punto di contatto (C) non cambia mai, e quindi il rapporto di trasmissione si mantiene costante durante il moto, nelle ruote dentate il punto di contatto si muove, come abbiamo visto, lungo la linea d'ingranamento e quindi, variando continuamente la distanza tra esso ed i centri delle due ruote, potrebbe scaturirne la variabilità, durante il moto, del rapporto di trasmissione.

Per evitare questo inconveniente e far sì che anche per le ruote dentate il rapporto di trasmissione si mantenga costante è necessario operare una scelta opportuna dei profili dei fianchi dei denti ingrananti.

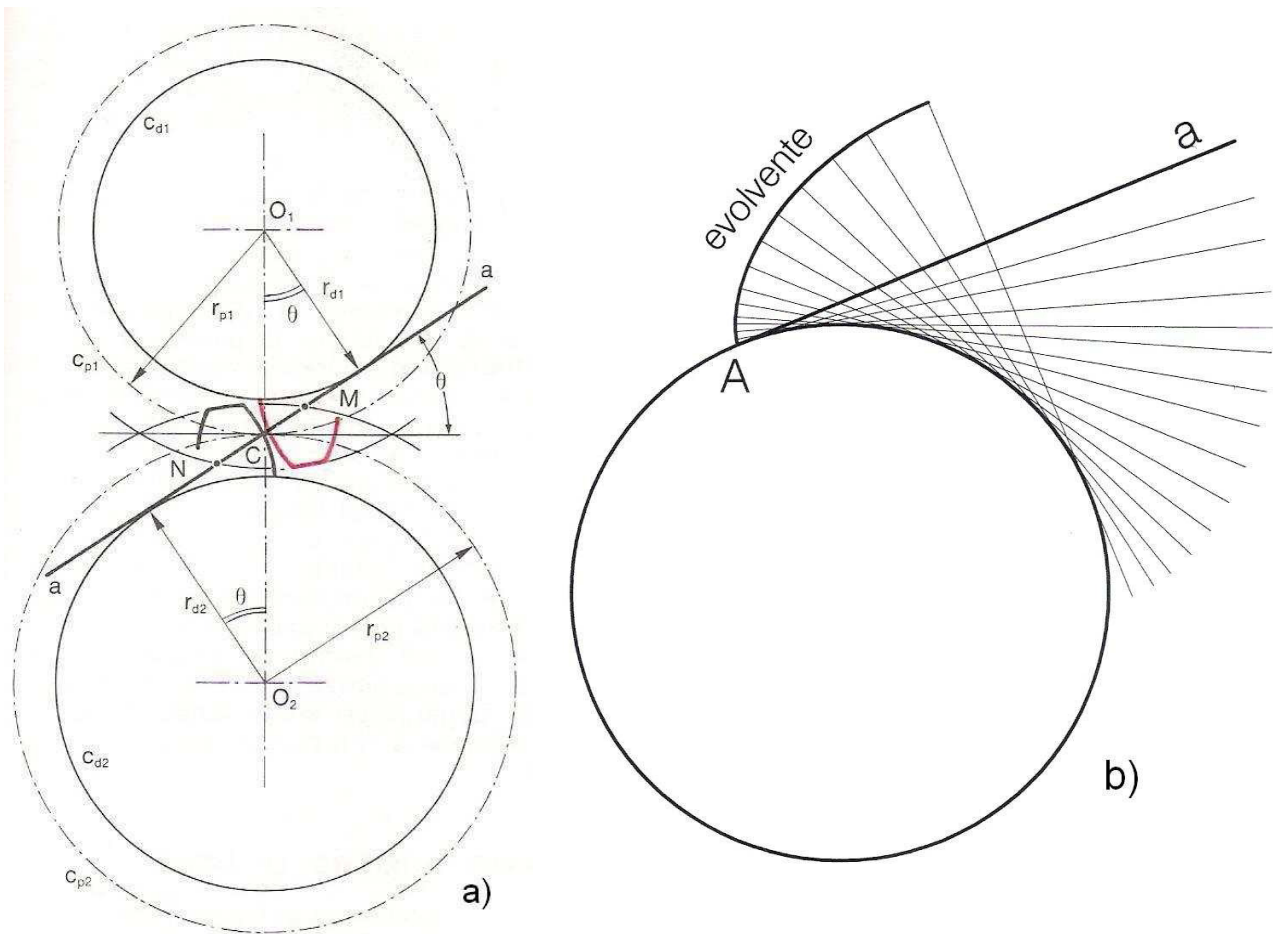
Si può dimostrare, infatti, che se i profili sono curve capaci di realizzare la condizione che *“in ogni istante dell'ingranamento la normale ad essi nel punto di contatto passi per il punto C di tangenza tra le due primitive”*, allora certamente il rapporto di trasmissione sarà costante.

Tale condizione di perpendicolarità viene certamente soddisfatta dai **profili coniugati** che si possono ottenere assegnando un profilo arbitrario al dente di una ruota ed ottenendo, costruttivamente, quello sul dente dell'altra come involuppo generato dal primo nel suo moto relativo intorno alla seconda ruota.

In pratica, il **metodo dell'involuppo** è il principio di funzionamento su cui si basano le moderne dentatrici con cui vengono costruite le ruote dentate, mentre, per semplicità costruttiva e per favorire l'intercambiabilità, si è deciso di evitare l'arbitrarietà della scelta utilizzando, per tutte le ruote dentate, come profilo una curva particolare che è l'**evolvente di cerchio**.

L'evolvente viene generata dalle successive posizioni assunte dal punto “A” di una retta “a” che viene fatta rotolare esternamente ad una circonferenza ed è certamente capace di

soddisfare la condizione di perpendicolarità e di garantire quindi la costanza del rapporto di trasmissione.



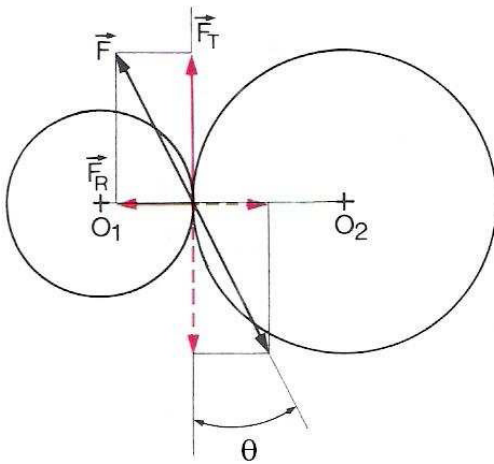
Profilo ad evolvente

Nella figura a) è rappresentata la **retta “a” generatrice dei profili ad evolvente** nel suo moto di rotolamento sulle circonferenze di raggio r_{d1} ed r_{d2} denominate **circonferenze deferenti**, si fa notare che tale retta risulta inclinata dell’angolo “ θ ” rispetto alla tangente comune per C alle due circonferenze primitive di raggi r_{p1} ed r_{p2} pertanto risulterà

$$r_{d1} = r_{p1} \cdot \cos \theta \quad e \quad r_{d2} = r_{p2} \cdot \cos \theta$$

Dalla figura si vede, inoltre che tale retta contiene il segmento MCN, definito precedentemente linea di ingranamento, luogo di tutti i punti di contatto, e quindi sempre perpendicolare ai profili, per cui rappresenta anche la retta a cui appartiene la forza che si scambiano i denti e, per questo, viene detta **retta d’azione**, mentre l’angolo “ θ ” finisce per

essere considerato una caratteristica della dentatura detto **angolo di pressione**, normalmente pari a 20° .



Nella figura successiva sono rappresentate le due ruote dentate limitatamente alle loro circonferenze primitive e si nota come, la **forza F** che si scambiano i denti da luogo possa essere scomposta nel centro di istantanea rotazione in **due componenti**, una **tangenziale Ft**, ed una **radiale Fr**.

La forza tangenziale è quella responsabile del moto rotatorio e, oltre ad essere la componente della forza

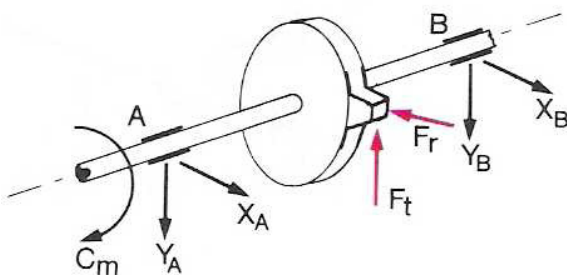
Forze scambiate tra i denti in presa totale, è anche il rapporto tra la coppia motrice ed il raggio della ruota motrice o tra la coppia resistente ed il raggio della ruota condotta:

$$F_t = F \cdot \cos \theta = C_m / R_l = C_R /$$

Inoltre è questa componente che moltiplicata per la velocità in corrispondenza del diametro primitivo $V = \pi d n / 60.000$ (m/sec), con d (mm) e n (giri/min)

fornisce la potenza trasmessa alla ruota: $P = F_t V$ con Ft (N)

La componente radiale, non è responsabile del moto (infatti non produce lavoro) e costituisce una sollecitazione sull'albero su cui sono calettate le ruote, è data da:



$$F_r = F \cdot \sin \theta = F_t \cdot \tan \theta$$

Sollecitazioni indotte su albero e supporti

Nella figura precedente sono riportate le forze radiale e tangenziale che insistono sul dente e le sollecitazioni che esse provocano sia sull'albero che sui supporti.

1.7 INTERFERENZA e MINIMO NUMERO DI DENTI

Nella costruzione delle ruote dentate, non si può scendere sotto un certo numero di denti senza comprometterne il corretto funzionamento.

In primo luogo si evidenzia che per poter avere tutto il profilo del dente ad evolvente occorre che la circonferenza deferente sia all'interno della circonferenza di fondo o, al massimo, coincidente con essa.

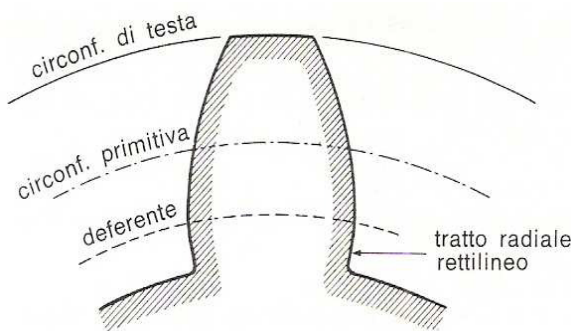
Realizzando questa ultima ipotesi dovremmo avere $R_d = R_f$ dove, ovviamente R_d è il **raggio della deferente** e R_f quello della **circonferenza di fondo**, se R è il raggio della **primitiva**, m il modulo e θ l'angolo di pressione, poiché

$$R_d = R \cdot \cos\theta \quad \text{e} \quad R_f = R - 1,25 \cdot m \quad \text{avremo} \quad R \cdot \cos\theta = R - 1,25 \cdot m \quad \text{e,}$$

sostituendo ad $R = m \cdot Z / 2$ semplificando e risolvendo rispetto a Z si ottiene

$$Z = 2,5 / (1 - \cos\theta) \quad \text{che,}$$

per $\theta = 20^\circ$ fornisce il valore $Z = 42$ denti, troppo alto per non avere ruote eccessivamente grandi.



Dente con tratti finali rettilinei radiali

Per questo motivo, considerando che la parte di dente in prossimità della base non partecipa all'ingranamento, si sposta la circonferenza deferente all'esterno di quella di fondo e i tratti terminali, vicino alla base, dei profili dei denti anziché ad evolvente si preferisce farli rettilinei radiali, come mostrato nella figura a lato.

Con questa soluzione, però, bisogna comunque limitare il minimo numero di denti per non correre il rischio di far lavorare la testa dei denti della ruota maggiore sul tratto rettilineo dei denti della ruota minore, avendo **interferenza**.

Perché ciò non accada è indispensabile non scendere sotto un valore minimo per il numero di denti del pignone che si dimostra essere funzione del rapporto d'ingranaggio e dell'angolo di pressione secondo la seguente relazione:

$$Z_{\min} = 2 / ([u^2 + (1 + 2 u) \sin^2 \theta]^{1/2} - u)$$

Nel caso in cui sia verificata l'interferenza tra due ruote, cioè quando le circonferenze di testa si estendono oltre i punti di tangenza massimi tali che i denti della ruota ingranino i denti del pignone nel tratto radiale rettilineo, è possibile eliminare le sommità dei denti in eccesso causa dell'interferenza poiché generate da eccessive circonferenze di testa.

È definita inoltre una espressione analitica del massimo valore possibile del raggio della circonferenza di testa senza che si abbia interferenza:

$$\text{se } r_a = r + a \quad \Rightarrow \quad r_{a(\max)} = (r_b^2 + c^2 \operatorname{sen}^2 \theta)^{1/2}$$

con r_a = raggio della circonferenza di testa

r = raggio della circonferenza primitiva

a = addendum

$r_{a(\max)}$ = massimo raggio della circonferenza di testa senza interferenza

r_b = raggio della circonferenza di base della stessa ruota

c = interasse tra le due ruote

θ = angolo di pressione (valore reale)

Questa relazione mostra che l'interferenza interessa maggiormente la sommità dei denti della ruota e non del pignone e che si presenta con un numero piccolo di denti del pignone, un numero elevato di denti della ruota e valori piccoli dell'angolo di pressione.

Meccanicamente per evitare interferenza è necessario che i profili dei denti siano proporzionati in modo tale che una seconda coppia di denti venga a contatto prima che la coppia che la precede abbandoni il contatto.

Il numero di denti a contatto mentre l'ingranaggio ruota è stimabile con il cosiddetto **grado di ricoprimento**, che si calcola con la seguente espressione

$$GR = \frac{(r_{ap}^2 - r_{bp}^2)^{1/2} + (r_{ag}^2 - r_{bg}^2)^{1/2} - c \operatorname{sen} \theta}{p_b}$$

in cui r_{ap}, r_{ag} = raggi di testa del pignone e della ruota,

r_{bp}, r_{bg} = raggi della circonferenza di base del pignone e della ruota,

p_b = passo di base (analogo al passo circonferenziale, rappresenta un arco della circonferenza di base anziché di quella primitiva)

$$p_b = \pi d_b / N \quad \text{con}$$

N = numero di denti,

d_b = diametro della circonferenza di base

si nota anche che $d_b = d \cos \theta, \quad r_b = r \cos \theta, \quad p_b = p \cos \theta$

In generale, maggiore è il grado di ricoprimento GR , più è graduale e silenzioso l'ingranamento dei denti. Per esempio un $GR \geq 2$ indica che almeno due coppie di denti sono teoricamente sempre a contatto (dipende anche dalla precisione del processo tecnologico, dalla rigidità dei denti e dal carico applicato)

1.8 RENDIMENTO DELLE RUOTE DENTATE

Per le ruote dentate, la presenza dello strisciamento influenza il rendimento di trasmissione che risulta dipendere dal numero di denti oltre che dal coefficiente d'attrito "f":

$$\eta = 1 / [1 + f \pi (1/Z_1 + 1/Z_2)]$$

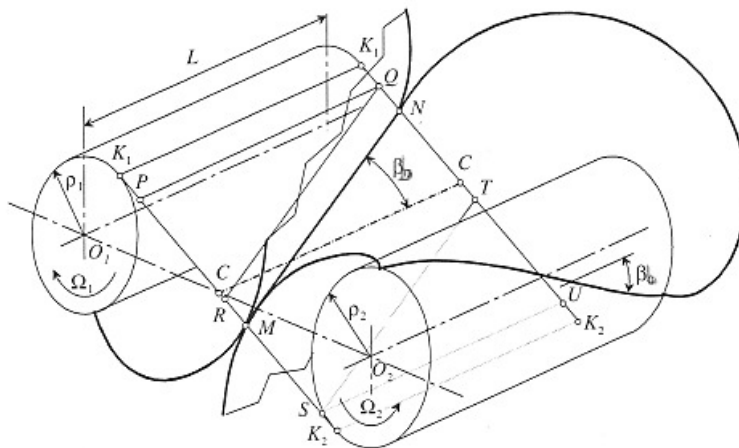
dove il segno meno vale per ingranaggi interni. Normalmente $\eta = 0,95 \div 0,98$.

1.9 RUOTE A DENTI ELICOIDALI

Fino ad ora abbiamo considerato ruote cilindriche a denti dritti, nelle quali i fianchi dei denti di una ruota sono superfici cilindriche ottenute facendo traslare il profilo secondo la direzione dell'asse della ruota stessa: sono, cioè, cilindri con generatrici parallele all'asse della ruota. Sono peraltro molto diffuse anche le ruote cilindriche a denti elicoidali, cioè ruote le cui superfici primitive sono cilindri circolari retti, mentre i fianchi dei denti sono superfici elicoidali. Queste ruote presentano alcune particolarità che, in molti casi, le fanno preferire alle ruote a denti dritti.

Per lo studio delle proprietà fondamentali delle ruote a denti elicoidali facciamo riferimento alla fig. seguente.

Sono rappresentati i cilindri di base di due ruote coniugate ed un piano ad essi tangente lungo le rette K_1K_1 , K_2K_2 . Osserviamo che se le ruote avessero denti dritti, le loro proprietà geometriche potrebbero essere studiate considerando le circonferenze di base (proiezioni dei cilindri di base su un piano ortogonale agli assi) e la retta K_1K_2 , ad esse tangenti (quella, delle due rette tangenti, sulla quale si sviluppa il contatto fra i profili).



Generazione dei fianchi dei denti delle ruote a denti elicoidali

Nel caso delle ruote a denti elicoidali occorre, invece, fare riferimento ad una rappresentazione spaziale: consideriamo pertanto i cilindri di base ed uno dei piani ad essi tangente (quello sul quale, come vedremo, si sviluppa il contatto fra i denti).

Consideriamo un segmento MN di una retta appartenente al piano tangente ai cilindri di base ed inclinata dell'angolo β_p , rispetto agli assi delle ruote. Nel rotolamento del piano tangente su ciascuno dei due cilindri di base, ogni punto del segmento MN descrive una

evolvente di cerchio. Il segmento stesso genera, in ciascuno di questi due rotolamenti, il fianco di un dente. Questa superficie si appoggia sul corrispondente cilindro di base lungo un'elica, la cui tangente forma l'angolo β_p , con l'asse del cilindro stesso; è ovvio che se fosse β_p , il segmento MN genererebbe il fianco di un dente dritto.

I fianchi dei denti delle due ruote coniugate, generati dal segmento MN nel modo ora descritto, si toccano dunque lungo il segmento MN stesso. Intersecando i fianchi dei denti con un piano ortogonale agli assi, si ottiene una coppia di profili coniugati ad evolvente che si toccano in un punto del segmento MN; in particolare, sulle facce laterali delle due ruote le coppie di profili coniugati sono a contatto in M ed in N.

A seguito della rotazione delle due ruote attorno ai rispettivi assi, per le proprietà dell'evolvente i punti M e N si spostano lungo le rette K_1K_2 , con la stessa velocità: infatti tracciando due profili ad evolvente da due punti della circonferenza di base, i due profili intercettano sulla retta di contatto un segmento di lunghezza uguale all'arco di circonferenza di base considerato; pertanto, ad una rotazione uniforme della ruota, e, quindi, della circonferenza di base, corrisponde uno spostamento pure uniforme del punto di contatto fra profili coniugati lungo la retta di contatto. La stessa cosa si può dire, ovviamente, per tutti gli altri punti del segmento MN. Dunque, al progredire del moto, il contatto fra due denti ha luogo lungo un segmento di retta parallelo a MN e appartenente al piano tangente ai due cilindri di base. Questo è, pertanto, il piano di contatto.

La porzione di piano di contatto interessata dal contatto fra i denti è limitata dalle intersezioni PQ, SU con il piano stesso dei cilindri di testa, nonché dai piani laterali delle due ruote: è, quindi, una superficie rettangolare. Tale rettangolo è suddiviso in due parti - una di accesso e una di recesso - dalla retta di tangenza dei cilindri primitivi, intersezione del piano di contatto con il piano passante per gli assi delle due ruote.

Consideriamo adesso come si sviluppa il contatto fra due denti sul piano di contatto. All'inizio dell'imbocco, due denti si toccano in un solo punto (punto P in figura). A partire da tale situazione, il contatto si estende su un segmento di retta, di lunghezza gradualmente crescente fino al valore MN, che viene raggiunto allorché i profili appartenenti alla faccia delle ruote opposta a quella su cui si trova il punto P vengono fra loro a contatto in Q. In questa situazione, il contatto fra i denti avviene sul segmento RQ, di lunghezza uguale a

MN. Il contatto fra due denti termina poi gradualmente, con modalità analoghe a quelle con cui ha avuto inizio.

Esaminiamo le principali conseguenze che discendono da queste modalità di imbocco. Incominciamo a calcolare la lunghezza dell'arco d'azione. Consideriamo a tal fine i due profili che entrano a contatto in P. Allorché essi si abbandonano in S, i denti cui essi appartengono sono ancora in presa; in particolare, i profili sull'opposta faccia delle ruote si toccano ancora in Z. Il contatto fra i denti termina allorché questi ultimi profili si abbandonano in U. Per tale motivo, dal punto di vista della durata del contatto fra due denti le cose vanno come se il segmento di contatto avesse una lunghezza PS + TU (ovvero PS + PR).

Se indichiamo con L la larghezza delle ruote, il segmento TU = PR vale $L \cdot \operatorname{tg} \beta_p$. L'arco d'azione riceve un incremento Δs dato da:

$$\Delta s = \frac{L \cdot \operatorname{tg} \beta_p}{\cos \alpha}$$

Ad un incremento dell'arco d'azione corrisponde, a parità di altre circostanze, un aumento del numero delle coppie di denti contemporaneamente in presa e quindi una migliore distribuzione del carico fra i denti. È questa una caratteristica positiva delle ruote a denti elicoidali. Le considerazioni sopra svolte sulle modalità dell'ingranamento permettono anche di comprendere per quali motivi le ruote a denti elicoidali abbiano funzionamento più regolare e silenzioso di quelle a denti dritti.

Nelle ruote a denti dritti, allorché due denti entrano in presa, il contatto si estende subito su tutta la larghezza del dente. Sulla coppia di denti viene a scaricarsi bruscamente una parte importante del carico totale; si ha un innesco di fenomeni vibratorii, che sono tanto più evidenti quanto più sono pronunciati gli errori sul passo delle dentature (dovuti agli inevitabili errori di taglio ed all'usura) e quanto più elevata è la velocità periferica. Fenomeni analoghi si manifestano allorché due denti si abbandonano.

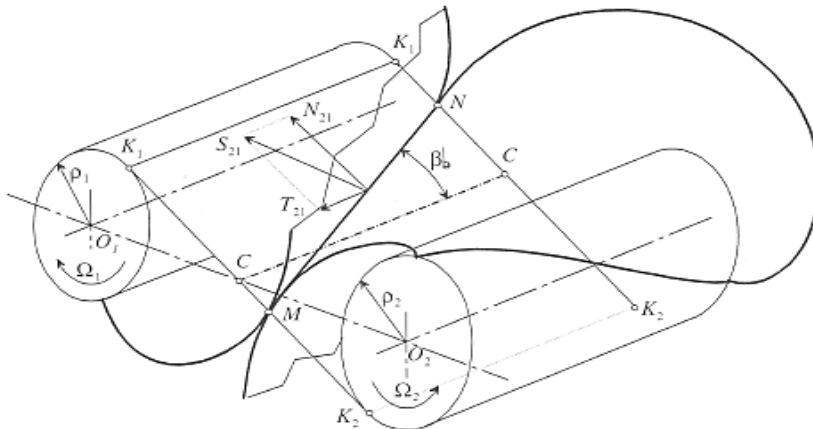
Nelle ruote a denti elicoidali, invece, il contatto fra due denti inizia e termina gradualmente. La rigidezza del dente, allorché viene caricato in un solo punto, è relativamente modesta: di conseguenza il dente prende, all'inizio, solo una porzione modesta del carico totale.

In definitiva, i denti si caricano e si scaricano con gradualità, e pertanto i fenomeni vibratori dovuti alla irregolarità dei carichi sono meno accentuati che nelle ruote a denti dritti, con vantaggi dal punto di vista della silenziosità di funzionamento, del rendimento e della durata dell'ingranaggio.

Quando si impiegano ruote a denti elicoidali, occorre tenere presente che nel contatto fra i denti delle due ruote nasce una spinta assiale, che può richiedere l'impiego di cuscinetti reggispinta. Osserviamo a questo proposito che, prescindendo dagli attriti, la risultante delle pressioni di contatto fra due denti è una forza S normale alla superficie dei denti e perciò contenuta nel piano di contatto. La forza S , normale al segmento MN , può essere scomposta in una componente N ortogonale all'asse delle ruote, ed in una componente T diretta secondo l'asse stesso, di modulo:

$$N = S \cos \beta_p$$

$$T = S \sin \beta_p = N \tan \beta_p$$



Forze trasmesse fra i denti delle ruote a denti elicoidali

Se indichiamo con M il momento su una ruota e con R il raggio primitivo, si ha:

$$N = \frac{M}{R \cos \alpha} \quad \text{e} \quad T = \frac{M \tan \beta_p}{R \cos \alpha}$$

Per quanto riguarda il proporzionamento dei denti, osserviamo che anche nel caso delle ruote a denti elicoidali possiamo distinguere ruote di tipo normale e ruote corrette. Nel primo caso, il dente viene proporzionato in base al modulo, come per le ruote a denti dritti:

adesso, però, il modulo a cui si fa riferimento non è più definito come rapporto fra diametro primitivo e numero dei denti, bensì è il cosiddetto modulo normale (nel senso di "ortogonale").

Il modulo normale è definito come rapporto fra il passo normale e π ; a sua volta, il passo normale è la distanza fra due eliche primitive omologhe consecutive valutata lungo un'elica ad esse normale. Se facciamo riferimento ad una dentiera, il passo normale si può anche definire come distanza fra due spigoli omologhi di due denti consecutivi misurata secondo la perpendicolare agli spigoli stessi. Si ha cioè, indicando con p_n , il passo normale:

$$p_n = p \cos \beta$$

continuando ad indicare con p il rapporto $2\pi R/Z$.

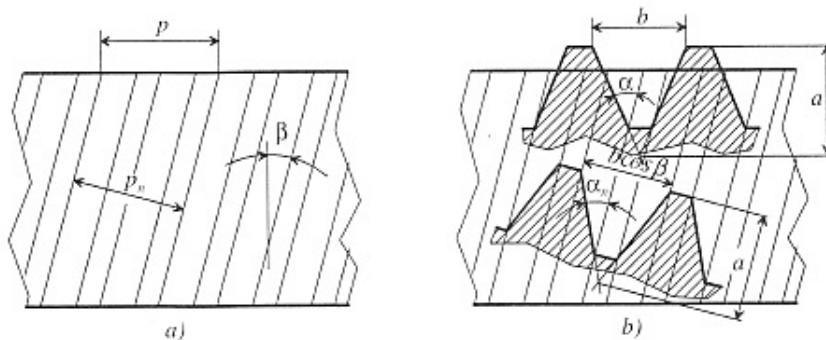
Indicando con m il modulo normale, con m il rapporto p/π , si ha analogamente:

$$m_n = m \cos \beta$$

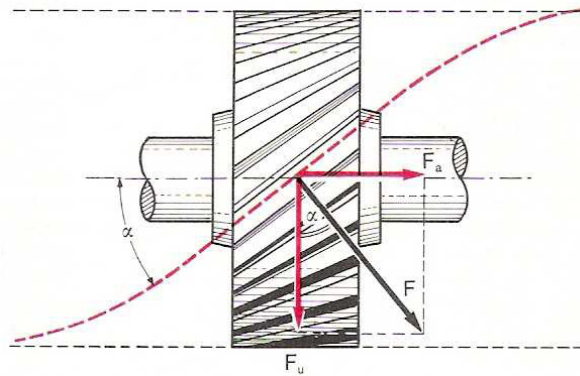
Nella sezione eseguita con un piano perpendicolare al piano primitivo e alla direzione dell'asse dei denti, l'angolo α_n di semiapertura di un dente (di sezione trapezia) di una dentiera elicoidale è diverso dall'angolo di pressione α . Chiamiamo α_n angolo di pressione normale.

Risulta chiaramente dalla figura 2.6.3 b che fra α e α_n , esiste la relazione:

$$\text{tg } \alpha_n = \text{tg } \alpha \cdot \cos \beta$$



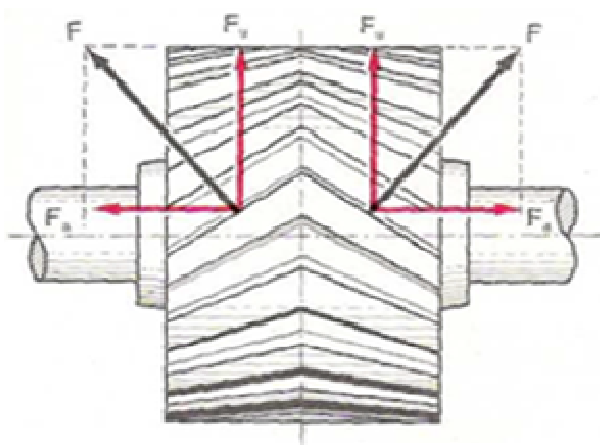
I denti di una ruota elicoidale sono proporzionati in base al modulo normale, per cui uno stesso utensile dentiera può essere usato per tagliare ruote elicoidali di qualunque inclinazione che abbiano lo stesso modulo normale e lo stesso angolo di pressione normale:



Ruota a dentatura elicoidale

questi, ovviamente, si riducono al modulo e all'angolo di pressione nel caso di denti dritti.

Come si vede nella fig. a lato, il dente assume la direzione di un'elica di inclinazione α (normalmente variabile da 10° a 45°) rispetto alla direzione dell'asse della ruota.



Ruota bieloidale

A causa di ciò, delle due componenti della forza che si scambiano i denti, quella tangenziale, che in fig è indicata con "F", risulta perpendicolare all'asse dei denti e quindi ulteriormente scomponibile nella componente utile, responsabile della coppia motrice,

$F_u = F \cos\alpha$, e in una componente assiale, che finisce per sollecitare sia gli alberi che i cuscinetti assialmente, $F_a = F \sin\alpha$.

Nei casi in cui tale componente assiale è grande la si equilibra annullandola con l'uso delle ruote bieloidali.

1.10 FABBRICAZIONE DELLE RUOTE DENTATE

Esistono parecchi sistemi per fabbricare ruote dentate.

Ad esempio si ricordano la fusione in terra, la formatura a guscio, la microfusione, la fusione in forma permanente, la pressofusione, la colata centrifuga, ma anche la sinterizzazione e l'estrusione.

Per elevati rapporti tra carico trasmesso e dimensione della ruota tipicamente le ruote dentate sono realizzate in acciaio e successivamente tagliate con un **utensile di forma** oppure **per generazione**. Nel primo caso il vano del dente assume esattamente la forma dell'utensile da taglio utilizzato, mentre nel secondo l'utensile ha una forma differente dal profilo del dente da realizzare e si muove in modo opportuno rispetto alla ruota grezza da lavorare in modo da definirne la forma corretta.

Recentemente sta prendendo piede anche la lavorazione mediante rullatura, o formatura a freddo, in cui matrici di durezza opportuna vengono rullate contro i pezzi grezzi per formare i denti.

La qualità superficiale ottenuta è piuttosto interessante e le tensioni residue di compressione indotte in superficie hanno un effetto benefico in termini di maggiore resistenza a fatica.

Gli utensili da taglio usualmente impiegati sono le **frese, le stozzatrici, i creatori**. Le operazioni di finitura possono essere effettuate tramite lucidatura, sbavatura, rettifica o lappatura.

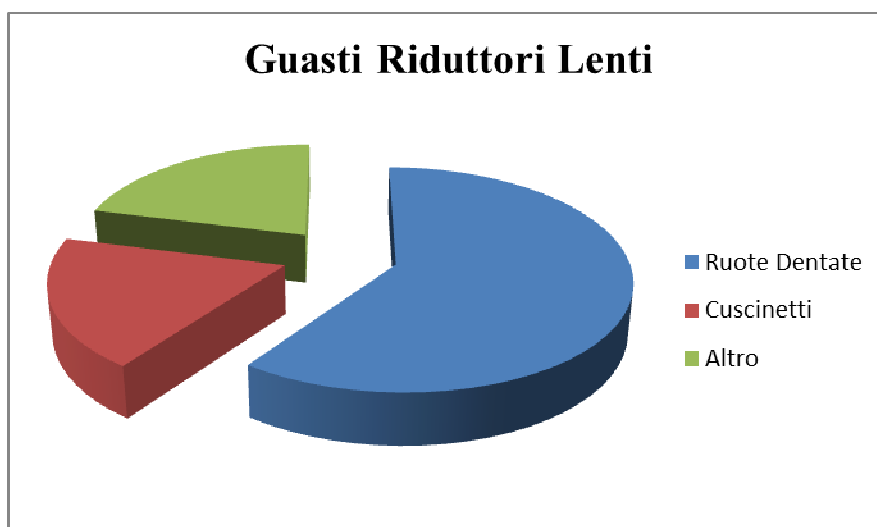
Esistono in commercio applicazioni che coinvolgono ruote realizzate in materiali termoplastici e ottenute tramite stampaggio a iniezione. I carichi in gioco sono chiaramente di bassa entità.

CAPITOLO 3

RESISTENZA DEL DENTE DI UNA RUOTA

Innanzitutto facciamo una distinzione fra riduttori lenti, in cui il regime di giri è inferiore ai 3000 rpm, e riduttori veloci, in cui la velocità di regime è superiore ai 3000 rpm.

Nella prima tipologia di riduttori si è constatato, attraverso delle statistiche, che nel 60% dei casi, i danni si verificano sulle ruote dentate, mentre solo nel 19% dei casi si verificano danni ai cuscinetti e il restante 21% su alberi, guarnizioni, ecc.



Per quanto riguarda la seconda tipologia di riduttori (di cui fa parte anche il nostro riduttore), sempre secondo statistiche, la maggior parte dei guasti si verificano per il 50% sulle ruote dentate e per il 50% sui cuscinetti.

3.1 RESISTENZA SUPERFICIALE

Ogni dente di qualsiasi ingranaggio nel corso del suo ciclo di lavoro è sottoposto ad innumerevoli tensioni che come spesso accade nello studio di queste sono maggiormente concentrate in punti critici del pezzo: in particolare si può notare dallo studio delle frange di interferenza fotoelastica di un dente che le zone di maggior concentrazione delle tensioni sono nel punto di contatto fra due denti, ovvero dove viene trasmessa la forza e nei raccordi alla base del dente.

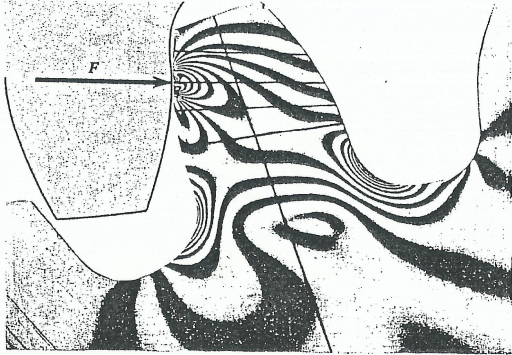


Figura 15.19 Frange di interferenza fotoelastica in un dente di una ruota dentata. (Da T.J.Dolan e E.L.Broghammer, A Study of Stresses in Gear Tooth Fillets, Proc. 14th Eastern Photoelasticity Conf., PE December 1941.)

Andiamo quindi ad elencare quelle che sono le tipologie di cedimenti nelle ruote dentate e i possibili rimedi per aumentarne la resistenza. Consideriamo prima le rotture per fatica superficiale derivanti dalla ripetuta applicazione di carichi che producono tensioni sulle superfici in contatto e sotto di esse.

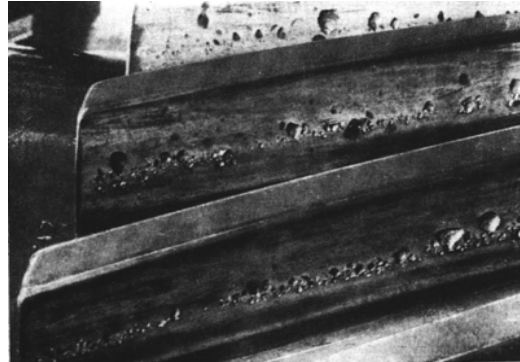
3.1.1 TIPOLOGIE DI DANNI NELLE RUOTE DENTATE

➤ VAIOLATURA (pitting , craterizzazione)

fenomeno che si manifesta con la formazione di crateri/cavità per distacco di materiale in corrispondenza dei fianchi attivi del dente a causa delle ripetute ed elevate pressioni di contatto durante l'ingranamento.

Una spiegazione concettuale si ritrova nella teoria di Hertz secondo la quale si raggiungono le condizioni di massima tensione (critiche) al di sotto della superficie di contatto; da qui partono delle cricche dirette verso la superficie nelle quali poi il lubrificante va ad incunarsi formando poi piccoli crateri.

Il calcolo della pressione hertziana è utilizzato come definizione con buona approssimazione della sollecitazione locale nel punto di contatto, ma non costituisce un metodo esatto per valutare il pericolo di avaria, poiché per esempio non tiene conto del semplice fatto che la lubrificazione superficiale determina in sé già una ripartizione differente della pressione da quanto previsto da Hertz, per questo viene utilizzata nel calcolo pratico della resistenza a pitting introducendo però dei fattori correttivi che tengono conto delle reali condizioni di carico, funzionamento e delle semplificazioni effettuate.



Immagini relative ad alveoli da pitting

I danni da pitting sono assolutamente inammissibili con gli ingranaggi cementati dell'industria aeronautica, poiché un cratere al piede del dente potrebbe costituire il punto di partenza per una rottura da fatica; inoltre con velocità elevate portano a vibrazioni e aumento delle forze secondarie dinamiche.

Per migliorare le capacità resistenziali si può intervenire in diversi modi e sulla geometria della dentatura e sul materiale e sulle proprietà del lubrificante; sono favorevoli un numero elevato di denti (ossia modulo piccolo, rapporto di contatto trasversale più elevato, nessuna zona di forte curvatura dei fianchi in prossimità del cerchio base, minori scostamenti di forma del fianco), uno spostamento positivo del profilo (con piccoli numeri di denti), un grande angolo di contatto (attenzione al minor rapporto di contatto trasversale), una dentatura alta (attenzione al pericolo di grippaggio), una rugosità ridotta dei fianchi; è soprattutto efficace un'elevata durezza dei fianchi, in particolare la durezza superficiale. Per quanto riguarda le proprietà del lubrificante devono essere tali da favorire la formazione di un velo portante.

➤ SCHEGGIATURA (spalling)

Questo fenomeno di rottura fragile avviene per distacco di scaglie di materiale nei fianchi dei denti a causa delle stesse incrinature e pori che precedono la vaiolatura; però sono più profonde e arrivano fin sotto allo strato indurito. Generalmente le cause sono riconducibili a difetti nel materiale o nel trattamento termico o autotensioni dovute ad un forte sviluppo di calore alla rettifica della dentatura.

Rimedi ulteriori:

la tendenza delle superfici a mostrare rotture per fatica può ovviamente essere ridotta diminuendo i carichi e limitando lo strisciamento.

Un miglioramento delle condizioni di lubrificazione può migliorare la situazione in tre modi:

- 1) la riduzione dell'attrito riduce le tensioni tangenziali agenti in superficie in direzione circonferenziale ed anche le tensioni di trazione;
- 2) la riduzione dell'attrito unita ad un migliorato trasferimento di calore riduce le tensioni di origine termica;
- 3) la presenza di uno strato lubrificante permette solitamente una più favorevole distribuzione delle pressioni sull'area di contatto.

In generale, un aumento della durezza della superficie del pezzo, migliora la resistenza alla fatica superficiale. Tuttavia, il conseguente aumento di resistenza riduce la possibilità di eliminare le minuscole imperfezioni superficiali per usura o per deformazione plastica, diminuendo in tal modo le pressioni di contatto locali.

Per questo è uso comune fabbricare una delle due ruote che formano una coppia di ingranaggi in materiale molto duro, costruendo l'altra con un materiale più tenero per permettere il "rodaggio" delle superfici.

Inoltre una elevata accuratezza della geometria delle superfici ed una loro estrema levigatezza producono effetti altamente benefici, ad eccezione dei casi in cui siano presenti rilevanti strisciamenti, poiché in essi, la porosità superficiale, o la presenza di minuscoli avvallamenti su una delle superfici in contatto, possono risultare benefiche, fornendo minuscoli punti di accumulo capaci di trattenere il lubrificante.

Stati di tensioni residue di compressione sulle superfici in contatto (con conseguente incrudimento del materiale) aumentano la resistenza a rottura per fatica superficiale.

➤ **ROTTURA PER FATICA**

Questo tipo di rottura è anche detto per fatica progressiva perché è sì di tipo prevalentemente fragile ma si verifica partendo da una piccola frattura, talvolta impercettibile, posta in una zona critica, caratterizzata da elevati livelli locali di tensione, che nel corso della vita a fatica del pezzo diventa sempre più marcata (infinite plasticizzazioni microscopiche), fino all'applicazione dell'ultimo carico che supera la resistenza a rottura del materiale, abbassatasi col passare dei numeri di giri e l'aumentare della cricca.

Negli ingranaggi i denti sono sottoposti ad un carico periodicamente variabile in prevalenza flessionale (pulsante o alternato) che determina alla base del dente stesso una tensione ripetuta tale da poter generare una rottura da fatica.

Una ispezione delle superfici dopo la rottura finale mostra solitamente due zone distinte: quella più liscia e vellutata, prodotta dal ripetuto venire a contatto e separarsi delle superfici di frattura, è caratterizzata da tante linee “di temporaneo arresto” (“beach mark”) successive e viene detta zona di fatica;

l'altra dall'aspetto più rugoso e scabroso è la zona a grani o di rottura finale a schianto.

Ogni volta che si verifica questo tipo di rottura è obbligatorio effettuare un attento studio delle superfici sopra descritte per ricavare importanti informazioni sulle modalità e cause del guasto!!

➤ **ROTTURA PER SOVRACCARICO**

E' una rottura che si verifica sotto carico monotono crescente o statico per superamento del carico massimo ammissibile o anche sotto l'effetto di un urto (ad esempio prove di resilienza); sono situazioni che raramente si riscontrano (ad esempio in caso di bloccaggio)

La superficie di rottura è scabra e fessurata, si sviluppa sull'intera sezione trasversale del piede.

➤ ROTTURA ALLO SPIGOLO DEL DENTE

Rottura da sovraccarico o da fatica, a causa di un carico irregolare sulla larghezza del dente; è la causa più frequente della rottura.

Rimedi che possono essere adottati contro le rotture sopra elencate sono:

- l'adozione di grandi moduli,
- spostamenti positivi di profilo (con piccoli numeri di denti),
- angolo maggiore di pressione trasversale (entro i limiti),
- dentatura alta (pericolo di grippaggio),
- indurimento superficiale, compreso il raccordo di piede del dente,
- grande raccordo di base senza scanalature.

➤ GRIPPAGGIO

Si deve sempre ad una mancanza locale di lubrificazione dei fianchi dei denti. Contrariamente alla vaiolatura e alla rottura dei denti, il grippaggio non rappresenta alcun danno da affaticamento, mentre un sovraccarico di breve durata può già portare a danni da grippaggio.

Se non si prendono contromisure, la potenza dissipata, la temperatura e l'usura aumentano, come pure le oscillazioni e il rumore, per cui da ultimo vi è il pericolo di una rottura di denti.

Si pensa che la pellicola lubrificante risulti interrotta a causa di un carico e di una temperatura elevati, per cui i fianchi dei denti si saldano localmente tra di loro, e a causa del moto relativo si producono scanalature e segni di grippaggio.

Eventuali rimedi possono essere:

- aumentare la viscosità del lubrificante e intervenire con additivi,
- alleggerire i fianchi di dente mediante una spoglia (per ridurre la zona ad alta velocità di strisciamento),
- sono favorevoli tutti gli interventi che portano alla diminuzione delle temperature dei fianchi.

➤ USURA

Nei componenti di macchina correttamente progettati, il tasso di usura iniziale, dovuto allo strisciamento reciproco delle superfici durante la fase di “rodaggio” può essere relativamente elevato, ma è positivamente considerato fino a che determina un livellamento delle punte di rugosità per asportazione o deformazione, anche perché a mano a mano che le asperità superficiali di maggiore altezza vengono distrutte, provocando un aumento dell’area di contatto effettiva, il tasso di usura decresce fino a un piccolo valore costante.

Quando questo torna ad aumentare nuovamente può essere a causa di contaminazioni del lubrificante o di aumenti della temperatura superficiale.

Prendiamo in considerazione i due più frequenti tipi di usura che si verificano nel contatto e strisciamento tra i denti delle ruote:

- a) **usura adesiva**; questa si verifica a causa del fatto che qualsiasi superficie per quanto possa sembrare liscia all’occhio umano in realtà presenta sempre delle asperità e degli avvallamenti, quindi nelle zone di contatto delle superfici si hanno concentrazioni di pressioni e di calore a valori molto elevati (le temperature locali istantanee possono raggiungere il punto di fusione del metallo, ma con gradienti tali che il componente rimane freddo al tatto) tali che durante lo strisciamento si generino dei cicli di fusione-saldatura-rottura per taglio; da qui il distacco di particelle di metallo e ossido che provocano una ulteriore usura superficiale per abrasione.

Sono maggiormente suscettibili al fenomeno i metalli che possono essere facilmente saldati tra loro, ossia i metalli detti “simili”.

L’usura adesiva può generare conseguenze diverse:

- trasferimento di metallo da una superficie all’altra (“scoring” = raschiatura)
- grippaggio tra le superfici se la saldatura è così estesa che non è più possibile lo scorrimento
- una forte usura determina una sfaldatura del materiale (“galling”)
- “rigatura superficiale” o “scuffing” si verifica ad alta velocità quando non si ha una adeguata lubrificazione elastoidrodinamica o la lubrificazione è limite o

inadeguata con aumento del valore del coefficiente di attrito che accompagnato da carico elevato e velocità di strisciamento alta produce rapida generazione di calore nella piccola zona di contatto, con conseguenti microsaldature e strappi di materiale.

Spesso si rimedia investendo i denti a contatto con un getto di lubrificante che assicuri anche il raffreddamento.

Inoltre un buon “rodaggio” iniziale con carico moderato in modo da adattare le superfici aumenta la resistenza alla rigatura superficiale.

Nell’ingranamento tra ruote dentate spessori di meato inferiori a $0,1 \mu\text{m}$ (dovuto ad alti carichi e marcia lenta, sotto $0,5 \text{ m/s}$ di velocità periferica) portano all'asportazione continua di materiale per sfregamento. Si formano dapprima delle erosioni tra il cerchio base e il cerchio primitivo di funzionamento, poi tra quest'ultimo e il cerchio di testa; infine il materiale risulta asportato in parallelo alla sagoma formatasi (anche sul cerchio primitivo di funzionamento).

All'accoppiamento di ruote con differenze anche piccole di durezza superficiale si usura quasi esclusivamente quella più dolce.

Hanno un effetto positivo tutti i provvedimenti che portano ad un maggiore spessore di pellicola lubrificante (oltre alla viscosità in particolare una velocità superiore).

- b) **usura abrasiva**; dovuta allo sfregamento di particelle abrasive particolarmente piccole e caratterizzate da elevata durezza e da bordi taglienti, come granelli di sabbia, particelle di metallo o di ossido asportate da una superficie metallica durante il processo di usura.

Usualmente maggiore è la durezza di una superficie, maggiore risulta la sua resistenza all'usura. Questa qualità può essere ottenuta per mezzo di trattamenti termici.

Negli ingranaggi il fenomeno si verifica maggiormente nel caso di ruote non protette o coperte ma montate in presenza di particelle abrasive, ovvero ruote lubrificate con olio che ha attraversato un filtro non adeguato.

Quindi sono fondamentali un buon filtraggio dell'olio e una tenuta stagna.

3.1.2 ANALISI DELLA FATICA SUPERFICIALE DEI DENTI

La teoria di Hertz ed il calcolo della tensione hertziana nel punto di contatto risultano valide per avere in buona approssimazione una analisi della resistenza a fatica superficiale dei denti di un ingranaggio, ancor più basandoci sullo studio di Buckingham per adattare le equazioni di Hertz alle ruote a denti dritti. Egli osservò che la vaiolatura si verifica in maniera predominante in prossimità della circonferenza primitiva dove, essendo la velocità di strisciamento nulla, il sottile film di lubrificante si rompe, quindi considerò un modello analogo alla coppia di denti costituito da due cilindri con raggi uguali ai raggi di curvatura delle evolventi in corrispondenza del punto di tangenza delle due primitive.

$$R_p = (d_p \text{ sen } f) / 2 \quad R_g = (d_g \text{ sen } f) / 2$$

Ricordando poi l'equazione che introduce il fattore Δ , funzione del modulo di Young e del rapporto di Poisson per i due corpi: $\Delta = (1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2$

Per due cilindri si ha che $p_0 = 0,564 [F (1/R_1 + 1/R_2) / L\Delta]^{1/2}$ dove:

p_0 pressione massima in corrispondenza dell'asse di carico

F carico applicato

E modulo di Young del materiale

R_1, R_2 raggi dei due cilindri

L lunghezza dei cilindri

e che $b = 1,13 [F\Delta / (L(1/R_1 + 1/R_2))]^{1/2}$

Passando dai due cilindri alle ruote dentate:

$$p_0 \rightarrow \sigma_H \quad F \rightarrow F_t = F / \cos \theta \quad L \rightarrow b \quad R_1 \rightarrow R_p \quad R_2 \rightarrow R_g$$

si ottiene quella che è la tensione superficiale di Hertz nel contatto tra due denti:

$$\sigma_H = 0,564 \sqrt{\frac{F_t [2 / (d_p \text{ sen } \phi) + 2 / (d_g \text{ sen } \phi)]}{b \cos \phi \left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right)}}$$

con b larghezza del dente

da questa si nota che:

- $\uparrow F \Rightarrow \uparrow a \Rightarrow \uparrow \text{rad}^2 (F_t/b) \Rightarrow \uparrow \sigma_H$
- $\downarrow E_p, E_g \Rightarrow \downarrow \sigma_H$
- inoltre ruote più grandi hanno raggi di curvatura più grandi quindi $\downarrow \sigma_H$

Altri fattori rilevanti che influenzano le tensioni di contatto sono:

precisione tecnologica, velocità periferica, carico di natura impulsiva, disallineamento, deformazione degli alberi, momenti di inerzia, elasticità torsionale elementi collegati alle ruote dentate.

È pratica isolare nell'espressione della tensione di Hertz i termini:

$$C_p = 0,564 \sqrt{\frac{1}{\frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_g^2}{E_g}}}$$

COEFFICIENTE ELASTICO

che contiene le proprietà elastiche del materiale

$$I = \frac{\sin\phi \cos\phi}{2} \frac{R}{R+1}$$

COEFFICIENTE GEOMETRICO (dimensionale)

che contiene le proprietà geometriche della ruota

con $R = d_g / d_p$ che è + per ruote esterne

- per con una ruota interna

Sostituendo C_p e I nell'equazione della tensione di contatto si ottiene:

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{F_t}{bd_p I} K_v K_o K_m}$$

dove sono stati introdotti i **fattori correttivi**, validi anche per lo studio a flessione del dente, **K_v K_o K_m** .

K_v = **fattore di velocità**, funzione della velocità periferica e della precisione di lavorazione della ruota

K_o = **fattore di sovraccarico**, stima del grado di non uniformità della coppia motrice

K_m = **fattore di montaggio**, dipende dalla precisione di allineamento delle ruote ingrananti

RESISTENZA DEL DENTE

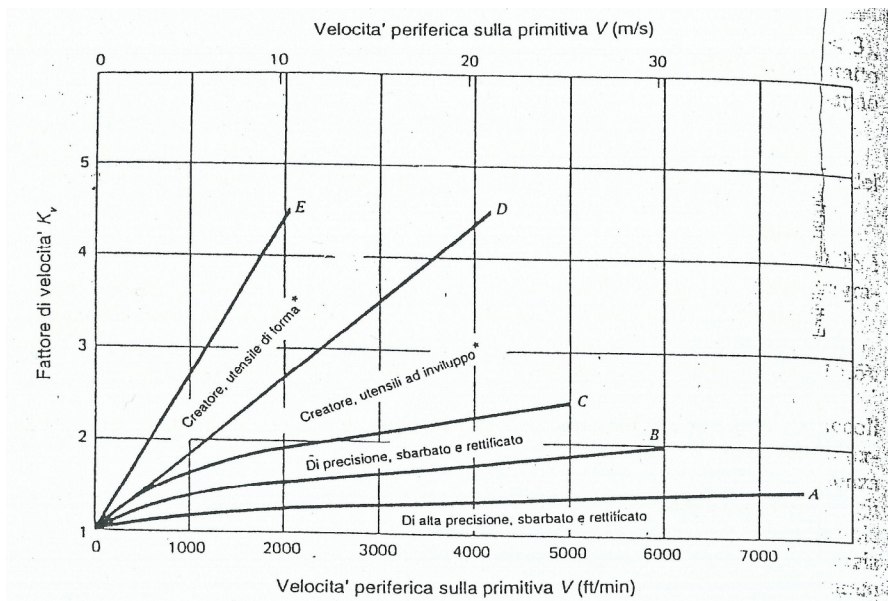


Grafico per determinare K_v

Fattore di correzione per sovraccarichi K_o

Sorgente di potenza	Macchina utilizzatrice		
	Uniforme	Urti moderati	Urti elevati
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Urti leggeri	1,25	1,50	2,00
Urti di media intensità	1,50	1,75	2,25

Tabella dei valori K_o

Fattore di correzione per il montaggio K_m

Caratteristiche del supporto	Larghezza dente (in.)			
	da 0 a 2	6	9	>16
Montaggio accurato, piccoli giochi nei cuscinetti, inflessione minima, ruote di precisione	1,3	1,4	1,5	1,8
Montaggio meno rigido, ruote meno precise, contatto esteso per tutta la larghezza del dente	1,6	1,7	1,8	2,2
Precisione e montaggio tali che il contatto è limitato ad una porzione della larghezza del dente	maggiore di 2,2			

Tabella dei valori K_m

Come affermato già in precedenza questa formula della tensione di contatto hertziana non tiene conto di altri fattori che ne influenzano lo stato: tensioni termiche, presenza del lubrificante, tensioni dovute allo strisciamento; per questo le tensioni che si calcolano

secondo Hertz devono essere confrontate con le curve S-N di resistenza a fatica superficiale ottenute sperimentalmente con prove in cui i fattori elencati sono approssimativamente confrontabili con quelli in esame.

Oltre alla **tabella di valori dei C_p (Mpa)** per ruote a denti diritti, fa a caso nostro, in assenza di dati sulla resistenza a fatica superficiale ricavati sperimentalmente, la **tabella della resistenza ad usura** per ruote metalliche a denti diritti.

TABELLA 15.4b

Valori del coefficiente elastico C_p per le ruote a denti diritti in $\sqrt{\text{MPa}}$
(Valori della Tabella 15.4a convertiti)

Materiale del pignone ($\nu = 0.3$ in tutti i casi)	Materiale ruota			
	Acciaio	Ghisa	Bronzo (Cu+Al)	Bronzo (Cu+Sn)
Acciaio, $E = 207$ GPa	191	166	162	158
Ghisa, $E = 131$ GPa	166	149	149	145
Bronzi all'Al, $E = 121$ GPa	162	149	145	141
Bronzi allo Sn, $E = 110$ GPa	158	145	141	137

TABELLA 15.5

Resistenza all'usura S_{fe} per ruote metalliche a denti diritti (Durata 10^7 cicli, affidabilità 99%, temperatura $< 250^\circ \text{F}$)

Materiale	S_{fe} (ksi)	S_{fe} (MPa)
Acciaio	0,4·(Bhn) - 10 ksi	2,8·(Bhn) - 69
Ghisa nodulare	0,95[0,4·(Bhn) - 10 ksi]	0,95[2,8·(Bhn) - 69]
Ghisa per getti, grado 20	55	379
grado 30	70	482
grado 40	80	551
Bronzi allo Sn, AGMA 2C (11% di Sn)	30	207
Bronzi all'alluminio (ASTM B 143-52) (Lega 9C-H.T.)	65	448

La tabella qui sopra ci mostra che raddoppiando la durezza, la resistenza superficiale è più che raddoppiata, unitamente l'equazione di σ_H mostra che raddoppiando la tensione ammissibile di Hertz quadruplica la capacità di carico F_t

Se invece si aumentano le dimensioni del dente (con un passo più grande) la resistenza a flessione aumenta più della resistenza superficiale.

A proposito si nota che esiste una uguaglianza per le due resistenze in un intervallo intorno a $P(\text{diametral pitch, passo diametrale}) = 8$ valido per ruote dentate con alto indurimento superficiale, se si riduce invece il numero di denti diviene critica la fatica di flessione;

diversamente adoperando acciai sempre meno duri, la fatica superficiale diventa critica aumentando il numero di denti.

Un altro fattore rilevante sull' aumento della durezza richiesta delle ruote è il crescere del costo di lavorazione; d'altra parte però le ruote più dure possono essere più piccole e possono svolgere esattamente lo stesso compito, in tal caso inoltre si riducono le dimensioni ed il peso del carter che le contiene e di tutti i particolari necessari per il montaggio, inoltre con ruote più piccole si riducono le velocità periferiche e quindi i carichi dinamici e le velocità di strisciamento. Quindi utilizzando ruote indurite spesso si riduce il costo totale del riduttore.

Come già ricordato è preferibile che una delle due ruote a contatto abbia una durezza maggiore dell'altra e, nel caso il materiale sia l'acciaio, questa viene data sempre al pignone poiché i suoi denti sono sempre sottoposti ad un maggior numero di cicli a fatica e perché è più economico conferire durezza ad un elemento più piccolo.

Nel caso in cui la differenza di durezza tra ruota e pignone non sia nella scala di quelle sperimentali (30 Bhn per quelle con 200 Bhn di durezza, 100 Bhn per quelle da 500 Bhn, 2 RC per quelle da 60 RC) nella verifica di entrambe si può utilizzare il valore medio di durezza.

Per ruote in acciaio indurite superficialmente i valori delle durezze usate con la tabella sopra sono quelli superficiali, ma è fondamentale che lo strato indurito sia profondo oltre al valore massimo della tensione tangenziale (solitamente 1mm)

n.b. se $S_{fe} \neq 10^7$ cicli va moltiplicato per il fattore di durata C_{Li} , i cui valori sono riportati nel grafico sottostante in funzione del numero di cicli

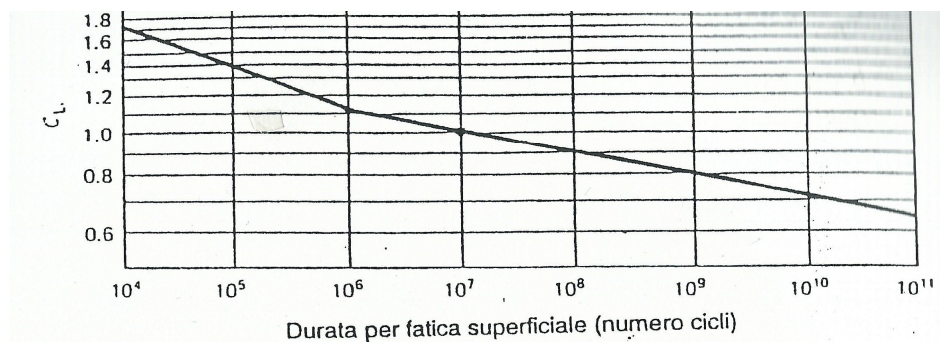


Figura 15.27 Valori di C_{Li} per ruote in acciaio (forma generale della curva S-N per la r...

Come dati sull'affidabilità si possono usare quelli della **tabella del fattore di affidabilità** C_R nella tabella che segue:

Affidabilità (%)	C_R
50	1,25
99	1,00
99,9	0,80

Se la temperatura superficiale del dente è alta ($\geq 120^\circ\text{C}$) è necessario determinare l'effettiva resistenza a fatica superficiale per il materiale alla T in cui si trova il dente. Utilizzando queste ultime informazioni si ricava la resistenza a fatica superficiale per il dente di una ruota dentata a denti dritti che va poi confrontata con la tensione superficiale hertziana con i fattori correttivi:

$$S_H = S_{fe} C_{Li} C_R$$

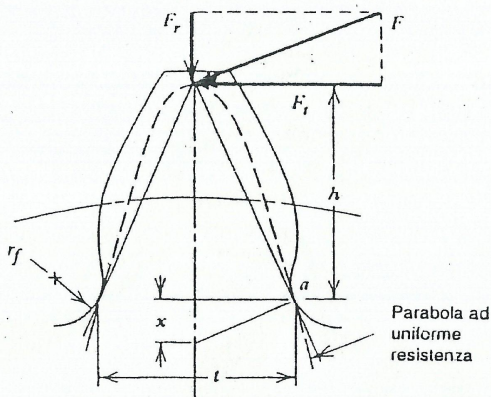
Sperimentalmente è stato verificato che coefficienti di sicurezza $1.1 \div 1,5$ sono sufficienti, anche perché la possibilità di un danneggiamento superficiale sono mitigate dal fatto che il pitting si sviluppa molto lentamente e manifesta un graduale aumento di rumorosità.

3.2 RESISTENZA A FATICA

3.2.1 ANALISI DELLA RESISTENZA A FATICA DEL DENTE

Wilfred Lewis per primo analizzò il comportamento di un dente caricato all'estremità da una forza risultante F , come fosse una mensola, e fece le seguenti ipotesi significative:

- *carico interamente applicato alla sommità del dente* (vero per ruote di bassa precisione, mentre ad oggi le ruote sono montate con un grado di interferenza di almeno 2 punti, tale che il dente sopporti solo una parte di tutto il carico e che il carico agisca con un piccolo braccio)
- *la componente radiale F_r è trascurabile*
- *il carico è distribuito uniformemente su tutta la larghezza del dente*
- *le forze dovute all'attrito sono trascurabili*
- *la concentrazione delle tensioni nei raccordi del dente è trascurabile* (in realtà l'effetto di intaglio è molto importante)



Dalla figura si nota che è definita una parabola ad uniforme resistenza inscritta nel dente stesso, nei punti della quale la resistenza è max ad eccezione della sezione in a dove il dente e la parabola sono tangenti.

In a la tensione massima è: $\sigma = Mc/I = 6F_t h / bt^2$;

dai triangoli simili si nota che $(t/2)/x = h/(t/2)$ ovvero

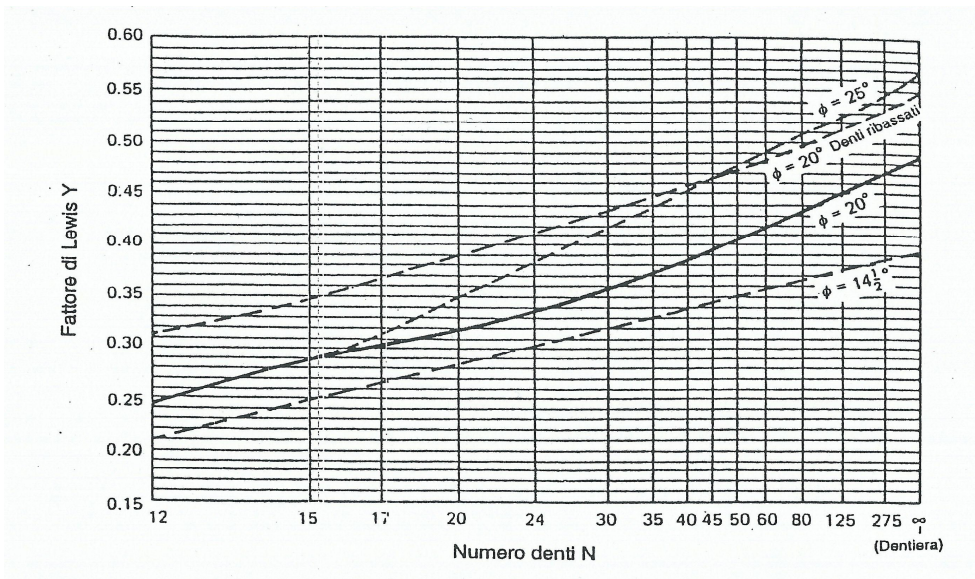
$t^2/h = 4x$ sostituendo questa nell'espressione della tensione si ottiene:

$\sigma = 6F_t / 4bx$; se si definisce il **fattore di Lewis** $y = 2x/3p$ la tensione diventa

$\sigma = F_t / bpy$ (formula di Lewis in funzione del passo circonferenziale)

n.b.: y è funzione della forma geometrica del dente, e non delle sue dimensioni

(quindi y varia con il numero di denti della ruota)



$y = Y/\pi$, troviamo Y nel grafico perché spesso le ruote vengono progettate in base a valori unificati del diametral pitch P (passo diametrale): $p = \pi/P$

infatti la formula di Lewis diventa: $\sigma = F_t / mbY$;

si può notare che σ è direttamente proporzionale alla F_t e inversamente proporzionale a b, m, Y.

Dovendo effettuare una analisi più precisa della resistenza a fatica del dente non si può prescindere dai seguenti fattori:

- *velocità periferica V*: più è grande questa maggiori sono gli inevitabili urti, anche per ruote realizzate con la massima precisione, che il carico provoca fra i denti che iniziano il contatto
- *precisione del lavoro*: influenza il carico dinamico e determina se i denti ripartiscono il carico quando due o più denti sono teoricamente a contatto
- *grado di ricoprimento*: dal numero di coppie di denti che si trovano a contatto contemporaneamente dipende la ripartizione del carico ed in quali frazioni, è sempre consigliato utilizzare ruote ad alta precisione con $GR \geq 2$
- *concentrazione delle tensioni alla base del dente* (effetto d'intaglio)
- *entità delle forze impulsive*: che prendono parte a seconda del tipo di impiego
- *precisione e rigidità del montaggio*
- *il momento di inerzia delle ruote e degli elementi ad esse collegati*: con grandi momenti di inerzia, gli elementi rotanti tendono ad opporsi all'accelerazione imposta, causando

notevole sovraccarico sui denti; solo un collegamento elastico tra ruote e particolari con grande inerzia può ridurre l'effetto dannoso del sovraccarico sui denti.

Nell'analisi della fatica a flessione di un dente si deve quindi valutare:

- a) le tensioni pulsanti nel raccordo di piede del dente
- b) la resistenza a fatica del materiale nella stessa zona

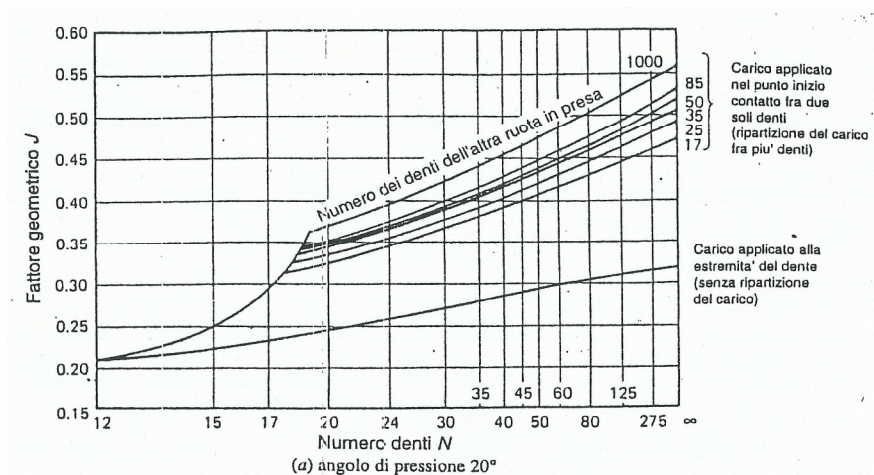
Consideriamo quindi ora il limite di fatica a flessione del materiale espresso dall'equazione

$$S_n = S'_n C_L C_G C_S \quad \text{che per gli acciai normalmente si scrive}$$

$$S = (S_u/2) C_L C_G C_S$$

Per una durata infinita, nella ruota oziosa i picchi di tensione devono essere inferiori alla tensione limite per sollecitazione alternata, ma nelle ruote condotte o conduttrici i picchi di tensione possono essere più alti del 40 %.

In fase di progettazione la strada migliore è quella di utilizzare la formula di Lewis introducendo il **fattore geometrico J** che include il fattore di Lewis Y ed il fattore di forma calcolato con un raggio di raccordo al piede di 0,35 m :



$$\sigma = (F_t / mbJ) K_v K_o K_m$$

dove **K_v**, **K_o**, **K_m** sono i **fattori** rispettivamente di **velocità**, **sovraccarico** e **montaggio** già visti nell'analisi per la fatica superficiale.

La tensione reale dovuta al fenomeno di fatica deve essere confrontata con il corrispondente limite di fatica, che per una durata infinita può essere stimato:

$$S_n = S'_n C_L C_G C_S K_r K_t K_{ms} \quad \text{nella quale}$$

S'_n è il **limite di resistenza a fatica per provino liscio** (calcolato con prova di Moore)

C_L è il **fattore di carico** = 1,0 per la flessione

C_G è il **gradiente di tensione** = 1,0 per $P > 5$; =0,85 per $P \leq 5$

C_S è il **fattore di finitura superficiale** che si ricava dal grafico successivo in funzione della resistenza a rottura e del tipo di lavorazione.

È importante assicurarsi che questo valore si riferisca alla superficie in corrispondenza del raccordo alla base del dente, dove una microfessura inizia a propagarsi (di solito in assenza di informazioni specifiche, si assume un coefficiente uguale a quello di una superficie lavorata alle macchine utensili).

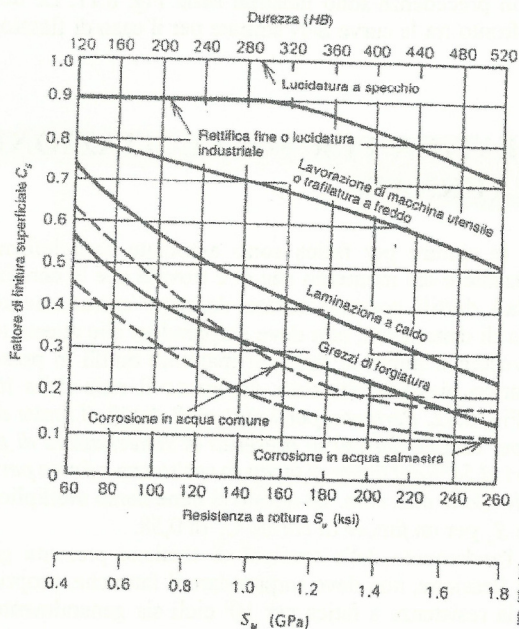
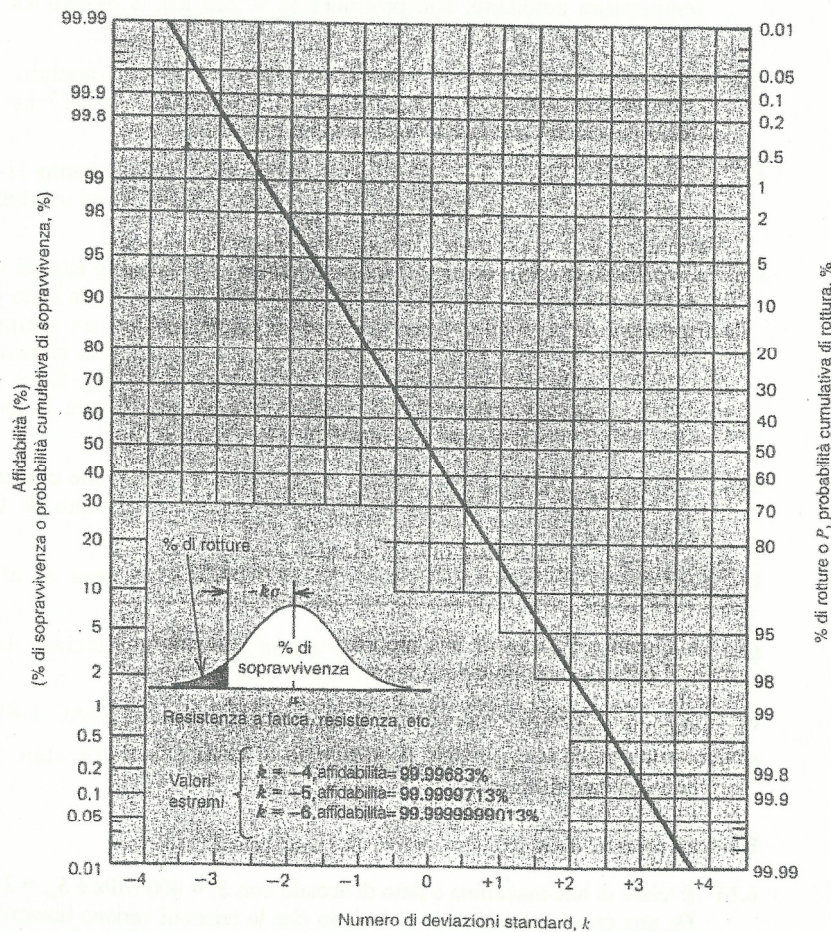


Figura 8.13 Riduzione nel limite di fatica in funzione della finitura superficiale - componenti in acciaio.

K_r è il **fattore di affidabilità** determinabile dalla figura che segue; inoltre valori corrispondenti alla deviazione standard dell'8 % per la tensione limite vengono dati per comodità nella tabella apposta qui sotto

Fattore correttivo per l'affidabilità k_r , dalla Fig. 6.19 assumendo una deviazione standard dell' 8 %

Affidabilità(%)	50	90	99	99,9	99,99	99,999
Fattore k_r	1,000	0,897	0,814	0,753	0,702	0,659



K_t è il **fattore di temperatura**. Per ruote in acciaio si usa $K_t = 1,0$ se la temperatura (che viene normalmente stimata con la T del lubrificante) è inferiore a 160° F ossia 71°C; altrimenti si utilizza la formula $K_t = 620 / (460 + T)$

K_{ms} è il **fattore della tensione media**. Utilizziamo:

$K_{ms} = 1,0$ per ruote oziose (sottoposte a sollecitazione alternata)

$K_{ms} = 1,4$ per ruote di ingresso e uscita (sottoposte a sollecitazione pulsante)

Il **coefficiente di sicurezza** per la fatica a flessione sarà il rapporto tra la resistenza a fatica S_n e la tensione a fatica σ ; il suo valore numerico deve essere $CS = 1,5 \div 2$, da criterio per materiali ben caratterizzati, impiegati in condizioni ambientali ragionevolmente costanti, soggetti a carichi e tensioni determinabili con sicurezza.

Valore accettabile può essere 1,5 assieme ad un fattore di affidabilità del 99,9%.

CAPITOLO 2

I ROTISMI

2.1 GENERALITÀ

Prende il nome generico di **rotismo** un sistema costituito da ruote dentate, qualunque sia il loro tipo, ingrananti fra loro e disposte in modo tale che la rotazione di una di esse ponga in rotazione tutte le altre. Il più semplice esempio di rotismo è un sistema costituito da due ruote dentate coniugate (cioè un ingranaggio) e dal membro al quale le due ruote sono accoppiate rotoidalmente.

Vi sono due principali classi di rotismi:

Ordinari, in cui gli assi delle ruote dentate sono fissi

Epicicloidali, in cui alcune ruote dentate ruotano attorno ad assi mobili.

La principale caratteristica di un rotismo è il così detto **rapporto di trasmissione**.

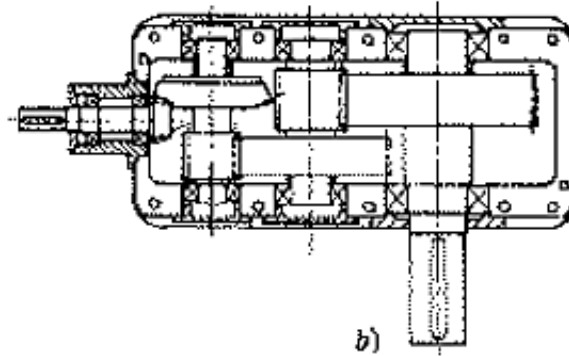
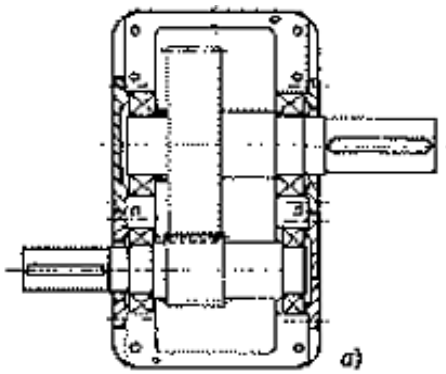
Già definito come il rapporto fra la velocità angolare del **cedente** (cioè la velocità angolare dell'albero in uscita dal rotismo) e quella del **movente** (cioè la velocità angolare dell'albero in ingresso al rotismo). In formula:

$$\tau = \omega_{\text{out}} / \omega_{\text{in}}$$

I rotismi trovano la loro principale applicazione, anche se non l'unica, nella realizzazione di cambi di velocità, ossia quei dispositivi in cui, modificando la sequenza delle ruote che ingranano tra loro, possono realizzare alternativamente rapporti di trasmissione diversi tra albero motore ed albero di uscita.

2.2 ROTISMI ORDINARI

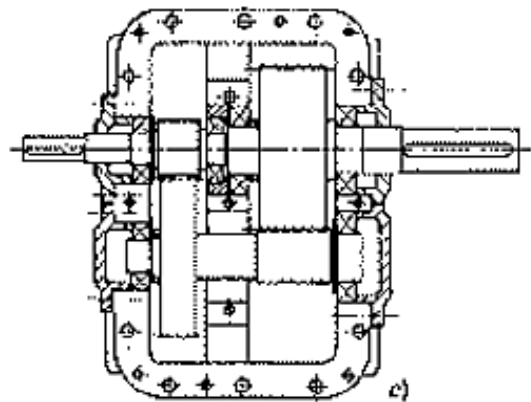
Il rotismo ordinario più semplice è costituito da due ruote dentate che ingranano fra di loro, come quello mostrato nella figura:



a) Rotismo ordinario ad un ingranamento

b) c) Rotismi ordinari a più ingranamenti

Nel caso di rotismi ordinari, la formula per il calcolo del rapporto di trasmissione può essere scritto in funzione del numero di denti delle ruote.



Se indichiamo con Z_1 il numero di denti

del movente e con Z_2 il numero di denti del cedente, il rapporto di trasmissione si può scrivere :

$$\tau = \omega_2 / \omega_1 = Z_1 / Z_2$$

In generale il rapporto di trasmissione del rotismo nel suo complesso sarà dato dal prodotto dei rapporti di trasmissione che si hanno nei singoli ingranamenti. Si mostra in seguito un rotismo formato da tre ingranamenti :

$$\tau = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{\omega_4}{\omega_3} \frac{\omega_3}{\omega_2} \frac{\omega_2}{\omega_1} = \tau_1 \tau_2 \tau_3$$

e quindi anche :

$$\tau = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{z_1 z_3 z_5}{z_2 z_4 z_6}$$

Si può allora concludere che il rapporto di trasmissione di un rotismo ordinario è dato dal rapporto fra il prodotto del numero dei denti delle ruote conduttrici ed il prodotto del numero dei denti delle ruote condotte.

Se su un asse intermedio è calettata un'unica ruota che ingrana contemporaneamente con la precedente e con la successiva, questa prende il nome di ruota oziosa. Una ruota di questo tipo è influente ai fini del rapporto di trasmissione dell'intero rotismo:

esso sarà determinato solamente dalle altre ruote. Perciò la sua interposizione nel rotismo ha solo lo scopo di invertire il verso di rotazione dell'ultima ruota cedente.

Un rotismo si dice riduttore se per esso vale che $\tau < 1$; si dice invece moltiplicatore se vale $\tau > 1$. La sua condizione di equilibrio dinamico, in assenza di perdite, è espressa dalla relazione :

$$C_m \omega_1 = C_r \omega_2$$

e quindi possiamo anche scrivere:

$$\tau = \frac{\omega_n}{\omega_1} = \frac{C_m}{C_r}$$

Si vede allora che un rotismo riduttore è un *moltiplicatore* di coppia se vale che $C_r > C_m$, mentre un rotismo moltiplicatore è un *riduttore* di coppia se vale che $C_r < C_m$.

Possiamo considerare anche il rendimento di questi meccanismi.

Osservandoli, si può notare che essi sono costituiti da più meccanismi disposti in serie, quindi il rendimento è dato dal prodotto dei rendimenti dei singoli meccanismi che lo compongono.

In ciascuno dei meccanismi della serie si hanno perdite per attrito fra i vari denti delle ruote e nelle coppie rotoidali, ma anche perdite dovute al mezzo in cui sono immerse (solitamente olio) che esercita una sensibile azione frenante.

Considerando tutti questi aspetti, si possono ottenere rendimenti dell'ordine del 70÷90% (e in certi casi anche oltre).

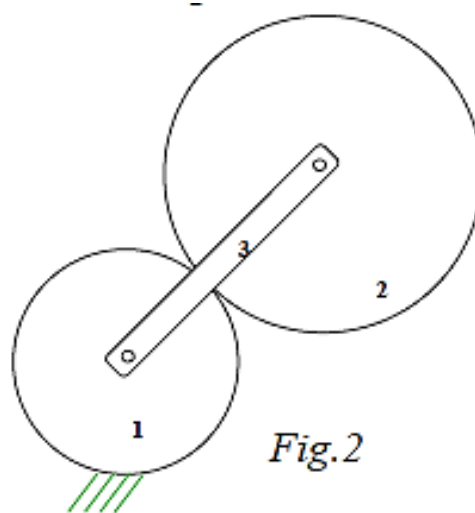
Infine parliamo della fase di progettazione di un rotismo.

Solitamente vengono forniti al progettista le velocità angolari del movente e del cedente (da cui si ricava il rapporto di trasmissione con le formule sopra citate), la potenza utile (cioè quella applicata al movente) e la posizione relativa degli alberi sia movente che cedente.

Con questi dati, il progetto ha inizio con la scelta della soluzione costruttiva più ottimale, del tipo di ruote da adottare (a denti dritti, elicoidali, ruote coniche, ecc.) e, nel caso in cui si utilizzi un rotismo con più ingranamenti, il rapporto di trasmissione dei singoli ingranamenti. Si sceglie infine il materiale da utilizzare per la costruzione delle ruote e le dimensioni di esse (diametro primitivo e di testa, larghezza, modulo della dentatura).

2.3 ROTISMI EPICICLOIDALI

Come abbiamo già detto, i rotismi epicicloidali sono quei meccanismi in cui alcune ruote dentate ruotano attorno ad assi mobili; il più semplice che si possa realizzare è quello mostrato nella seguente figura:



Esso è costituito da due ruote dentate che ingranano fra di loro, di cui una (la 1) è ferma e viene chiamata **solare**. La ruota 2 viene chiamata **satellite**, e durante il moto, ruota attorno alla ruota 1. Infine vi è l'elemento 3, chiamato **porta satellite**. Un siffatto meccanismo, allora, non avrà più un solo grado di libertà (come nei rotismi ordinari), ma avrà un grado di libertà in più per ognuno degli assi che sono mobili.

Perciò, con questo tipo di rotismi non può essere utilizzata, per il calcolo del rapporto di trasmissione, la formula scritta in precedenza per i rotismi ordinari.

Infatti bisogna prima trasformare il rotismo epicicloidale in un rotismo ordinario, eseguendo la così detta **inversione cinematica**. Si va cioè a sottrarre la velocità angolare del portasatellite alla velocità angolare di ogni singola ruota. Successivamente si calcola il rapporto di trasmissione con la seguente formula:

$$\tau = \frac{\omega_n - \omega_p}{\omega_1 - \omega_p}$$

chiamata **Formula di Willis**, dove con ω_n si è indicato la velocità angolare della n-esima ruota, ω_p la velocità angolare del porta satellite e con ω_1 la velocità angolare della prima ruota.

2.4 ROTISMO IN ESAME

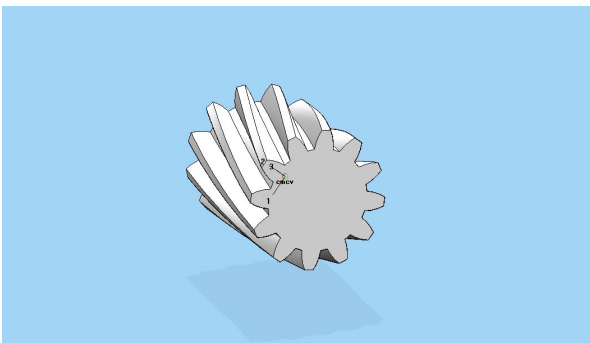
Si tratta, nello specifico, di un **riduttore meccanico di velocità**, vale a dire un meccanismo in grado di variare la velocità angolare in ingresso al rotismo.

Come dice la parola stessa, la velocità angolare, nel caso di un riduttore, diminuisce, ovvero la velocità in uscita è minore di quella di ingresso. Infatti il rapporto di trasmissione di un riduttore è sempre inferiore a uno.

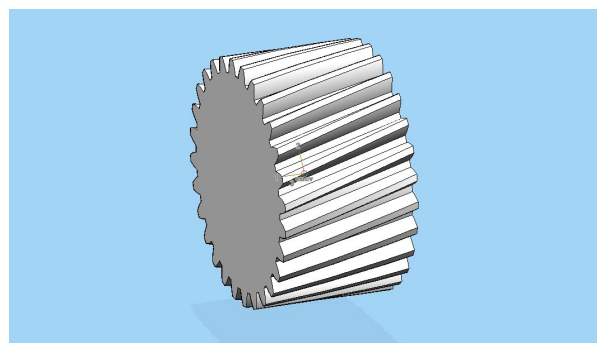
Il riduttore originale a partire dal quale vogliamo ottenere i risultati di potenza trasmessa definiti presenta le seguenti caratteristiche:

- Rapporto di trasmissione = 0,428
- Velocità in ingresso = 6600 rpm
- Velocità in uscita = 2574 rpm
- Numero di denti pignone = 12
- Numero di denti ruota condotta = 28
- Angolo di pressione = 20°
- Modulo = 3,5 mm
- Diametro primitivo pignone = 43,482 mm
- Diametro primitivo ruota condotta = 101,457mm

- Larghezza facce ruote dentate = 60 mm
- Interasse = 72,469mm
- Rendimento = 0,97
- Materiale ruote = 14NiCr18
- Potenza trasmessa = 106,7 kW = 146 cv



Pignone precedente



Ruota precedente

2.5 NOSTRA SOLUZIONE DI ROTISMO

La nostra soluzione di rotismo nasce dal calcolo di due nuove ruote dentate, non più elicoidali, ma bielcoidali, utilizzando sempre l'applicazione "Spur Gearing" del software Solid Edge v. 18.

Mantenendo questi stessi dati dal riduttore precedente,

- Rapporto di trasmissione = 0,428
- Interasse = 72,469
- Rendimento = 0,97
- Materiale ruote = 14NiCr18
- Velocità in ingresso = 4400 rpm

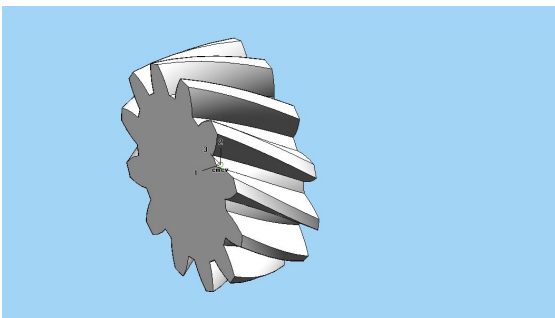
Impostando l'obiettivo di potenza nuovo e come scelta di modulo:

- Potenza trasmessa = 109,61 kW = 150 cv
- Modulo = 3 mm

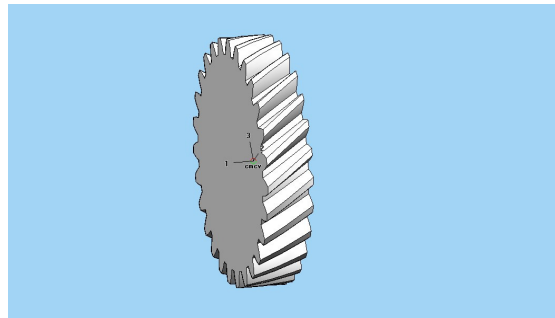
n.b. all'interno del calcolo è stata richiesta una potenza pari al 50% di quella che realmente si vuole ottenere, poiché il programma genera ruote elicoidali; quindi in seguito la potenza totale si otterrà dalla specularizzazione (doppio spessore) di ciascuna ruota, affinché ciascuna si presenti bieloidale e l'ingranaggio trasferisca effettivamente il doppio della potenza.

Abbiamo così ottenuto le seguenti ruote:

- Numero di denti pignone = 12
- Numero di denti ruota condotta = 27
- Angolo di pressione = 20°
- Modulo = 3 mm
- Diametro primitivo pignone = 43,498 mm
- Diametro primitivo ruota condotta = 98,883mm
- Larghezza facce ruote dentate = 20 mm



Pignone nuovo



Ruota nuova

CAPITOLO 4

CALCOLI PER IL RIDUTTORE

4.1 INTRODUZIONE

Introduciamo alcune linee guida su cui ci si è affidati per il calcolo del riduttore:

- Potenza del motore = 300 cv (equivalente a circa 220 kW)
- Numero di giri massimo motore = 4400 giri/min
- Numero di giri massimo elica = 1886 giri/min
- Durata minima dei cuscinetti = 250 ore
- Coefficiente di sicurezza albero motore = 5
- Coefficiente di sicurezza albero elica = 3
- Carico assiale elica = 3000 N
- Inerzia elica = $0.1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Forza peso elica = 7000 N

I calcoli sono stati fatti esclusivamente per poter dimensionare gli alberi, in quanto le dimensioni delle ruote erano già note come dato di progetto, e i cuscinetti sono stati scelti e dimensionati grazie ad un programma di calcolo fornito dall'azienda "skf".

4.2 DIMENSIONAMENTO DEGLI ALBERI

Per prima cosa prendiamo in considerazione il materiale utilizzato per gli alberi, ovvero l'acciaio legato **14NiCr18** che come è già stato detto precedentemente ha le seguenti caratteristiche necessarie al calcolo:

- Carico di rottura = 1130 Mpa
- Carico di Snervamento = 785 Mpa
- Modulo elastico = 206000 Mpa
- Diametro primitivo pignone **D_p** = 43,95 mm
- Diametro primitivo ruota condotta **D_g** = 98,88 mm

Ora disponiamo di tutte le informazioni necessarie, per cui possiamo procedere con i calcoli.

4.2.1 DIMENSIONAMENTO ALBERO MOTORE

Per l'albero motore si è deciso di adottare un coefficiente di sicurezza $CS = 5$, in modo da avere grandi margini di sicurezza.

Come prima cosa viene calcolato il momento torcente agente sull'albero motore nella condizione limite di funzionamento (4400 giri/min), dato dalla seguente formula:

$$M_{t_{\text{albero motore}}} = \frac{P}{\omega} = \frac{P \cdot 60}{n \cdot 2\pi} = \frac{220000 \cdot 60}{4400 \cdot 2\pi} = 477707 \text{ Nmm}$$

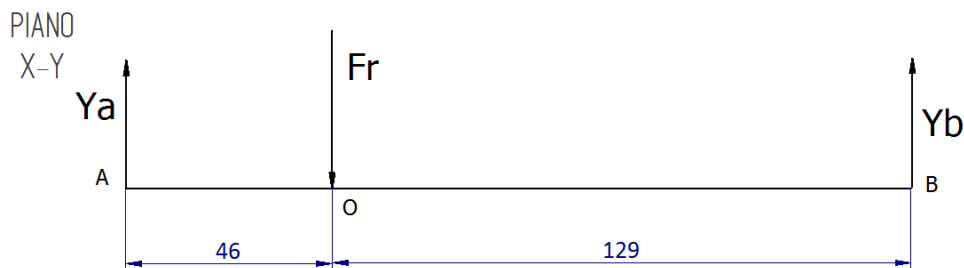
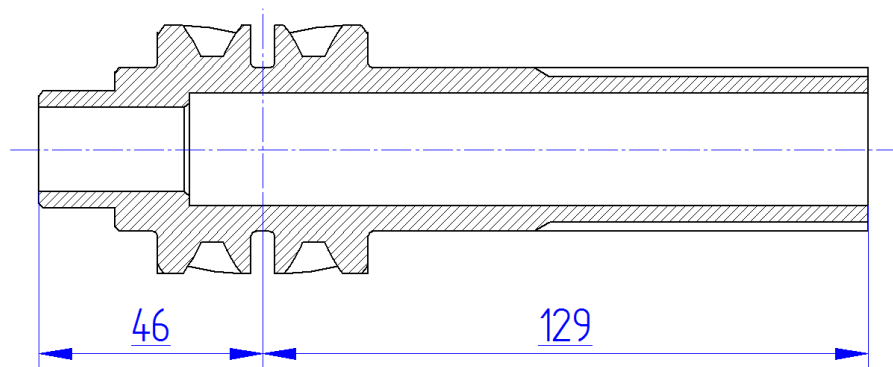
Determiniamo ora la forza tangenziale F_t responsabile del momento torcente, e che produce lavoro:

$$F_t = M_t / (D_p/2) = 477707 / (43,95/2) = 21739 \text{ N}$$

La forza radiale che si esercita sull'albero è per costruzione dei triangoli

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 7913 \text{ N}$$

A questo punto si costruisce lo schema di calcolo della trave costituito cioè dalle forze e dalle distanze; iniziamo con il piano x-y :



Su questo piano viene scambiata la forza radiale F_r , mentre la forza assiale è nulla, in quanto le ruote a denti bielcoidali annullano questo tipo di forze producendone due uguali in modulo ma opposte in verso. Essendo la F_r nota, ed applicata per semplicità nell'asse di

mezzeria tra le due ruote, si sono calcolate le reazioni vincolari Y_a e Y_b facendo due equazioni di equilibrio riguardanti:

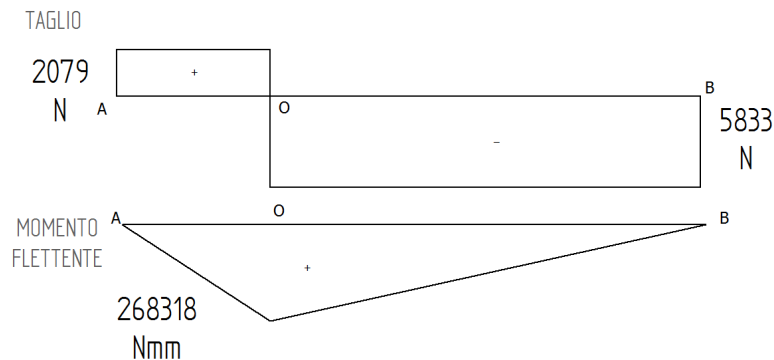
- Momento flettente $\Rightarrow Fr \cdot 46 - Y_b \cdot 175$

$$\Rightarrow Y_b = \frac{Fr \cdot 46}{175} = \frac{7912 \cdot 46}{175} = 2079 \text{ N}$$

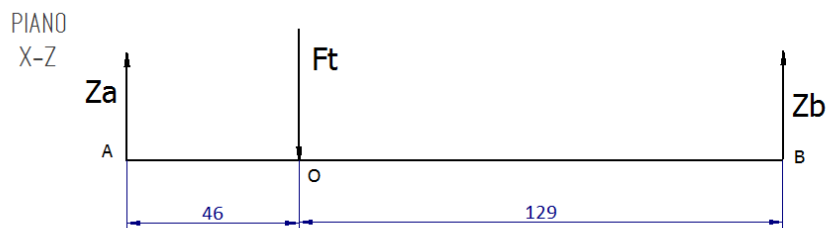
- Taglio $\Rightarrow Y_a - Fr + Y_b = 0 \Rightarrow Y_a = Fr - Y_b = 7912 - 2079 = 5833 \text{ N}$

A tal punto conosciamo le reazioni vincolari, che si trovano poi in corrispondenza delle parti dell'albero sostenute dal cuscinetto.

Passiamo ora alla rappresentazione dei diagrammi delle sollecitazioni:



Ora passiamo al calcolo riguardante il piano x-z:



Su questo piano agisce una forza tangenziale F_t , che oltre a generare un momento flettente, da anche un momento torcente M_t dato dalla forza per il raggio primitivo della ruota. Vedremo che tale coppia torcente verrà equilibrata dalla $M_{t_{albero motore}}$.

Per il calcolo delle reazioni vincolari si opera sempre allo stesso modo di prima, quindi si fanno le seguenti equazioni di equilibrio:

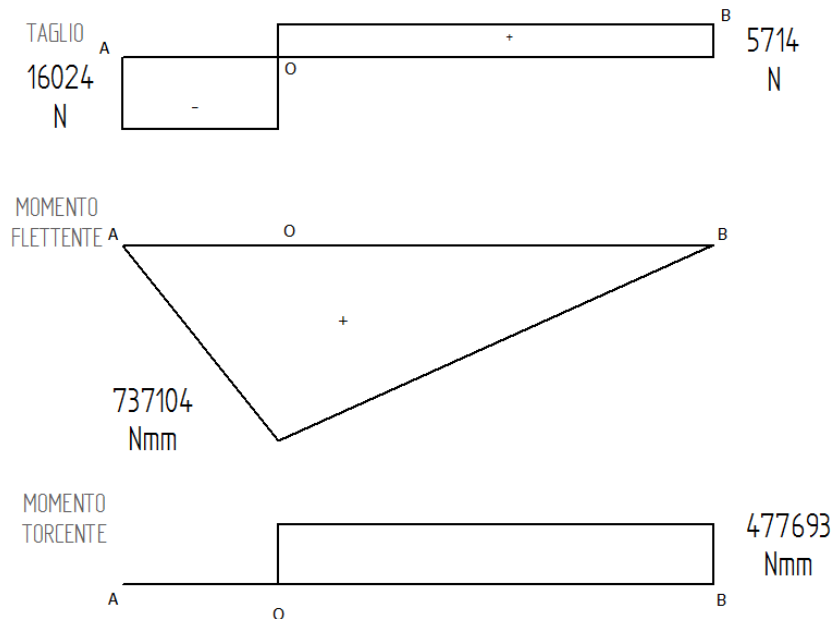
- Momento flettente $\Rightarrow F_t \cdot 129 - Z_b \cdot 175 = 0$

$$\Rightarrow Zb = \frac{Ft \cdot 129}{175} = \frac{21738 \cdot 129}{175} = 16024 \text{ N}$$

- Taglio $\Rightarrow Za - Ft + Zb = 0 \Rightarrow Za = Ft - Zb = 21738 - 16024 = 5714 \text{ N}$
- Momento torcente $\Rightarrow Ft \cdot Dp/2 = 21738 \cdot 43,95/2 = 477693 \text{ Nmm}$

Vediamo proprio da quest'ultima equazione che il momento torcente dato dalle ruote si equilibra con quello dato dal motore.

Per avere una maggiore chiarezza, rappresentiamo i seguenti diagrammi delle sollecitazioni:



Dai grafici fatti si possono trarre la seguenti conclusioni:

- Il tratto OB dell'albero è scarico in termini di momento torcente
- Il punto più sollecitato dell'albero è il punto "B"; in tale punto sono presenti le seguenti sollecitazioni:
 - Taglio $\Rightarrow T = \sqrt{5833^2 + 16024^2} = 17053 \text{ N}$
 - $Mf \text{ max} = \sqrt{268318^2 + 737104^2} = 784422 \text{ Nmm}$
 - $Mt \text{ max} = 477707 \text{ Nmm}$

Nei calcoli di progettazione solitamente non si fa altro che ricercare il punto più sollecitato di un pezzo, attraverso il procedimento appena fatto, dopodiché si dimensiona il pezzo proprio in quel punto.

Nel nostro caso però il pezzo in quel punto è costituito dalla ruota dentata del pignone (due ruote solidali con spessore) che ha già dimensioni note; per cui a noi non resta che dimensionare l'albero nei punti A e B ovvero le zone dell'albero che si accoppiano con i cuscinetti.

Il procedimento di progettazione deve essere affrontato seguendo dei passi ben precisi:

- 1) Per prima cosa si calcola la **tensione ammissibile**, cioè quella tensione che segna il limite da non superare:

$$\sigma_{\text{amm}} = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\text{CS}}$$

Dove σ_{lim} rappresenta la **tensione di snervamento** del materiale e CS rappresenta il **coefficiente di sicurezza**.

- 2) A questo punto si deve ipotizzare un diametro per poter calcolare la tensione massima; in particolare ci sono due tipi di tensione: quella dovuta al momento flettente e quella dovuta al momento torcente (il taglio viene trascurato). Se tutte e due le tensioni sono presenti si calcola una **tensione equivalente** che le accorpa grazie alla formula di **Von Mises**:

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma_{\text{Mf}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{Mt}}^2}$$

Se invece è presente solo un tipo di tensione, allora si calcola direttamente la tensione massima (come nel nostro caso), ovvero la tensione equivalente si riduce ad una singola tensione (σ o τ).

Questa tensione va poi confrontata con quella ammissibile:

$$\sigma_{\text{eq}} \leq \sigma_{\text{amm}}$$

Se vale la relazione, significa che la dimensione ipotizzata è giusta.

- 3) Infine si effettua una verifica per il coefficiente di sicurezza, ovvero occorre che il coefficiente calcolato sia maggiore di quello richiesto:

$$\text{CS}_{\text{verifica}} = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_{\text{eq}}} \geq \text{CS}_{\text{richiesto}}$$

Se tale relazione viene soddisfatta, allora il progetto si può ritenere concluso con successo.

Detto ciò, mettiamo in pratica i calcoli fatti per dimensionare il nostro albero; partiamo con il suo dimensionamento nel **punto A**:

⇒ L'albero in questo punto è soggetto per lo più da uno sforzo torsionale dato dal momento **Mt = 477707 Nmm**, in quanto il momento flettente e il taglio sono trascurabili.

⇒ Conoscendo quindi Mt, calcolo la tensione massima in quel punto:

$$\tau_{\max} = \frac{Mt}{W_t} = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot D^3}$$

Ora ipotizziamo un diametro $D = 30$ mm, in questo modo avrò:

$$\tau_{\max} = 90 \text{ MPa}$$

⇒ A questo punto andiamo a calcolare la tensione ammissibile:

$$\tau_{\text{amm}} = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{CS} = \frac{785}{5} = 157 \text{ Mpa}$$

⇒ Si può verificare dunque che:

$$\tau_{\max} \leq \tau_{\text{amm}} \Rightarrow 90 \leq 157$$

Inoltre girando opportunamente la formula, si può ricavare il diametro minimo ammissibile:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot \tau_{\text{amm}}}} = 24,93 \approx 25 \text{ mm}$$

Questo ci fa capire che potremmo anche prendere un diametro più piccolo, ma per ragioni di sicurezza, viene scelto comunque il **D=30 mm**, almeno fino a dove sono presenti i cuscinetti, prendiamo $D=25$ mm per la parte di albero con profilo scanalato da collegare al motore ($CS = 785/156 = 5$)

⇒ Infine facciamo la verifica per il CS:

$$CS_{\text{verifica}} = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\tau_{\max}} \approx CS_{\text{richiesto}} \approx \frac{785}{90} = 8,7$$

8,7 > 5 per cui abbiamo verificato largamente il risultato

⇒ La progettazione è dunque ben riuscita

4.2.2 DIMENSIONAMENTO ALBERO ELICA

Per il dimensionamento dell'albero elica si è adottato un coefficiente di sicurezza pari a 5. Possiamo per prima cosa calcolarci il momento torcente che si scarica su quest'albero, grazie ad un equilibrio tra la potenza di ingresso e quella di uscita:

$$P_{\text{mot}} = P_{\text{elica}} \rightarrow C_m \omega_m = C_e \omega_e \rightarrow C_e = \frac{C_m \omega_m}{\omega_e} = \frac{477707 \cdot 4400}{1886} = 1114480 \text{ Nmm}$$

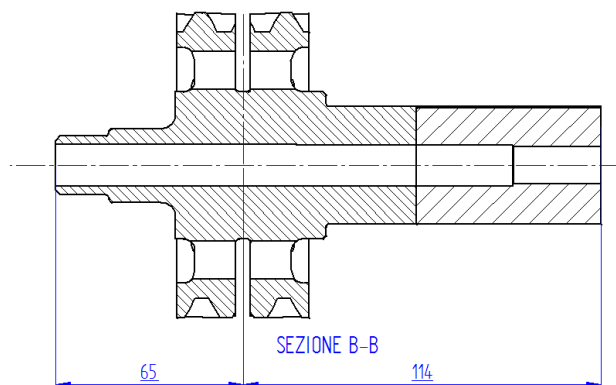
Rispetto all'albero motore, ci sono alcune forze da aggiungere a causa della presenza dell'elica, in particolare:

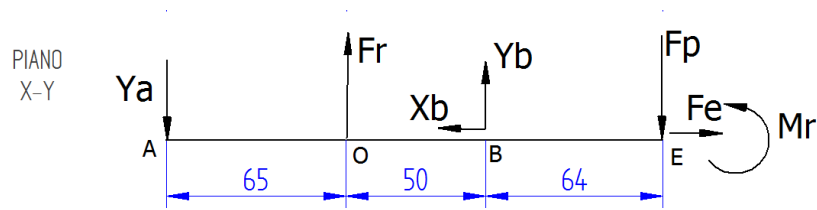
- Forza di trazione generata durante la rotazione dell'elica, è una spinta che essa produce sull'aria e che si scarica sotto forma di trazione sull'albero, tale forza la indichiamo con F_{elica} e vale 3000 N.
- Forza peso dell'elica che genera una flessione dell'albero, la indichiamo con F_{peso} e vale 7000 N.
- È poi presente un momento flettente che si genera a causa dell'elica; esso viene chiamato **Momento di Ribaltamento** che lo indicheremo con M_R e lo si ricava con la seguente formula:

$$M_R = B \cdot J \cdot \omega = \frac{\pi}{3} \cdot 0,1 \cdot \frac{1886 \cdot \pi}{30} = 20660 \text{ Nmm}$$

Dove B rappresenta la velocità angolare dell'aereo da norma; J rappresenta l'inerzia dell'elica ed ω rappresenta la velocità angolare dell'albero elica.

Fatte queste considerazioni, possiamo ora procedere con lo schema di calcolo dell'albero nel piano x-y:



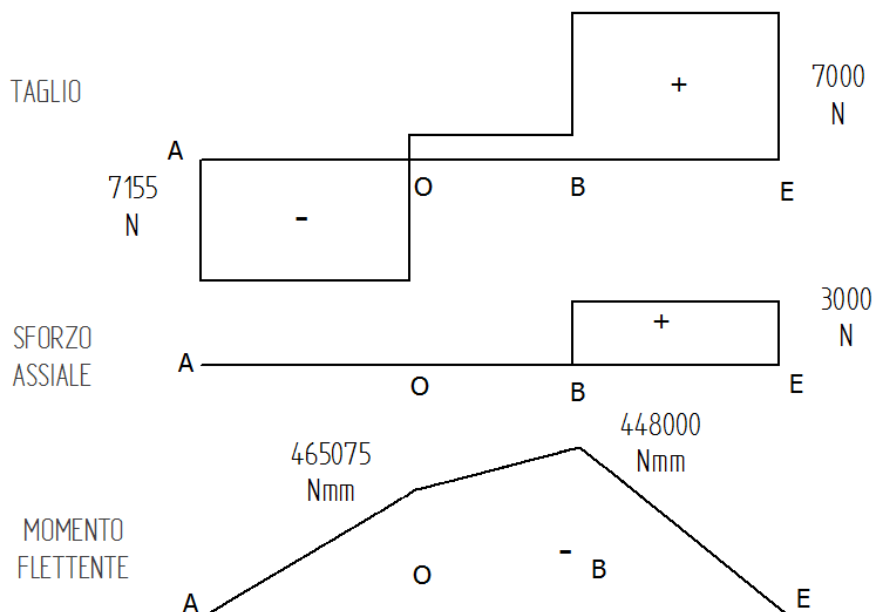


Su questo piano agiscono le forze dovute all'elica, quindi la forza peso, la forza di trazione dell'elica e il momento di ribaltamento; inoltre è presente la forza radiale scambiata dalle ruote. Tutte queste forze son note, per cui non ci resta che calcolare le reazioni vincolari Y_c , Y_d e X_d attraverso le seguenti equazioni di equilibrio:

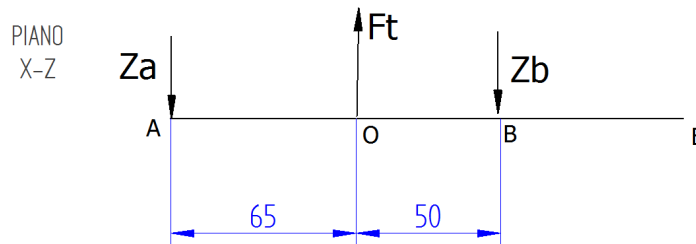
- Sforzo assiale $\Rightarrow F_e - X_b = 0 \rightarrow X_b = F_e = 3000 \text{ N}$
da notare che nel punto C non alcun sforzo assiale, per cui si scarica tutto in D (dove poi si posizionerà il cuscinetto).
- Momento Flettente $\Rightarrow -Y_b \cdot 121 - F_r \cdot 67,5 + F_{\text{peso}} \cdot 179 - M_R = 0$

$$Y_b = \frac{-7912 \cdot 67,5 + 7000 \cdot 179 - 20660}{121} = 2855 \text{ N}$$
- Taglio $\Rightarrow -Y_a + F_r + Y_b - F_{\text{peso}} = 0 \rightarrow Y_a = F_r + Y_b - F_{\text{peso}} = 3767 \text{ N}$

Passiamo ora alla rappresentazione dei diagrammi delle sollecitazioni:



Ora analizziamo il piano x-z:



Su questo piano agisce la forza tangenziale F_t che oltre a generare una flessione dell'albero, genera anche un momento torcente M_t dato dalla forza per il raggio primitivo della ruota condotta; possiamo inoltre vedere che nel punto E non ci sono forze (sono già state calcolate prima). Essendo F_t nota non ci resta che calcolare le reazioni Z_c e Z_d attraverso le solite formule di equilibrio:

- Momento Flettente $\Rightarrow -F_t \cdot 67,5 + Z_b \cdot 121 = 0$

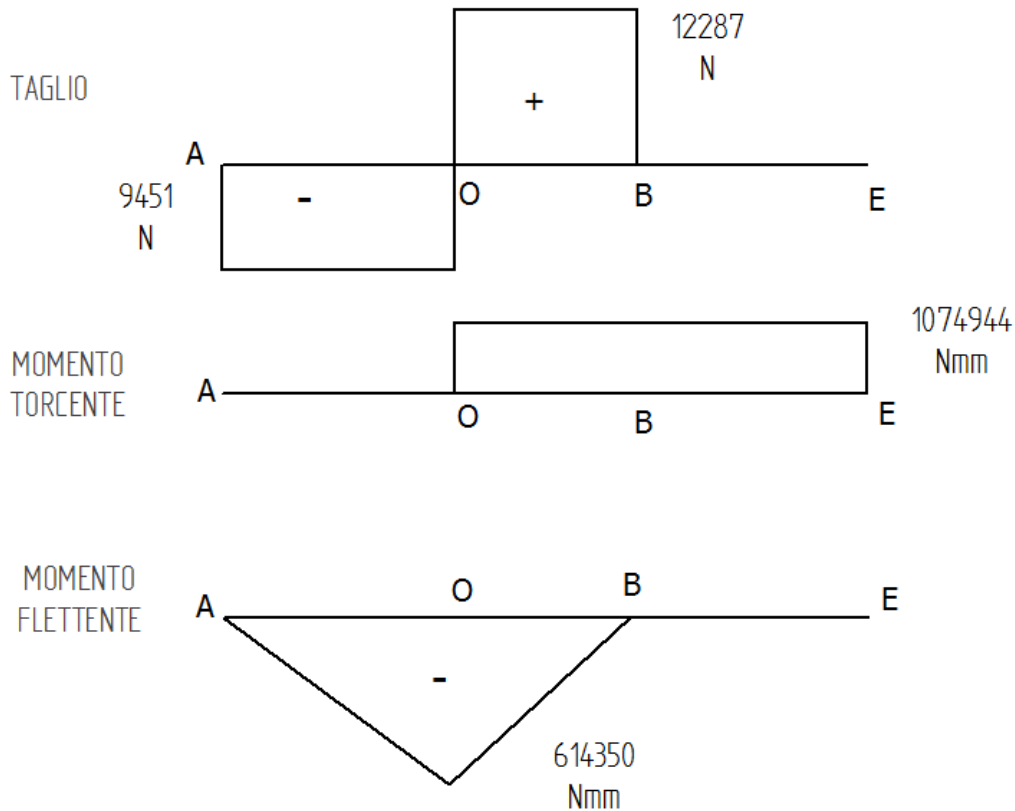
$$\Rightarrow Z_b = \frac{F_t \cdot 67,5}{121} = \frac{21738 \cdot 67,5}{121} = 12127 \text{ N}$$

- Taglio $\Rightarrow -Z_a + F_t - Z_b = 0 \rightarrow Z_a = F_t - Z_b = 9611 \text{ N}$

- Momento Torcente $\Rightarrow M_t = F_t \cdot \frac{D_p}{2} = 21738 \cdot 99/2 = 1076031 \text{ Nmm}$

Come si può ben vedere, il Momento Torcente calcolato si eguaglia a quello trovato in precedenza attraverso l'equilibrio tra le potenze, a meno di una piccola differenza data dalle approssimazioni nel calcolo.

Ora andiamo a rappresentare i diagrammi delle sollecitazioni:



Valutando i grafici si può facilmente individuare il punto più sollecitato, che nel nostro caso è il **punto B**, in particolare in esso sono concentrati i seguenti sforzi:

- Taglio => $T = \sqrt{Y_b^2 + Z_b^2} = \sqrt{6243^2 + 12287^2} = 13782 \text{ N}$
 - Momento flettente massimo =>
- $$M_{f_{\max}} = \sqrt{448000^2 + 614350^2} = 760348 \text{ Nmm}$$
- Momento torcente massimo => $M_{t_{\max}} = 1114480 \text{ Nmm}$

Il progetto dunque si concentra sul dimensionamento di questo punto dell'albero; bisogna inoltre specificare che gli sforzi dovuti al taglio e allo sforzo normale vengono trascurati nel calcolo delle tensioni. Viene in seguito riportato il procedimento di progettazione:

- 1) Come prima cosa vengono calcolate le tensioni dovute al momento torcente (τ_{Mt}) e al momento flettente (σ_{Mf}):

$$\tau_{Mt} = \frac{16 \cdot Mt_{max}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_{Mf} = \frac{32 \cdot Mf_{max}}{\pi \cdot d^3}$$

A tal punto ipotizziamo un diametro ,ma la scelta è vincolata dalla presenza nelle vicinanze al punto D di un profilo scanalato che ha un diametro esterno di 30 mm, perciò si è scelto un **D=40mm** per poter assicurare uno spallamento tra albero e profilo scanalato. Sostituendo il diametro ipotizzato otteniamo le tensioni:

$$\tau_{Mt} = 86 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Mf} = 121 \text{ MPa}$$

- 2) A questo punto calcoliamo la **Tensione Equivalente** secondo **Von Mises**:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{Mf}^2 + 3 \cdot \tau_{Mt}^2} = 192 \text{ MPa}$$

Ora calcoliamo la tensione ammissibile, quella cioè che ci permette di verificare se il progetto è giusto:

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_{lim}}{CS} = \frac{785}{5} = 157 \text{ MPa}$$

Possiamo quindi constatare che la disuguaglianza in questo caso non è verificata:

$$\sigma_{eq} \geq \sigma_{amm}$$

Questo comporta che l'albero elica non può sostenere questo tipo di carico.

Di conseguenza non essendo possibile diminuire direttamente i carichi applicati, prendiamo in considerazione la possibilità di costruire i gruppi albero-ruota con un materiale con

caratteristiche di resistenza maggiori, in termini di rottura a fatica, tali da aumentare la tensione massima ammissibile dal pezzo nel suo funzionamento a regime:

la nostra scelta cade su di una **lega di acciaio da bonifica nitrurato** di nome **300 M** che presenta delle sensazionali qualità in termini di resistenza:

è uno dei materiali migliori in commercio per questo tipo di applicazioni.

Tale acciaio presenta le seguenti caratteristiche:

- Carico di rottura = 1980 MPa
- Carico di snervamento = 1860 Mpa
- Durezza HB = 520

Questa scelta fa sì che la tensione massima ammissibile dal materiale per un coefficiente di resistenza pari a 5 sia:

$$\sigma_{\text{amm}} = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{CS} = \frac{1860}{5} = 372 \text{ MPa}$$

Facciamo la verifica per il CS:

$$CS_{\text{verifica}} = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_{\text{eq}}} \geq CS_{\text{richiesto}} : \frac{1860}{197} = 9,4 \geq 3$$

per cui abbiamo verificato il risultato.

Di conseguenza anche l'albero motore sarà ancor più in condizione di sicurezza, infatti

$$CS_{\text{verifica}} = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_{\text{eq}}} \geq CS_{\text{richiesto}} : \frac{1860}{156} = 11,9 \geq 5$$

Il dimensionamento degli alberi ci da ora la possibilità di determinare le dimensioni di tutti gli altri componenti (salvo le ruote che erano definite a priori) e quindi determinare il layout finale del riduttore.

In particolare grazie al diametro degli alberi, posso determinare le prime dimensioni dei cuscinetti,

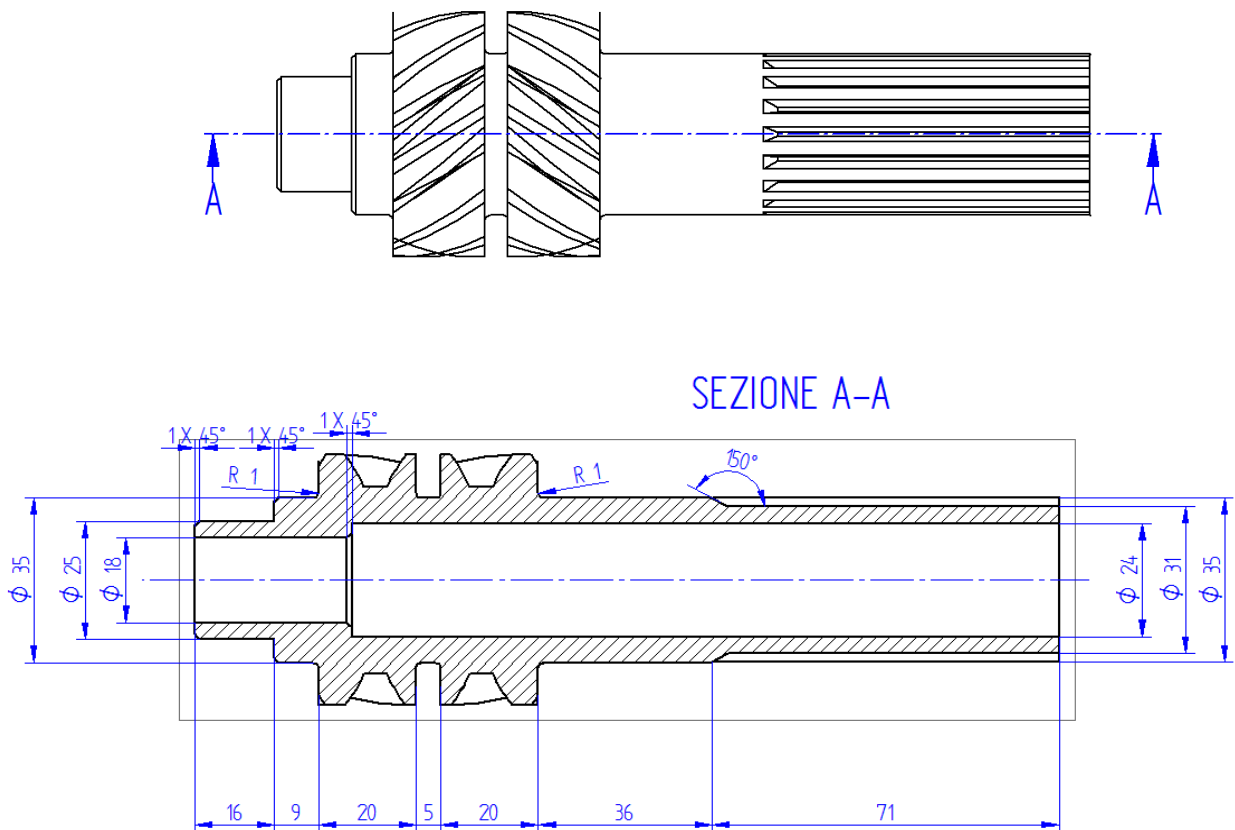
in particolare il Diametro interno, poiché quello esterno sarà vincolato alle dimensioni delle sedi già presenti nel carter del riduttore precedente.

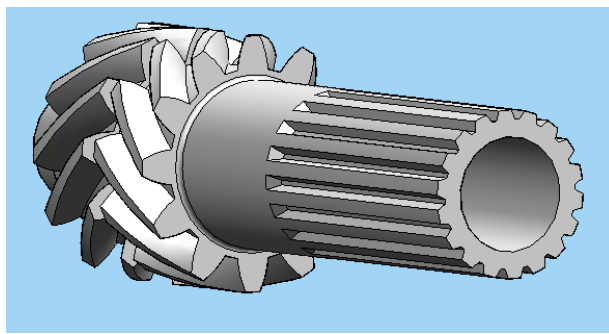
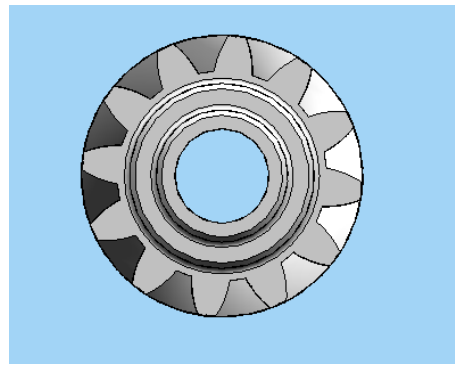
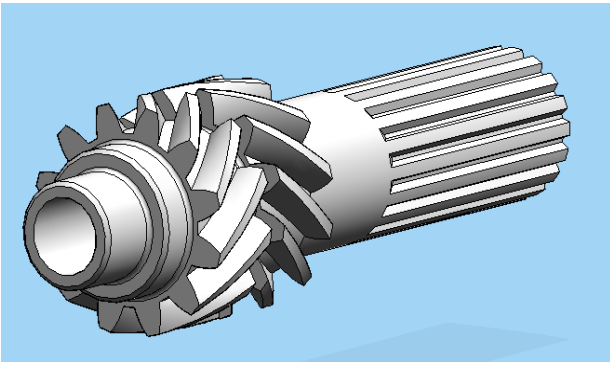
Questo ci fa capire che le dimensioni dei vari pezzi, sono spesso derivate da altri componenti, formando così una catena; tuttavia come abbiamo detto già in precedenza, il vincolo maggiore è dato dalla dimensione delle ruote che ci sono state assegnate, le quali determinano un certo interasse, concorde con quello del carter commerciale, ma anche uno spessore maggiore rispetto all'ingranaggio precedente, per questo si verificano limiti di spazio che complicano l'assemblaggio tra il carter e il nuovo ingranaggio.

4.3 I COMPONENTI DEL RIDUTTORE

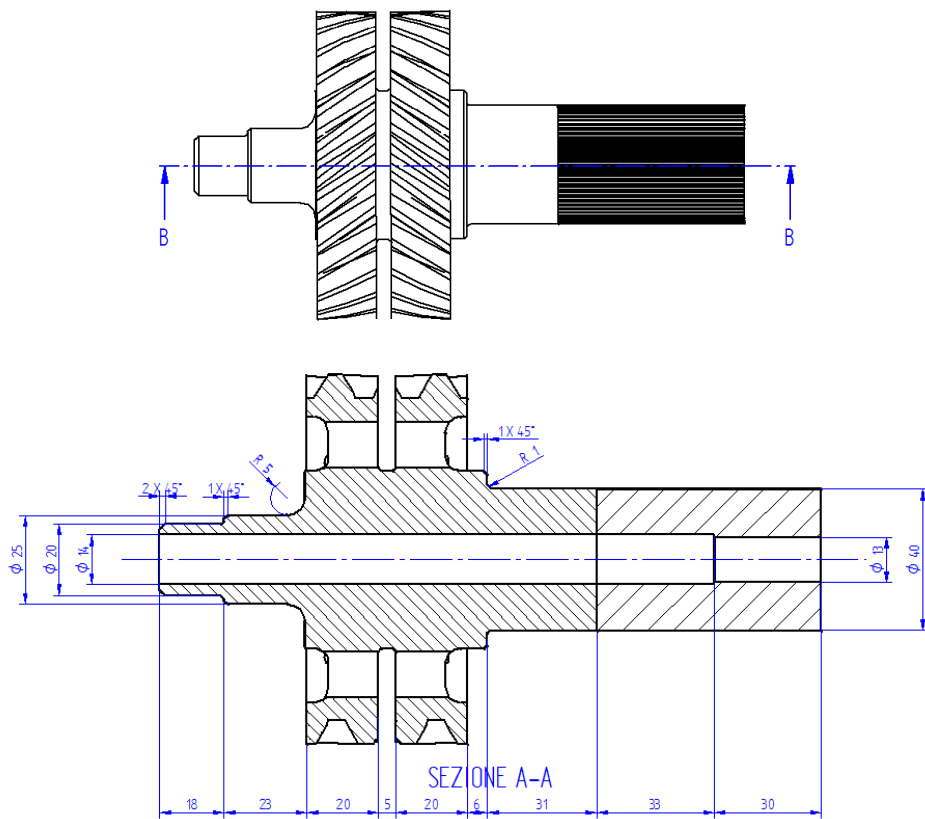
4.3.1 GLI ALBERI

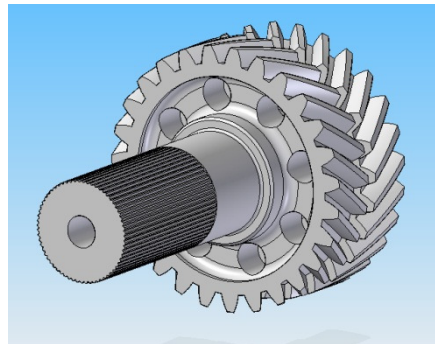
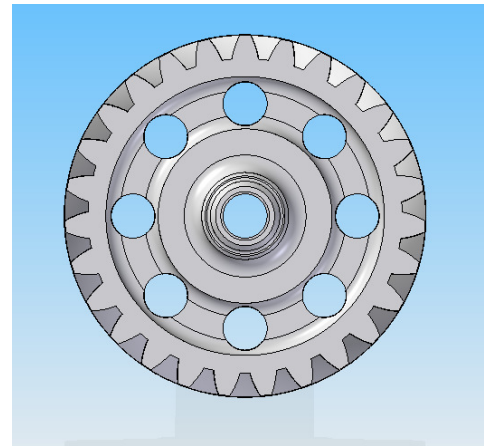
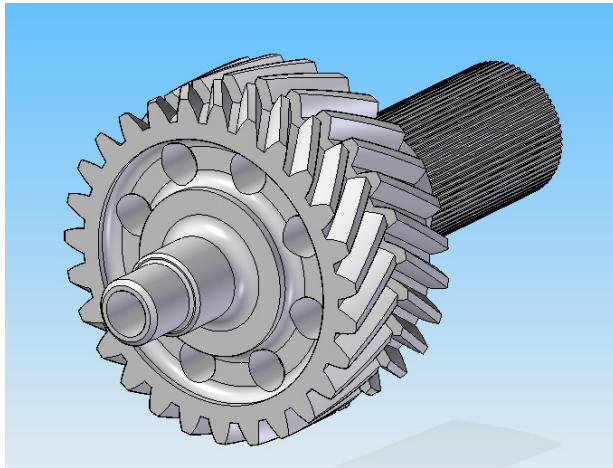
4.3.1.1 Albero Motore





4.3.1.2 Albero Elica





CARATTERISTICHE:

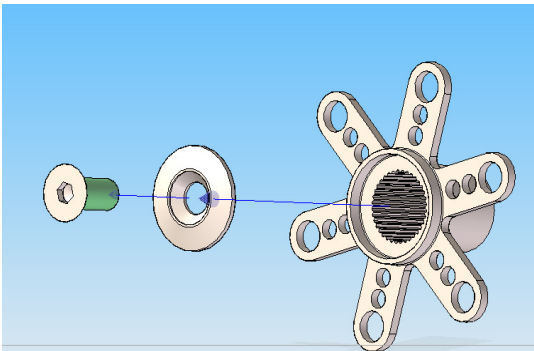
- ruote ed alberi tutti da un pezzo per garantire una maggiore semplicità strutturale e stabilità dei pezzi.
- Le ruote sono di tipo bielicoide:
 - meno urti e vibrazioni rispetto alle ruote a denti dritti, quindi più silenziose (perché l'arco di azione è maggiore, minore il numero di denti e l'ingranamento più graduale)
 - annullano lo sforzo assiale che si genera nelle semplici ruote elicoidali (come dimostrato nella parte teorica)
- Gli alberi sono internamente cavi e le ruote dell'albero elica sono scavate nelle facce opposte e forate lungo tutto lo spessore: questa sensibile ma comunque significativa riduzione di materiale contribuisce alle caratteristiche di leggerezza richieste dal tipo di applicazione e ad una diminuzione del costo di produzione

4.3.2 FLANGIA - ELICA

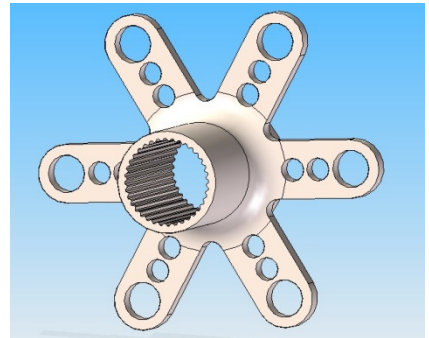
All'albero elica viene calettata una flangia attraverso i profili scanalati ricavati sui due componenti; tale flangia ha la funzione di trasmettere il moto dell'albero all'elica. I fori presenti sulla flangia servono per ospitare delle viti che permettono il suo ancoraggio all'elica.

Si riportano alcune immagini del componente:

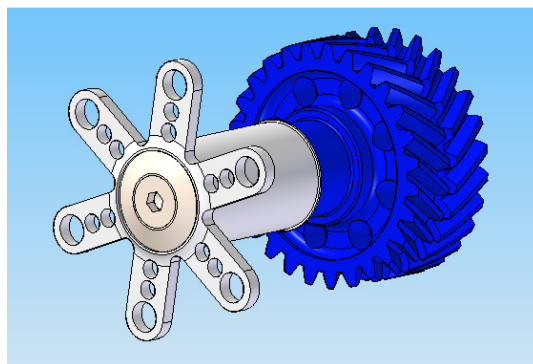
- 1) Flangia
- 2) Esploso Flangia – Rondella – Vite di accoppiamento all'albero
- 3) Assemblaggio Flangia – Albero Elica



2)



1



3)

4.3.3 ANELLI RADIALI DI TENUTA (PARAOLIO):

utilizzati solitamente come tenute per evitare fuoriuscite di lubrificante tra componenti in moto relativo di macchine, nel nostro caso tra albero (in moto rotante) e carter (stazionario).

Come i cuscinetti, anche questi sono stati scelti dal catalogo on-line della ditta SKF in base alle seguenti dimensioni:

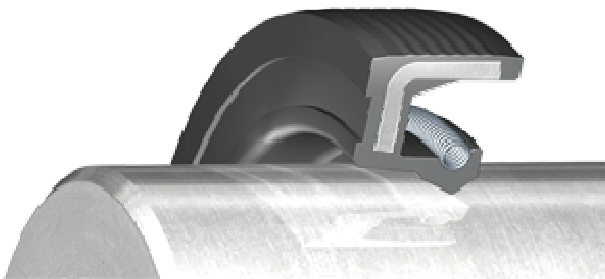
- diametro esterno dell'albero
- diametro del foro nel carter
- larghezza del foro nel carter

per determinare dell'anello rispettivamente:

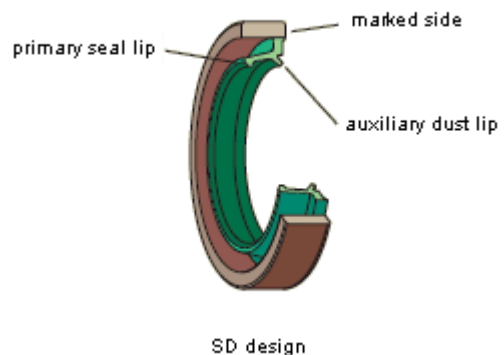
- diametro interno
- diametro esterno
- ingombro / larghezza

La scelta è caduta sui seguenti prodotti:

- a) **35x62x7 HMS 5 RG**, per l'albero motore
- b) **SD 45x55x4**, per l'albero elica (con più bassa altezza di sezione trasversale)



HSM design



CAPITOLO 5

I CUSCINETTI

5.1 INTRODUZIONE

Il cuscinetto è quell'organo meccanico utilizzato per ridurre l'attrito tra due oggetti in movimento rotatorio tra loro.

Nel nostro caso gli alberi hanno un moto rotatorio, ed i cuscinetti sono alloggiati negli appositi spazi ricavati nei due lati del carter.

Ci sono diversi tipi di cuscinetti (noi consideriamo quelli volventi) in base alle diverse esigenze di carico e velocità angolari.

La scelta di un cuscinetto dipende da diversi fattori, ma quello più importante è senz'altro la disposizione e l'entità delle forze a cui deve far fronte. Individuare quali fossero i cuscinetti più adatti è stato un compito non semplice soprattutto per l'ingombro radiale al quale si era vincolati per via dell'interasse delle ruote dentate.

Per arrivare alla scelta dei cuscinetti, si sono affrontate le seguenti fasi:

- Per prima cosa si è partiti tenendo conto del vincolo dato dalla durata in ore minima richiesta (300 ore a carico massimo).
- Un parametro base per la scelta è il diametro interno del cuscinetto, ovvero il diametro dell'albero nella zona in cui andrà accoppiato il cuscinetto; i diametri li si deve conoscere a priori, infatti i calcoli degli alberi vengono fatti precedentemente alla scelta dei cuscinetti.
- A questo punto si fa un'analisi delle forze in gioco, ovvero si valutano le loro direzioni ed entità. Questa è una fase importante perché permette di individuare al meglio il tipo di cuscinetto più adatto.

Si è fatto affidamento al sito dell' **skf**, una nota azienda produttrice di cuscinetti, che fornisce un servizio di calcolo e conseguente scelta dei cuscinetti. Si è optato per il calcolo della durata in ore (in modo da verificare che fossero maggiori di 300); oltre al tipo di cuscinetto, si sono poi ipotizzati due parametri che servono per il calcolo, ovvero il rendimento pari a 0.9 e la viscosità pari a 60 mm²/s.

- A questo punto inseriti i carichi agenti nel punto in cui è presente il cuscinetto, si riesce a calcolare le ore di vita; e se queste superano il limite minimo richiesto, la scelta è avvenuta con successo.

5.2 PROCEDURA PER CALCOLO

5.2.1 DATI DI CALCOLO

Occorre innanzitutto raccogliere i dati necessari al calcolo e alla scelta del cuscinetto più idoneo al tipo di applicazione richiesta. Essi sono:

- Determinare il **tipo di carico**, cioè se statico oppure dinamico.
- Determinare la **direzione e l'intensità dei carichi**, cioè di tipo assiale (F_a) e di tipo radiale (F_r).
- La **durata prevista**, espressa in ore (L_h).
- **Numero di giri** al minuto (n)

Successivamente si andrà a vedere su un catalogo di cuscinetti (ad esempio SKF) quale tipo di cuscinetto ne risulterà.

Tipi di funzionamento	Cuscinetti rotanti						Cuscinetti non rotanti	
	Esigenze relative alla silenziosità							
	non importanti		normali		elevate		a sfere	a rulli
	a sfere	a rulli	a sfere	a rulli	a sfere	a rulli	a sfere	a rulli
Dolce, senza vibrazioni	0.5	1	1	1.5	2	3	0.4	0.8
Normale	0.5	1	1	1.5	2	3.5	0.5	1
Marcati, carichi d'urto	≥1.5	≥2.5	≥1.5	≥3	≥2	≥4	≥1	≥2

Tipo di macchina	L _h (ore)
Macchine a funzionamento breve o intermittente, per cui eventuali interruzioni hanno importanza secondaria (strumenti, elettrodomestici, macchine agricole, gru per montaggio o per fonderia)	da 4000 a 8000
Macchine a funzionamento intermittente, per cui eventuali interruzioni hanno notevole importanza (motori per elettrodomestici ed impieghi agricoli, nastri trasportatori, montacarichi, gru per collettame, macchine utensili impiegate saltuariamente)	da 8000 a 12000
Macchine destinate a funzionare 8 ore al giorno, non sempre pienamente utilizzate (ingranaggi in genere, motori elettrici fissi)	da 12000 a 20000 da 16000 a 24000
Macchine destinate a funzionare 8 ore al giorno, pienamente utilizzate (macchine utensili, macchine per la lavorazione del legno, macchine varie per l'industria, gru per merci alla rinfusa, soffianti, ecc.)	da 20000 a 30000
Macchine a funzionamento continuo diurno e notturno (compressori, pompe, macchine elettriche, montacarichi per miniere)	da 50000 a 60000
Natanti (supporti di spinta, supporti radiali e motori elettrici per alberi portaelica)	da 60000 a 100000
Macchine a funzionamento continuo diurno e notturno, per le quali è richiesta la massima affidabilità (macchine per la produzione di cellulosa e di carta, generatori di energia motrice, acquedotti, pompe da miniera)	100000 ed oltre

Tabella - Valori indicativi della durata teorica per diversi tipi di macchine (Lh)

5.2.2 CALCOLO PER CARICO STATICO

Se siamo in presenza di un carico statico, si procederà nel modo seguente:

- Si inizia calcolando il **carico equivalente P₀**.

Se siamo solo in presenza di un carico radiale F_r, avremo che il carico equivalente sarà uguale al carico radiale → **P₀=F_r**

Se invece siamo sia in presenza di un carico radiale che di un carico assiale, allora in questo caso P₀ sarà uguale a → **P₀ = 0.6 · F_r + 0.5 · F_a** .

Se si dovesse ottenere un P₀ inferiore a F_r, allora si pone P₀=F_r

- Si procede calcolando il **coefficiente di carico statico C₀** con la seguente formula → **C₀= s₀ · P₀** dove s₀ è il coefficiente di sicurezza che si ricava con la seguente tabella:

- Verificare che F_a sia minore (oppure uguale) alla metà del coefficiente di carico statico C_0 . Se non viene verificato, il carico assiale è troppo alto per essere sopportato da un cuscinetto radiale senza causare eccessiva usura.
- Infine, in base ai valori del diametro interno d e del coefficiente di carico statico C_0 , si va a scegliere il cuscinetto tramite appositi cataloghi.

5.2.3 CALCOLO PER CARICO DINAMICO

In presenza di un carico dinamico, si procede in maniera diversa e precisamente nel seguente modo:

- Si inizia calcolando il **carico dinamico equivalente** P .
Se siamo in presenza di una carico radiale F_r , avremo che $P = F_r$
Se, invece, siamo in presenza di un carico sia radiale che assiale, si eseguono gli stessi calcoli precedentemente descritti per il calcolo in condizione statiche, per arrivare a calcolare il coefficiente di carico statico C_0
- Dopo aver calcolato il C_0 , si calcola il **rapporto fra il carico assiale F_a e C_0** . Tramite la tabella sottostante, si trovano i fattori X ed Y .

F_a/C_0	e	X	Y
0.025	0.22	0.56	2
0.04	0.24	0.56	1.8
0.07	0.27	0.56	1.6
0.13	0.31	0.56	1.4
0.25	0.37	0.56	1.2
0.5	0.44	0.56	1

- Successivamente si calcola il **rapporto fra F_a ed F_r** .
Si possono avere due casi:
 - 1) Se esso risulta inferiore a $e \rightarrow P = F_r$
 - 2) Se, invece, risulta superiore $\rightarrow P = F_r \cdot X + F_a \cdot Y$

- Ora si va a calcolare il **coefficiente di carico dinamico C**

$$C = P \cdot \left(60 \cdot n \cdot \frac{L_h}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}}$$

Dove **p** (detto **esponente di Palmgren**) è uguale a 3 nel caso di cuscinetti a sfere e a 10/3 nel caso di cuscinetti a rulli.

- Infine, in base ai valori del diametro interno **d** e del coefficiente di carico dinamico **C**, si sceglie il cuscinetto più idoneo tramite il catalogo.

5.3 SCELTA DEI CUSCINETTI

In seguito al procedimento detto sopra, si è arrivati dunque ai quattro cuscinetti scelti:

ALBERO MOTORE :

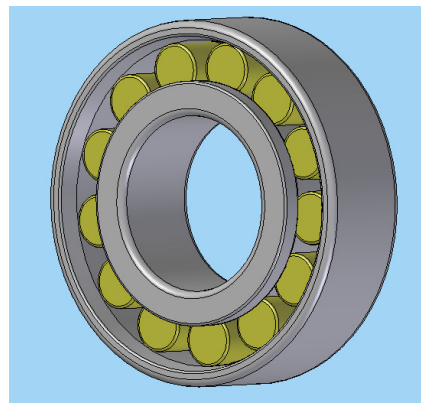
- ❖ Cuscinetto a rulli cilindrici ad una corona NU 1007 ECP (lato motore)
 - Diametro interno = 35 mm
 - Diametro esterno = 62 mm
 - Larghezza = 14 mm
 - Numero di giri di calcolo = 4400 giri/min
 - Viscosità = 60 mm²/s
 - Carico dinamico C = 35,8 kN
 - Carico radiale = 6,1 kN
 - Carico assiale = 0 kN
 - Durata a carico massimo = 1380 h

❖ Cuscinetto a **rulli cilindrici ad una corona NU 205 ECP** (lato elica):

- Diametro esterno = 25 mm
- Diametro interno = 52 mm
- Larghezza = 15 mm
- Numero di giri di calcolo = 4400 giri/min
- Viscosità = 60 mm²/s
- Carico dinamico C = 28,6 kN
- Carico radiale = 7,1 kN
- Carico assiale = 0 kN
- Durata a carico massimo = 410 h



NU 1007 ECP



NU 205 ECP

ALBERO ELICA :

❖ Un cuscinetto a **rulli cilindrici con una corona NU 204 ECP** (anteriore – lato motore):

- Diametro interno = 20 mm
- Diametro esterno = 47 mm
- Larghezza = 14 mm
- Numero di giri di calcolo = 1886 giri/min
- Viscosità = 60 mm²/s

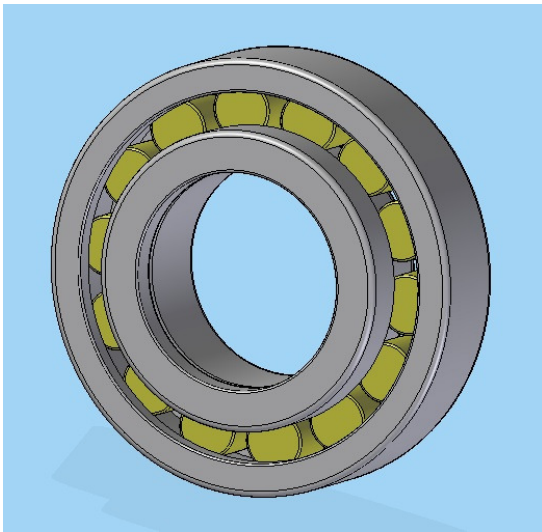
- Carico dinamico $C = 25,1\text{kN}$
- Carico radiale = $10,4\text{ kN}$
- Carico assiale = 0 kN
- Durata a carico massimo = 420 h

❖ Un cuscinetto **radiale a sfere a due corona 4208 ATN 9** (lato elica)

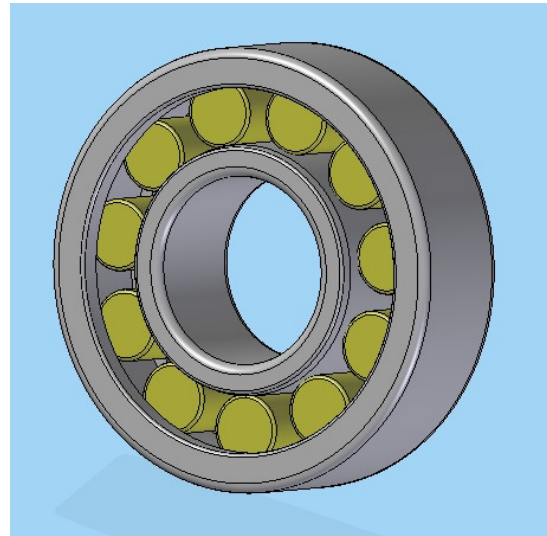
- Diametro interno = 40 mm
- Diametro esterno = 80 mm
- Larghezza = 23 mm
- Numero di giri di calcolo = 1886 giri/min
- Viscosità = $60\text{ mm}^2/\text{s}$
- Carico dinamico $C = 37,1\text{kN}$
- Carico radiale = $12,5\text{ kN}$
- Carico assiale = 6 kN
- Durata a carico massimo = 220 h

Questo ultimo cuscinetto non garantisce una lunga durata nel funzionamento a regime, ma ci permette di sostenere l'elevata reazione vincolare dell'albero in quella porzione, e siccome siamo molto vincolati in termini di ingombri radiali ed assiali all'interno del carter commerciale non abbiamo avuto altre possibilità; si tratterà di cambiarlo più spesso di tutti gli altri, con conseguente aumento dei costi di manutenzione!

A parte il cuscinetto 4208 ATN 9 dell'albero elica gli altri garantiscono una durata di funzionamento a regime ben superiore alle 300 ore quindi possiamo ritenerci soddisfatti dei risultati ottenuti, visti i vincoli di spazio in cui siamo incappati.



NU 204 ECP



NU 208 ECJ

5.4 DANNI NEI CUSCINETTI

Passiamo ora a parlare delle possibili avarie che possono colpire i cuscinetti.

Questi inconvenienti possono essere dovuti ad errori di montaggio degli stessi, difetti nel materiale con cui sono stati fabbricati e malfunzionamenti durante la fase di esercizio (come, ad esempio, una non corretta lubrificazione); ciò porta a danneggiare i cuscinetti in modi differenti.

- **Impronte** → Si tratta di una deformazione plastica delle superfici di rotolamento, con conseguente funzionamento anormale, aumento dell'attrito, rumore e vibrazioni con peggioramento delle condizioni fino alla rottura degli elementi volventi o degli anelli, oppure fino al bloccaggio degli elementi per saldatura dovuta al calore generato per attrito. Le impronte vengono prodotte da forti carichi impulsivi (urti, rotture, ecc.), di solito ad albero fermo o a bassa velocità. Per evitare questo tipo di cedimento sarà fondamentale il calcolo a carico statico (vedi oltre).
- **Sfogliature** → I cuscinetti che lavorano a alte velocità, anche se sottoposti a carichi relativamente bassi (che non comportano, cioè, pericolo di deformazioni plastiche) possono presentare dei cedimenti

delle superfici di rotolamento sotto forma di scheggiature, tipiche delle sollecitazioni a fatica. Contro questo tipo di avarie si esegue il cosiddetto calcolo a durata.

- **Usura** → Si tratta di deformazioni e rotture dovute a condizioni errate di funzionamento come un'inefficace lubrificazione, inquinamento, ecc.

CAPITOLO 6

IL CARTER

6.1 CARATTERISTICHE

Il carter è un componente che ha la funzione di sostenere e racchiudere tutto l'insieme riduttore, per questo motivo deve rispettare le dimensioni e la forma di quest'ultimo.

In particolare le dimensioni del carter sono vincolate dalla posizione dei cuscinetti e quindi dalla loro distanza reciproca.

Per quel che riguarda la forma, presenta un profilo semplice, che rispetta tutti i vincoli che si devono tenere per la fusione, e che rispetta l'ingombro del riduttore al suo interno, minimizzando gli spazi morti per avere un peso minore.

Il carter è realizzato in due parti asimmetriche ottenute per fusione in terra, che vengono poi assemblate allineando dei fori creati su un profilo comune e da due spine cilindriche posizionate su tale profilo che dovranno interporsi perfettamente; il fissaggio avviene attraverso delle viti M6 a testa esagonale. Tra le due parti inoltre può essere interposta una guarnizione di gomma siliconata che permette l'isolamento del riduttore dall'esterno, onde evitare la fuoriuscita di olio o l'immissione di sporcizia dall'esterno.

Per quel che riguarda il materiale, si tratta di una lega di magnesio da fonderia **AZ91**, utilizzata per colate normali e con ottime prestazioni meccaniche, che conferisce inoltre al componente un peso davvero basso ,ovvero, circa **1,4 kg**.

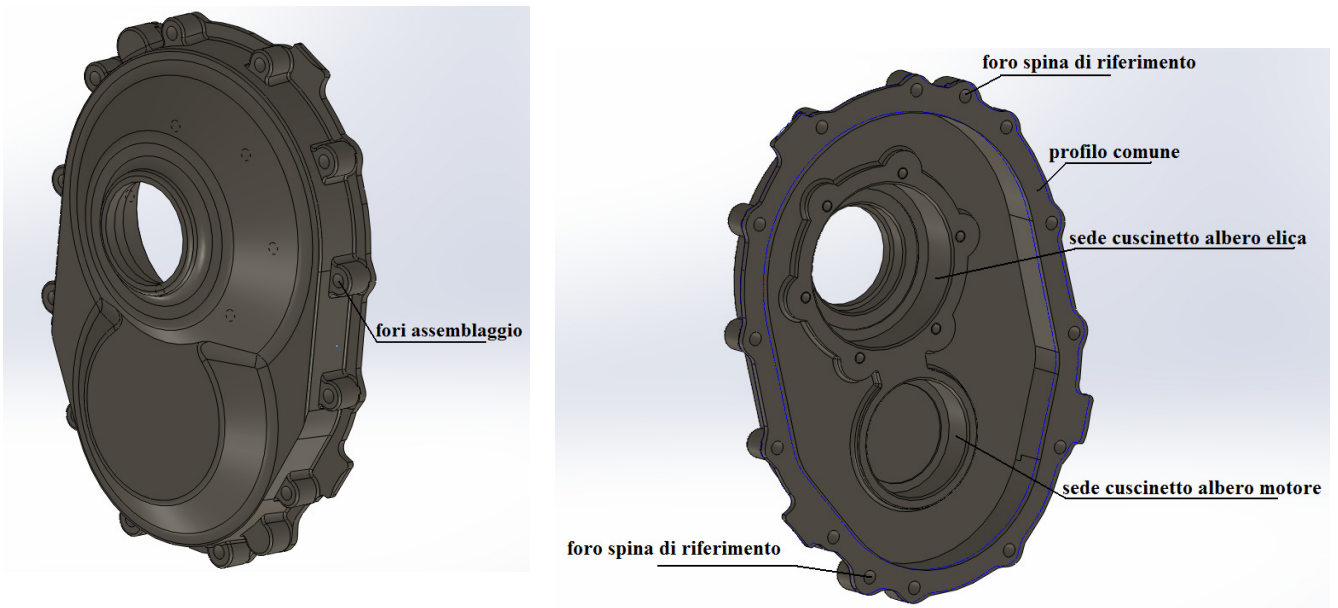
Una delle importanti caratteristiche che fanno del magnesio un metallo unico, è la sua bassa densità unita ad un buon modulo elastico specifico e ad una elevata resistenza specifica. In particolare la lega da noi utilizzata presenta le seguenti caratteristiche:

- Carico di rottura = 225 Mpa
- Carico di snervamento =160 Mpa
- Allungamento percentuale = 2.0 %

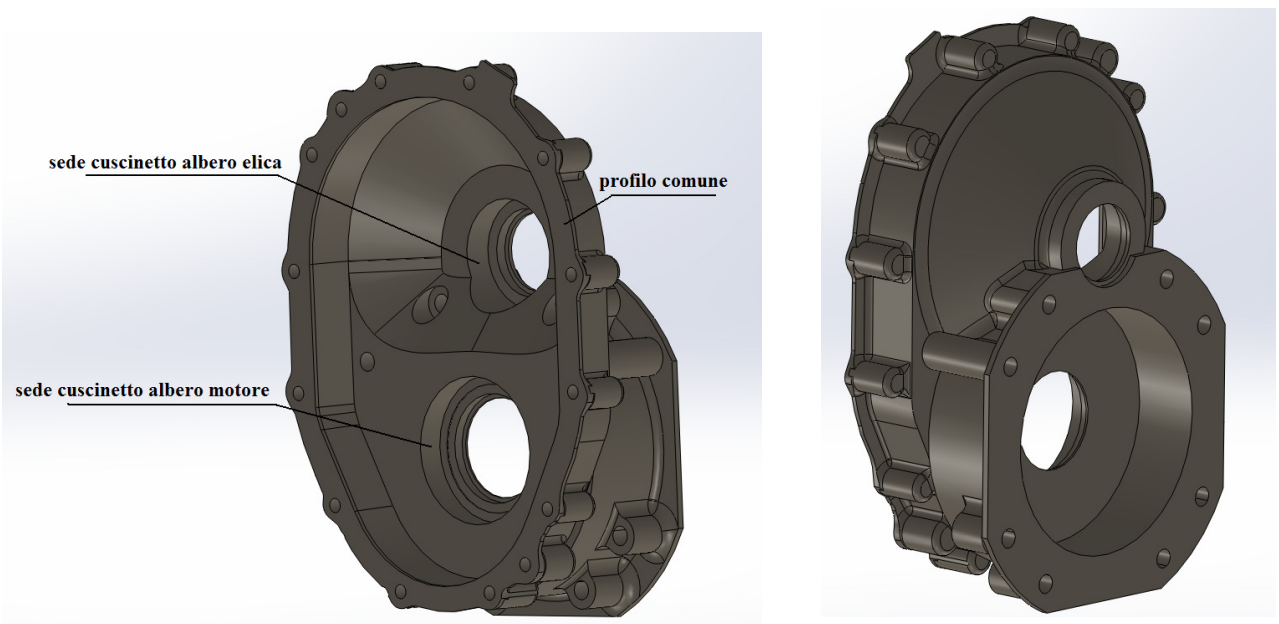
Le leghe di magnesio possiedono una buona lavorabilità alle macchine utensili ed un'ottima colabilità; inoltre la buona stabilità dimensionale conferisce nei processi di fusione una

velocità di ritiro costante durante la solidificazione e la quasi assenza di stress dovuti al ritiro .

Queste caratteristiche hanno fatto del magnesio un materiale appetibile per la realizzazione del carter che gode di ottime qualità sotto tutti gli aspetti, quali il peso, l'ingombro e la resistenza.



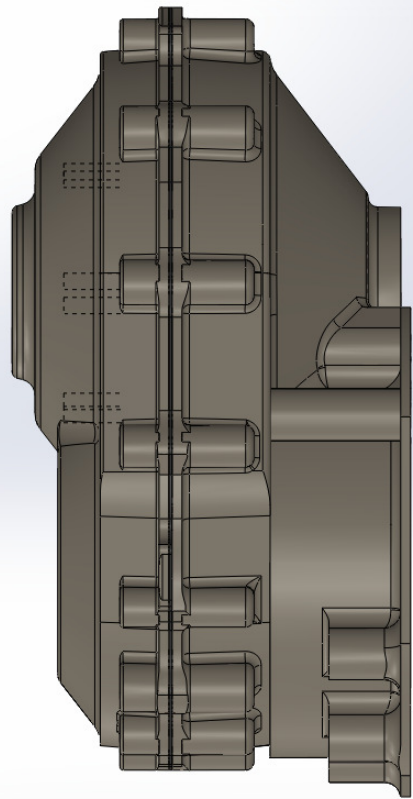
Parte carter lato elica



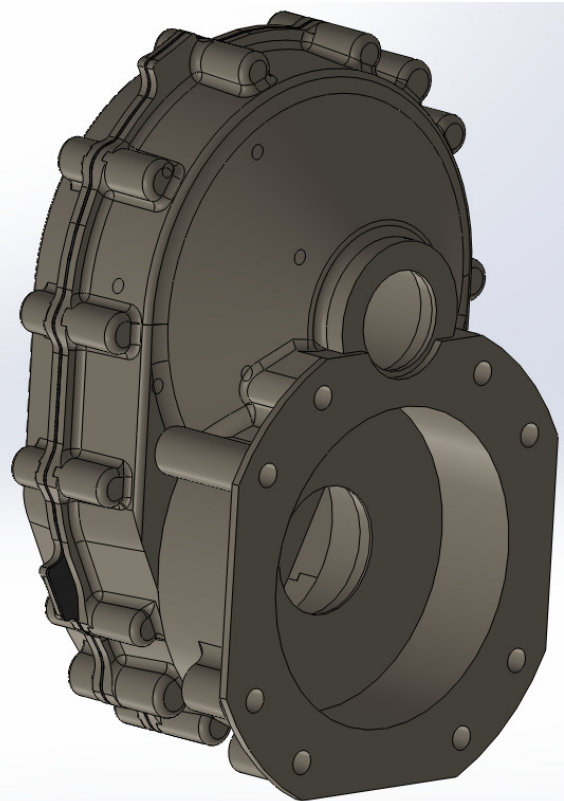
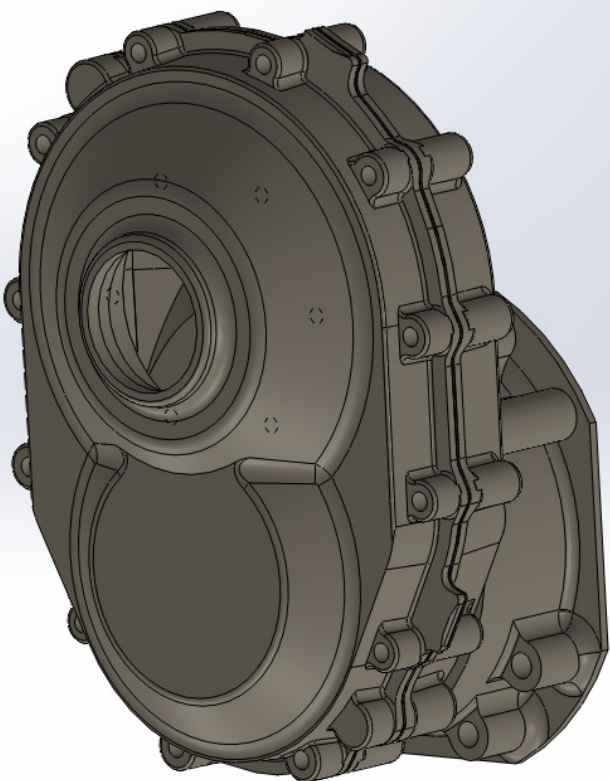
Parte carter lato motore



Guarnizione



Carter assemblato



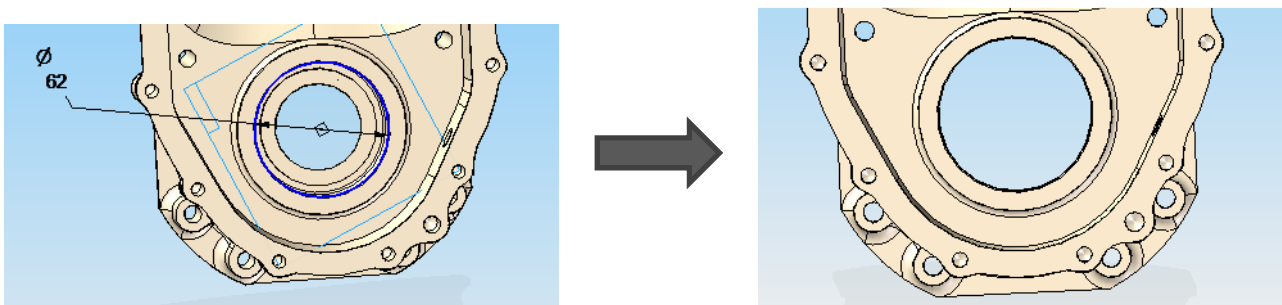
6.2 MODIFICHE APPORTATE AL CARTER :

Non è stato naturalmente possibile conservare nella sua totalità la fisionomia del carter a causa della variazione delle dimensioni dei componenti che completano l'ingranaggio interno rispetto a quelle del riduttore precedente.

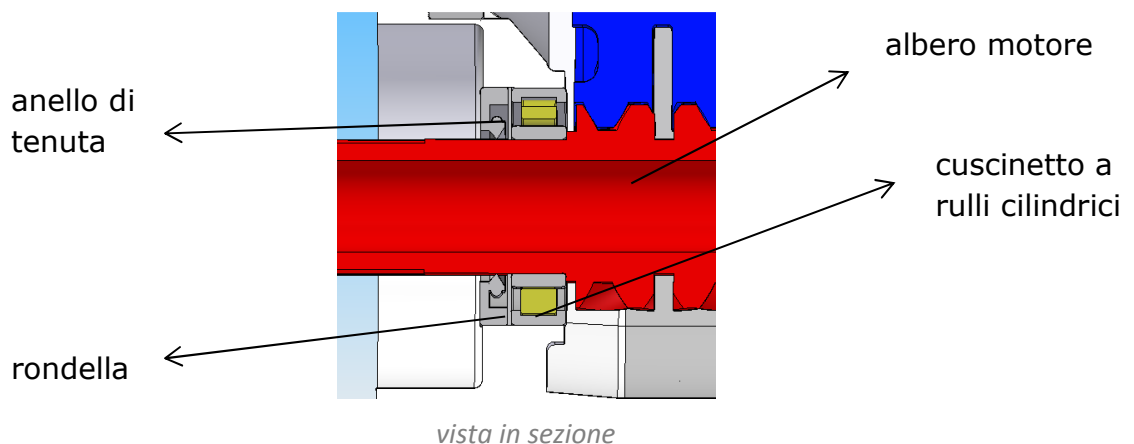
E' stato infatti necessario portare i seguenti cambiamenti:

➤ SEMI-CARTER LATO MOTORE:

- in seguito all'aumento del diametro dell'albero motore da 25 a 35 mm ed alla scelta di un cuscinetto avente diametro esterno pari a 62 mm è stato necessario scavare la sede di questo per permetterne l'alloggiamento, quindi il nuovo foro è largo 62 mm e per garantire la tenuta è stato installato un anello "paraolio" apposito con diametro interno uguale a quello dell'albero e diametro esterno uguale a quello del nuovo foro

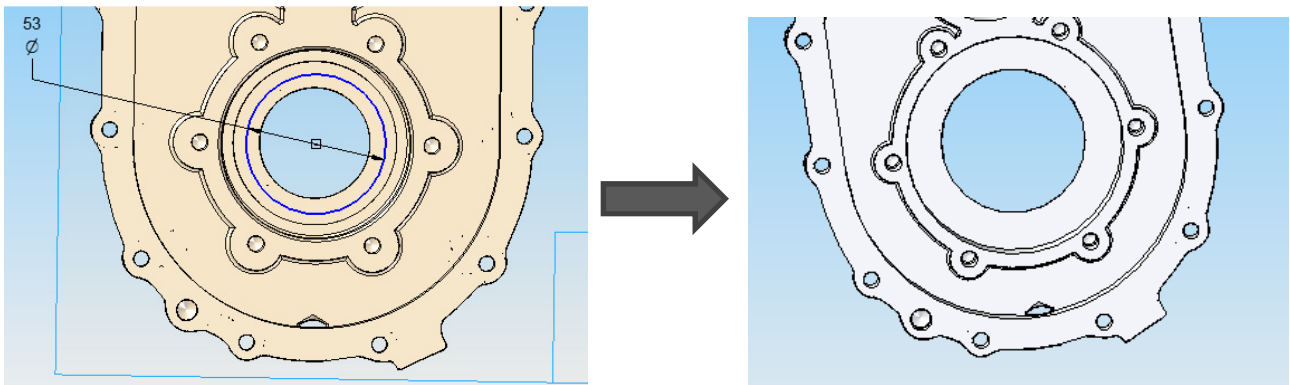


L'anello di tenuta è separato dal cuscinetto per mezzo di una rondella di misura

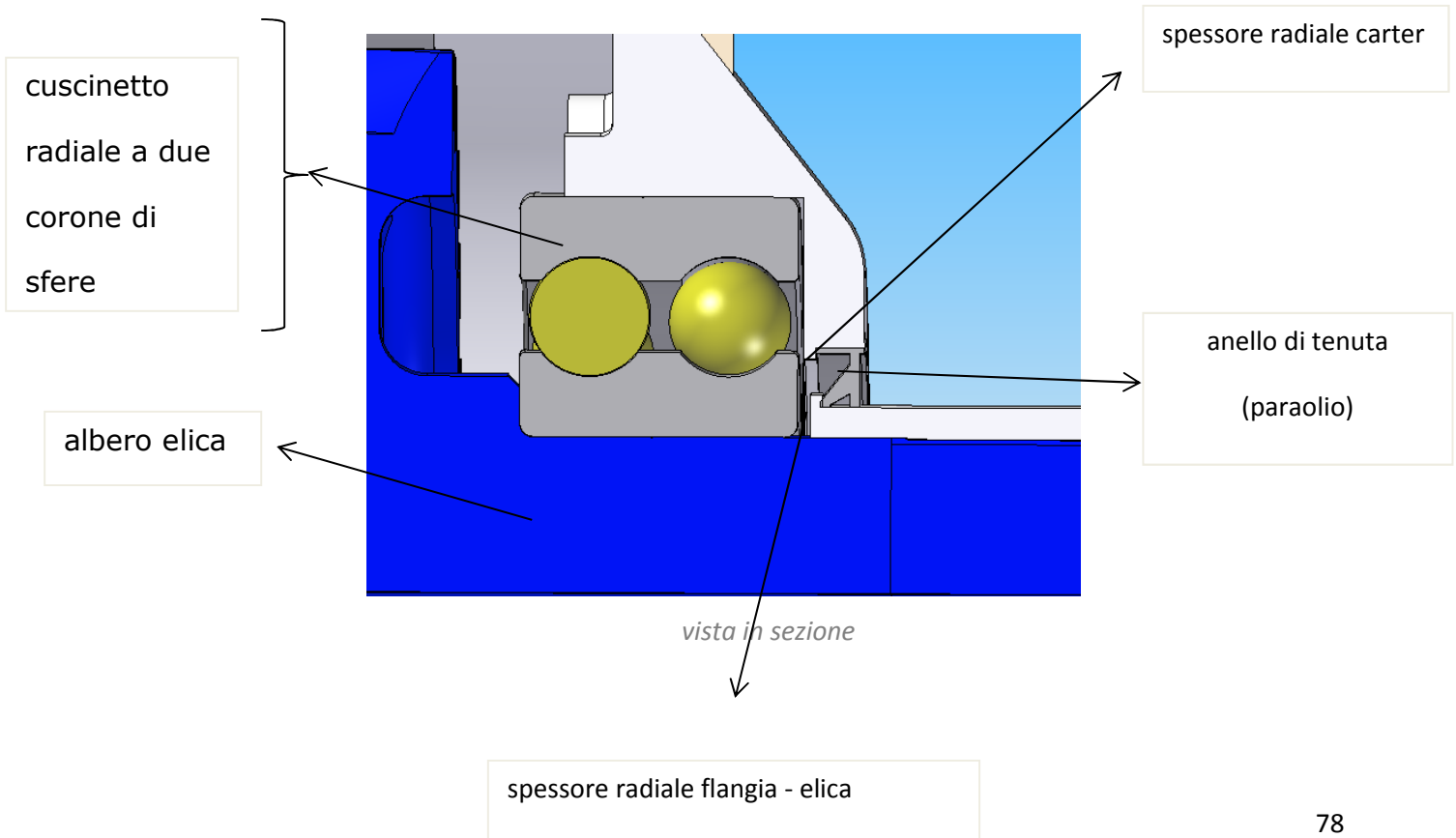


➤ SEMI-CARTER LATO ELICA:

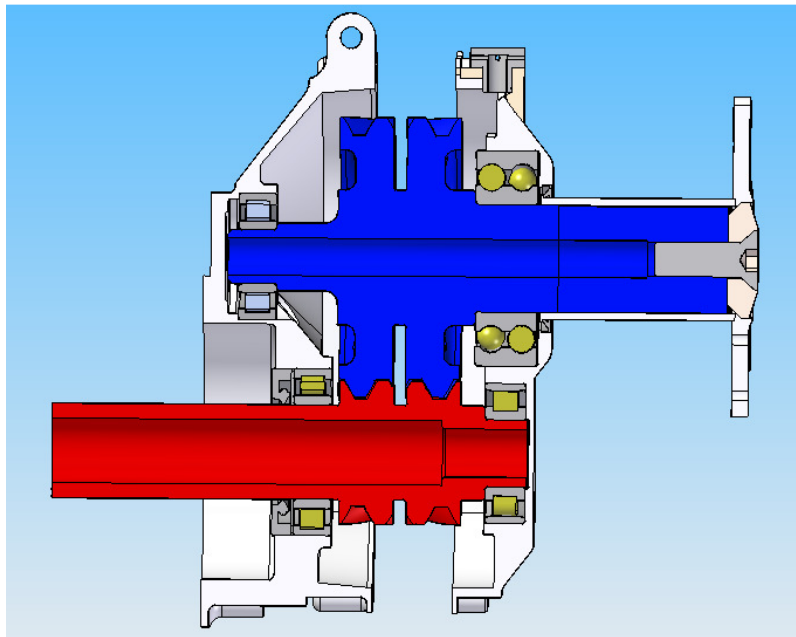
- anche l'albero elica è aumentato di diametro da 30 a 40 mm e dalla parte dell'elica da progetto si è scelto un cuscinetto radiale a due corone di sfere con diametro esterno pari a 80 mm; è stato quindi effettuato anche qui uno scavo per allargare il foro di uscita dell'albero elica fino a 53 mm.



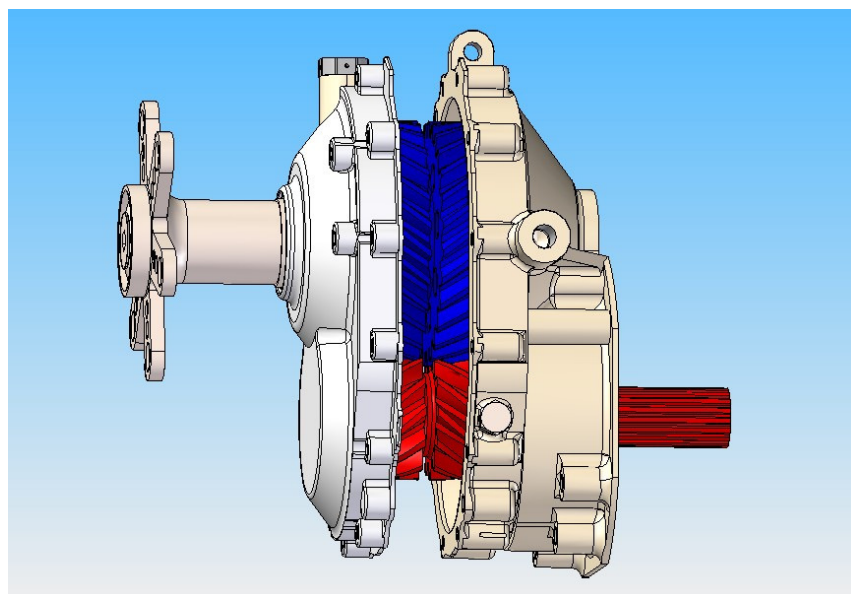
In questo caso l'anello di tenuta è separato dal cuscinetto per mezzo di due spessori radiali che sono rispettivamente solidali uno al carter, l'altro al terminale della flangia porta-elica.



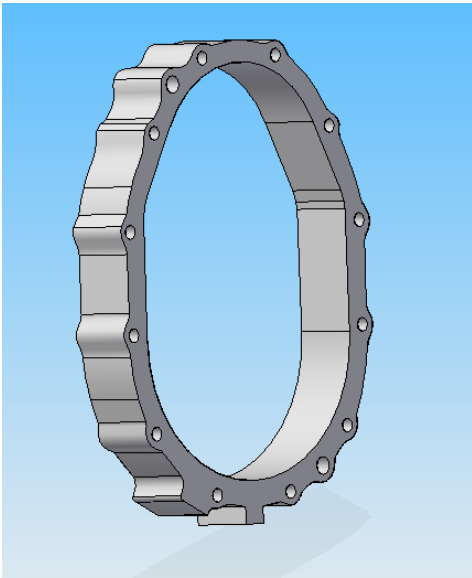
- in seguito ad un notevole aumento di spessore dell'ingranaggio, in fase di assemblaggio, si è presentato il problema di chiusura del carter, poichè le due parti che lo compongono rimanevano distanti 30 mm:
 - a soluzione di ciò si è scelto di progettare uno spessore in lega di magnesio che ricalca perfettamente la forma del profilo di contatto dei due semi-carter, che ora saranno collegati con nuove viti più lunghe delle precedenti di 30 mm



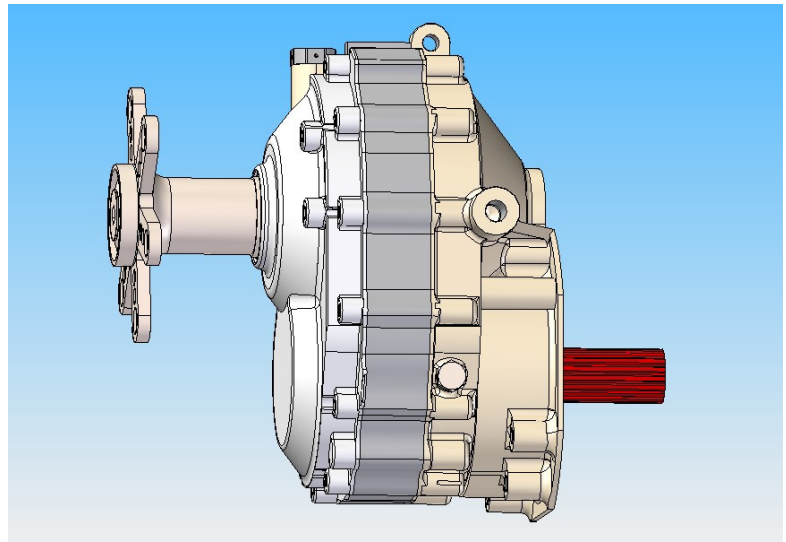
vista in sezione del riduttore senza lo spessore del carter



vista 3D del riduttore senza spessore

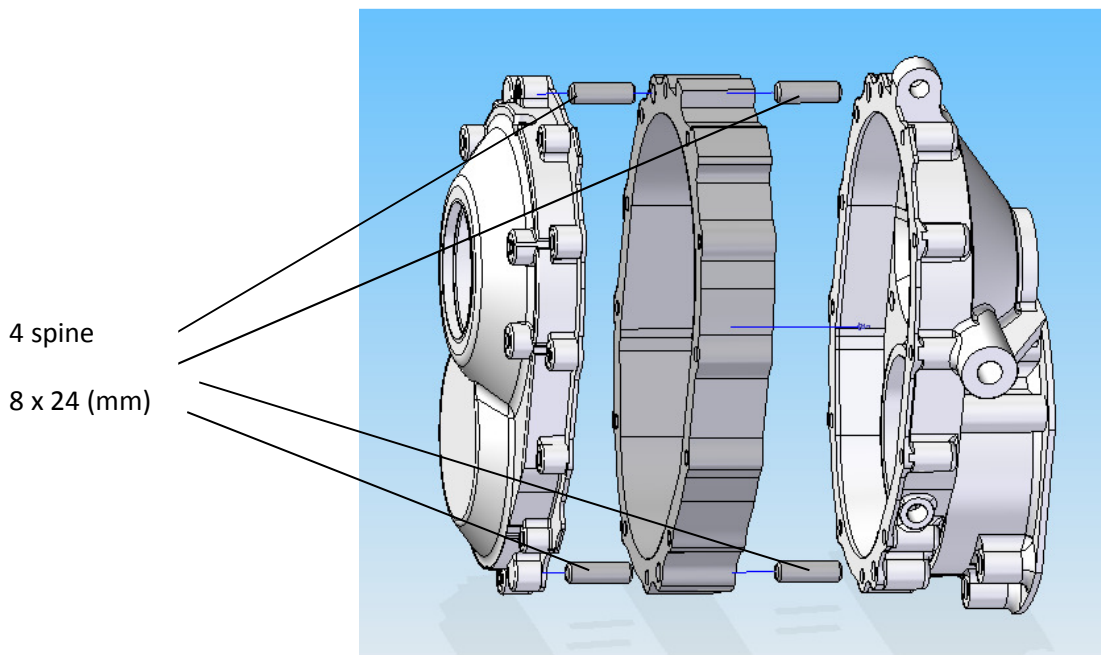


spessore carter



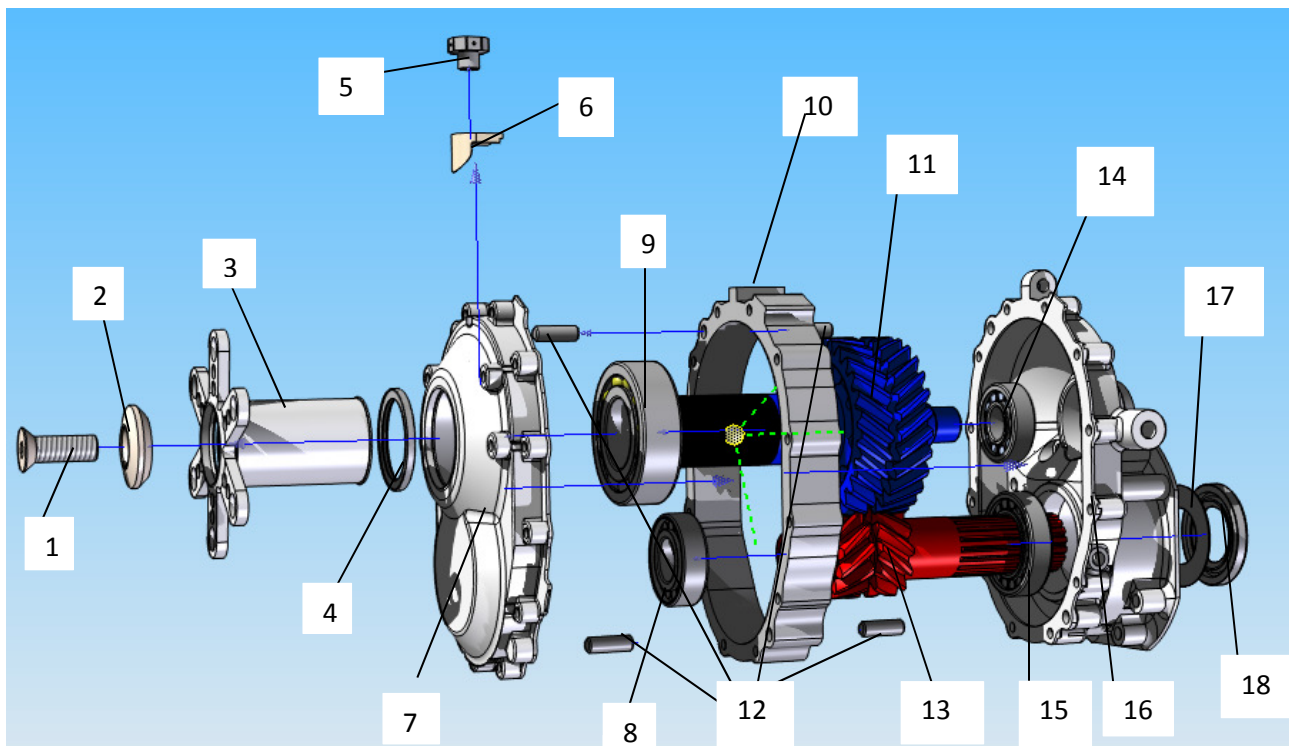
riduttore completo

- essendo il carter precedentemente assemblato utilizzando in primis due spine di diametro 8mm e lunghe 20mm e poi chiuso con 12 viti M6X25, abbiamo dovuto scegliere, per assemblare anche lo spessore interno, 4 spine sempre di diametro 8mm e lunghe 24mm, che due a due collegano ciascun semi-carter allo spessore, e viti M6x55.



esplosio assemblaggio carter

ASSIEME ESPLOSO DEL RIDUTTORE COMPLETO



COMPONENTI:

1. VITE COLLEGAMENTO RONDELLA – FLANGIA PORTAELICA
2. RONDELLA FLANGIA PORTAELICA
3. FLANGIA PORTAELICA
4. ANELLO RADIALE DI TENUTA **SD 45X55X4**
5. DEGASATORE
6. TAPPO CARTER LATO ELICA
7. CARTER LATO ELICA
8. CUSCINETTO A RULLICINDRICI AD UNA CORONA **NU_205_ECP**
9. CUSCINETTO RADIALE A SFERE A DOPPIA CORONA **4208_ATN_9**
10. SPESSORE CARTER
11. ALBERO ELICA
12. SPINE COLLEGAMENTO CARTER – SPESSORE
13. ALBERO MOTORE
14. CUSCINETTO A RULLI CILINDRICI AD UNA CORONA **NU_204_ECP**
15. CUSCINETTO A RULLI CILINDRICI AD UNA CORONA **NU_1007_ECP**
16. CARTER LATO MOTORE
17. RONDELLA
18. ANELLO RADIALE DI TENUTA **35X62X7_HMS5_RG**

RISULTATI E CONCLUSIONE

- I risultati ottenuti dal progetto sono soddisfacenti poiché si è raggiunto l'obiettivo di potenza prefissato (300HP) senza apportare troppe modifiche al carter commerciale, il tutto nel rispetto dei requisiti di affidabilità e sicurezza
- Inoltre durante la progettazione si è verificato un errore di riporto di dati dai progetti antecedenti: il carter originale presentava un interasse di **80** anziché 72,5; di questo ce ne siamo accorti al CAD in fase di assemblaggio del riduttore con il carter: le ruote non ingranavano!!

Nonostante questo errore abbiamo proceduto su questa strada riproducendo però il carter in scala ridotta (**72,5/80:1**) affinché il suo interasse fosse uguale a quello del riduttore, 72,5 appunto, ottenendo importanti risultati sul nuovo riduttore ed una valida intuizione su quello precedente:

- abbiamo raggiunto l'aumento di potenza voluto, da 150 HP a 300 HP, addirittura riducendo il volume del riduttore di circa un 10 %, che comporta una significativa perdita di peso, approssimativamente pari al cubo della riduzione $(1.1^3)=1.331$. Quindi si avrebbe una teorica riduzione delle masse pari al 30%.
- anche il riduttore precedente può essere riprogettato più compatto e più leggero con una significativa riduzione dei costi.

Questo risultato è ancor più importante se si considera che questo riduttore è stato progettato per applicazioni aeronautiche leggere.

**COMPATTEZZA, LEGGEREZZA E AFFIDABILITA' SONO
REQUISITI FONDAMENTALI !!**

BIBLIOGRAFIA

- **Dario Croccolo – Nicolò Vincenzi**
“*Lezioni di Fondamenti e Tecnica della Progettazione Meccanica*”, Progetto Leonardo, Bologna, 2009.

- **Vincenzo Dal Re**
“*Lezioni del corso di Comportamento Meccanico dei Materiali*”.

- **Robert C. Juvinal – Kurt M. Marshek**
“*Fondamenti della progettazione dei component delle machine*”, Edizioni ETS, 1993.

- **G. Manfrè – M. Pozza – G. Scarato**
“*Disegno Meccanico*”, Principato Editore, 1991.

- **Funaioli E. - Maggiore A. - Meneghetti U.**
“*Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine, Prima parte: Fondamenti di Meccanica delle Macchine*”, Patròn Editore , Bologna, 2005.

- **Funaioli E. - Maggiore A. - Meneghetti U.**
*“Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine,
Seconda parte: Elementi di Meccanica degli
Azionamenti”*, Pàtron Editore, Bologna, 2007.

SITI WEB

- *Catalogo cuscinetti*, **www.skf.com**.
- *Materiali speciali, lega di Acciaio 300M*,
www.pacificalloys.com