

**ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA**

**SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
- Sede di Bologna -**

**Corso di Laurea in
INGEGNERIA MECCANICA**

ELABORATO FINALE DI LAUREA

in Disegno tecnico industriale

***Studio e ottimizzazione di un riduttore aeronautico di potenza
per motori alternativi***

**CANDIDATO
Camillo Sergio Marfisi**

**RELATORE
Prof. Ing. Luca Piancastelli**

**Anno Accademico 2015/2016
Sessione III**

INDICE

Introduzione.....	p.3
Capitolo 1 – Generalità sulle ruote dentate.....	p.6
1.1 Classificazione degli ingranaggi.....	p.9
1.2 Geometria di una ruota dentata.....	p.13
1.3 Parametri di base degli ingranaggi.....	p.15
1.4 Cause di danneggiamento delle ruote dentate.....	p.20
Capitolo 2 - Generalità sui riduttori di velocità.....	p.26
2.1 Trasmissioni di potenza e trasmissioni meccaniche.....	p.26
2.2 Caratteristiche e classificazione dei riduttori.....	p.28
2.3 Criteri di design di un riduttore.....	p.31
Capitolo 3 – Cuscinetti.....	p.32
3.1 Generalità sui cuscinetti.....	p.32
3.2 Criteri di scelta dei cuscinetti.....	p.34
3.3 Scelta e verifica dei cuscinetti del nuovo riduttore.....	p.36
Capitolo 4 – Progettazione.....	p.42
4.1 Progettazione delle ruote dentate.....	p.42
4.1.1 Disegno delle ruote da alloggiare su alberi.....	p.45
4.1.2 Procedura di progettazione delle nuove ruote dentate.....	p.46
4.2 Progettazione degli alberi.....	p.60
4.2.1 Criteri di design di un albero.....	p.61
4.2.2 Disegno di un albero sulla base forza.....	p.63
4.2.3 Codice ASME per la progettazione dell'albero.....	p.66
4.3 Design degli alberi del nuovo riduttore.....	p.67
4.3.1 Verifica degli alberi.....	p.70

Capitolo 5 – Carter.....	p.91
5.1 Generalità sui carter.....	p.91
5.2 Criteri di disegno di un carter e costruzione.....	p.94
5.3 Modifica di un carter esistente.....	p.98
5.3.1 Componentistica.....	p.101
Conclusioni.....	p.108
Bibliografia e sitografia.....	p.109

INTRODUZIONE

Come ogni campo dell'ingegneria, anche quello inerente allo sviluppo di motori aerei, è in continuo sviluppo, e, di volta in volta, la progettazione richiede nuove soluzioni per rendere sempre più efficienti ed affidabili i velivoli, mantenendo ridotti i costi di produzione e manutenzione.

In particolare, si è pensato di porre rimedio a queste molteplici necessità introducendo l'utilizzo di motori diesel di derivazione automobilistica: economici dal punto di vista della manutenzione e della produzione, in quanto largamente diffusi e testati, ben si prestano all'adattamento ad uso aeronautico. Nel caso specifico del progetto che intendo affrontare, si tratta di un motore Audi V12 tdi, elaborato fino a raggiungere i 900 hp e velocità su albero motore 5,000 rpm.

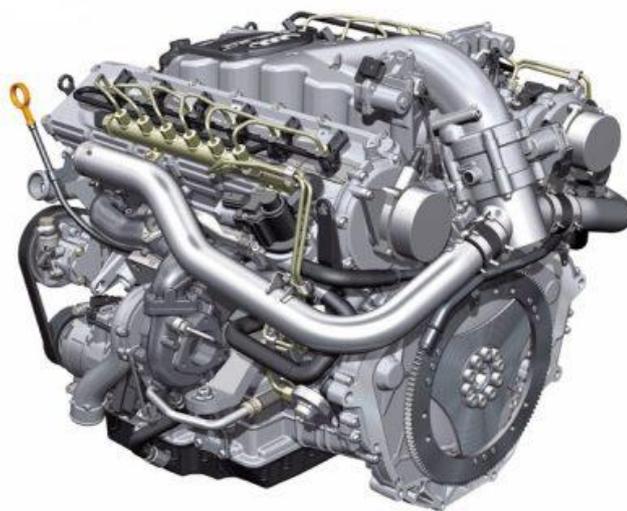


Fig: Motore Audi V12 tdi

Naturalmente, l'adattamento di tale motore implica una riprogettazione del riduttore, affinché si ottenga in uscita una velocità di 1185 rpm. Infatti, la rotazione dell'elica non dovrebbe mai superare i 2700-2800 giri al minuto, in quanto ad una velocità di

rotazione superiore, le pale dell'elica raggiungerebbero una velocità prossima a quella del suono, creando rumori insopportabili e fastidiose vibrazioni, nonché la perdita dell'efficacia dell'elica stessa.

In questo caso, non è possibile innestare l'elica direttamente al motore, e si rende necessario interporre tra le componenti un riduttore, il quale agisca al fine di ottenere il numero di giri al minuto ottimale.

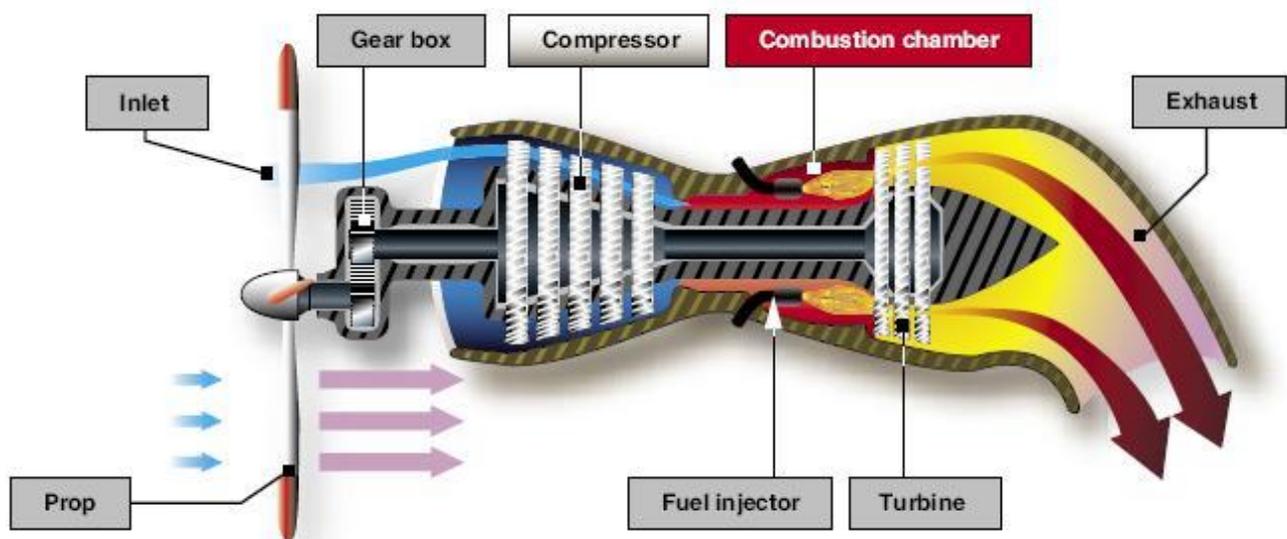


Fig: Elica-Riduttore-Motore

La mia tesi nasce dal lavoro precedentemente sviluppato da un mio collega, il quale aveva elaborato un riduttore in grado di modificare la potenza in entrata da 600 a 900 hp, riprogettando le ruote dentate e selezionando nuovi cuscinetti, pur mantenendo i carter iniziali, opportunamente modificati.

Il mio obiettivo è quello di elaborare ulteriormente il compito da lui svolto, sviluppando un nuovo riduttore in grado di utilizzare sempre la potenza in entrata di un motore da 900 hp ma di rendere il riduttore nel suo insieme, più compatto e leggero possibile.

Ciò mi porterà a dover riprogettare gli alberi e ingranaggi, nonché tutti gli altri componenti accessori.

Cercherò comunque di mantenere gli ingombri del riduttore e le quote del carter nei parametri precedenti per non sacrificare l'affidabilità e non sforare troppo nel budget che potrebbe diventare troppo oneroso e andare a finire in una progettazione poco attinente con quelle che sono le esigenze reali.

CAPITOLO 1 – Generalità sulle ruote dentate

1.1 Classificazione degli ingranaggi

Una ruota dentata è un elemento di macchina, utilizzata per trasmettere moto e potenza tra due alberi rotanti per mezzo dell'impiego di denti. Come ho introdotto nel capitolo precedente, le ruote dentate operano in coppia, e quella più piccola viene chiamata pignone, mentre la grande corona. Di solito il pignone guida la corona, ed il sistema ottenuto è un riduttore di velocità. La distanza fra i centri degli alberi non è tanto grande come invece avviene nei sistemi di trasmissione per catena.

Gli ingranaggi sono generalmente preferibili perché questi sistemi sono guidati positivamente, possono essere totalmente chiusi, richiedono meno spazio e hanno una disposizione di guida compatta.

A seconda della relazione tra gli assi, della forma del solido su cui si sviluppano i denti, della curvatura del dente ed altre eventuali caratteristiche speciali, gli ingranaggi sono classificati nelle seguenti tipologie:

- **Ingranaggi cilindrici a denti dritti:** in una coppia di ingranaggio a denti dritti, gli assi degli alberi sono paralleli. Il solido di base è un cilindro e i denti dell'ingranaggio sono dritti lungo la lunghezza e paralleli agli assi.

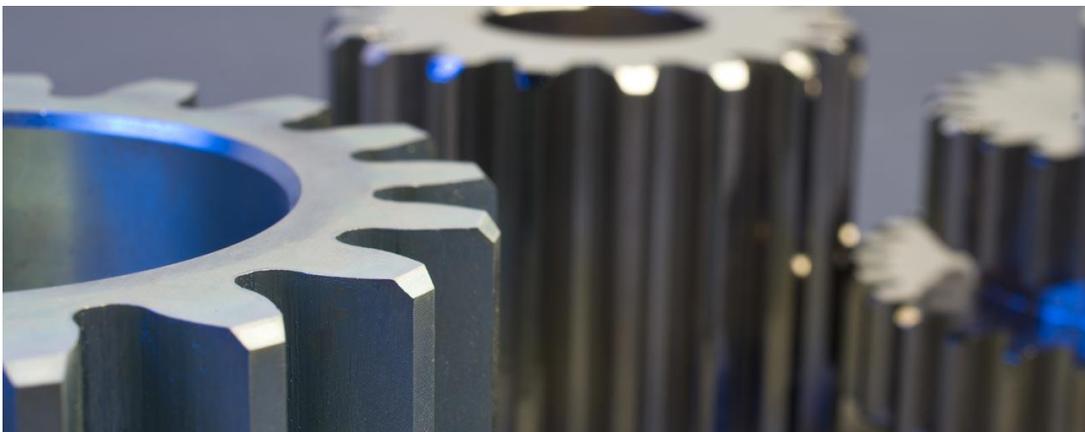


Fig: Ingranaggi cilindrici a denti dritti

- **Ingranaggi elicoidali:** la coppia d'ingranaggio ha anche gli assi paralleli e il solido di base è cilindrico. I denti hanno una curvatura elicoidale.



Fig: Ingranaggi elicoidali

- **Ingranaggi conici:** in questo tipo ingranaggio, gli assi delle ruote si intersecano e formano un angolo (che è di solito 90°).



Fig: Ingranaggi conici

- **Ingranaggi a vite senza fine:** in questo, gli assi non si intersecano e i piani contenenti gli assi sono paralleli. Il pignone è una vite senza fine e la corona una ruota elicoidale.



Fig: Ingranaggi a vite senza fine

Poiché questo progetto è finalizzato ad incrementare la potenza di un riduttore ad assi paralleli, ci limiteremo a parlare delle ruote che consentono di ottenere tale tipologia di riduttore, cioè, delle ruote cilindriche a denti dritti, delle ruote cilindriche a denti elicoidali e di quelle bi-elicoidali.

- **Ruote cilindriche a denti dritti**

Il tipo più comune di ingranaggio è quello a denti dritti, che si possono considerare generati dalla protrusione di una sezione lungo un asse perpendicolare al piano stesso. La ruota dentata risulta perciò piatta, l'asse dei denti si proietta radialmente dal centro di rotazione dell'ingranaggio e le creste dei denti decorrono trasversalmente al piano di rotazione e parallelamente tra loro.

Soffrono del problema del gioco: quando la rotazione avviene in un senso, un dente spinge contro un lato del corrispondente dente dell'altra ruota; se la rotazione si inverte, la faccia opposta deve spingere sulla corrispondente e questo comporta un momento in cui i denti si spostano senza trasmettere movimento. Ciò comporta che per un attimo, dopo avere applicato rotazione in entrata, non si ha rotazione in uscita.

○ **Ruote cilindriche a denti elicoidali**

La ruota elicoidale è un miglioramento rispetto a quella a denti dritti. I denti sono tagliati con un certo angolo rispetto al piano, in modo che la superficie di spinta tra i denti sia maggiore e il contatto avvenga più dolcemente, eliminando lo stridore caratteristico degli ingranaggi semplici. Progettando opportunamente l'angolo dei denti, è possibile accoppiare ingranaggi con gli assi sghembi o anche perpendicolari.

Durante la trasmissione del carico, in una coppia di ingranaggi elicoidali in presa, l'estremità anteriore del dente viene a contatto prima e la coda ultima. Così il dente prende carico gradualmente. Al contrario, durante la trasmissione del carico in ingranaggio a denti dritti, l'intera larghezza del dente entra in contatto nello stesso istante, e la linea di contatto tra i due ingranaggi è parallelo agli assi degli alberi del riduttore. Così, il contatto avviene su tutta la lunghezza del dente lungo la larghezza simultaneamente. In caso di un ingranaggio elicoidale, tuttavia, questa linea di contatto sulla superficie del dente è diagonale, iniziando da un punto alto sulla faccia, cioè nella parte superiore del dente, ad una estremità ad un certo punto basso sul fianco, cioè in prossimità del dente radice all'altra estremità del dente. Il contatto, quindi, progredisce gradualmente lungo l'intera larghezza del dente, coprendo la faccia del dente e del fianco.

Il risultato di tale impegno è il funzionamento più regolare rispetto agli ingranaggi a denti dritti, un carico maggiore e il funzionamento praticamente silenzioso. Inoltre, gli ingranaggi elicoidali offrono notevoli vantaggi per l'alta velocità e l'azionamento ad ingranaggi pesanti.

Una coppia elicoidale che ingrana ha maggior rapporto di contatto rispetto ad un

ingranaggio cilindrico corrispondente. Le forze di attrito che si generano a causa lo scorrimento reciproco dei denti prima e dopo il punto primitivo, vengono notevolmente ridotti. A causa del maggiore rapporto di contatto totale e del minore forze di attrito, gli effetti negativi sono relativamente più piccole in caso di guida reversibile.

Con una corretta selezione dell'angolo dell'elica, la lunghezza comune di contatto dei denti può essere notevolmente aumentata. Questo porta a minore carico specifico sulla superficie del dente che a sua volta favorisce la ritenzione di una pellicola di lubrificante.

La direzione di elica di ingranaggio elicoidale è definito come segue: se un ingranaggio elicoidale è tenuto davanti ad un osservatore, in modo tale che la sua faccia circolare è in un piano verticale e parallelo all'osservatore stesso, con l'asse delle marce in posizione orizzontale e perpendicolare all'osservatore, allora se le torsioni denti da sinistra verso destra mentre si allontana lontano dall'osservatore, cioè si torce in senso orario, tale dente si dice che abbia un'elica destrorsa. Se il dente torce distanti destra verso sinistra quando una marcia è tenuta in un modo simile, allora è un'elica sinistrorsa.

Una coppia di ruote elicoidali che ingrana tra di loro sviluppa carichi radiali e di spinta. Questi carichi sono presi dai cuscinetti su cui sono montati gli alberi che portano le ruote.

- **Ingranaggi a doppia elica o bi-elicoidali**

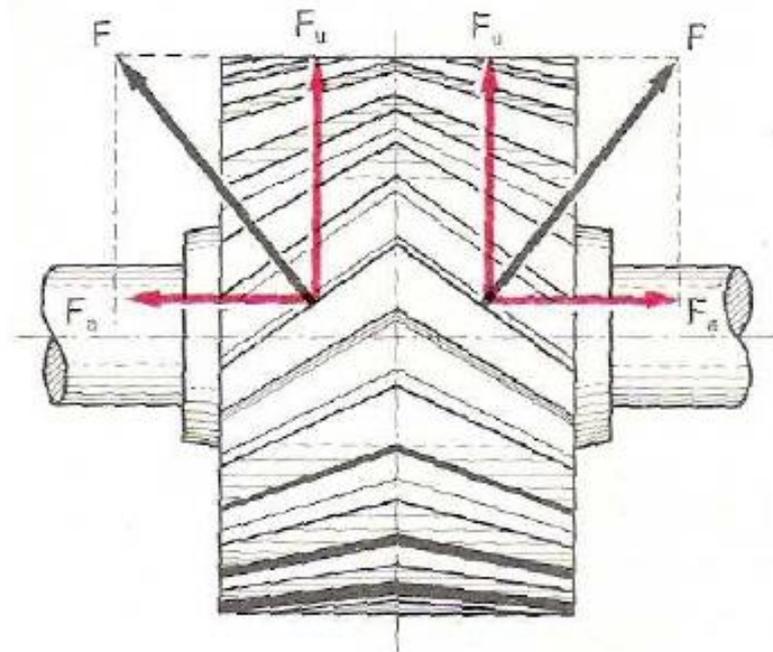


Fig. 2.13 - Distribuzione delle forze su ruote bielicoidali -

Fig: Ruota bi-elicoidali o a doppia elica

Ingranaggi a doppia elica sono generalmente utilizzati nelle trasmissioni ad alberi paralleli dove è necessario un movimento regolare e continuo nelle ruote ad alta velocità.

La velocità periferica della dentatura varia solitamente da 5m/sec a 15m/sec nelle normali applicazioni e può salire a 60m/sec o più in apparecchiature speciali, quali ingranaggi per i riduttori marini, turbo-alternatori, e macchine simili.

Come già introdotto, la spinta assiale può essere compensata da un cuscinetto (misto, portante o reggispinta), in modo parziale o totale, in base alla disposizione delle ruote dentate. Nella figura sottostante, si possono osservare due tipologie di compensazione: nel primo schema, ciascuna ruota della coppia di ruote coniugate è suddivisa in due ruote affiancate, aventi opposte inclinazioni d'elica; nel secondo schema, è stato posto un albero intermedio tra quello motore e quello condotto, il quale è caricato da due forze assiali di versi opposti che parzialmente si compensano.

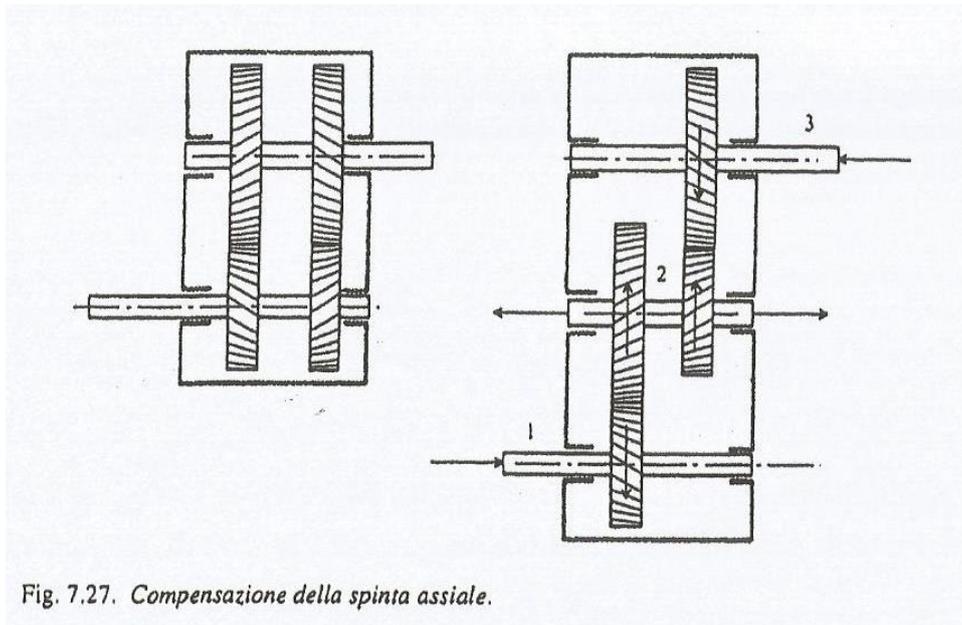


Fig. 7.27. Compensazione della spinta assiale.

Fig: Compensazione della spinta assiale

Il valore dell'angolo elica β utilizzato nel caso di ingranaggi a doppia elica è normalmente compreso tra 20° e 45° , con angoli superiori per ingranaggi di precisione e minori pressioni del dente. Come nel caso di tanti altri tipi di ingranaggi, il fallimento nella trasmissione ingranaggio a doppia elica viene raramente attribuito alla rottura dei denti, ma molto più probabile che sia dovuto alla fatica. L'usura eccessiva può avere luogo, e la fatica può causare guasti sub-superficiali quali pitting o scheggiatura. La durezza della superficie, quindi, dovrebbe essere il criterio di progettazione.

Gli ingranaggi a doppia elica sono generalmente robusti nella costruzione, sono resistenti agli urti e possono subire frequenti inversioni della direzione dei carichi senza effetti negativi evidenti.

Poiché questi ingranaggi di solito hanno elevato angolo di elica, i pignoni con un basso numero di denti si potrebbero tagliare. Il numero minimo di denti di un pignone in tali casi può essere possibile a partire da 4 o 5. Questo è un vantaggio degli ingranaggi a doppia elica.

1.2 Geometria di una ruota dentata

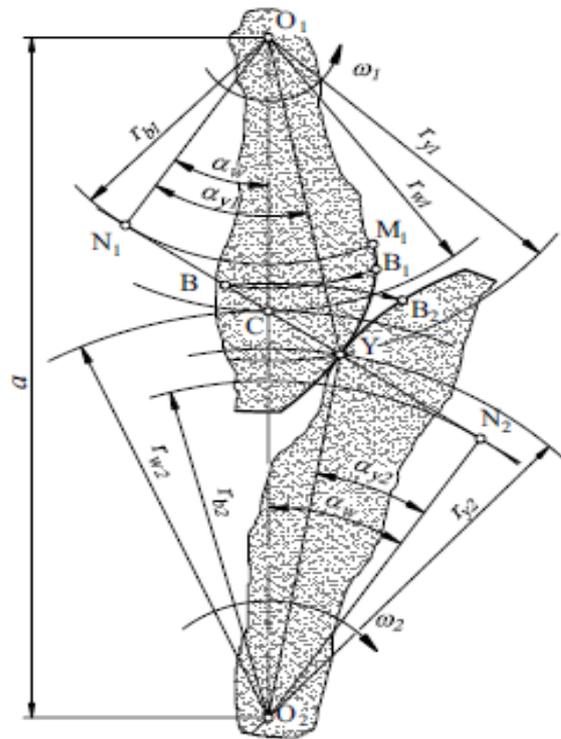


Figure 2.12 Involute toothing

Fig: Geometria di una ruota dentata

A causa dei suoi vantaggi, quali la sua fabbricazione relativamente semplice e la sua insensibilità di rapporto di trasmissione su piccole fluttuazioni interasse, i denti degli ingranaggi sono frequentemente fatti con il profilo ad evolvente (detti ingranaggi ad evolvente).

Se nell'ingranamento di ruote accoppiate il profilo di una di esse ha un profilo ad evolvente, allora la normale in qualsiasi punto di contatto è tangente al cerchio di base stessa. In accordo con la regola principale della dentatura, siccome ognuno di quelle normali passa per il punto primitivo C, ne segue che la normale è un'unica e rimane inalterata, indipendentemente da che punto è in contatto. Poiché la normale è comune per i due profili ingranati e inalterata, il profilo degli ingranaggi di accoppiamento può essere solo quello ad evolvente, perché soltanto l'evolvente normale in un punto arbitrario è tangenziale allo stesso cerchio (base). Così, la normale è tangente ad

entrambi i cerchi di base durante l'ingranamento. Ciò significa che l'angolo di pressione α_w del cerchio primitivo delle ruote accoppiate rimane costante durante l'ingranamento, proprio come i raggi r_{b1} e r_{b2} dei cerchi di base. E' anche evidente che il profilo di ingranaggio si svolge sulla stessa linea retta (punto di contatto istantaneo normale) che quindi è chiamata la linea d'azione, e l'angolo di pressione α_w del cerchio primitivo è chiamata la linea dell'angolo azione o la angolo di pressione di lavoro (operativo). Così, un punto arbitrario **B1** sul profilo 1 (nel suo moto rotatorio intorno a **O1**) incontra il punto **B1** del profilo 2 al punto B sul percorso del contatto. Nel moto relativo dei centroidi accoppiati, la linea di azione rotola sopra entrambi, e in questo modo si generano i loro profili ad evolvente.

Si è così visto, in considerazione delle caratteristiche di ingranaggi ad evolvente e della norma principale della dentatura, che le prossime caratteristiche di dentatura ad evolvente possono essere effettuate:

- La cinematica della dentatura ad evolvente è insensibile alle fluttuazioni dell'interasse, cioè variando a , il rapporto di trasmissione rimane costante.

$$i = r_{b1}/r_{b2}$$

- Perché i diametri dei cerchi base rimangono costanti. Il motivo è semplice: un singolo evolvente ha un evolvente unico, che è un singolo ingranaggio evolvente ha un cerchio di base unica. Variando l'interasse a di una stessa coppia di ingranaggi, l'angolo di pressione e il diametro primitivo variano (se α' è nuovo angolo di pressione).

$$R_{w1} = R_{b1}/\sin\alpha' \text{ e } R_{w2} = R_{b2}/\sin\alpha'$$

- L'angolo di pressione è l'angolo compreso fra la tangente per C alla circonferenza di base e la tangente in C alla circonferenza primitiva. L'angolo di pressione α di solito varia tra i 20° e i 23°. Così, segue che la ruota di un dato raggio del cerchio di base **Rb1** può essere accoppiata con una ruota che ha un raggio di cerchio base **Rb2** arbitrario entro certi limiti, in qualsiasi interasse.

$$a = R_{b1} + R_{b2}$$

1.3 Parametri di base degli ingranaggi

◦ Parametri della dentiera di base

Secondo la standardizzazione degli ingranaggi, vari parametri possono essere usati come base. Ad esempio, la geometria di un ingranaggio ad evolvente è completamente determinata dal numero di denti, dai diametri necessari e spessore del dente.

A causa di ciò, un profilo di base del dente viene accettata come base per un ingranaggio standard, definito per un ruota con un diametro infinito - un cosiddetto cremagliera. In una dentatura ad evolvente, il profilo del dente di una cremagliera diventa una linea retta. La forma teorica e la dimensione del dente evolvente delle ruote sono determinate da quella standard.



Fig: Profilo dentatura

La superficie di riferimento di una cremagliera di base viene selezionato come un piano in cui gli spessori dei denti sono pari alle larghezze spaziali. Questo è definito un piano di Riferimento. La sua sezione trasversale, normale all'asse di simmetria della cremagliera di base, è una linea di riferimento. Ciò costituisce la base per determinare gli elementi dentali e dimensionamento dell'intero ingranaggio. La parte di un dente tra

il piano punta e il piano di riferimento è chiamato addendum, e la parte tra il piano di base ed il piano di riferimento è chiamato dedendum. Loro profondità e e i sono anche chiamati addendum e e dedendum i , rispettivamente, mentre h è l'altezza totale.

La distanza tra i profili uguali passi dei denti successivi ad una linea di riferimento o qualsiasi altra retta parallela ad essa, è il passo di base p . Al fine di evitare di esprimere i diametri delle ruote con numeri irrazionali, senza valori standard di passo p sono standardizzati, ma il passo di base della cremagliera è espresso come multiplo del numero di Rudolph π .

$$p = \pi m$$

Dove $m = p/\pi$ è chiamato modulo normale della cremagliera di base. È una lunghezza che determina la dimensione del profilo di base dentiera e quindi la dimensione dei denti degli ingranaggi associati. Tutte le dimensioni lineari della cremagliera di base possono anche essere specificati come multiplo del modulo. Così, il modulo viene spesso chiamato il coefficiente ingranaggio di proporzionalità. I moduli sono standardizzati da DIN e ISO. Il modulo è anche uguale a : $m = 2R/Z$ dove R è il raggio primitivo e Z il numero di denti.

Tabella : Standard values of module (unit: mm)

Table 3.2 Standard values of module Unit: mm

I	II
0.1	0.15
0.2	0.25
0.3	0.35
0.4	0.45
0.5	0.55
0.6	0.7
	0.75
0.8	0.9
1	1.125
1.25	1.375
1.5	1.75
2	2.25
2.5	2.75

I	II
3	3.5
4	4.5
5	5.5
6	(6.5)
	7
8	9
10	11
12	14
16	18
20	22
25	28
32	36
40	45
50	

Relazioni tra il modulo e altri parametri:

Termine	Simbolo	Formula
Modulo	m	
Passo	p	πm
Addendum	e	$m \cdot 1.00$
Dedendum	i	$m \cdot 1.25$
Altezza del dente	h	$m \cdot 2.25$
Altezza del lavoro	hw	$m \cdot 2.00$
spazio di radice e di punta	c	$m \cdot 0.25$
Raggio del filetto del dedendum	ρ_f	$m \cdot 2.00$

Parametri principali di una un ingranaggio elicoidale:

Modulo normale:

m

Passo:

$p = m \omega$

Angolo d'elica raggio primitivo :

β

Passo normale:

$p_n = p \cos \beta$

Modulo normale:

$m_n = m \cos \beta$

Angolo di pressione normale :

$\tan \alpha_n = \tan \alpha \cos \beta$

Relazione angolo d'elica raggio base:

$$R_b \cot \beta_b = R \cot \beta$$

Forze agenti sul dente di una ruota a denti dritti e elicoidale:

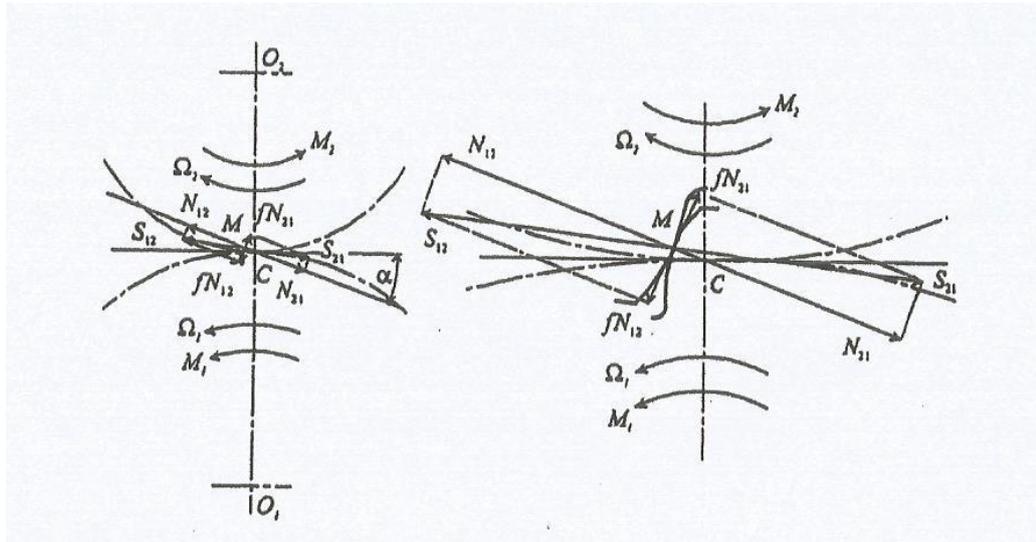


Fig: Forze agenti su una ruota a denti dritti

Considerando rispettivamente M_1 coppia motrice e M_2 la coppia resistente, i due profili a contatto rotolano e strisciano tra loro. La forza di contatto fra i due denti ha linea d'azione passante per un punto della tangente comune ai due profili. La forza di contatto può essere poi scomposta in una componente normale N e una componente tangenziale fN .

Chiamiamo con S_{21} la forza che la ruota 2 trasmette sulla 1. La S_{21} ha componente N_{21} normale ai profili e fN_{21} tangente ai profili: quest'ultima ha verso tale da opporsi allo strisciamento del profilo 1 rispetto al profilo 2. La ruota 1 a sua volta trasmette sulla 2 una forza S_{12} uguale ed opposta a S_{21} .

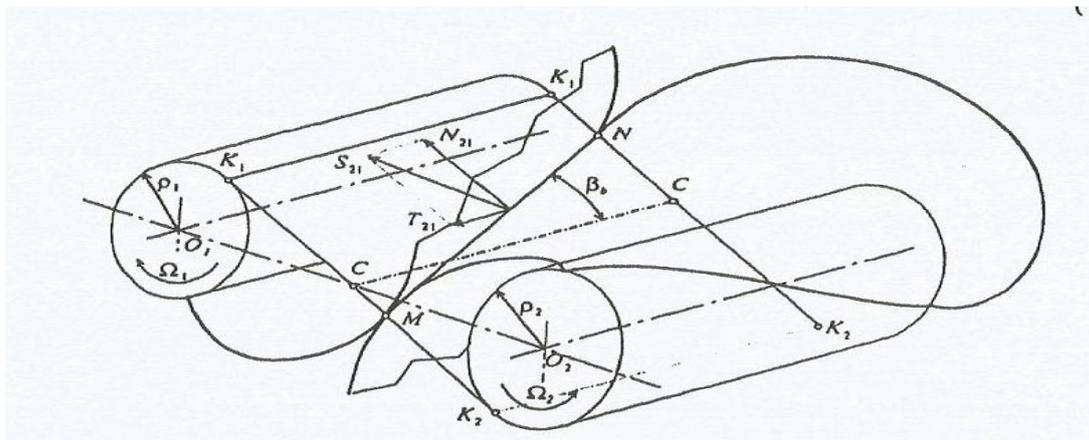


Fig: Forze agenti su ruote a denti elicoidali

Nella figura si mostra il contatto fra due profili elicoidali, da cui nasce una risultante forza S normale alla superficie dei denti, 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 di modulo:

$$N = S \cos \beta_b$$

e una componente T diretta secondo l'asse stesso, di modulo:

$$T = S \sin \beta_b = N \tan \beta_b.$$

1.4 Cause di danneggiamento delle ruote dentate

Durante la loro vita prevista, gli ingranaggi non devono guastarsi ad un livello tale che la loro funzionalità si deteriori. Questo si ottiene con un corretto dimensionamento, una scelta adeguata del materiale, della fabbricazione, del trattamento termico e del controllo gravità. Per raggiungere questo obiettivo è necessario, tra l'altro, conoscere i tipi e le cause di danneggiamento dei denti degli ingranaggi. Essi sono classificati in due gruppi: rotture e danni attivi del fianco.

Secondo le statistiche affidabili, le rotture rappresentano circa 60% di tutti i danni delle ruote dentate.

- **Rottura per flessione della radice del dente**

La rottura per fatica della radice del dente si verifica a causa di sollecitazioni normali variabili che sono causate dal momento flettente di una forza normale che agisce sul fianco del dente durante il contatto. Dopo di che, durante la rotazione per solito tutto un giro, il dente non viene caricato fino ad entrare nuovamente in contatto e così via. Ovviamente, il dente è sottoposto a sollecitazioni normali variabili ciclicamente che variano da zero ad un certo valore massimo, vale come una pulsante ciclica di sollecitazione con un rapporto di carico zero.

Quando i denti vengono caricati in entrambi i modi, il processo di ciclo di sollecitazione è di $r=-1$ rapporto di carico. La rottura per fatica avviene ad una sollecitazione minore dopo la durata definita da una curva Woehler, naturalmente, se tale tensione è superiore al limite di resistenza. La crepa iniziale si presenta al filetto di un fianco e si propaga verso il fianco opposto secondo le leggi della frattura meccanica, come una curva simile ad una parabola.



Fig: Rottura della radice del dente

- **Pitting**

Il danneggiamento da pitting è una tipologia caratteristica di tutti gli organi meccanici che prevedono una trasmissione di forze tramite il contatto tra due superfici, quindi non solo ingranaggi ma anche cuscinetti e camme. È un danneggiamento per fatica da contatto, dovuto allo scambio di forze tra le superfici che, se interpretato secondo la teoria del contatto Hertziano, produce un andamento particolare dello sforzo di taglio nel materiale.

Il pitting è la fatica della superficie del materiale portato a contatto di sollecitazioni cicliche sul fianco del dente in presenza di un lubrificante. La crepa inizia in una posizione sul fianco sotto la superficie in cui la sollecitazione di taglio supera il taglio consentito. Quando tale crepa si propaga sulla superficie del dente, un piccolo pezzo (o più spesso diversi piccoli pezzi) del materiale viene tolto, lasciando un difetto concavo e rovesciato. Poiché questo processo viene ripetuto, la superficie del dente è sempre di più danneggiata.

Le buche sono collocate nello spazio del cerchio primitivo dell'ingranaggio o sotto di esso, perché la sollecitazione di contatto è elevata a causa della singola maglia. Si verifica solo in presenza di lubrificanti ed è particolarmente è notevole con denti induriti. Il pitting appare in primo luogo sul pignone. Negli acciai più morbidi, è coperto solitamente da deformazioni plastiche e dal processo di usura.

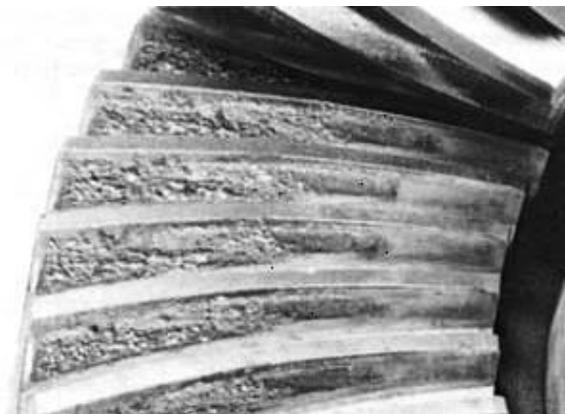


Fig: Pitting

- **Scuffing**

Il fenomeno dello scuffing, o grippaggio, consiste nella saldatura e nel successivo distacco del fianco di due denti delle ruote in presa. Il principale fattore che ne determina l'insorgere è la carenza o addirittura la mancanza del film d'olio che dovrebbe permettere alle superfici di scorrere l'una sull'altra. In questi casi, e a determinate condizioni di velocità e temperatura, sulle due superfici si può verificare una pressione di contatto tale da indurre il metallo a micro-saldarsi.

Nel proseguo del moto, queste microsaldature si rompono determinando uno scambio di materiale e lasciando superfici scabre che agiscono da utensili durante gli ingranamenti successivi, determinando la creazione di striature lungo la direzione di scorrimento.

Queste microsaldature sono visibili al microscopio come un accumulo di materiale sul fianco del dente, e sono caratteristiche delle zone dove la velocità di scorrimento è alta, in prossimità della testa e del piede del dente.



Fig: Scuffing

- **Usura**

Il fenomeno dell'usura è un processo generalmente continuo e duraturo nel tempo, che consiste nell'abrasione delle superfici di contatto dei denti delle ruote dentate.

La causa principale è la mancanza o l'inadeguatezza del lubrificante che dovrebbe evitare il contatto diretto tra le superfici metalliche, ma anche dalla presenza al suo interno di particelle estranee. In questi casi, esse asportano una piccola quantità di materiale dalle superfici, causando delle vistose striature lungo la direzione dello scorrimento.

Se i carichi e le velocità sono bassi, il materiale asportato è spesso rappresentato soltanto da ossidi, che tendono a riformarsi con sufficiente rapidità da impedire che vengano a contatto direttamente le superfici sottostanti. Il materiale così asportato è di dimensioni ridotte a pochi micron, e le superfici interessate risultano lisce.

Quando le condizioni di funzionamento si fanno più estreme, la velocità di rigenerazione degli ossidi non è in grado di evitare il contatto diretto metallo-metallo e le superfici usurate risultano sensibilmente rovinate. Anche i detriti così formati, possono raggiungere i decimi di millimetro, sono di dimensioni tali da poter diventare a loro volta dannosi.

Questa seconda condizione di usura severa, determina delle modifiche al profilo del dente che possono dare luogo a vibrazioni e quindi a rumore, e dal momento che è autoalimentata dai residui prodotti, può rendere inservibile l'ingranaggio.

- **Micro pitting**

Il micropitting è un fenomeno di danneggiamento superficiale che consiste nella creazione di minuscoli "pit", che quando presenti in grandi quantità conferiscono alla superficie una colorazione grigio chiaro e opaca.

Le cause che provocano queste microlesioni, sono da ricercarsi nello stress superficiale a cui sono sottoposte le dentature, dovuto allo strisciamento delle due superfici di contatto. Risulta quindi preponderante per l'analisi del micropitting, lo studio dello spessore del film di lubrificante e, più in generale, delle condizioni di lubrificazione.

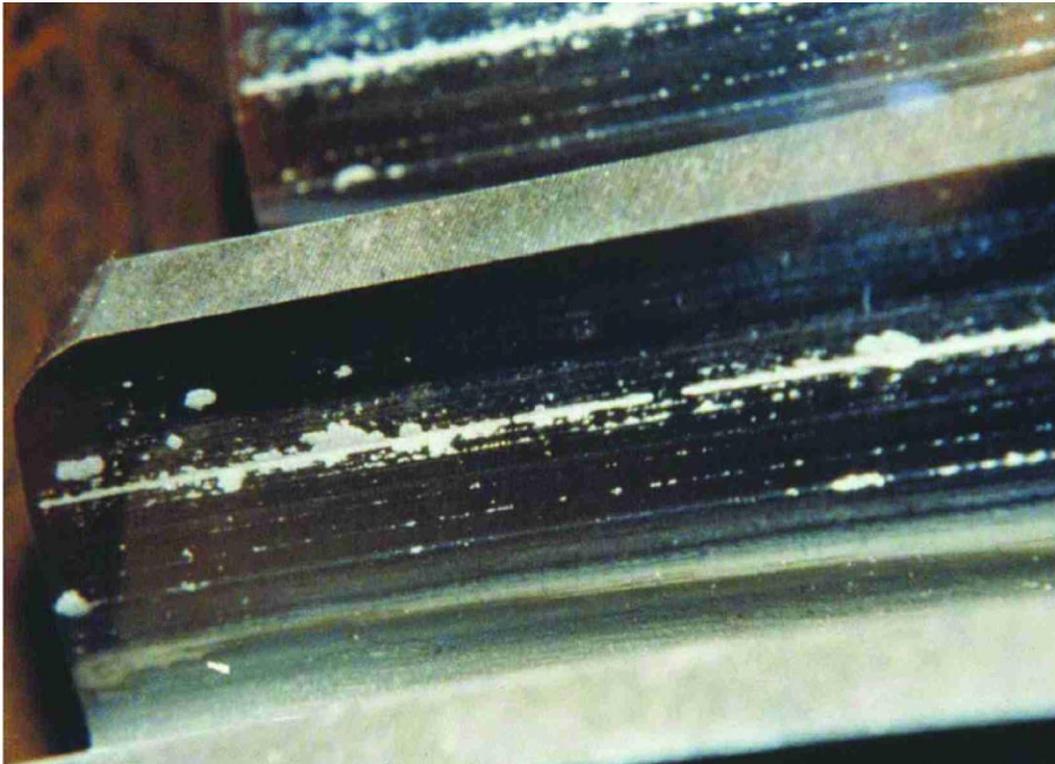


Fig: Micro-pitting

- **La deformazione plastica**

Gli ingranaggi cedono per deformazione plastica quando le superfici si snervano e si deformano sotto carico elevato. Questi cedimenti possono essere ridotti diminuendo il carico applicato ed aumentando la durezza delle superfici di contatto. L'aumento della precisione nell'accoppiamento fra i denti consente un funzionamento più uniforme, eliminando le vibrazioni e il surriscaldamento.

CAPITOLO 2 – Generalità sui riduttori di velocità

2.1 Trasmissioni di potenza e trasmissioni meccaniche

Le trasmissioni di potenza meccaniche sono costituite da unità che, in distinzione da quelle elettriche, pneumatiche e idrauliche, trasferiscono potenza dal motore all'attuatore (macchina operativa o socio operativa) con l'assistenza del moto rotatorio. Queste unità sono chiamate unità di trasmissione meccanica e sono situate tra il motore e l'attuatore (Figura). Le unità di trasmissione sono collegate al motore e all'attuatore attraverso l'uso di organi di accoppiamento, come giunti o innesti.

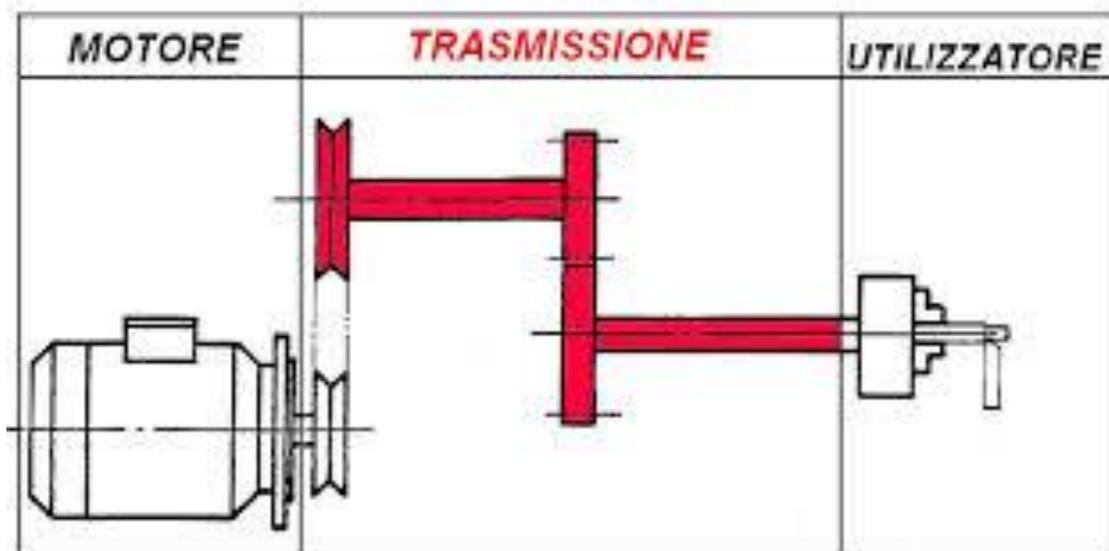


Fig: Trasmissioni di potenza

L'inclusione di una unità di trasmissione di potenza per collegare il motore all'organo della macchina operativa può essere dovuto a una serie di motivi:

- La velocità richiesta dell'organo della macchina operativa molto differisce dalle velocità dei motori standard.
- Un motore deve guidare più attuatori.

- La velocità del lato condotto deve essere frequentemente cambiato (regolato), mentre il primo motore non può essere utilizzato per ottenere questo scopo.
- Certi periodi dell'operazione del lato condotto possono richiedere coppie distanti da quelli ottenuti sull'albero motore .
- Come regola generale, i motori standard sono progettati per moto rotatorio uniforme, mentre i membri operativi si devono muovere a volte con velocità variabile o con periodiche soste.
- A volte le considerazioni di sicurezza , la convenienza di manutenzione o le dimensioni della macchina , soprattutto per l'asse dell'albero motore e assi degli alberi della macchina operativa, non sono coassiali , e non consentono l'abbinamento diretto dell'albero motore primo con l'organo di manovra .

Il compito del progettista è quello di selezionare un tale assemblamento: 'primo motore – unità di trasmissione', il quale dovrebbe soddisfare le esigenze della macchina operativa. Questo atto di scelta è un'operazione complessa, la cui soluzione dipende da alcune variabili: l'accessibilità della fonte di energia ed il suo prezzo, l'efficienza del complesso del motore primo – unità di trasmissione - macchina operativa, i costi di investimento, le caratteristiche operative della macchina (in primo luogo la variabilità della sua velocità di rotazione), condizioni di servizio, unità di manutenzione e così via.

L'albero d'ingresso dell'unità di trasmissione meccanica riceve la potenza P_1 alla velocità di rotazione n_1 dall'albero d'uscita del motore primo, e l'unità di trasmissione meccanica trasmette la potenza $P_2 < P_1$ alla velocità n_2 all'albero d'ingresso della macchina operativa. La differenza $P_1 - P_2 = P_L$ è chiamata potenza persa e il rapporto: $\eta = \frac{P_2}{P_1} = 1 - \frac{P_L}{P_1}$, è chiamato efficienza. Essa prende un posto speciale tra le caratteristiche di trasmissione di potenza, perché indica la spesa corrente improduttiva e caratterizza in modo indiretto l'usura dell'unità e del suo riscaldamento.

Il secondo parametro fondamentale per un unità di trasmissione è il rapporto di trasmissione, definito come rapporto della velocità dell'albero motore n_1 sull'albero

condotto n_2 :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Se $i > 1 \rightarrow (n_1 > n_2)$ l'unità di trasmissione viene chiamato riduttore di velocità: riduce la velocità di rotazione e il rapporto di trasmissione è anche detto rapporto di riduzione.

Se $i < 1 \rightarrow (n_1 < n_2)$ viene chiamato moltiplicatore; esso moltiplica la velocità.

La sua condizione di equilibrio dinamico, in assenza di perdite, è espressa dalla relazione $C_m \omega_1 = C_r \omega_2$

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

2.2 Caratteristiche e classificazione dei riduttori

Poiché le unità ingranaggi funzionano con un rendimento di potenza significativamente più alto rispetto a qualsiasi altra unità meccanica, hanno il più ampio uso nella trasformazione del moto rotatorio dal motore primo all'attuatore. Anche se l'efficienza non è l'unico criterio per la scelta del tipo di trasmissione, la trasmissione ad ingranaggi, per la sua robustezza e affidabilità operativa, rappresenta la componente maggiormente utilizzata nei sistemi di ingegneria meccanica.

I riduttori sono generalmente costituiti da ruote dentate che formano l'ingranaggio, supportate da alberi rotanti. Gli alberi sono a loro volta supportati da cuscinetti. Questi elementi vengono racchiusi in una carcassa dove sono previsti l'appoggio per i cuscinetti e per i circuiti del sistema di lubrificazione.

L'ingranaggio è un organo dentato progettato per trasmettere o ricevere il moto da un altro organo dentato. Le due ruote scorrono intorno agli assi, le cui posizioni relative sono fisse, e formano una coppia di ingranaggi. La coppia dall'albero motore viene trasmessa a quella dell'albero condotta con la pressione dei denti del pignone

(l'ingranaggio in una coppia che ha il minor numero di denti) su quelli della corona (l'ingranaggio in una coppia che ha il maggior numero di denti). Per conservare un rapporto di trasmissione costante, i denti del pignone e della ruota dovrebbero avere profili coniugati. Questa condizione si osserva se i denti degli ingranaggi di accoppiamento sono correttamente in presa con i denti della cremagliera di base standard che vengono utilizzati come base per definire le dimensioni del dente.

I vantaggi generali dei riduttori sono:

- Elevata affidabilità e durata dei suoi componenti,
- Meno dimensioni rispetto al carico trasmesso,
- Alta efficienza: 98-99% per i riduttori regolari (un passo) e anche fino al 99,6% per i riduttori epicicloidali,
- manutenzione semplice

Un vantaggio essenziale dei riduttori è che gli ingranaggi possono essere corretti per migliorare le caratteristiche dell'unità con un peso minimo.

La classificazione di base dei riduttori può essere la seguente:

- i riduttori con assi di rotazione fissi
 - riduttori con assi paralleli
 - riduttori con assi inclinati
 - riduttori con assi sghembi
- ii riduttori con assi di rotazione mobili (epicicloidali)

I Riduttori con assi paralleli sono realizzati con:

- una coppia di ruote cilindriche con denti esterni: i denti possono essere a dritti, elicoidali o a doppia elica.
- Coppie di ruote a dentatura interna che è costituito di un piccolo ingranaggio (pignone) con un ingranaggio esterno e maggiore (corona) con dentatura interna

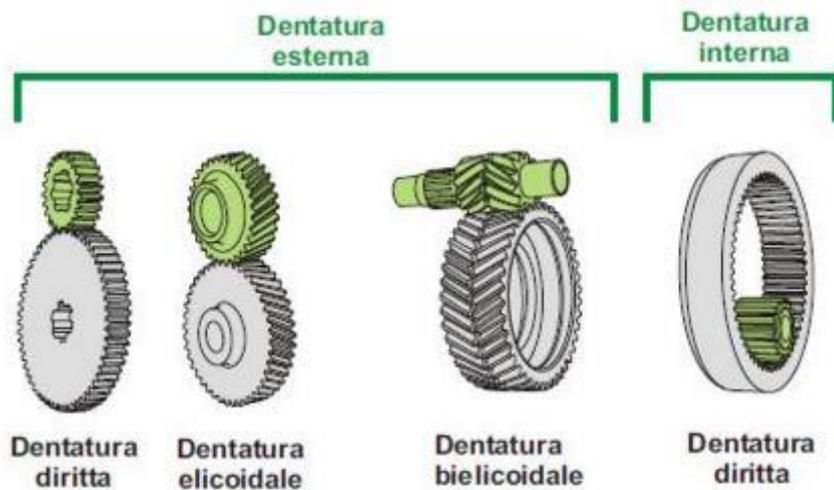


Fig: Ingranaggi ad asse paralleli

Riduttori con assi inclinati sono realizzati con coppie di ruote coniche che hanno:

- denti dritti
- denti tangenti
- dentatura curva sotto forma di un arco, spirale di Archimede, evolvente, epicicloidale o sinusoidale.



Fig: Ingranaggi con assi inclinati

Riduttori con assi sghembi



Fig: Ingranaggi con assi sghembi

2.3 Criteri di design di un riduttore

Generalmente per la progettazione di un riduttore di velocità si segue questa procedura:

- Progettazione delle ruote dentate
- Progettazione degli alberi
- Scelta dei cuscinetti
- Progettazione della carcassa

CAPITOLO 3 – Cuscinetti

3.1 Generalità sui cuscinetti

Il cuscinetto è un dispositivo meccanico che serve a ridurre l'attrito tra due elementi in movimento rotatorio o lineare tra loro. Per la riduzione di attrito, si può trasformare l'attrito radente tra corpi che strisciano (come per esempio un albero rotante appoggiato sul suo supporto) in attrito volvente tra corpi che rotolano (le sfere o i rullini del cuscinetto) oppure introdurre uno strato di lubrificante (bronzine).

Il cuscinetto è costituito da due anelli di diverso diametro, tra i quali sono posizionati gli elementi volventi principali ai quali è affidata la funzione di:

- Supporto dell'elemento rotante
- Attenuare l'attrito di rotazione
- Preservare la sede di rotazione.

Esistono vari tipi di cuscinetti a seconda delle possibili applicazioni ma in prima classificazione si può fare in base al tipo di funzionamento in:

- **Cuscinetti radenti** che devono il loro funzionamento alla pellicola di lubrificante che sostiene il perno rotante e sono anche detti bronzine.
- **Cuscinetti volventi**, detti anche di rotolamento, nel quale il movimento è facilitato dall'interposizione di elementi volventi come sfere o rulli.

Questi organi meccanici sono formati da un anello esterno, ossia l'elemento circolare più grande, un anello interno, cioè l'elemento circolare più piccolo, e i già citati corpi volventi come sfere, rulli, aghi (come i rulli ma con spessore ridotto).

Spesso possono presentare schermature contro la polvere o il fango oppure essere completamente stagni per gli impieghi nelle condizioni ambientali più gravose.

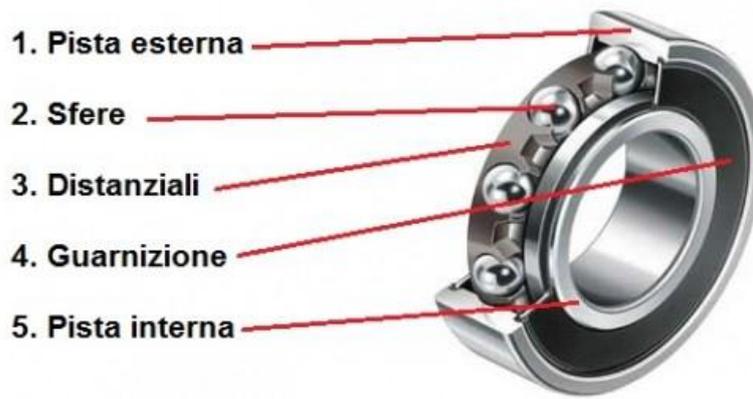


Fig: Anatomia di un cuscinetto

Altra caratteristica peculiare per questo tipo di componenti è la lubrificazione, di tipo ad olio oppure a grasso la quale agevolando lo scorrimento di rulli o sfere e dissipando il calore che inevitabilmente si viene a creare contribuisce all'allungamento della vita utile di questi ormai insostituibili dispositivi.

Si trovano poi ulteriori suddivisioni dei cuscinetti volventi:

- *Cuscinetti radiali ad una corona di sfere*: utilizzati nella maggior parte delle applicazioni, possono sopportare sia carichi radiali che assiali;
- *Cuscinetti radiali a due corone di sfere*: come i precedenti ma a con due anelli di sfere, adatti a sopportare elevati carichi radiali
- *Cuscinetti radiali orientabili a due corone di sfere*: brevettati da SKF più di un secolo fa, sono impiegati ovunque vi sia la possibilità di un disassamento. Non idonei per forti spinte assiali.
- *Cuscinetti obliqui ad una o due corone di sfere*: caratterizzati dalla posizione obliqua della retta passante per i punti di contatto tra le sfere e gli anelli rispetto all'asse di rotazione. Hanno il vantaggio di poter contenere un maggior numero di sfere e di poter sopportare sia spinte assiali che carichi radiali maggiori. Quelli ad una corona di sfere vengono utilizzati in coppia.
- *Cuscinetti a rulli*: sono impiegati dove sia richiesta grande precisione di lavoro, sopportano un maggior carico radiale ma non quello assiale. Possono avere rulli di forma cilindrica, conica, a botte;

- *Cuscinetti assiali*: possono avere sia rulli che sfere, ad una o due corone, e sopportano solo carichi assiali.

Si riporta di seguito, un semplice schema di esempio con le varie tipologie di cuscinetti presentati accompagnati da i carichi a i quali possono resistere.

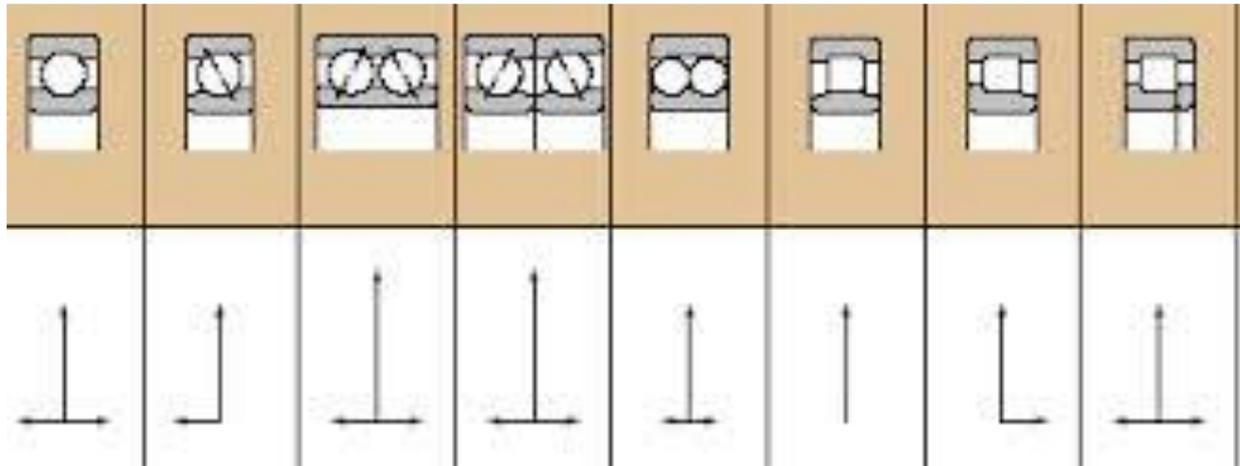


Fig: Schema tipologie cuscinetti con resistenze ai carichi

3.2 Criteri di scelta dei cuscinetti

Un sistema di cuscinetti non è solo costituito da cuscinetti volventi, ma comprende anche altri componenti, quali l'albero e l'alloggiamento. Anche il lubrificante è un elemento importante del sistema di cuscinetti, in quanto deve impedire l'usura e proteggere contro la corrosione, in modo che i cuscinetti possano esplicare correttamente tutte le loro funzioni. Non bisogna inoltre dimenticare le guarnizioni di tenuta, le cui prestazioni sono di vitale importanza per la pulizia del lubrificante. La pulizia ha un'influenza considerevole sulla durata di esercizio dei cuscinetti.

Per progettare un sistema con cuscinetti volventi è necessario:

- Scegliere un tipo di cuscinetto idoneo e
- Determinare le sue dimensioni appropriate.

Per scegliere il tipo di cuscinetto adatto, si devono considerare gli aspetti seguenti:

- La forma e l'esecuzione più opportuna degli altri componenti del sistema
- gli accoppiamenti appropriati e il gioco interno dei cuscinetti
- i dispositivi di ancoraggio
- le tenute più idonee
- il tipo e la quantità di lubrificante
- i metodi di montaggio e di smontaggio.

Ogni tipo di cuscinetto ha la sua caratteristica propria, basata sul disegno, che lo rende più o meno appropriato per una data applicazione. I fattori più importanti da considerare nella scelta di un tipo di cuscinetto standard sono:

- il tipo di carico
- lo spazio disponibile
- il disallineamento
- la precisione
- la velocità di rotazione
- il funzionamento silenzioso
- la rigidità
- lo spostamento assiale
- montaggio e smontaggio
- le tenute

La dimensione del cuscinetto da utilizzare per un'applicazione può essere inizialmente selezionata sulla base delle sue capacità di carico in relazione ai carichi applicati e ai requisiti inerenti alla durata e all'affidabilità. Le condizioni di carico sui cuscinetti sia dinamico che statico devono essere verificate in modo indipendente. I carichi dinamici devono essere controllati usando uno spettro rappresentativo di condizioni di carico sul cuscinetto. Lo spettro di carico deve includere qualsiasi picco (pesante) carico che

possono verificarsi in rare occasioni. I carichi statici non sono solo quelli che vengono applicate con il cuscinetto a riposo o ad una velocità di rotazione molto basse ($n < 10$ giri / min), ma dovrebbero comprendere il controllo della sicurezza statica degli urti pesanti.

La fatica del metallo delle superfici di contatto di rotolamento è generalmente il meccanismo di rottura dominante in cuscinetti volventi. Pertanto, un criterio basato sulla canalina fatica è generalmente sufficiente per la selezione e dimensionamento di un cuscinetto a rotolamento per una data applicazione.

La durata base di un cuscinetto è:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Se la velocità è costante, spesso è preferibile calcolare la durata in ore di esercizio:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Dove,

L_{10} durata di base (al 90% di affidabilità) in milioni di giri

L_{10h} durata di base (al 90% di affidabilità) in ore di esercizio

C coefficiente di carico dinamico di base [kN]

P carico dinamico equivalente sul cuscinetto [kN]

n velocità di rotazione [giri/min]

p esponente della formula della durata (= 3 per cuscinetti a rulli, 10/3 per cuscinetti a sfere)

3.3 Scelta e verifica dei cuscinetti del nuovo riduttore

Nei riduttori con ingranaggi a doppia elica, uno degli alberi (preferibilmente il pignone come l'elemento più leggero) deve essere appoggiato sui cuscinetti a rulli. I cuscinetti di questo tipo permettono un gioco assiale, di conseguenza, durante il funzionamento, l'albero del pignone può auto-allinearsi rispetto alla ruota corona (sotto l'azione di forze

assiali su ciascun lato della doppia elica) e il carico saranno distribuiti uniformemente tra le due eliche.

Perciò, per l'albero pignone la nostra scelta è ricaduta sui cuscinetti a rulli.

Nella progettazione dei nuovi alberi, abbiamo già iniziato il calcolo delle reazioni vincolare dei cuscinetti.

L'albero motore, come già detto, è soggetta solo alle forze esercitate tra i denti delle ruote. Di questo fatto abbiamo scelto, di utilizzare per entrambi lati, cuscinetti a rulli cilindrici perché sono usati nel riduttore attuale e resistono bene ai carichi radiali.

Il cuscinetto dell'albero motore collocato nel semicarterm del lato motore è il NU211ECM:

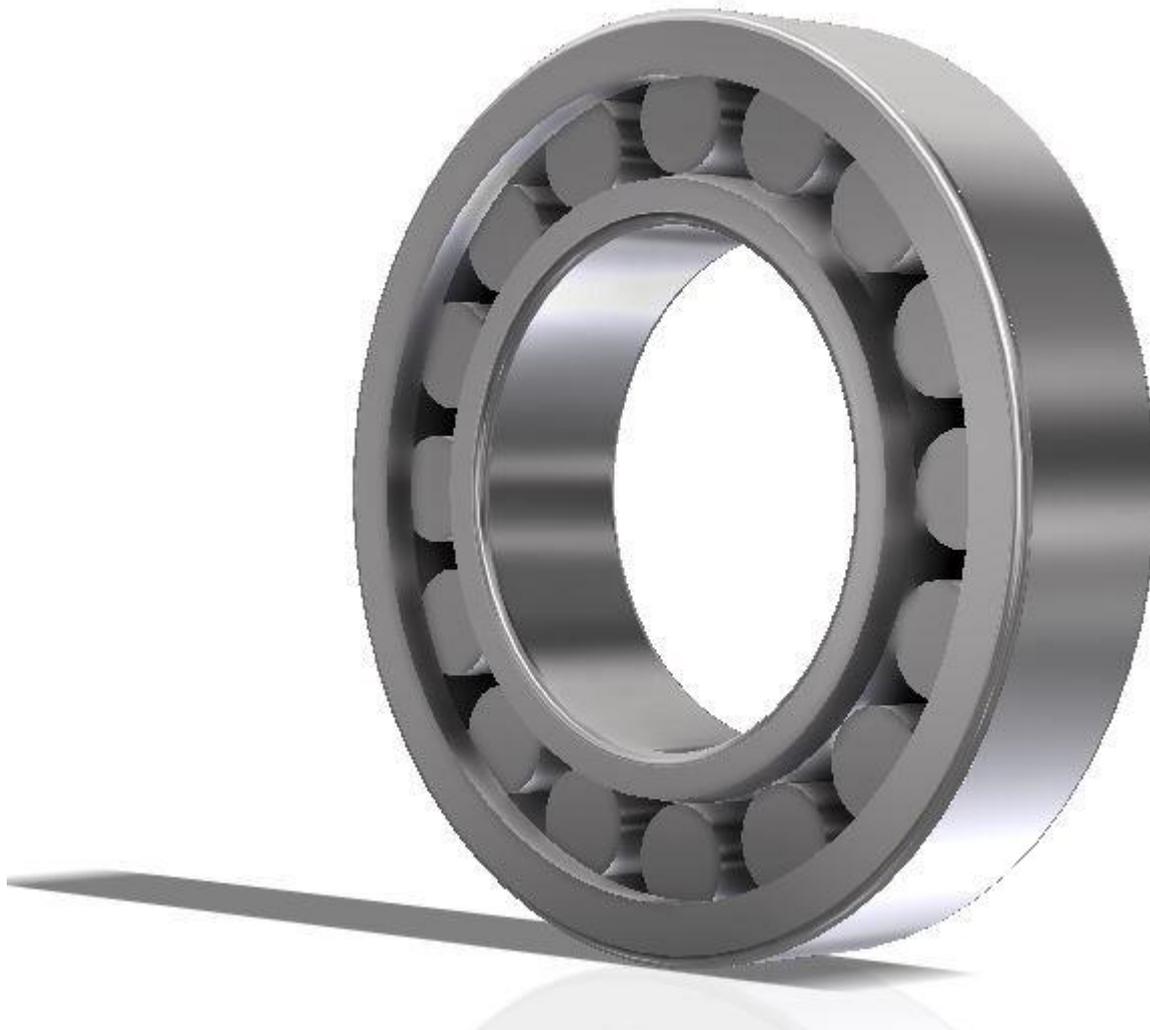


Fig: cuscinetto NU 211 ECM disegno 3d

Cuscinetti a rulli cilindrici, una corona

Dimensioni principali			Coefficienti di carico base		Denominazione	Anello di spallame
d	D	B	dinamico	statico		Denominazione
mm			C	C0	* Cuscinetto della classe SKF Explorer	-
55	100	21	96,5	95	NU 211 ECM *	HJ 211 EC

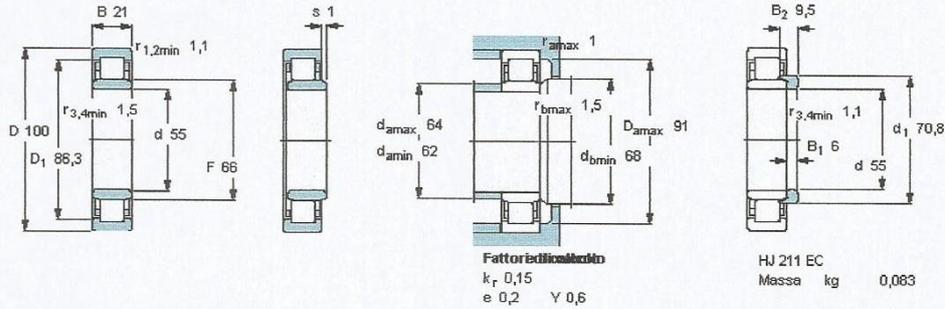


Fig: Cuscinetto NU 211 ECM dati

Il cuscinetto alloggiato su albero pignone dal lato del semi-carter dell'elica è il NJ 2306 ECP:

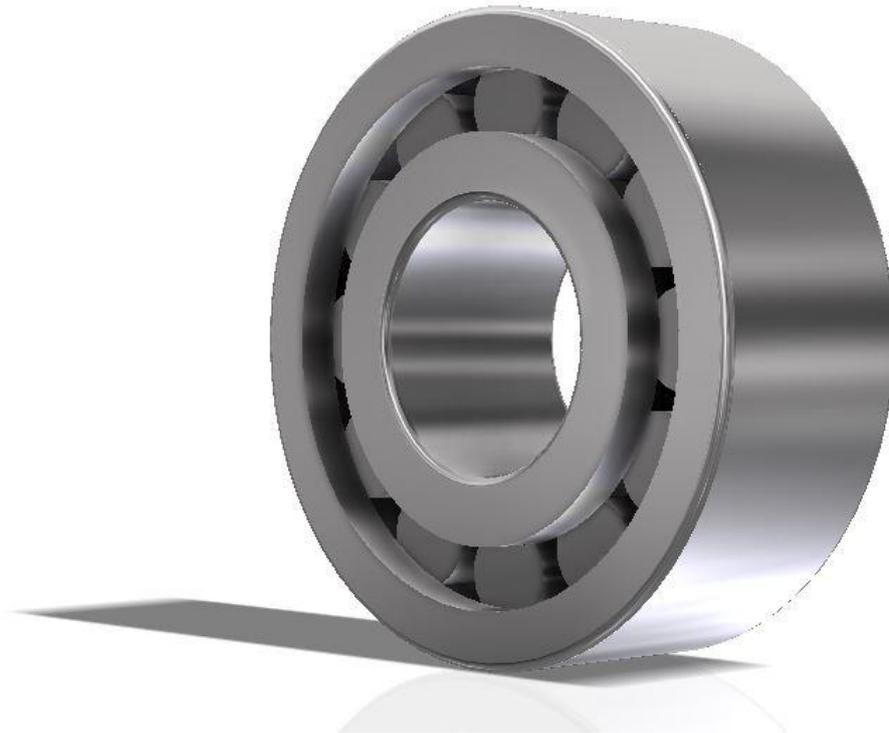


Fig: Cuscinetto NJ 2306 ECP disegno 3d

Cuscinetti a rulli cilindrici, una corona

Dimensioni principali			Coefficienti di carico base		Denominazione	Anello di spallame
d	D	B	dinamico C	statico C0	* Cuscinetto della classe SKF Explorer	Denominazione
mm			kN		-	-
30	72	27	83	75	NJ 2306 ECP *	-

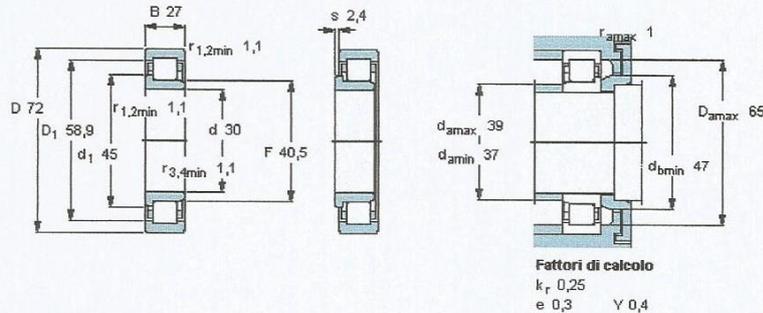


Fig: cuscinetto NJ 2306 ECP dati

Posizionato sull'albero corona dal lato del semi-carter dell'elica, ho messo il 4217 ATN 9. Un cuscinetto a doppia corona di sfere, il quale dovrà compensare la forza assiale di spinta, generata dall'elica sull'albero.

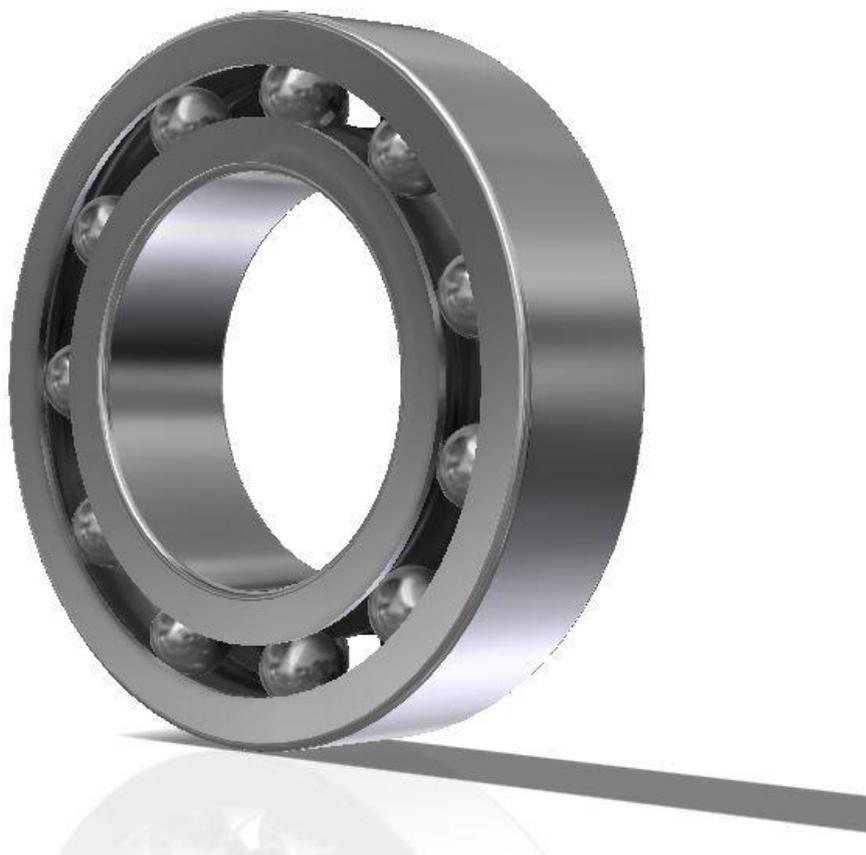
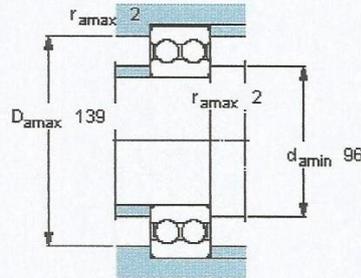
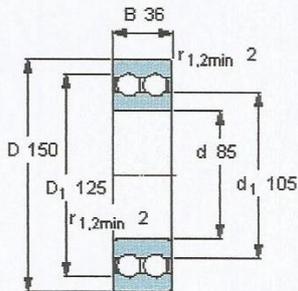


Fig: cuscinetto 4217 ATN 9 disegno 3D

Cuscinetti radiali a sfere, due corone

Dimensioni principali			Coefficients di carico base		Velocità di riferimento		Denominaz
d	D	B	dinamico C	statico C0	Velocità di riferimento	Velocità limite	
mm			kN		g/min		-
85	150	36	93,6	102	7000	3600	4217 ATNS



Fattori di calcolo

k_r 0,05
 f_0 15

Fig: Cuscinetto 4217 ATN 9 dati

In ultimo, sull'albero corona, dal lato del semi-carter del motore, ho scelto NJ 2210 ECPH.

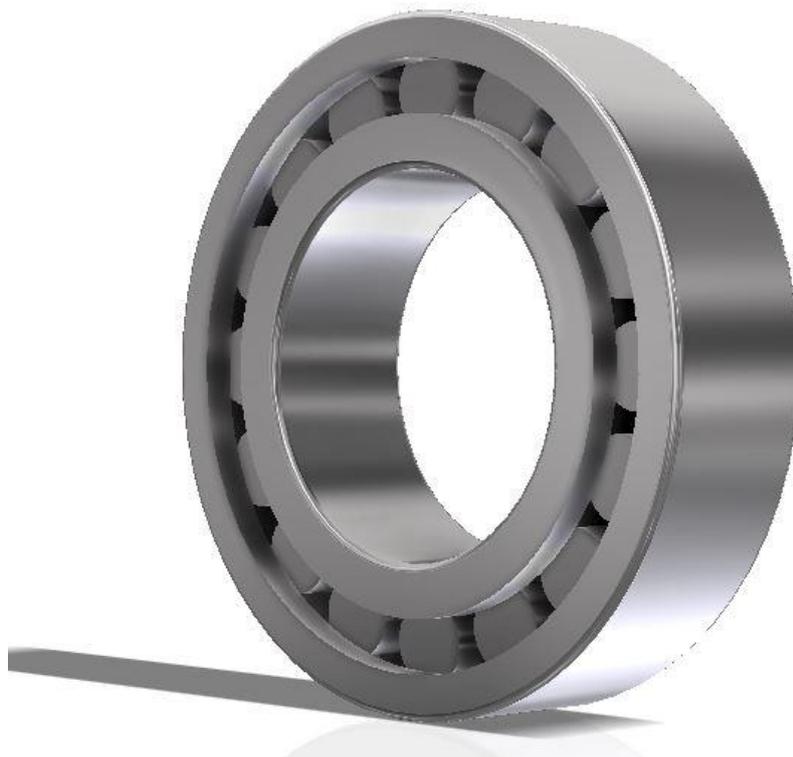


Fig: cuscinetto NJ 2210 ECPH disegno 3d

Cuscinetti a rulli cilindrici, una corona

Dimensioni principali			Coefficienti di carico base		Denominazione	Anello di spallame
d	D	B	dinamico	statico		Denominazione
mm			C	C0	* Cuscinetto della classe SKF Explorer	-
50	90	23	90	88	NJ 2210 ECPH *	-

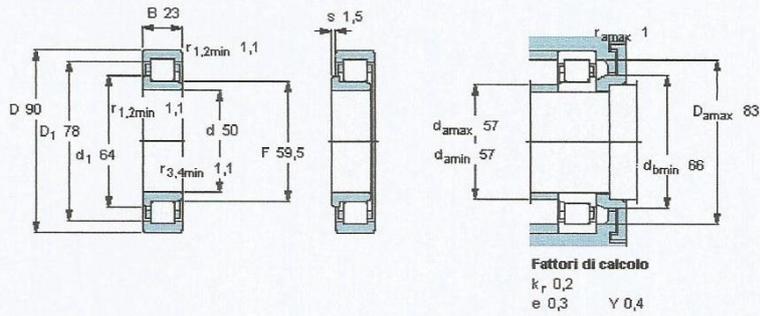
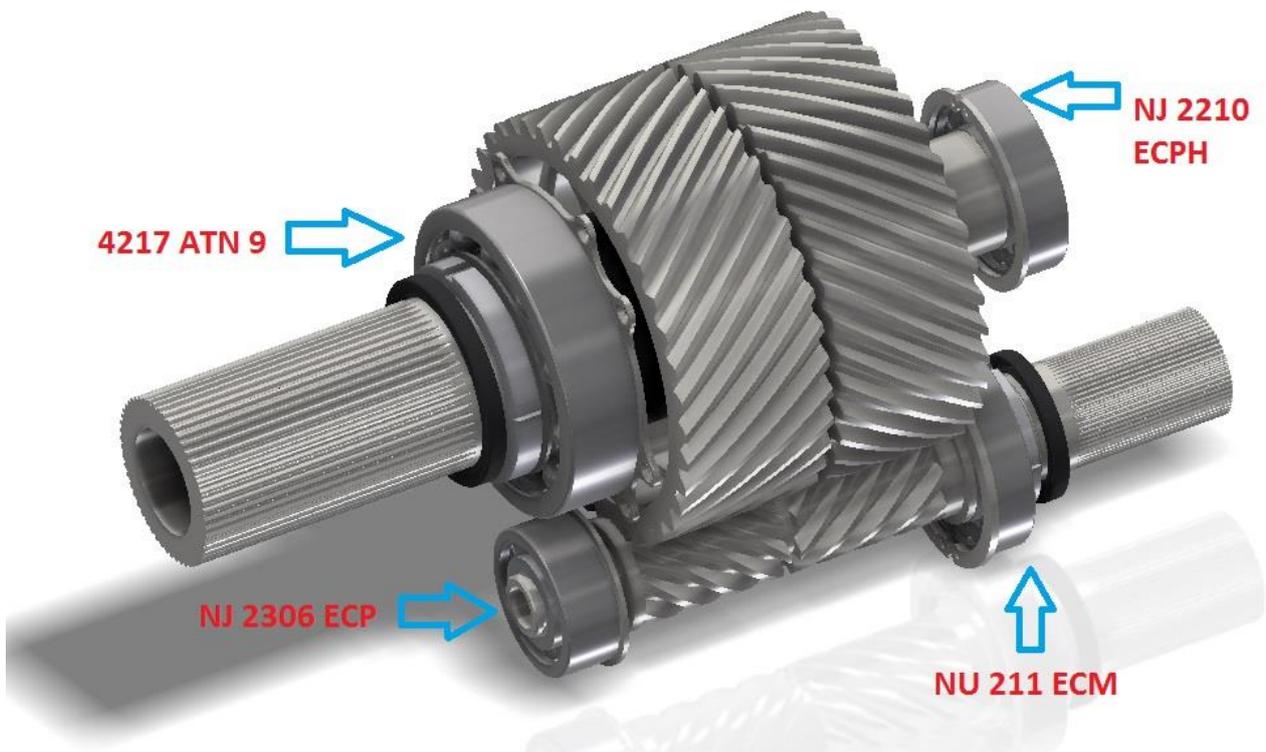


Fig: Cuscinetto NJ 2210 ECPH dati

In seguito all'assemblaggio delle parti, otteniamo questo risultato:



CAPITOLO 4 – Progettazione

4.1 Progettazione delle ruote dentate

La procedura di progettazione dipende dai dati disponibili. Possono essere: i dati delle funzionalità di base del riduttore, i dati del motore, i dati dei membri operativi, dati di fabbricazione dell'unità, i dati di carico, le esigenze degli utenti, la lubrificazione, l'ambiente, il montaggio e la manutenzione. Tuttavia, almeno tre dati fondamentali devono essere presi in considerazione: potenza di ingresso P_1 , la velocità di rotazione n_1 e rapporto di trasmissione i .

Con i dati d'ingresso, si dovrà progettare una trasmissione d'ingranaggio, cioè una coppia di ruote dentate, determinando con precisione materiali adatti, dimensioni, forme e parametri necessari per il funzionamento sicuro e in conformità con i requisiti degli utenti.

Per la progettazione delle ruote si devono seguire i seguenti passi:

- 1- Selezionare il materiale, il grado di precisione, il modo di lavorare delle ruote, e il suo trattamento termico o chimica termico.
- 2- Selezionare il numero di denti del pignone a seconda del rapporto di trasmissione, perché una maggiore rapporto di trasmissione indica maggiore carichi per unità di tempo, cioè, meno resistenza o capacità di carico.
- 3- Determinare il numero di denti della corona: $\approx i \cdot z_1$. Tenendo in considerazione che per ridurre la possibilità di eccitazione vibrazionale, è opportuno che z_2 non sia un multiplo di z_1
- 4- Scegliere il rapporto delle dimensioni della ruota. Solo un rapporto di dimensione deve essere scelto: sia $\psi_b = b_1/d_1$, a seconda del materiale e del supporto delle ruote. Sia $\psi = b/m_n$, a seconda del supporto albero di trasmissione, il modo di funzionamento e la velocità di rotazione.

Table 4.3 Frame values of dimension ratio $\psi = b/m_n$

Cast teeth	$\psi = 7 \dots 10$
Roughly worked teeth; console supports pinion shaft	$\psi = 10 \dots 15$
Roughly worked teeth; both sides support gear shafts	$\psi = 15 \dots 25$
Ground or shaved teeth; both sides support gear shafts in gear box; proper lubrication, $n_1 \leq 3000 \text{ min}^{-1}$	$\psi = 20 \dots 45$
Same as above, $n_1 > 3000 \text{ min}^{-1}$	$\psi = 30 \dots 100$

- 5- Determinare il cerchio di riferimento dell'angolo d'elica β .
- 6- Determinare il numero equivalente di dente z_{1n} e z_{2n} .
- 7- Scegliere un valore appropriato del coefficiente di profilo di spostamento $x_\Sigma = x_1 + x_2$ a distribuire tra x_1 e x_2 .
- 8- Dai carichi ammissibili al materiale, si può determinare sia il minimo modulo normale, sia il minimo diametro di base o il minimo interasse.
- 9- Valutare l'angolo di pressione di lavoro α_w
- 10- Calcolare l'interasse arrotondato.
- 11- Con il valore finale dell'interasse arrotondato, determinare il valore effettivo dell'angolo di pressione di lavoro α_w
- 12- Determinare tutte le dimensioni definitive delle ruote necessarie per il loro funzionamento.

Essendo la scelta del materiale fondamentale, per la costruzione delle ruote dentate si utilizzano solitamente acciai che rispettino le seguenti caratteristiche:

- elevata resistenza alla fatica ed all'usura;
- elevata resistenza all'urto;
- buona lavorabilità per asportazione di truciolo
- attitudine ai trattamenti termici superficiali

Di conseguenza, gli acciai più utilizzati sono:

- acciai per tempra superficiale
- acciai da cementazione

- acciai da nitrurazione

La tempra superficiale consiste in un riscaldamento superficiale della ruota dentata seguito da tempra in acqua o in un bagno d'olio e rinvenimento. Durante il riscaldamento la struttura interna del materiale subisce delle trasformazioni. Dopo aver raggiunto la temperatura stabilita la ruota viene immersa in acqua o in un bagno d'olio in modo che il rapido raffreddamento impedisca al materiale di tornare alle condizioni iniziali. Così facendo otteniamo la martensite che presenta elevata durezza e fragilità. Per annullare la fragilità si prosegue con un processo di rinvenimento. Questo trattamento consiste nel riscaldare il materiale, ad una temperatura inferiore a quella di formazione dell'austenite, mantenerlo a tale temperatura per un certo tempo e successivo raffreddamento.

La cementazione è un processo che ha lo scopo di ottenere una ruota che presenti un durissimo strato superficiale resistente all'usura ed una buona tenacia interna. Essa consiste nella carburazione di acciai a basso tenore di carbonio, ottenuta mediante lungo mantenimento ad alta temperatura in mezzi capaci di cedere tale elemento. Dopo la tempra, alla superficie del pezzo cementato, si ottiene la struttura e la durezza propria degli acciai con circa 1% di carbonio temprati, mentre al cuore a basso tenore di carbonio e quindi poco sensibile alla tempra, si avrà duttilità, tenacità e una considerevole resistenza.

La nitrurazione è un'operazione di indurimento simile alla cementazione. In questo caso l'elemento assorbito è l'azoto. A differenza della cementazione, essa viene eseguita su materiale già bonificato e non richiede trattamenti successivi, infatti dopo una tempra si è soliti praticare una rettifica, ma a causa della nitrurazione la durezza superficiale è talmente elevata che diventa difficile fare tale lavorazione.

4.1.1 Disegno delle ruote da alloggiare su alberi

La forma del corpo ingranaggio dipende principalmente dalle condizioni di funzionamento, della durata, dal carico, dal materiale e dalle dimensioni, la dimensione della serie e la tecnologia disponibile. Successivamente è possibile alloggiare la ruota sull'albero con collegamenti **smontabili** come le seguenti:

- collegamento con **chiavetta**: elemento prismatico che si interpone con forzamento radiale tra ruota e albero, non consentono spostamenti assiali, ma provoca forte eccentricità tra albero-mozzo.
- Collegamento con **linguetta**: elemento prismatico che si interpone senza forzamento radiale tra ruota e albero, consentendo spostamenti assiali.
- Collegamento con **profili scanalati**: Sia albero che ruota hanno profili opportunamente scanalati (secondo le norme UNI 8953 e UNI ISO 4156), consentono o no, spostamenti assiali.
- Collegamento con **spina trasversale**: elemento che attraversa radialmente sia albero che ruota, non consentono spostamenti assiali relativi.

Esistono anche collegamenti **non smontabili** come la saldatura. Il problema principale di un cordone di saldatura sono di vario tipo; come cricche a caldo, a freddo mancata penetrazione, ritiro del materiale d'apporto e incollatura. La presenza dei difetti di saldatura riduce la sezione resistente del giunto diminuendone la capacità di carico. Nel caso di sollecitazione di fatica l'effetto intaglio (aumento di sollecitazione locale) provocato dai difetti limita notevolmente la resistenza del giunto. È buona norma definire prima l'indice di saldabilità di un materiale (acciaio al carbonio o debolmente legato), cioè l'attitudine di un materiale ad essere saldato che è pari al valore del carbonio equivalente: $C_{eq} = C + (Mn/6) + (Cr + Mo + V/5) + (Ni + Cu/15)$

Il disegno dove l'albero è realizzato in un sol pezzo con la ruota è raccomandata perché questo disegno offre notevoli vantaggi. Si riduce la quantità di lavorazione (lavorare le scanalature sul mozzo ingranaggio e l'albero) e aumenta la rigidità dell'albero, nonché

la stabilità della posizione della ruota dentata.

4.1.2 Procedura di progettazione delle nuove ruote dentate

Lo studio del nuovo riduttore verte sulla necessità di ridurre i pesi dei vari componenti il più possibile, ovviamente rimanendo nei giusti parametri di sicurezza, affidabilità e costi accessibili per quanto necessario.

Il riduttore soddisfaceva alcune necessità quali ridotto ingombro e peso del carter contenuto grazie alla lega di magnesio utilizzata.

Per motivi riguardanti costi e inutilità nella riprogettazione, ho scelto di sfruttare i carter utilizzati precedentemente in quanto, un nuovo progetto del carter risulterebbe troppo onerosa per un'eventuale sviluppo reale del progetto.

I dati progettuali indicano di utilizzare una velocità in entrata del riduttore di $n_1 = 5000 \text{ rpm}$ e una velocità in uscita verso l'elica fissata a $n_2 = 1185 \text{ rpm}$.

Da questi dati possiamo estrapolare il rapporto di riduzione o di trasmissione che risulta $i = \frac{n_1}{n_2} = 4.23$.

I dati della potenza in ingresso da tenere in considerazione indicano un valore di $P = 900 \text{ hp}$.

Partendo da questi dati iniziali si è iniziato il progetto del nuovo riduttore partendo dalla parte riguardante le ruote dentate.

La prima fase del progetto riguarda l'individuazione del nuovo materiale che per leggerezza, proprietà meccaniche e costi non troppo elevati è ricaduta sul Ti-6246 una lega di titanio e alluminio che per le sue caratteristiche sta prendendo molto piede nell'ambito della progettazione meccanica di organi di potenza che richiedano prestazioni elevate e leggerezza.

Di seguito un breve excursus sulle caratteristiche delle leghe di titanio e in particolare della lega Ti-6246.

Lo scopo principale dell'aggiunta di elementi in lega al titanio è di migliorare le sue

proprietà meccaniche. Le più importanti di queste leghe sono elencate in tabella:

Alloy Composition (ASTM Grade) [Common Name]	Alloy Description	Available Product Forms
COMMERCIALLY PURE (UNALLOYED) Tl GRADES		
Ti Grade 1	Lower strength, softest, unalloyed Ti grade with highest ductility, cold formability, and impact toughness, with excellent resistance to mildly reducing to highly oxidizing media with or without chlorides and high weldability.	Ingot/Bloom, Bar*, Billet, Plate, Strip, Welded Tubing, Welded Pipe, Wire*
Ti Grade 2	Moderate strength unalloyed Ti with excellent weldability, cold formability, and fabricability; "workhorse" and "garden variety" Ti grade for industrial service with excellent resistance to mildly reducing to highly oxidizing media with or without chlorides. Approved for sour service use under the NACE MR-01-75 Standard.	Ingot/Bloom, Bar*, Billet, Plate, Strip, Welded Tubing, Welded Pipe, Seamless Tubing*, Wire*, Foil*
Ti Grade 3	Slightly stronger version of Gr. 2 Ti with similar corrosion resistance with good weldability and reasonable cold formability/ductility.	Ingot/Bloom, Bar*, Billet, Plate, Strip, Welded Tubing, Welded Pipe
Ti Grade 4	Much stronger, high interstitial version of Grades 2 and 3 Ti with reasonable weldability, and reduced ductility and cold-formability	Ingot/Bloom, Bar*, Billet, Plate, Strip
COMMERCIALLY PURE GRADES MODIFIED WITH Pd OR Ru		
Ti-0.15Pd (Grade 7) [Ti-Pd]	Most resistant Ti alloy to corrosion in reducing acids and localized attack in hot halide media, with physical/mechanical properties equivalent to Gr. 2 Ti, and excellent weldability/fabricability.	Ingot/Bloom, Bar*, Billet, Plate, Strip, Welded Tubing, Welded Pipe, Wire*
Ti-0.15Pd (Grade 11)	Most resistant Ti alloy to corrosion in reducing acids and localized attack in hot halide media, with physical, mechanical, formability properties equivalent to Gr. 1 Ti (soft grade) and excellent weldability.	Ingot/Bloom, Bar*, Billet, Plate, Strip, Welded Tubing, Welded Pipe, Wire*
Ti-0.05Pd (Grade 16)	Lower cost, leaner Pd version of Ti Gr. 7 with equivalent physical/mechanical properties, and similar corrosion resistance.	Ingot/Bloom, Bar*, Billet, Plate, Strip, Welded Tubing, Welded Pipe, Wire*
Ti-0.05Pd (Grade 17)	Lower cost, leaner Pd version of Ti Gr. 11 with equivalent physical/mechanical properties and fabricability (soft grade) and similar corrosion resistance.	Ingot/Bloom, Bar*, Billet, Plate, Strip, Welded Tubing, Welded Pipe, Wire*
Ti-0.1Ru (Grade 26) [TiRu-26*]	Lower cost, Ru-containing alternative for Ti Gr. 7 with equivalent physical/mechanical properties and fabricability and similar corrosion resistance.	Ingot/Bloom, Bar*, Billet, Plate, Strip, Welded Tubing, Welded Pipe, Wire*
Ti-0.1Ru (Grade 27) [TiRu-27*]	Lower cost, Ru-containing alternative for Ti Gr. 11 with equivalent physical/mechanical properties (soft grade) and fabricability and similar corrosion resistance.	Ingot/Bloom, Bar*, Billet, Plate, Strip, Welded Tubing, Welded Pipe
ALPHA AND NEAR-ALPHA ALLOYS		
Ti-0.3Mo-0.8Ni (Grade 12) [Ti-12]	Highly weldable and fabricable Ti alloy offering improved strength and pressure code design allowables, hot brine crevice corrosion, and reducing acid resistance compared to Ti Grades 1, 2, and 3. Approved for sour service use under the NACE MR-01-75 Standard.	Ingot/Bloom, Billet, Welded Pipe, Plate, Strip, Welded Tubing, Seamless Pipe, Wire*
Ti-3Al-2.5V (Grade 9) [Ti-3-2.5]	Medium strength, non-ageable Ti alloy offering highest strength and design allowables under the pressure vessel code, with good weldability and cold fabricability for mildly reducing to mildly oxidizing media.	Ingot/Bloom, Billet, Welded Pipe, Plate, Strip, Welded Tubing, Foil* Seamless Tubing*, Wire*
Ti-3Al-2.5V-Pd (Grade 18) [Ti-3-2.5-Pd]	Pd-enhanced version of Ti-3Al-2.5V with equivalent physical and mechanical properties and fabricability, offering elevated resistance to dilute reducing acids and crevice corrosion in hot halide (brine) media.	Ingot/Bloom, Billet, Welded Pipe, Plate, Strip, Welded Tubing, Seamless Pipe
Ti-3Al-2.5V-Ru (Grade 28) [Ti-3-2.5-Ru]	Ru-enhanced version of Ti-3Al-2.5V with equivalent physical and mechanical properties and fabricability, offering elevated resistance to dilute reducing acids and crevice corrosion in hot halide (brine) media. Approved for sour service use under the NACE MR-01-75 Standard.	Ingot/Bloom, Billet, Welded Pipe, Plate, Strip, Welded Tubing, Seamless Pipe, Wire*
Ti-5Al-2.5Sn (Grade 6) [Ti-5-2.5]	Weldable, non-ageable, high-strength alloy offering good high temperature stability, strength, oxidation and creep resistance.	Ingot/Bloom, Bar*, Billet, Sheet
Ti-5Al-2.5Sn ELI [Ti-5-2.5 ELI]	Extra low interstitial version of Ti-5Al-2.5Sn exhibiting an excellent combination of toughness and strength at cryogenic temperatures; suited for cryogenic vessels for service as low as -255°C.	Ingot/Bloom, Bar*, Billet
Ti-8Al-1Mo-1V (Ti-8-1-1)	Highly creep-resistant, non-ageable, weldable, high-strength Ti alloy for use up to 455°C; exhibiting the lowest density and highest modulus of all commercial Ti alloys.	Ingot/Bloom, Bar*, Billet, Sheet
Ti-6Al-2Sn-4Zr-2Mo-0.1Si (Ti-6-2-4-2-S)	Weldable, high strength Ti alloy offering excellent strength, stability, and creep resistance to temperatures as high as 550°C.	Ingot/Bloom, Bar*, Billet, Sheet

Tab: principali leghe di titanio.

Per quanto riguarda la composizione chimica e le proprietà della lega di titanio Ti-6246:

Componente	Wt. %Min	Wt. %Max
O	-----	0,15
N	-----	0.04
C	-----	0,04
H	-----	0,125
Fe	-----	0,15
Al	5,5	6,5
Sn	1,75	2,25
Zr	3,5	4,5
Mo	5,5	6,5

La lega di titanio 6246 indicata anche con la dicitura titanio 6Al-2Sn-4Zr-6Mo, oppure con la dicitura UNS R56260 è lega alfa-beta che può essere trattata termicamente per aumentare le sue proprietà di resistenza meccanica anche in sezioni più grandi del normale titanio 6Al-4V (detto anche Titanio grado 5) ed ha anche un'eccellente resistenza alla corrosione.

Ha una densità = 4,430 gr/cm³.

Per quanto riguarda le proprietà meccaniche:

	Min	Max
Durezza Brinell		362
Tensione a rottura a trazione [N/mm ²]	1109	1240
Tensione di snervamento a trazione [N/mm ²]	1020	1151
Modulo di elasticità [N/mm ²]	-----	103000

La temperatura di trasformazione del titanio dalla fase α a quella β può essere elevata o abbassata con l'aggiunta di elementi che possono stabilizzare la fase α o quella β .

Ossigeno, azoto e carbonio, come interstiziali, e alluminio, come sostituzionale, stabilizzano la fase α . Gli elementi che stabilizzano la fase β includono idrogeno, come interstiziale, vanadio, molibdeno, ferro, cromo, rame, palladio e silicio, mentre zirconio e stagno sono altamente solubili in entrambe le fasi.

Le leghe sono classificate come leghe α , ($\alpha+\beta$) e β -titanio a seconda della fase presente a temperatura ambiente. Poiché la struttura cubica del titanio β contiene più piani di scorrimento della forma esagonale α , il titanio β è più facilmente deformabile.

Le leghe nelle regioni β e ($\alpha + \beta$) sono perciò formate a caldo. Le leghe β e alcune leghe ($\alpha + \beta$) contengono, in aggiunta a molibdeno o vanadio, additivi per i quali la fase β nel range di temperatura tra 550°C e un massimo di 860°C subisce decomposizione eutettoidica in fase α e un composto intermetallico. Questo processo è usualmente associato con infragilimento e riduce la stabilità termica e deve quindi essere evitato durante la produzione e la lavorazione. Per sistemi che presentano decomposizione eutettoidica della fase β , il processo procede più lentamente a più bassa temperatura.

L'indurimento delle leghe di titanio può essere ottenuto in vari modi: un composto intermetallico può essere precipitato dalla fase α per tempra e ricottura (Ti-Cu leghe).

In leghe con elementi β -stabilizzanti, la fase β metastabile può essere formata in aggiunta alla fase α per solubilizzazione, tempra e aging. Nell'aging la lega è trasformata, attraverso una fase intermedia ω , in fase α e in fase β stabilizzata per arricchimento di elementi in lega. Entrambi questi processi sono utilizzati nell'industria per migliorare le proprietà meccaniche delle leghe di titanio. Le proprietà resistenziali più importanti delle leghe di titanio sono elencate in tabella. Le leghe α , che hanno un range di resistenza di 830-1030 MPa, sono utilizzate come leghe per forgiatura e anche nella produzione di fogli metallici per le loro buone proprietà di saldatura. La Ti5Al2.5Sn ha una buona resistenza alla trazione alle alte temperature. Le vicine leghe α fanno parte del gruppo delle leghe di titanio per alte temperature, utilizzate nei motori di aerei. Le leghe ($\alpha+\beta$) includono la più comune lega di titanio Ti6Al4V. La sua resistenza di 900 MPa nello stato ricotto può essere accresciuta di ca. 200 MPa per indurimento. Resistenze superiori ai 1000 MPa possono essere conseguite attraverso un buon indurimento con le leghe Ti6Al6V2Sn e Ti4Al4Mo2Sn. **Leghe β** con resistenza di **1000-1200 MPa** nello stato ricotto includono **Ti15V3Cr3Sn3Al**, **Ti3Al8V6Cr4Zr4Mo** e **Ti15Mo3Nb3AlSi**; queste sono maggiormente utilizzate come lamine nella costruzione di aerei. Le proprietà delle leghe Ti6Al6V2Sn e Ti4Al4Mo2Sn dovute all'indurimento sono superiori a quelle delle usuali leghe commerciali di titanio. La resistenza a fatica delle leghe di titanio dipende dalla sezione dei semilavorati e dalla loro struttura. Nello stato non intagliato, questa è del 30-50 % della resistenza a trazione e nello stato intagliato del 30%. La resistenza a frattura del metallo con una struttura di Widmannstätten arriva a valori più alti di quella di un metallo con una struttura poligonale. Il rate di diminuzione della resistenza a trazione alle alte temperature delle leghe, con l'aumento della temperatura sopra ai 250°C, è più basso di quella del titanio commercialmente puro, e la resistenza al creep è più alta. Il limite di snervamento è maggiore del 90%. Poiché l'allungamento senza necking è piccolo, questi materiali sono usualmente formati a caldo. Solubilizzazione e stabilizzazione danno proprietà migliorate, come accresciuta stabilità termica e migliorate proprietà a creep.

Il Ti-6246 è una lega $\alpha+\beta$ che può subire trattamenti termici e resistere a carichi maggiori su sezioni di dimensioni più elevate rispetto alla lega Ti 6-4.. Le proprietà di questa lega sono influenzate dalla sua storia termo-meccanica.

Resistenza più elevata, duttilità, e proprietà di resistenza a fatica se sottoposti a cicli lenti, sono tutte caratteristiche proprie dei metalli contenenti leghe $\alpha+\beta$. Le leghe $\alpha+\beta$ hanno la migliore combinazione di buona resistenza a fatica per cicli lenti e resistenza alla propagazione della cricca. **TI 6-2-4-6** ha la stessa lavorabilità e sensibilità alla cricca della lega TI 6-4. Questa lega è usata negli stadi intermedi dei compressori di turbine per motori in forma di dischi e pale, guarnizioni di tenuta, e componenti degli aeromobili. Nelle tabelle seguenti sono riportate in sequenza la composizione chimica, le proprietà fisiche, le proprietà a trazione e la loro variazione in seguito ai trattamenti termici, dati sulla resistenza a fatica della lega **Ti 6246**.

Dopo la scelta del materiale si è potuto procedere nel disegno, tramite software AUTODESK INVENTOR , impostando i parametri generali e i dati a mia disposizione, si è deciso di scegliere per le ruote una dentatura di tipo elicoidale ottenendo, dopo varie combinazioni, quella ottimale.

Di seguito i valori ottenuti dai calcoli tramite Autodesk Inventor:

Project Info

Guide

Design Guide - Number of Teeth

Unit Corrections Guide - In Inverse Ratio

Type of Load Calculation - Torque calculation for the specified power and speed

Type of Strength Calculation - Check Calculation

Method of Strength Calculation - ISO 6336:1996

Common Parameters

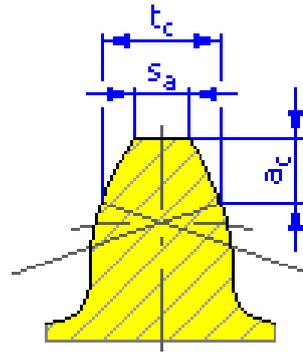
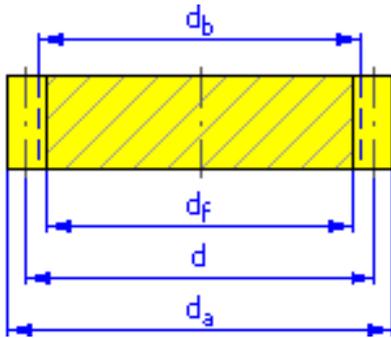
Gear Ratio	i	4,2222 ul
Desired Gear Ratio	i_{in}	4,0000 ul
Module	m	4,000 mm
Helix Angle	β	40,0000 deg
Pressure Angle	α	20,0000 deg
Center Distance	a_w	123,250 mm
Product Center Distance	a	122,708 mm
Total Unit Correction	Σx	0,1367 ul
Circular Pitch	p	12,566 mm
Base Circular Pitch	p_{tb}	14,817 mm
Operating Pressure Angle	α_w	20,8737 deg
Tangential Pressure Angle	α_t	25,4138 deg
Tangential Operating Pressure Angle	α_{tw}	25,9387 deg
Base Helix Angle	β_b	37,1586 deg
Tangential Module	m_t	5,222 mm
Tangential Circular Pitch	p_t	16,404 mm
Contact Ratio	ϵ	4,6988 ul
Transverse Contact Ratio	ϵ_α	0,8625 ul

Overlap Ratio	ε_{β}	3,8364 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0,0130 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0,0065 mm

Gears

		Gear 1	Gear 2
Type of model		No Model	Component
Number of Teeth	z	9 ul	38 ul
Unit Correction	x	0,1106 ul	0,0262 ul
Pitch Diameter	d	46,995 mm	198,422 mm
Outside Diameter	d_a	54,269 mm	205,021 mm
Root Diameter	d_f	39,479 mm	190,231 mm
Base Circle Diameter	d_b	42,447 mm	179,221 mm
Work Pitch Diameter	d_w	47,202 mm	199,298 mm
Facewidth	b	75,000 mm	75,000 mm
Facewidth Ratio	b_r	1,5959 ul	0,3780 ul
Addendum	a^*	0,8000 ul	0,8000 ul
Clearance	c^*	0,2500 ul	0,2500 ul
Root Fillet	r_f^*	0,3800 ul	0,3800 ul
Tooth Thickness	s	6,605 mm	6,359 mm
Tangential Tooth Thickness	s_t	8,622 mm	8,302 mm
Chordal Thickness	t_c	5,832 mm	5,616 mm
Chordal Addendum	a_c	2,576 mm	2,278 mm

Chordal Dimension	W	30,892 mm	104,954 mm
Chordal Dimension Teeth	z_w	3,000 ul	9,000 ul
Dimension Over (Between) Wires	M	56,802 mm	208,546 mm
Wire Diameter	d_M	7,000 mm	7,000 mm
Limit Deviation of Helix Angle	F_β	0,0130 mm	0,0150 mm
Limit Circumferential Run-out	F_r	0,0170 mm	0,0290 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0,0085 mm	0,0100 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0,0080 mm	0,0095 mm
Virtual Number of Teeth	z_v	18,497 ul	78,100 ul
Virtual Pitch Diameter	d_n	73,989 mm	312,398 mm
Virtual Outside Diameter	d_{an}	81,263 mm	318,997 mm
Virtual Base Circle Diameter	d_{bn}	69,527 mm	293,559 mm
Unit Correction without Tapering	x_z	0,5463 ul	-0,6588 ul
Unit Correction without Undercut	x_p	-0,2819 ul	-3,7679 ul
Unit Correction Allowed Undercut	x_d	-0,4152 ul	-3,9013 ul
Addendum Truncation	k	0,0013 ul	0,0013 ul
Unit Outside Tooth Thickness	s_a	0,8333 ul	0,9521 ul
Tip Pressure Angle	α_a	35,5371 deg	24,5710 deg



Loads

		Gear 1	Gear 2
Power	P	331,000 kW	324,380 kW
Speed	n	5000,00 rpm	1184,21 rpm
Torque	T	632,163 N m	2615,752 N m
Efficiency	η	0,980 ul	
Radial Force	F_r	13028,667 N	
Tangential Force	F_t	26785,379 N	
Axial Force	F_a	-22475,601 N	
Normal Force	F_n	37421,897 N	
Circumferential Speed	v	12,303 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	43949,166 rpm	

Material

		Gear 1	Gear 2
		User material	User material
Ultimate Tensile Strength	S_u	1240 MPa	1240 MPa
Yield Strength	S_y	1150 MPa	1150 MPa
Modulus of Elasticity	E	103000 MPa	103000 MPa
Poisson's Ratio	μ	0,300 ul	0,300 ul
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim}	625,0 MPa	625,0 MPa
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim}	1092,0 MPa	1092,0 MPa
Hardness in Tooth Core	JHV	210 ul	210 ul
Hardness in Tooth Side	VHV	615 ul	615 ul
Base Number of Load Cycles in Bending	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Base Number of Load Cycles in Contact	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Wöhler Curve Exponent for Bending	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Wöhler Curve Exponent for Contact	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Type of Treatment	type	4 ul	4 ul

Strength Calculation

Factors of Additional Load

Application Factor	K_A	1,000 ul	
Dynamic Factor	K_{Hv}	1,094 ul	1,094 ul

Face Load Factor	$K_{H\beta}$	1,000 ul	1,000 ul
Transverse Load Factor	$K_{H\alpha}$	1,000 ul	1,000 ul
One-time Overloading Factor	K_{AS}	1,000 ul	

Factors for Contact

Elasticity Factor	Z_E	134,217 ul	
Zone Factor	Z_H	2,004 ul	
Contact Ratio Factor	Z_ϵ	1,077 ul	
Single Pair Tooth Contact Factor	Z_B	1,000 ul	1,000 ul
Life Factor	Z_N	1,000 ul	1,000 ul
Lubricant Factor	Z_L	0,967 ul	
Roughness Factor	Z_R	1,000 ul	
Speed Factor	Z_v	1,006 ul	
Helix Angle Factor	Z_β	0,875 ul	
Size Factor	Z_X	1,000 ul	1,000 ul
Work Hardening Factor	Z_W	1,000 ul	

Factors for Bending

Form Factor	Y_{Fa}	2,186 ul	1,920 ul
Stress Correction Factor	Y_{Sa}	1,773 ul	1,942 ul
Teeth with Grinding Notches Factor	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Helix Angle Factor	Y_β	0,750 ul	

Contact Ratio Factor	Y_{ε}	0,802 ul	
Alternating Load Factor	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Production Technology Factor	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Life Factor	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Notch Sensitivity Factor	Y_{δ}	1,217 ul	1,228 ul
Size Factor	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Tooth Root Surface Factor	Y_R	1,000 ul	

Results

Factor of Safety from Pitting	S_H	1,307 ul	1,307 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	3,340 ul	3,503 ul
Static Safety in Contact	S_{Hst}	2,648 ul	2,648 ul
Static Safety in Bending	S_{Fst}	6,862 ul	7,132 ul
Check Calculation		Positive	

Le ruote bi-elicoïdali sono come due ruote elicoïdali speculari poste fianco a fianco. Esse trasmettono più potenza rispetto alle ruote elicoïdali. Quindi per lo sviluppo delle ruote bi-elicoïdali, in grado di trasmettere una potenza di 900hp, progetteremo prima un ingranaggio elicoïdale, che trasmetta 450 hp, ed in seguito specchieremo la ruota.

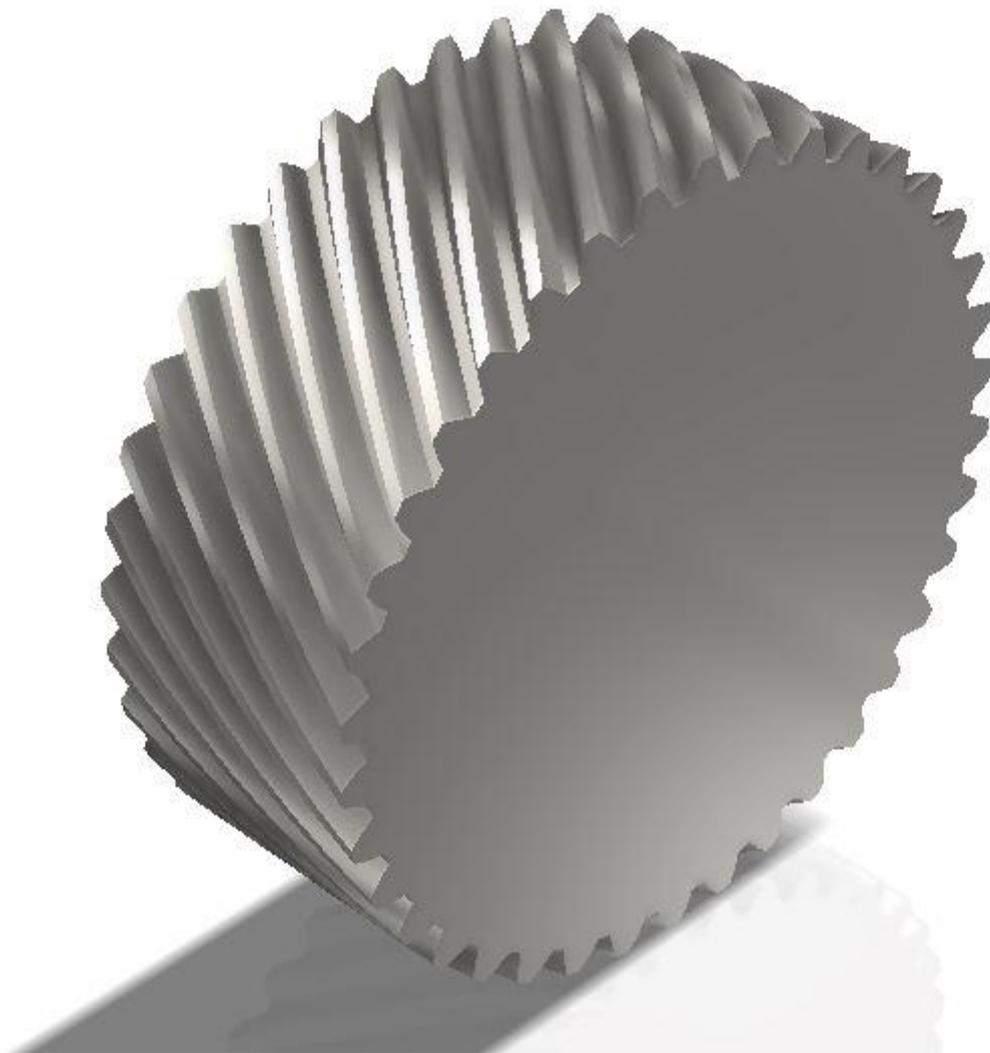


Fig: ruota dentata albero elica

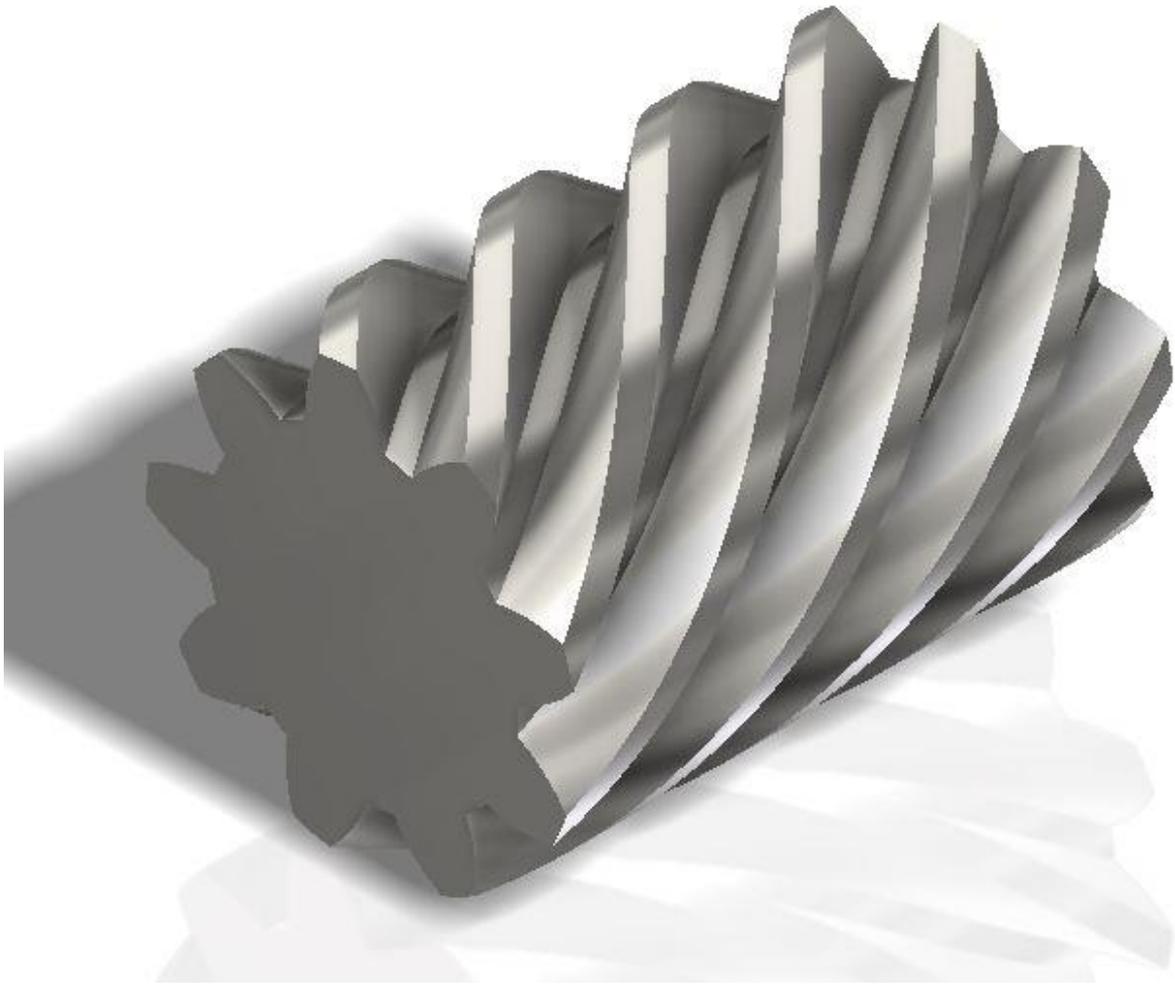


Fig: ruota dentata albero motore

4.2 Progettazione degli alberi

L'albero è un corpo cilindrico con spallamenti (o gradini) su cui sono montati organi rotanti, da cui riceve o a cui trasmette il moto di rotazione; esso è sostenuto da supporti ricavati nella struttura rigida della macchina. Tra i supporti e l'albero vengono interposti dei cuscinetti.

I gradini sull'albero forniscono spalle per il posizionamento degli elementi di trasmissione, come ruote dentate, pulegge e cuscinetti. La porzione arrotondata tra due sezioni di diametri diversi si chiama raccordo. Il raggio di raccordo è previsto per

ridurre l'effetto di concentrazione delle tensioni dovuto a un brusco cambiamento di sezione.

L'albero può essere pieno o cavo. Esso è supportato da cuscinetti e ruota un set di ruote dentate o pulegge a scopo di trasmissione di potenza.

L'albero è generalmente soggetto a momenti di flessione, di torsione e forze assiali.

4.2.1 Criteri di design di un albero

Per la progettazione di un albero, è usuale seguire questi passi:

- Selezionare il materiale
- Definire il layout geometrico
- Considerare le tensioni in gioco
- Deflessione e rigidità
- Le vibrazioni: la velocità critica

Gli alberi ordinari sono costruiti con acciaio al carbonio medio con contenuto di carbonio compreso tra 0,15-0,40% come il 30C8 e 40C8. Quando è richiesta una maggiore resistenza, acciai al carbonio medio alto, come il 45C8 e 50C8, o acciai legati sono impiegati. Gli acciai legati sono fatti con aggiunta di nichel, cromo o molibdeno, ma sono più costosi rispetto ai normali acciai al carbonio. I comuni acciai legati per fare alberi di trasmissione sono 16Mn5Cr4, 40Cr4Mo2, 16Ni3Cr2, 35Ni5Cr2, 40Ni6Cr4Mo2 e 40Ni10Cr3Mo6. Gli acciai legati hanno maggiore resistenza, durezza e tenacità. Inoltre, elevati valori di durezza e resistenza possono essere utilizzati per componenti con grande diametro. Gli acciai legati possiedono una maggiore resistenza alla corrosione rispetto agli acciai al carbonio semplici. Pertanto, in alcune applicazioni, questi vantaggi giustificano il loro maggior costo.

Gli alberi di trasmissione sono generalmente di forma cilindrica a più gradini per

alloggiare i diversi elementi che vanno montate sulla ruota (cuscinetti, ruote dentate, anelli, chiavette ,ecc).

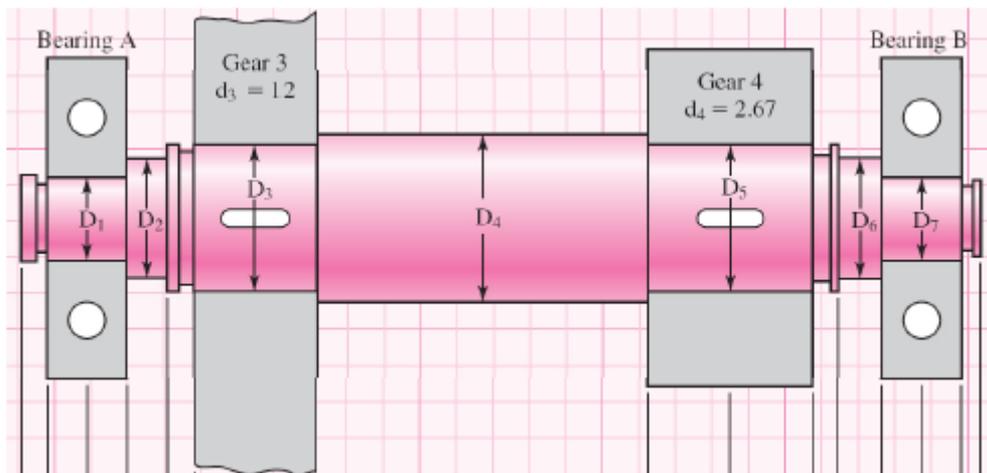


Fig: Conformazione geometrica di un albero

Non esiste una formula magica per dare la geometria dell'albero per ogni situazione di progettazione. L'approccio migliore è quello di imparare da simili problemi che sono stati risolti e la pettinatura il meglio per risolvere il tuo problema.

Alcune considerazioni e fattori da considerare per la progettazione di un albero di trasmissione:

- Le spalle sono utilizzati per il posizionamento degli elementi sull'asse dell'albero e supportano eventuali carichi di spinta.
- contenere il peso(se necessario) realizzando alberi cavi
- effettuare buone finiture superficiali, aumentando la resistenza superficiale
- contenere la lunghezza dell'albero al fine di diminuire le inflessioni
- evitare effetti intaglio nelle sezioni nelle quali le tensioni nominali sono più elevate
- se le esigenze di rigidità risultano essere le più critiche,può essere possibili usare acciai più economici(meno resistenti), poiché tutti gli acciai hanno praticamente lo stesso modulo elastico
- Piccoli pignoni sono spesso lavorati su alberi
- La sequenza di montaggio dovrebbe essere pensato.

- Utilizzare smussi per facilitare il montaggio e evitare le interferenze.
- Prendere in considerazione le concentrazioni di tensione dovute a scanalature e cambiamenti bruschi di sezione dell'albero. Usare i raccordi

4.2.2 Disegno di un albero sulla base forza

La maggior parte degli alberi di trasmissione sono sottoposti a momenti flettenti rotanti e di torsione combinati. Il design di un albero di trasmissione consiste nel determinare il diametro dell'albero, corretto da considerazioni di forza e rigidità.

Quando l'albero è soggetto alla forza di trazione assiale, la tensione di trazione è data da,

$$\sigma_t = \frac{F_a}{Area} = \frac{F_a}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)} = \frac{4F_a}{\pi d^2}$$

F_a = Forza assiale di trazione

d = Diametro dell'albero

σ_b = Sollecitazione di trazione

Definito **I** momento d'inerzia assiale, quando l'albero viene sottoposto a momento flettente puro, le sollecitazioni di flessione sono date da:

$$\sigma_f = \frac{M_f y}{I} = \frac{M_b \left(\frac{d}{2}\right)}{\left(\frac{\pi d^4}{64}\right)} = \frac{32M_f}{\pi d^3}$$

M_f = Momento flettente.

σ_f = Sollecitazioni di flessione

Definito **J** momento d'inerzia polare, quando l'albero viene sottoposto al momento di torsione pura, la sollecitazione di taglio torsionale è data da:

$$\tau = \frac{M_t r}{J} = \frac{M_t \left(\frac{d}{2}\right)}{\left(\frac{\pi d^4}{32}\right)} = \frac{16M_t}{\pi d^3}$$

M_t = Momento torcente

τ = Sollecitazioni di taglio torsionale

Per ottenere le tensioni in **Mpa**, è opportuno introdurre i momenti espressi in **Nmm** e le lunghezze in **mm**. Ovviamente questi valori non possono essere utilizzati nel diagramma di Haigh, poiché le tensioni sono di natura diversa (normali e tangenziali) e agiscono in direzioni diverse. È importante notare che al variare dell'ampiezza della tensione σ_f durante il tempo, le tensioni principali nel punto variano sia come modulo sia come orientazione.

Esistono svariate teorie per l'analisi di fatica che combinano le sollecitazioni citate, per la determinazione del diametro dell'albero o del coefficiente di sicurezza, la più semplice è quella di Gough e Pollard. In alternativa, è possibile valutare le componenti di tensione media e alternata agenti sull'elemento dello stesso tipo.

La tensione normale è indicata da σ_x mentre lo sforzo di taglio, da τ . Noi prenderemo in considerazione due casi per il calcolo del valore di σ_x .

Caso 1: In questo caso, l'albero viene sottoposto alla combinazione di forza assiale, momenti flettenti e torsionali.

$$\sigma_x = \sigma_t + \sigma_f$$

Caso 2: In questo caso, l'albero viene sottoposto alla combinazione di momenti flettenti e di torsione senza alcuna forza assiale.

$$\sigma_x = \sigma_f$$

Dato che i nostri alberi non sono soggetti a forze assiali procederemo con il caso 2.

Il criterio di resistenza a fatica multiassiale di Gough e Pollard, valido per le sollecitazioni costituite da tensioni normali e tangenziali **agenti in fase**, nel caso in cui si ritenga che il momento torcente e quello flettente possono variare proporzionalmente

rispetto ai dati di progetto, fornisce la seguente relazione tra le tensioni agenti, le tensioni che rappresentano la resistenza del materiale e il coefficiente di sicurezza n :

$$\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_s} + \frac{\sigma_a}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{\tau_s} + \frac{\tau_a}{\tau_f}\right)^2 = \left(\frac{1}{n}\right)^2$$

essendo ininfluyente per l'analisi a fatica $\tau_a = \sigma_m = 0$, posso riscrivere:

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{\tau_s}\right)^2 = \left(\frac{1}{n}\right)^2$$

Utilizzando la teoria della massima tensione tangenziale, si può scrivere $\tau_s = \sigma_s/2$, per le sollecitazioni statiche e $\tau_f = \sigma_f/2$, per quelle a fatica. In base a ciò esplicitiamo la relazione rispetto a d e a n e ottengo:

$$d = \left[n \frac{32}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_a}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{T_m}{\sigma_s}\right)^2} \right]^{1/3}$$

Il limite a fatica σ_f dipende dalla finitura superficiale in base al coefficiente C_s , dalle dimensioni dell'albero C_g , dal tipo di carico o tensione C_l e dal teorico limite a fatica σ'_f , $\sigma_f = C_s C_g C_l \sigma'_f$.

Tenuto il conto che il materiale dell'albero è duttile e che in alcune sezioni esistano concentrazioni di tensione dovute a variazioni di diametro, gole o cave per alloggiare componenti, introduciamo K_b e K_t . Secondo il criterio di Goodman è possibile usare σ_f al posto di σ_s .

Inoltre, se l'albero è cavo, visto che le tensioni principali di flessione e torsione si trovano in prossimità del diametro esterno, introduco $c = \frac{d_i}{d_o}$, il rapporto tra diametro

interno e esterno. La formula diventa perciò:

$$d = \left[n \frac{32}{\pi(1-c^4)} \sqrt{\left(K_b \frac{M_a}{\sigma_f}\right)^2 + \left(K_t \frac{T_m}{\sigma_s}\right)^2} \right]^{1/3}$$

4.2.3 Codice ASME per la progettazione dell'albero

Un approccio più pratico della progettazione di un albero di trasmissione è quello di utilizzare il codice ASME. Secondo questo codice, τ_{max} sforzo di taglio ammissibile per l'albero senza chiavette è preso come il 30% del limite di snervamento in tensione o 18% del carico di rottura del materiale, qualunque sia minimo. Si ha quindi

$$\tau_{amm} = 0.40\sigma_y$$

$$\tau_{amm} = 0.18\sigma_R$$

Se ci sono chiavette presenti, i valori di cui sopra devono essere ridotti del 25%.

Secondo il codice ASME, i momenti di flessione e di torsione devono essere moltiplicati dai fattori k_b e k_t rispettivamente, per tenere conto dello shock e della fatica in condizioni di funzionamento. Il codice ASME si basa sulla teoria della tensione di taglio massima. Si ha quindi:

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(k_b M_f)^2 + (k_t M_t)^2}$$

Dove,

k_b = fattore che combina shock e fatica applicata al momento flettente.

k_t = fattore che combina shock e fatica applicata al momento torcente.

I valori di k_b e k_t per gli alberi rotanti sono dati nella tabella seguente.

Applicazioni	k_b	k_t
Carico applicato gradualmente	1.5	1.0
Carico applicato improvvisamente (shock minore)	1.5-2.0	1.0-1.5
Carico applicato improvvisamente (shock maggiore)	2.0-3.0	1.5-3.0

Nel caso in cui si utilizza un albero forato, la formula si modifica diventando:

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d_o^3 (1 - c^4)} \sqrt{(k_b M_f)^2 + (k_t M_t)^2}$$

4.3 Design degli alberi del nuovo riduttore

Nella prima fase del progetto, abbiamo impostato un layout geometrico degli alberi, in base ai dati e agli ingombri che dovevamo rispettare e così facendo, abbiamo ottenuto un disegno tramite AUTODESK INVENTOR degli alberi finiti. Il pignone è stato ottenuto ricavandolo da un albero pieno, in cui i cuscinetti venivano bloccati da una parte con ghiera e spallamento e dall'altra da spallamento e anelli elastici Seeger. Per quanto riguarda la corona, invece, inizialmente si era pensato di alloggiare la ruota elicoidale tramite saldatura, ma per mancanza di una verifica specifica sull'affidabilità e fattibilità della cosa, si è preferito ricavare albero e ruota da un pezzo unico.



Fig: albero pignone vista 3/4

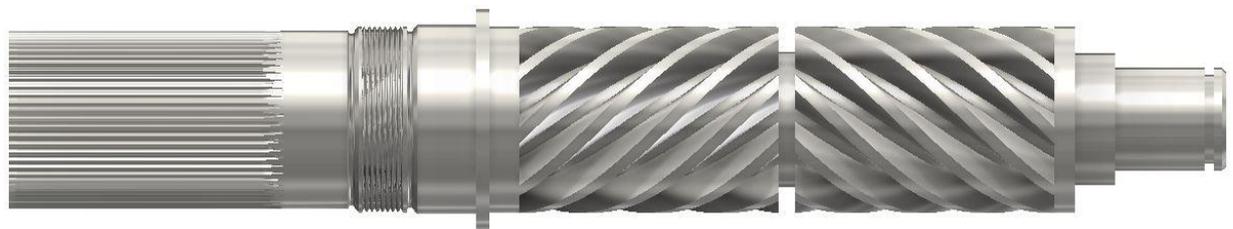


Fig: albero pignone vista laterale

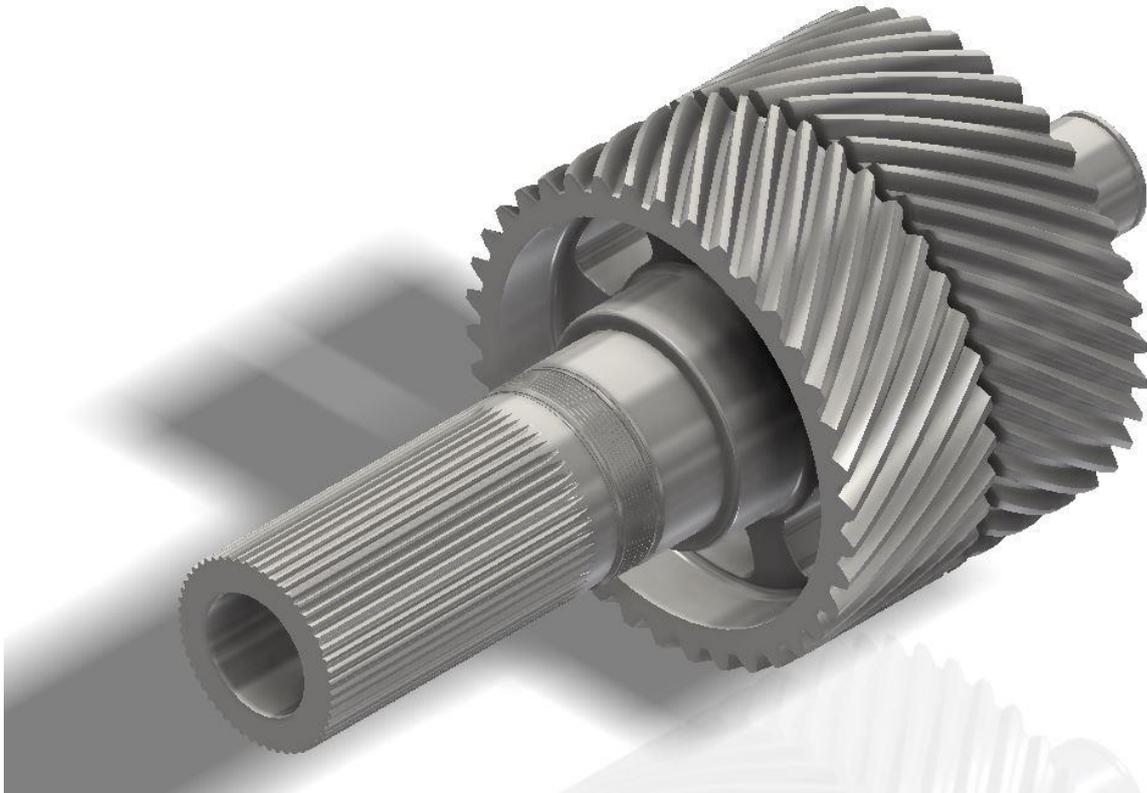


Fig: albero corona vista 3/4



Fig: albero corona vista laterale

4.3.1 Verifica degli alberi

Tramite AUTODESK INVENTOR abbiamo ottenuto che un lato di ciascuno albero fosse calettato secondo un profilo scanalato; per quanto riguarda il pignone, la scanalatura permetteva di collegare quest'ultimo ad un giunto elastico che a sua volta si collegava al motore. Invece, per la corona, la scanalatura avrebbe permesso di alloggiare una boccia flangiata, in modo da avvitare su di essa un'elica. Impostando alcuni parametri sul software, quali il numero di giri n , la potenza trasmessa P , il materiale di costruzione, abbiamo ottenuto i disegni dei profili.

PROFILO SCANALATO ALBERO ELICA:

Project Info

Guide

Method of Load Calculation - Torque calculation for the specified power and speed

Type of Strength Calculation - Strength check for the specified load, dimensions and joint properties

Loads

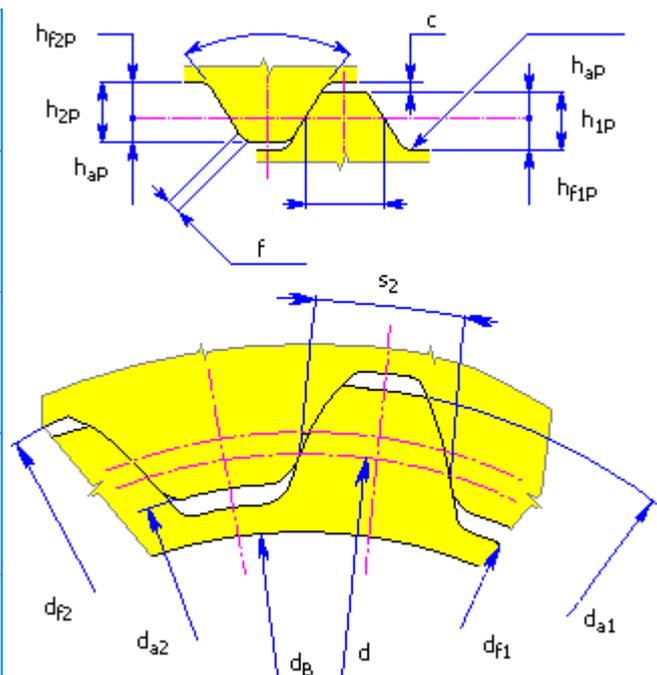
Power	P	661,000 kW
Speed	n	1185,000 rpm
Torque	T	5326,654 N m

Dimensions

Spline Designation	DIN 5480 - 30 deg Flat root, Side fit - 82 x 1,50 x 30,00 x 53,00 7H 9h	
Hollow Shaft Inner Diameter	d_h	52,000 mm
Outside Diameter of Spline Sleeve	D_{oi}	82,000 mm
Length	l	130,000 mm

Spline Dimensions

Nominal Diameter	d_B	82,000 mm
Number of Teeth	z	53,000 ul
Module	m	1,500 mm
Pitch Diameter	d	79,500 mm
Base Circle Diameter	d_b	68,849 mm



Circular Pitch	p	4,712 mm
Chamfer	f	0,225 mm
Radius	ρ_{fP}	0,240 mm
Clearance	c	0,150 mm
Internal Involute Spline Data		
Hub Addendum Modification	x_{2m}	-0,425 mm
Hub Tooth Addendum	h_{f2P}	0,825 mm
Hub Tooth Height	h_{2P}	1,500 mm
Hub Tip Diameter	d_{a2}	79,000 mm
Hub Min Form Root Diameter	d_{FF2min}	81,760 mm
Hub Root Diameter	d_{f2}	82,000 mm
Hub Tooth Thickness	s_2	1,865 mm
Hub Space Width	e_2	2,847 mm
External Involute Spline Data		

Shaft Addendum Modification	x_{1m}	0,425 mm
Shaft Tooth Dedendum	h_{f1P}	0,825 mm
Shaft Tooth Height	h_{1P}	1,500 mm
Shaft Tip Diameter	d_{a1}	81,700 mm
Shaft Max Form Root Diameter	d_{Ff1max}	78,940 mm
Shaft Root Diameter	d_{f1}	78,700 mm
Shaft Tooth Thickness	s_1	2,847 mm
Tooth Thickness Deviation		
Upper Tooth Thickness Deviation	A_{se}	0,000 mm
Lower Tooth Thickness Deviation	A_{si}	0,071 mm
Lower Tooth Thickness Deviation for Individual Measurement	A_{seE}	0,000 mm
Dimensional Tolerance	T	0,071 mm

Individual Tolerance (for individual measurement)	T_e	0,045 mm
Tolerance Field	$T - T_e$	0,026 mm
Space Width Deviation		
Upper Space Width Deviation	A_{ee}	0,036 mm
Lower Space Width Deviation	A_{ei}	0,000 mm
Lower Space Width Deviation for Individual Measurement	A_{eiE}	0,014 mm
Dimensional Tolerance	T	0,036 mm
Individual Tolerance (for individual measurement)	T_e	0,022 mm
Tolerance Field	$T - T_e$	0,014 mm
Test Dimensions		
Base Tangent Length over Teeth	W_e	42,896 mm
Base Tangent Length over Spaces	W_i	35,494 mm

Test Dimension over Pins	M_e	85,814 mm
Test Dimension between Pins	M_i	76,896 mm
Pin Diameter, Shaft	d_{p1}	3,250 mm
Pin Diameter, Hub	d_{p2}	2,500 mm
Teeth Number, Shaft	n_1	10,000 ul
Teeth Number, Hub	n_2	10,000 ul

Joint Properties

Desired Safety	S_v	1,000 ul
Joint Type	Fixed	
Working Conditions	Medium	
Tooth Side	Unhardened	
Factor of Tooth Side Contact	K_s	0,500 ul

Material

Material	ti6246	
Allowable Pressure	p_A	186,000 MPa
Allowable Stress in Shear	τ_A	223,200 MPa
Allowable Bending Stress	σ_{AIB}	372,000 MPa

Results

Strength Check	Positive	
Min. Shaft Diameter	d_{\min}	78,000 mm
Min. Spline Length	l_{\min}	20,913 mm
Deformation of Grooving Sides		
Calculated Pressure	p_c	29,922 MPa
Safety	S	6,216 ul
Bending Stress on Sides of Spline Teeth		
Calculated Bending Stress	σ_{cAIB}	35,245 MPa
Safety	S	10,555 ul

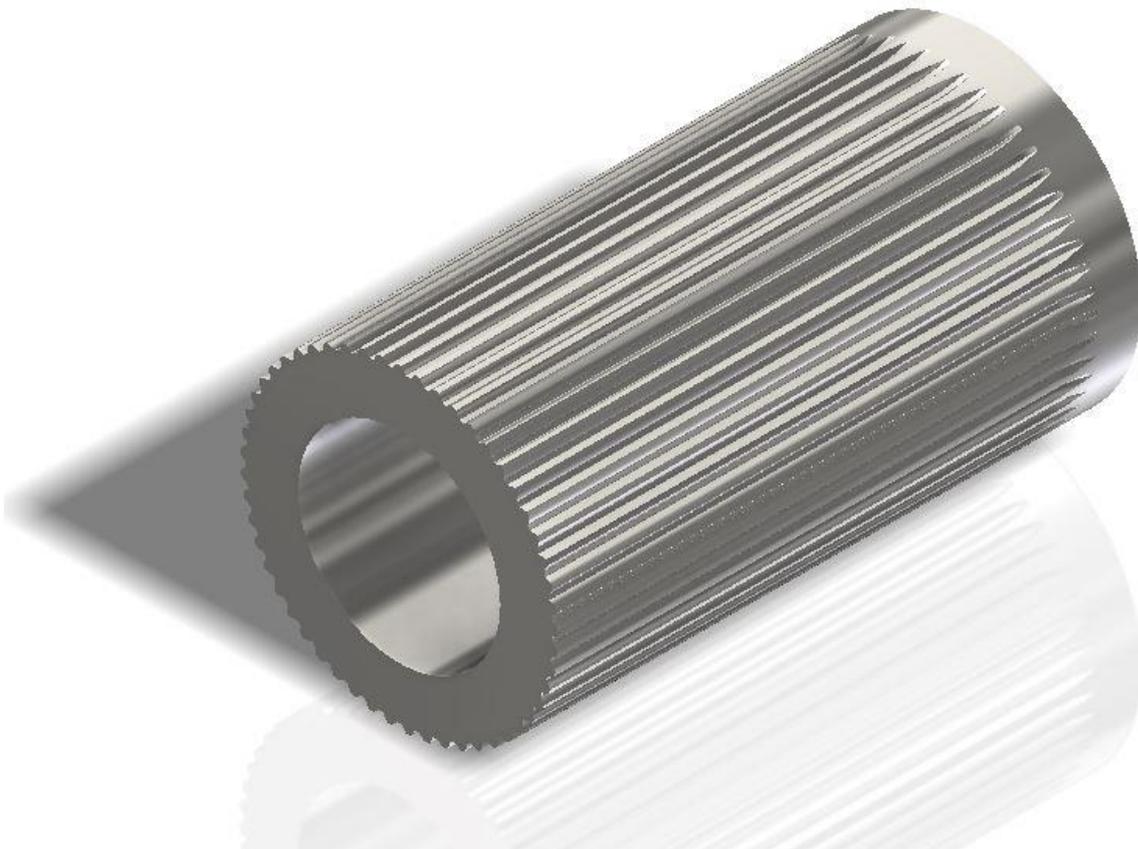


Fig: profilo scanalato albero elica.

PROFILO SCANALATO ALBERO MOTORE:

Project Info

Guide

Method of Load Calculation - Torque calculation for the specified power and speed

Type of Strength Calculation - Strength check for the specified load, dimensions and joint properties

Loads

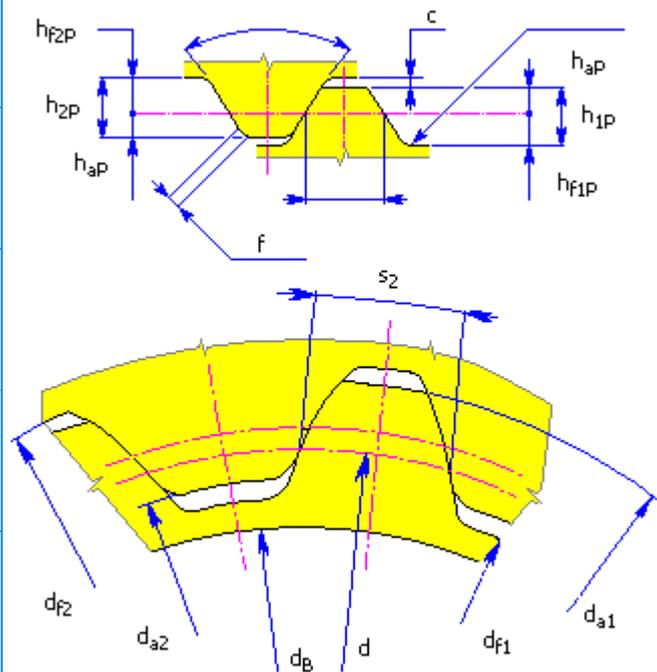
Power	P	661,000 kW
Speed	n	5000,000 rpm
Torque	T	1262,417 N m

Dimensions

Spline Designation	DIN 5480 - 30 deg Flat root, Side fit - 52 x 0,80 x 30,00 x 64,00 7H 9h	
Hollow Shaft Inner Diameter	d_h	33,000 mm
Outside Diameter of Spline Sleeve	D_{oi}	52,000 mm
Length	l	73,000 mm

Spline Dimensions

Nominal Diameter	d_B	52,000 mm
Number of Teeth	z	64,000 ul
Module	m	0,800 mm
Pitch Diameter	d	51,200 mm
Base Circle Diameter	d_b	44,341 mm
Circular Pitch	p	2,513 mm
Chamfer	f	0,120 mm
Radius	ρ_{fP}	0,128 mm
Clearance	c	0,080 mm
Internal Involute Spline Data		
Hub Addendum Modification	x_2m	0,040 mm
Hub Tooth Addendum	h_{f2P}	0,440 mm



Hub Tooth Height	h_{2P}	0,800 mm
Hub Tip Diameter	d_{a2}	50,400 mm
Hub Min Form Root Diameter	d_{Ff2min}	51,872 mm
Hub Root Diameter	d_{f2}	52,000 mm
Hub Tooth Thickness	s_2	1,303 mm
Hub Space Width	e_2	1,210 mm
External Involute Spline Data		
Shaft Addendum Modification	x_{1m}	-0,040 mm
Shaft Tooth Dedendum	h_{f1P}	0,440 mm
Shaft Tooth Height	h_{1P}	0,800 mm
Shaft Tip Diameter	d_{a1}	51,840 mm
Shaft Max Form Root Diameter	d_{Ff1max}	50,368 mm
Shaft Root Diameter	d_{f1}	50,240 mm

Shaft Tooth Thickness	s_1	1,210 mm
Tooth Thickness Deviation		
Upper Tooth Thickness Deviation	A_{se}	0,000 mm
Lower Tooth Thickness Deviation	A_{si}	0,071 mm
Lower Tooth Thickness Deviation for Individual Measurement	A_{seE}	0,000 mm
Dimensional Tolerance	T	0,071 mm
Individual Tolerance (for individual measurement)	T_e	0,045 mm
Tolerance Field	$T - T_e$	0,026 mm
Space Width Deviation		
Upper Space Width Deviation	A_{ee}	0,036 mm
Lower Space Width Deviation	A_{ei}	0,000 mm
Lower Space Width Deviation for	A_{eiE}	0,014 mm

Individual Measurement		
Dimensional Tolerance	T	0,036 mm
Individual Tolerance (for individual measurement)	T_e	0,022 mm
Tolerance Field	$T - T_e$	0,014 mm
Test Dimensions		
Base Tangent Length over Teeth	W_e	25,197 mm
Base Tangent Length over Spaces	W_i	20,431 mm
Test Dimension over Pins	M_e	54,153 mm
Test Dimension between Pins	M_i	49,542 mm
Pin Diameter, Shaft	d_{p1}	1,750 mm
Pin Diameter, Hub	d_{p2}	1,250 mm
Teeth Number, Shaft	n_1	11,000 ul
Teeth Number, Hub	n_2	11,000 ul

Joint Properties

Desired Safety	S_v	1,000 ul
Joint Type	Fixed	
Working Conditions	Medium	
Tooth Side	Unhardened	
Factor of Tooth Side Contact	K_s	0,500 ul

Material

Material	ti6246	
Allowable Pressure	p_A	186,000 MPa
Allowable Stress in Shear	τ_A	223,200 MPa
Allowable Bending Stress	σ_{AIB}	372,000 MPa

Results

Strength Check	Positive	
Min. Shaft Diameter	d_{min}	49,500 mm
Min. Spline Length	l_{min}	12,366 mm
Deformation of Grooving Sides		
Calculated Pressure	p_c	31,508 MPa
Safety	S	5,903 ul
Bending Stress on Sides of Spline Teeth		
Calculated Bending Stress	σ_{cAIB}	34,883 MPa
Safety	S	10,664 ul

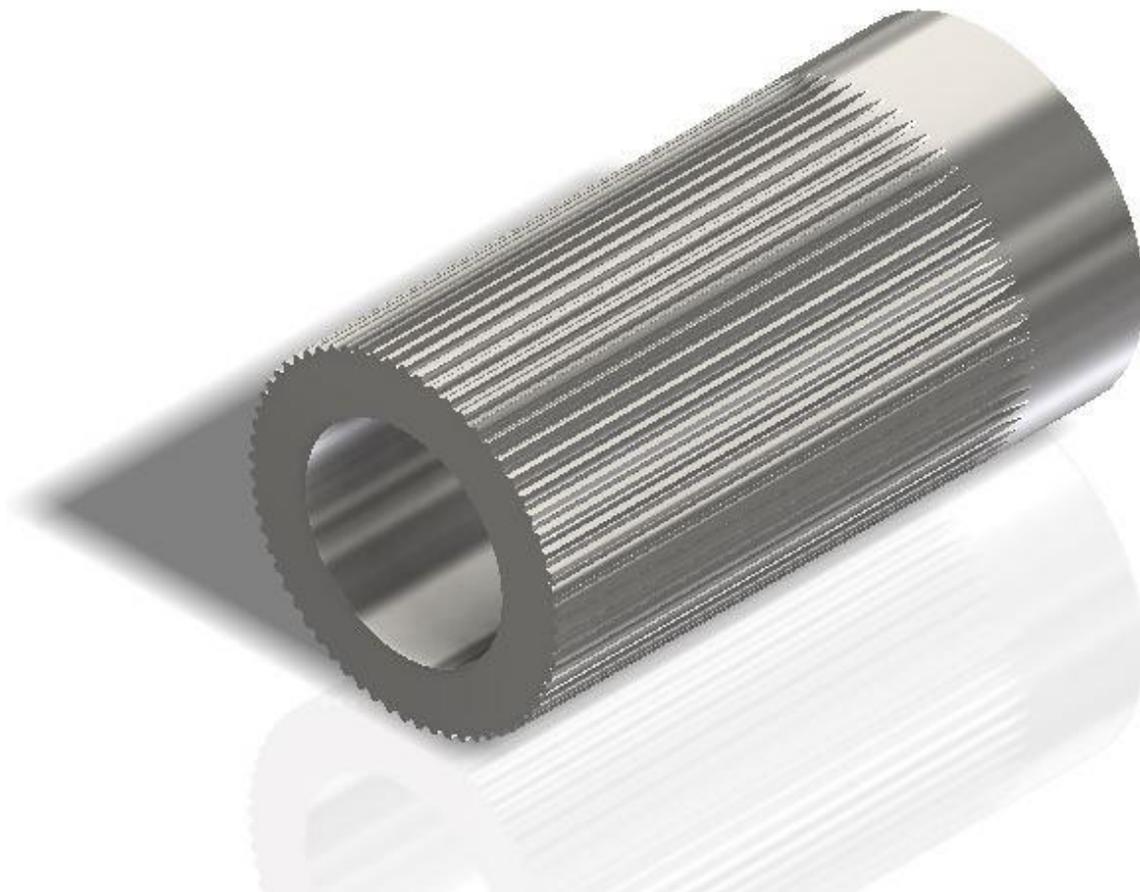


Fig: profilo scanalato albero motore

L'albero motore ruota a una velocità mantenuta costante di $n_1 = 5000rpm$, mentre l'albero elica, per motivi aerodinamici, ruota a una velocità di $n_2 = 1185rpm$, quindi il riduttore avrà un rapporto di riduzione:

$$\tau = \frac{n_1}{n_2} = \frac{5000}{1185} = 4,23$$

Analizziamo ora i carichi agenti sugli alberi e da questi le reazioni sui supporti.

La potenza fornita dal nuovo motore è quindi:

$$P = 900hp = 900 * 735.5W = 661950W$$

A questa potenza corrisponde un momento torcente:

$$t = \frac{P}{\omega_1} = P \frac{60}{2\pi n_1} = \frac{661950 * 60}{2\pi * 5000} = 1264.231Nm$$

Il momento torcente agente sull'albero elica è ricavabile dalla medesima relazione, ovviamente con il numero di giri diverso:

$$t = \frac{P}{\omega_2} = P \frac{60}{2\pi n_2} = \frac{661950 * 60}{2\pi * 1185} = 5334,309Nm$$

Albero elica

M_t il momento torcente è pari a 5334N

F_t Rappresenta la forza tangenziale esercitata tra i denti del pignone e della corona è:

$$F_t = \frac{2M_t}{d_{p2}} = 53764N$$

F_r Rappresenta la forza radiale esercitata tra i denti del pignone e della corona è:

$$F_r = \frac{F_t \tan \alpha}{\cos \beta} = 25545N$$

Oltre a quelle forze si assume che l'albero elica è soggetto a una spinta assiale pari a:

$$F_a = 20P = 18000N$$

Sull'albero elica agisce un momento giroscopico dovuto al comportamento tipico dei giroscopi dell'elica stessa. Per quantificare tale momento M_g , si utilizza una formula semplificata, che però è a vantaggio di sicurezza rispetto ad altre formulazioni alternative:

$$M_g = J \cdot B \cdot n$$

J = momento d'inerzia massimo dell'elica, per la nostra è pari a $J = 3Kg \cdot m^2$

B = rateo di manovra, ovvero l'unità di misura quantificante la variazione di rotta dalla traiettoria principale. Si assume $B = \frac{\pi}{3} rad/sec$,

n la velocità di rotazione dell'elica

$$M_g = \frac{3\pi}{3} 124.1 = 389.871 Nm$$

Tale sollecitazione si manifesta sull'albero elica come un momento flettente il cui piano d'azione e intensità varia di volta in volta a seconda di come si manovra il velivolo; noi consideriamo ovviamente la situazione più gravosa, per poter effettuare il calcolo a vantaggio della sicurezza.

Determinazione delle sollecitazioni

L'albero elica è soggetta a:

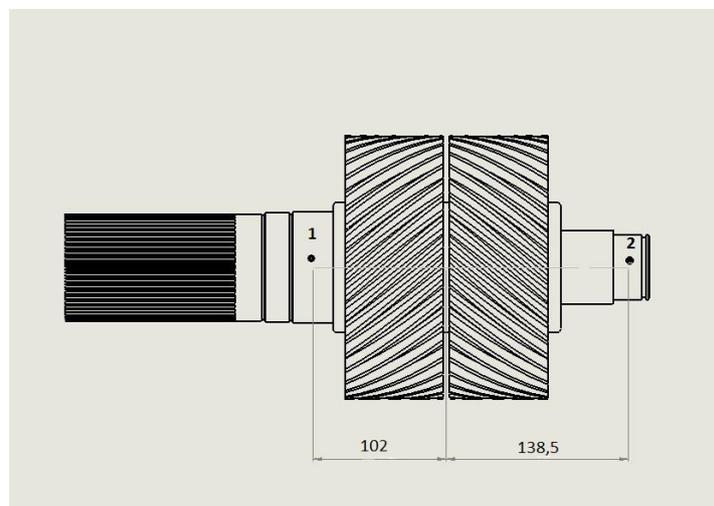
- **Sforzo normale** trazione dovuta alla spinta assiale

$$\sigma_N = \frac{F_a}{A} = \frac{4F_a}{\pi d^2}$$

Dove d rappresenta il diametro dell'albero.

- **sollecitazioni di flessione :**

$$\sigma_f = \frac{32M_{ftot}}{\pi d^3}$$



Per calcolare il momento flettente bisogna prima calcolare le reazioni vincolari sui due

$$\text{cuscinetti.} \begin{cases} R_{c1r} + R_{c2r} = F_r \\ R_{c1t} + R_{c2t} = F_t \\ R_{c1r}(102 + 138,5) - 138,5F_r = 0 \\ R_{c1t}(102 + 138,5) - 138,5F_t = 0 \end{cases}$$

Si trova:

$$\begin{cases} R_{c1r} = 14711N \\ R_{c1t} = 30961N \\ R_{c2r} = 10834N \\ R_{c2t} = 22803N \end{cases}$$

la reazione totale sarà:

$$S_{c1} = \sqrt{R_{c1r}^2 + R_{c1t}^2} = 34278N$$

$$S_{c2} = \sqrt{R_{c2r}^2 + R_{c2t}^2} = 25245N$$

Il momento flettente sarà massimo nel punto centrale della ruota:

$$M_{fc} = R_{c1} * 102 = 3496356Nmm$$

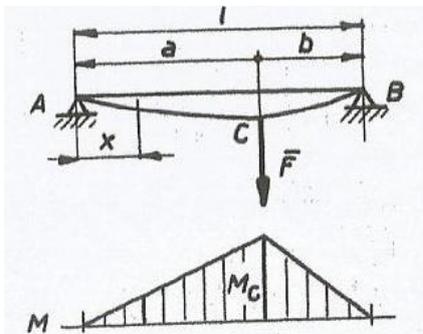


Fig: Momento flettente

Per trovare il momento massimo bisogna sommare anche la coppia giroscopica che agisce su ogni piano su cui agisce la flessione rotante:

$$M_{fmax} = \sqrt{M_{fc}^2 + M_g^2} = 3518025Nmm$$

Ora si può calcolare la tensione dovuta alla flessione: $\sigma_f = \frac{32M_{f_{tot}}}{\pi d^3}$

Si può ora e la tensione taglio dovuta alla torsione:

$$\tau = \frac{16M_t}{\pi d^3}$$

Con il codice ASME troviamo il diametro della sezione, ricordando che usiamo una lega di titanio, il Ti-6246, con carico di snervamento $\sigma_s = 1150MPa$

$$\tau_{amm} = 0.4\sigma_s = 460MPa$$

$$\tau_{max} = \tau_{amm}$$

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d_o^3(1-c^4)} \sqrt{(k_b M_f)^2 + (k_t M_t)^2}$$

Otengo $d_o = 52.01 mm$ il diametro minimo anche nella situazione più gravosa entra pienamente nei vincoli imposti da progetto.

Ora ci resta soltanto da verificare la sezione di diametro dell'albero più piccola, che trascurando il taglio sarà soggetta solo a momento torcente, impostando $c=0,8$:

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d_o^3(1-c^4)} \text{Otengo } d_o = 46.38mm$$

Albero motore

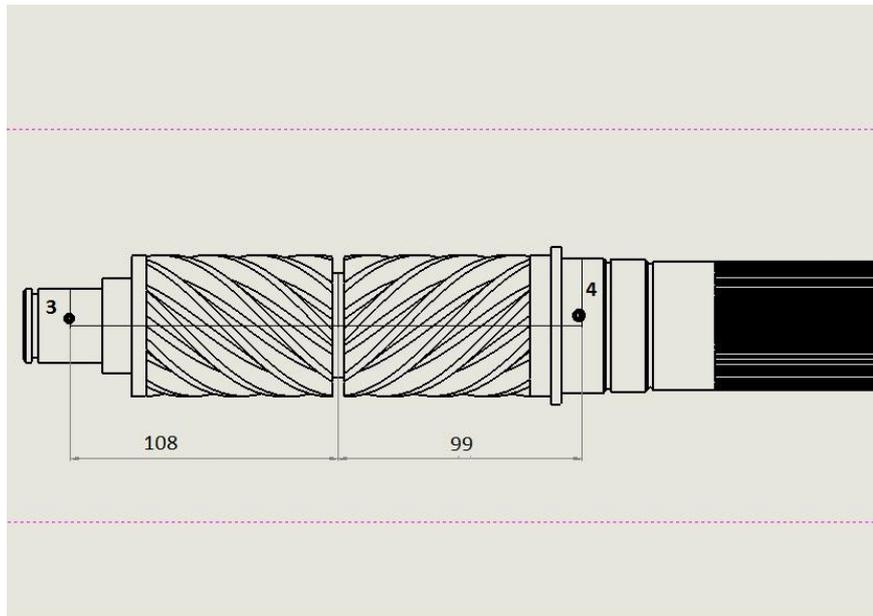
$$M_t \text{ È il momento torcente pari a: } M_t = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P \times 60}{2\pi n_1} = 1264Nm$$

F_t rappresenta la forza tangenziale esercitata tra i denti del pignone e della corona

$$F_t = \frac{2M_t}{d_{p2}} = 53764N$$

F_r Rappresenta la forza radiale esercitata tra tra i denti del pignone de della corona

$$F_r = \frac{F_t \tan \alpha}{\cos \beta} = 25545N$$



La forza risultante è:

$$S_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = 59524N$$

Per calcolare il momento flettente , bisogna prima trovare le reazioni vincolari sui cuscinetti:

$$\begin{cases} R_{c3} + R_{c4} = F_n \\ R_{c4}(108 + 99) - 99S_n = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{c3} = 31056N \\ R_{c4} = 28468N \end{cases}$$

Il momento flettente sarà massimo nel punto centrale della ruota anche in questo caso:

$$M_f = R_{c3} * 99 = 3074544Nmm$$

nel punto più sollecitato nella situazione più gravosa ottengo $d_o=44.72$ mm, rientro ancora nei parametri.

Nel punto di sezione minore il diametro soggetta alla sola torsione è invece $d_o=28.7$ mm.

Revisione degli alberi

Le figure sottostanti rappresentano gli alberi finiti, dopo un attenta revisione e alleggerimento dove era possibile:



Fig: albero motore

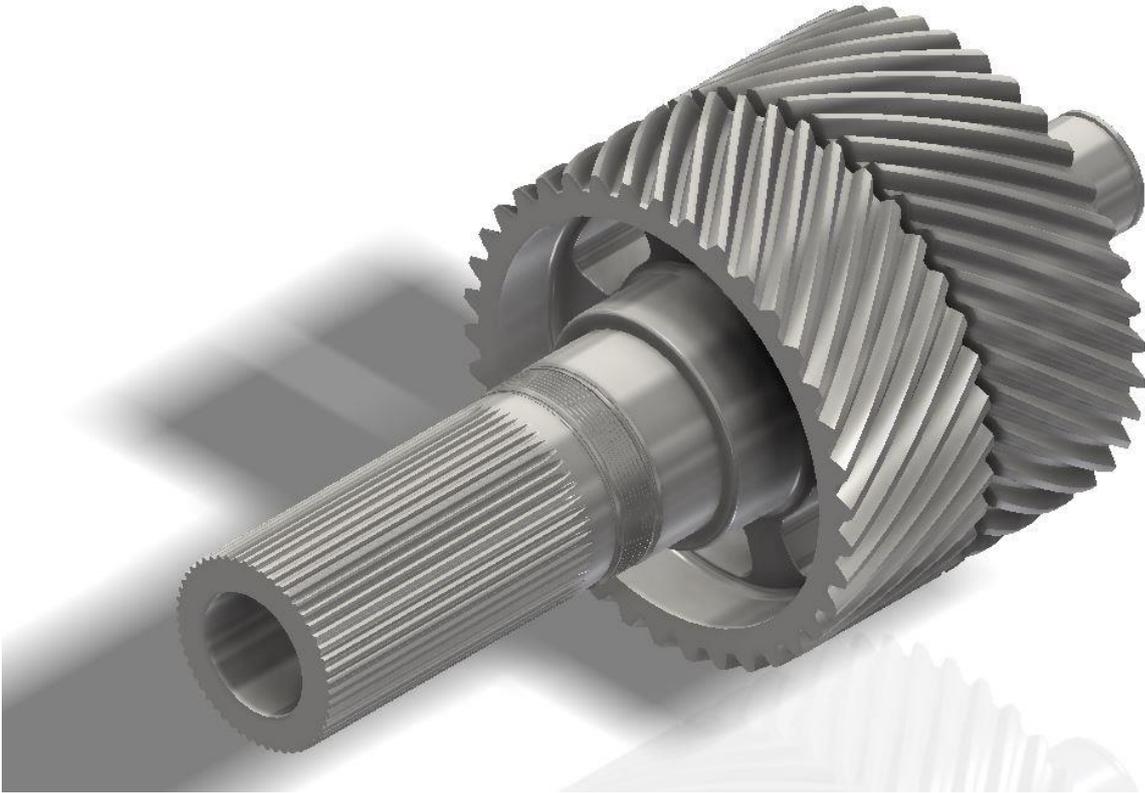


Fig: albero elica

CAPITOLO 5 – Carter

5.1 Generalità sui carter

Il carter è quel componente che ha la funzione di sostenere e racchiudere tutto l'insieme del riduttore, per questo motivo deve rispettare le dimensioni e la forma di quest'ultimo. Viene solitamente realizzato in due parti asimmetriche facendo in modo che, oltre che sia sufficientemente resistente, sia anche semplice il montaggio.

Il carter è una parte importante del riduttore. Le forme basilare del carter dipendono dal tipo di riduttore e di cuscinetti, come pure se è fuso o saldato.

Vi sono diversi modi per realizzare un carter, fra i più comuni troviamo:

- per saldatura di lamiera;
- per fusione;
- per asportazione di truciolo da pezzo pieno;
- per stampaggio o fucinatura.

- **Carter per saldatura di lamiera**

Un carter in lamiera saldata è la soluzione più semplice ed economica nel caso di prototipi o piccole serie. È però consigliabile usare sempre geometrie che siano le più semplici possibili perché altrimenti si corre il rischio di ritrovarsi a dover praticare molte piegature e saldature, talvolta in posizione difficili da raggiungere.

Ultimata la geometria esterna di base si passa a installare i supporti per i cuscinetti e le nervature. È importante la scelta di un materiale che abbia buone doti di saldabilità.

- **Carter per fusione**

I carter realizzati per fusione sono i più diffusi perché permettono di produrre anche grandi serie con costi relativamente contenuti. Si possono creare forme più articolate

rispetto a i carter in lamiera, tenendo sempre in considerazione i limiti del tipo di fusione che si realizzerà. Anche qui è necessario prestare attenzione alle caratteristiche del materiale. Per le serie medie-piccole si praticano fusioni in terra, mentre per grandi serie conviene usare fusioni in conchiglia.

Quando si utilizza un carter in ghisa, lo spessore delle pareti deve essere particolarmente preso in considerazione. Il processo di colata termina con il raffreddamento del metallo fuso a temperatura ambiente. Durante il raffreddamento massa fusa si contrae, questo può provocare la formazione di cavità all'interno degli strati interni della massa spillata e crepe negli strati esterni della parete. Una separazione di strati di raffreddamento può anche accadere, cioè, le fratture delle parete e la regolarità delle tensioni residue sorgono anche nel getto. Con l'aumento del grado del materiale, questi fenomeni sono compaiono più facilmente e la maggiore attenzione deve essere rivolta alla progettazione del carter.

Poiché ghisa è un materiale poco costoso con un relativamente piccolo grado di contrazione, è il materiale più adatto per i carter per fusione. Il trattamento simultaneo del materiale della colata può essere raggiunto mediante misure strutturali e tecnologici complessi. È necessario rispettare le seguenti regole:

- Le parete dovrebbero avere, preferibilmente, uno spessore uniforme.
- Sezioni ridotte devono essere progettati per una cura rapida degli elementi di colato che devono essere raffreddati lentamente (pareti interne).
- Le transizioni tra le pareti di diverso spessore dovrebbero essere graduale.
- Getti a parete non dovrebbero avere bordi taglienti.
- Se possibile, evitare l'accumulo di materiale.
- Le posizioni in cui le pareti di una massa minore sono uniti con quelli di una maggiore massa (parte in grassetto) dovrebbero essere preferibilmente effettuata con un dolce pendio che aumenta nella direzione della massa crescente.

Tecnologicamente, l'uniformità del raffreddamento è assicurato da un tasso di raffreddamento controllato. Parti massicce del carter, così come quelli con scarsa

conducibilità termica, sono raffreddati mediante inserti metallici per la dissipazione del calore.

I riduttori ad ingranaggi cilindrici sono progettati in modo tale che tutti gli assi dell'albero si trovano nel piano finale del carter inferiore, che è collegato con le corrispondenti zone del coperchio superiore. I carter progettati in questo modo sono molto adatti per il montaggio. Ciascun albero ingranaggi con cuscinetti e tutti gli altri elementi contenuti in esso può essere montato separatamente e indipendentemente da altri alberi e poi messo nella carcassa.

Per facilitare la costruzione della carcassa, il piano di montaggio è solitamente collocato parallelamente al piano di base. Tuttavia, vi è un'altra soluzione in cui il piano di montaggio non è parallelo al piano di base. Ciò si traduce in una riduzione del peso e il miglioramento delle condizioni di lubrificazione del riduttore, poiché le grandi ruote di tutti gli stadi sono ugualmente immerse in olio.

Per facilitare la rimozione del coperchio, il corpo è talvolta dotato di fori filettati per inserire i bulloni. Ai fini di ispezione, l'olio di riempimento/drenaggio e di montaggio di un indicatore di livello o un termometro, la base ed il corpo sono dotati di fori di forma e le dimensioni desiderate, chiuse con coperchi o tappi, capezzoli e così via. Il coperchio e il corpo devono essere dotati da occhielli di sollevamento e ganci per il sollevamento e la movimentazione queste parti e dell'intero riduttore.

Nei riduttori di piccole e medie potenze, gli alberi si poggiano su cuscinetti a rotolamento, mentre ad alta potenza e ad alta velocità i riduttori impiegano cuscinetti radenti. Il tipo di cuscinetto deve essere selezionato in funzione del tipo di ingranaggio. Per quelli a denti dritti si può utilizzare qualsiasi tipo di cuscinetto. Alberi con ingranaggi elicoidali devono essere montati su cuscinetti a singola corona e quelli assiali.

- **Carter per stampaggio**

Per i carter di applicazioni che richiedono caratteristiche meccaniche di livello

superiore si usano tecniche di pressofusione oppure stampaggio. Lo stampaggio è dunque un procedimento tecnologico particolarmente indicato per la fabbricazione di pezzi fortemente sollecitati aventi forma piuttosto complessa e sezioni relativamente piccole. La caratteristica principale dei pezzi stampati consiste nel fatto che essi presentano una struttura fibrosa, spesso visibile ad occhio nudo, e corrispondente alle deformazioni orientate che hanno subito i grani cristallini. La fibrosità dei pezzi stampati segue la forma dei pezzi stessi (con adattamento paragonabile a quello delle fibre legnose nei rami di un albero) e conferisce al prodotto una grande resistenza meccanica.

Entrambi questi metodi, di fusione e stampaggio, necessitano di una lavorazione finale alle macchine utensili nei punti di contatto e fissaggio con gli altri componenti.

Altra possibilità è quella di ricavare i carter da un pezzo pieno mediante lavorazioni per asportazione di truciolo o elettroerosione. Queste tecniche permettono di ottenere pezzi che presentano la massima uniformità del materiale in quanto non subisce deformazioni plastiche e non è soggetto a modifiche della struttura cristallina per via termica. Non risultano tuttavia molto vantaggiose per la produzione di carter in quanto questi ultimi hanno solitamente una sezione sottile e molti spazi vuoti il che comporta un grande spreco di materiale.

5.2 Criteri di disegno di un carter e costruzione

Progettando un carter si deve prevedere parti che consentano un funzionamento efficace del riduttore, prevedendo parti come sfiati, circuiti di lubrificazione, sedi per i cuscinetti.

- **Sfiati**

Durante il funzionamento, l'olio nella scatola è riscaldato ed evapora. La pressione nella carcassa cresce, portando alla rottura delle tenute, cioè, perdite di olio tra la tenuta e l'albero e sul piano di montaggio, tra carcassa e coperchio. Un considerevole riscaldamento nasce, portando ad un aumento della temperatura del lubrificante ed ad una evaporazione intensiva.

A causa di spruzzi di petrolio causata dalla rotazione di ingranaggi, il gabinetto della custodia è pieno di goccioline di olio che parzialmente evaporano. Dispositivi per la ventilazione dovrebbero impedire sia un aumento della pressione all'interno dell'alloggiamento e lo scarico dell'aria attraverso il foro, in forma di uno sfiato previsto per esso. Per unità con una maggiore quantità di olio, un coperchio speciale è usato che impedisce alle particelle di olio di passare attraverso di essa. Gli sfati costituiti da un involucro, tappo, anello e una maglio di filo sono utilizzati anche per la ventilazione. L'indicatore di livello dell'olio, come parte necessaria dell'unità, è, per motivi di costruzione, spesso utilizzato come uno sfiato.

- **Scarico del lubrificante**

In qualsiasi sistema di lubrificazione di ingranaggi c'è olio nella scatola del conducente, quindi il carter è usato come serbatoio. Nel funzionamento dell'unità l'olio invecchia, viene inquinata da resine estratte dall'olio, e prodotti di usura dei denti sorgono troppo. Così, l'olio perde gradualmente le sue proprietà e deve essere sostituito periodicamente. Pertanto, ciascun caso è dotato di una apertura chiusa da un tappo a vite.

È auspicabile che il fondo dell'alloggiamento di avere un'inclinazione di uno o due gradi dirette verso l'apertura di scarico dell'olio. Inoltre, dalla effettiva apertura dovrebbe esserci un rigonfiamento che permette flusso dell'olio fuori dalla carcassa senza lasciare residui. Durante lo scarico, l'olio scorrerebbe giù lungo le pareti del carter e, eventualmente, raggiungerebbe il piano di montaggio.

Pertanto, come una soluzione migliore, lo scarico dell'olio deve essere posizionato nella parte inferiore dell'involucro.

Tuttavia, questo è spesso impossibile. Per impedire che l'olio scorra nella parete del carter durante il drenaggio, e così entra nella base del carter, è necessario rinforzare il foro di scarico.

- **Sedi dei cuscinetti**

Per i riduttori di produzione in serie, è preferibile che siano progettati in modo che le estremità degli alberi di ingresso e di uscita possono essere su ogni lato. Per ottenere ciò, è necessario che le teste siano delle stesse dimensioni.

La larghezza della posizione del cuscinetto dipende dalla larghezza dell'ingranaggio reale e dalle dimensioni degli elementi per il suo fissaggio. Si deve tener conto che i cuscinetti sono costruiti in capi ad una distanza di 3-5mm dal bordo interno della parete di alloggiamento se un anello di regolazione non esiste. Se questo anello esiste, la posizione del cuscinetto è determinata dalla larghezza effettiva anello, cioè la larghezza della guarnizione andare all'interno dell'alloggiamento per 2-3 mm.

- **Nervature**

Al fine di aumentare la rigidità e la resistenza e per una migliore recesso calore, specialmente nei carter fusi, vengono applicati nervature. Dalla distribuzione di nervature, è possibile migliorare le condizioni di colata, facilitare la contrazione e ridurre l'insorgenza di tensioni residue.

Per una sezione trasversale più uniforme e migliori condizioni di colata, il disegno comune nervatura è effettuato in conformità alla figura seguente, dove sono riportati tutti i rapporti dimensionali richiesti.

Anche la scelta del giusto materiale da utilizzare per la costruzione del carter, si rivela

ancora una volta di fondamentale importanza, e diverse possibilità devono essere valutate, al fine di ottenere il risultato ottimale.

Quando si parla di leggerezza, il più delle volte si pensa alle leghe di alluminio, che stanno trovando un impiego sempre maggiore nel campo automotive, tanto a livello di motore quanto a livello di scocche e sospensioni. La densità di queste leghe è di circa 2,7 kg/dm³, contro i 7,7 kg/dm³ degli acciai.

Nel caso dei veicoli da corsa e di quelli sportivi di caratteristiche più avanzate, parlando di leggerezza viene spontaneo pensare ai materiali compositi, costituiti da fibre o tessuti di carbonio e/o Kevlar incorporati in una matrice di resina. In questo caso la densità è assai ridotta (indicativamente è nell'ordine dei 1,4-1,8 kg/dm³) ed è abbinata a ottime caratteristiche meccaniche. Molto adatti per realizzare parti destinate a mezzi da competizione, questi materiali presentano alcuni punti deboli che ne ostacolano notevolmente l'adozione nella produzione di serie. Tanto per cominciare, il loro costo è elevato. In secondo luogo, quando si tratta di parti con geometria molto complessa e dimensioni considerevoli, non è facile mettere a punto sistemi di fabbricazione automatizzati e di elevata produttività.

La riduzione della massa dei veicoli è diventata un'esigenza primaria, al fine di limitare i consumi e di conseguenza sono diventate di grande attualità le leghe di magnesio, che peraltro hanno già avuto importanti impieghi in passato.

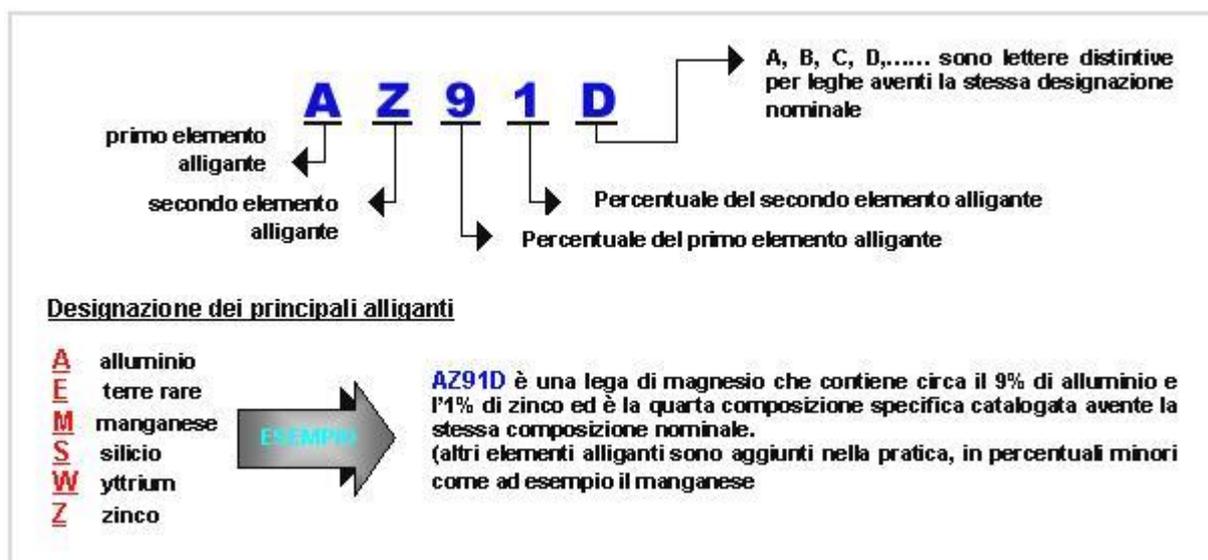
Il magnesio è il più leggero tra i metalli per applicazioni strutturali ed è proprio questa sua caratteristica che sta spingendo le industrie automobilistiche e non solo, a sostituire, dove possibile, i materiali tradizionali (acciaio, leghe di ferro e rame, persino l'alluminio) con leghe di magnesio. Inoltre, sebbene abbia una densità maggiore di quella della plastica, la sua resistenza alla trazione e il suo modulo elastico per unità di peso, sono più elevati di quelli della plastica, e, a tutto questo, va aggiunta la sua completa riciclabilità.

5.3 Modifica del carter esistente

La progettazione dei nuovi alberi è stata fatta con l'assunto, oltre che di alleggerire le masse quanto più possibile, anche considerando la possibilità di trasferirli nel carter già esistente, definito nelle forme e nei materiali già ottimamente.

Rimanendo, quindi, anche in un'ottica di risparmio dei costi progettuali il carter già esistente assolve pienamente al compito di mantenere i pesi e gli ingombri i più bassi possibile essendo progettato in lega di magnesio, in particolare la lega AZ91D è la lega di Magnesio maggiormente usata per la pressofusione. Questa lega, ad alta purezza, presenta un'eccellente combinazione di proprietà meccaniche, resistenza alla corrosione, e colabilità con una densità molto bassa di 1,74 gr/cm³

La resistenza alla corrosione viene raggiunta mediante l'imposizione di limiti molto stretti sulle impurezze metalliche: ferro, rame e nichel. Queste impurezze vengono limitate a livelli molto bassi, e ciò rende necessario utilizzare magnesio primario per la produzione di questa lega. Come per tutte le leghe di magnesio, è necessario rispettare particolari precauzioni durante la lavorazione.



Di seguito le immagini riguardanti i disegni in 3D delle parti del carter:



Fig: carter parte centrale, distanziale



Fig: semicarter lato elica



Fig: semicarter lato motore

5.3.1 Componentistica

- **Componenti commerciali:**

Anelli elastici di arresto (SEEGER)

Sono organi meccanici unificati che risolvono il problema del vincolo assiale lungo gli alberi e i fori. Servono per fissare assialmente cuscinetti, alberi, spinotti. Si possono utilizzare per alberi e per fori. Vengono costruiti in acciaio per molle ed hanno la forma di un anello interrotto da un'apertura che ha lo scopo di permettere la deformazione elastica al montaggio e allo smontaggio. Vengono inseriti in apposite sedi esterne, in caso di albero, o interne in caso di fori (GOLE) realizzate con operazioni di tornitura. Particolari pinze permettono di allargare o restringere l'anello per collocarlo in sede sugli alberi e sui fori.

Tutte le dimensioni quotate (con le relative tolleranze) sono unificate e pertanto riportate nella tabelle UNI 7435 e UNI 7437 (per le serie normali).

La scelta dell'anello si basa sul diametro nominale dell'albero o del foro in cui deve essere montata.

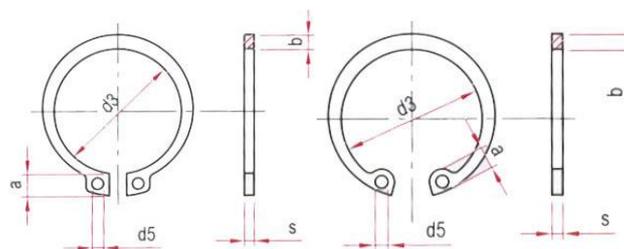


Fig: Anelli Seeger (interno ed esterno)

Sugli alberi sono state effettuate filettature in modo da avvitare delle **ghiere bloccanti con rosetta di sicurezza KM10 e KM16** prese dall'azienda **SKF**, per arrestare l'anello interno dei cuscinetti, purtroppo per alloggiarle sui nuovi alberi sono state modificate con una nuova filettatura: il nuovo filetto è stato portato a M52x1.5.

Accessori per cuscinetti, Ghiera KM(L) con rosetta di sicurezza

Filetto	Dimensioni principali			Capacità di carico assiale statico	Denominazioni		
	d3	B	G		Ghiera di bloccaggio	Rosetta di sicurezza appropriata	Chiave ap
50	70	11	M 50x1.5	91,5	KM 10	MB 10	HN 10-11

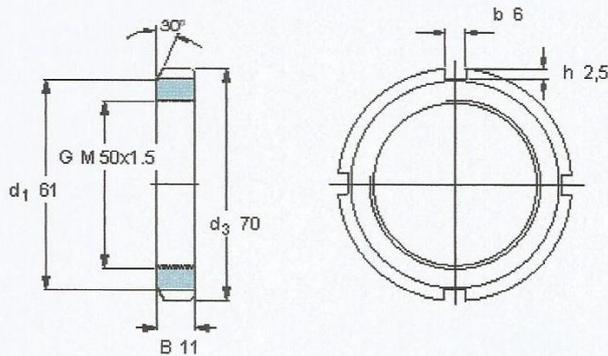


Fig: Ghiera KM 10

Filetto portato a M82x1.5

Accessori per cuscinetti, Ghiera KM(L) con rosetta di sicurezza

Filetto	Dimensioni principali			Capacità di carico assiale statico	Denominazioni		
	d3	B	G		Ghiera di bloccaggio	Rosetta di sicurezza appropriata	Chiave ap
80	105	15	M 80x2	173	KM 16	MB 16	HN 16

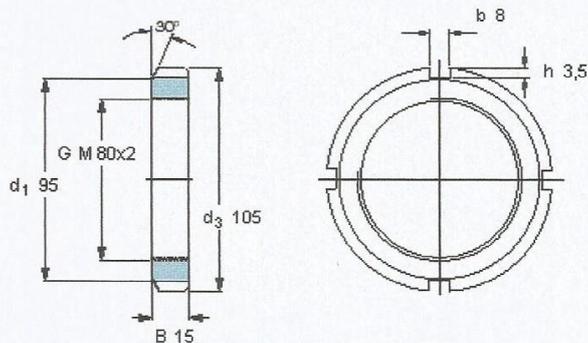


Fig: Ghiera KM 16

Abbiamo inserito organi di tenuta per impedire la fuoriuscita di lubrificante i paraoli, presi sempre dall'azienda SKF, con la necessità che supportassero adeguate velocità di rotazione dell' albero e con un certo materiale di costruzione.

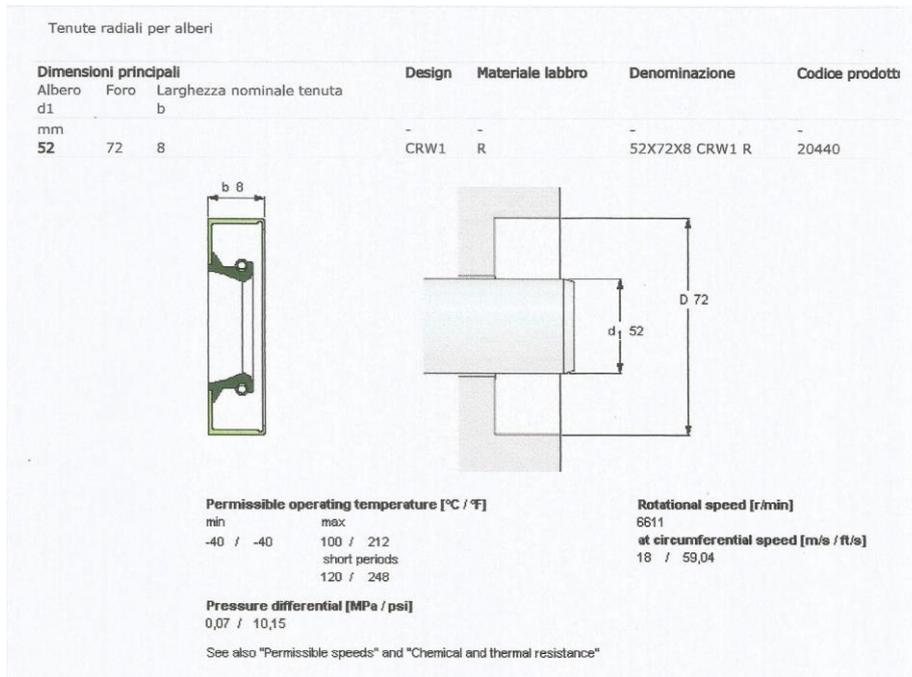


Fig: Paraolio albero pignone

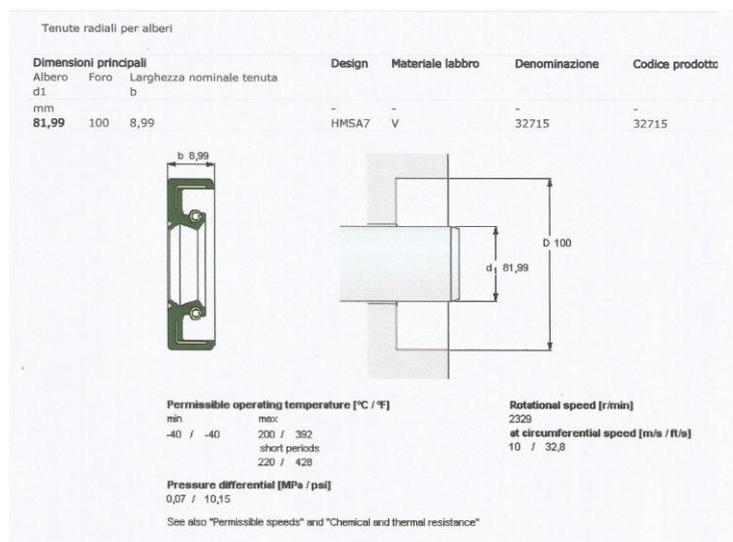


Fig: Paraolio albero corona

Viti, tappi e sfiati

Per chiudere l'involucro del riduttore, mi sono servito di ulteriori componenti commerciali, che elencherò di seguito:

- Per la chiusura dei due semi-carter con il distanziale, ho usato delle viti a testa cilindrica (DIN 7984 WG 701). Le stesse si trovano anche sotto al riduttore per lo scarico dell'olio.
- Come degassificatore, ho usato un tappo con chiusura a spallamento cilindrico zincato (DIN 919 ST WG 2104).
- Ai lati del riduttore, ho collocato degli indicatori di livello con spia di segnalazione con filettatura a GAS (TLT- ¼ GAS).
- Per bloccare l'anello aressta-cuscinetto ho utilizzato viti a testa svasata (DIN 7991).

- **Componenti non commerciali**

Il mio progetto prevede un solo componente non commerciale, elaborato tramite AUTODESK INVENTOR. Si tratta dell'anello esterno per il cuscinetto a doppio circolo di sfere, collocato sull'albero corona lato semi-carter dell'elica.



Fig: Anello arresta-cuscinetto

Risultato finale:

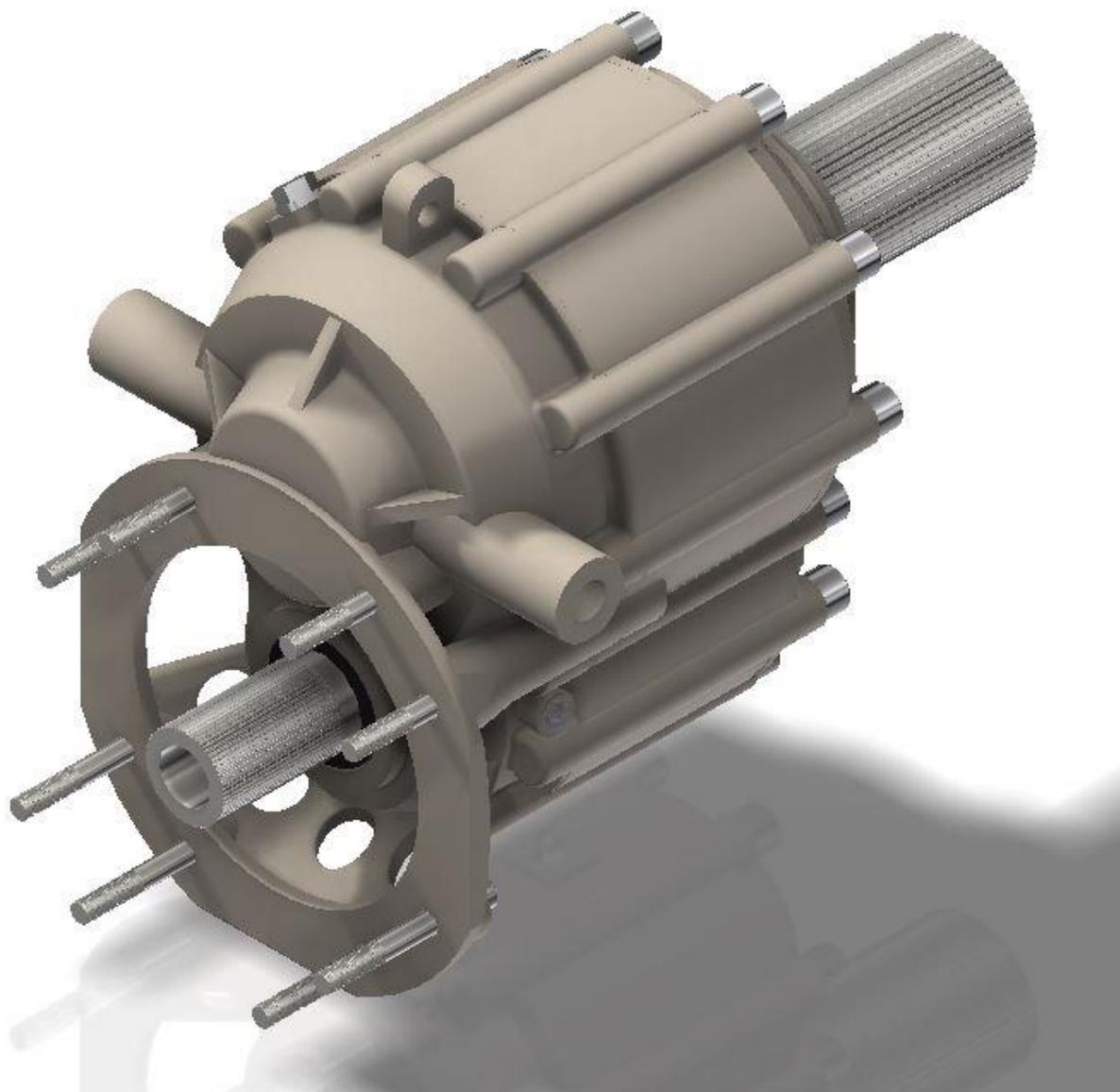


Fig: assieme vista lato motore

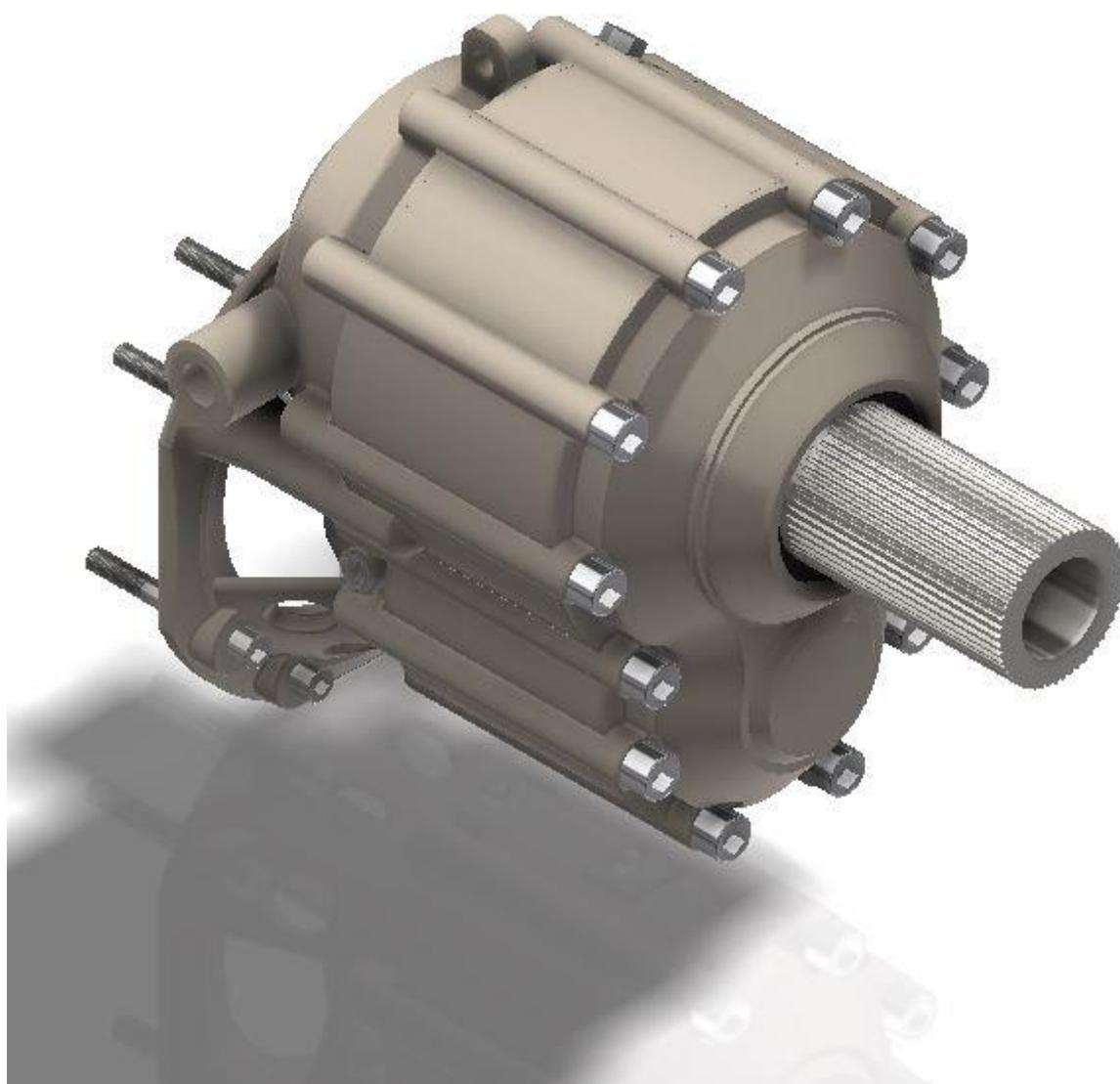


Fig: assieme vista lato elica

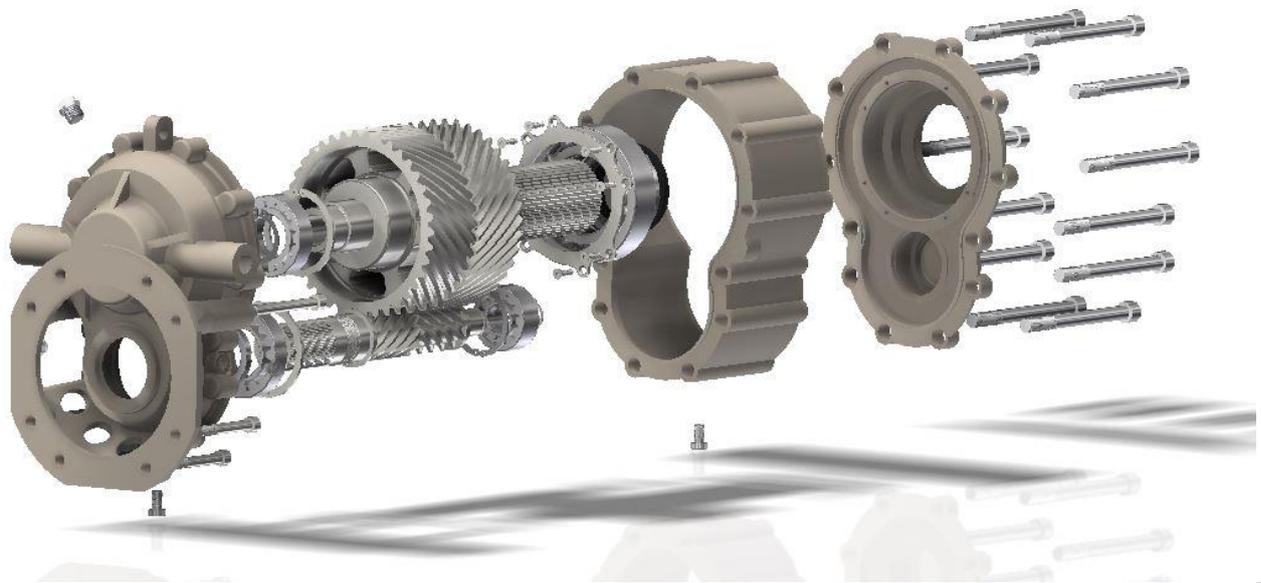


Fig: assieme esploso

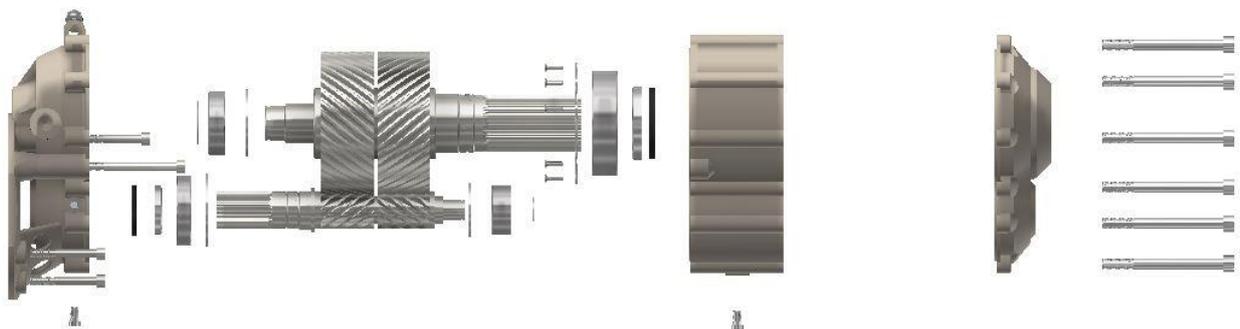


Fig: assieme esploso vista laterale

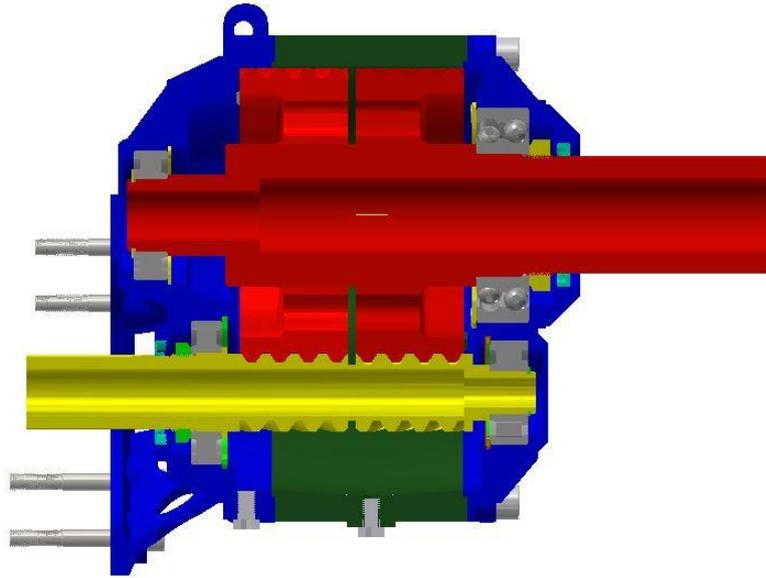


Fig: assieme sezione assialsimmetrica

CONCLUSIONI

Al termine della mia elaborazione, sono riuscito a raggiungere gli obiettivi che mi ero prefissato.

Infatti tramite l'adozione del Ti-6246, materiale con un ottimo rapporto tra caratteristiche meccaniche e bassa densità, abbiamo raggiunto una riduzione di peso di circa il 20% rispetto all'elaborato precedente passando da un peso totale di circa 43,7 kg ad un peso totale di circa 35,5 kg.

L'adozione di questo nuovo materiale con ottime caratteristiche anche da un punto di vista di resistenza a fatica rispetto ad altre leghe di titanio e alluminio permette di realizzare alberi e ruote dentate in un pezzo unico, anche con l'adozione di trattamenti superficiali quali ad esempio il TiN. I riporti di TiN riducono notevolmente le forze d'attrito tra utensile e materiale lavorato, limitano le interazioni fisicochimiche fra utensile e truciolo, riducono i fenomeni di tagliente di riporto e incollaggio materiale sugli spigoli taglienti e, inoltre, l'elevata durezza del TiN riduce i fenomeni di craterizzazione e limita i fenomeni di abrasione e usura, trattamento che quindi può migliorare le già notevoli caratteristiche meccaniche di questa nuova lega.

BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA

N. H. DJIYA KAMGANG, Tesi di laurea *Progettazione di un riduttore di velocità per uso aeronautico*, Università degli studi di Bologna, Facoltà di Ingegneria meccanica, A.A. 2012/2013.

F. CASADIO, Elaborato finale di laurea *Progettazione e verifica di riduttore per uso aeronautico*, Università degli studi di Bologna, Facoltà di Ingegneria meccanica, A.A. 2012/2013.

C. PIDATELLA – G. FERRARI AGGRADI – D. PIDATELLA, *Corso di meccanica*, Bologna, Edizioni Zanichelli, 2009.

G. MANFRE' – M. POZZA – G. SCARATO, *Disegno meccanico: corso completo in 3 volumi*, Milano, Principato editore, 1991.

D. CROCCOLO – N. VINCENZI, *Lezioni di fondamenti e tecnica della progettazione meccanica*, Bologna, Esculapio Editore (Progto Leonardo), 2009.

E. FUNAIOLI – A. MAGGIORE – U. MENEGHETTI, *Lezioni di meccanica applicata alle macchine in Fondamenti di meccanica delle macchine – Parte Prima*, Bologna, Patron Editore, 2005.

L. PIANCASTELLI – L. FRIZZIERO – A. ROTONDI, *Optimum installation of a Common Rail Diesel engine on a “classical” helicopter: the UH1*.

Prof. Ing. L. PIANCASTELLI, *Lezioni di disegno assistito al calcolatore*.

Prof. Ing. V. DAL RE, *Lezioni di comportamento meccanico dei materiali*.

A. VARI, *Il nuovo manuale di meccanica*, Bologna, Zanichelli, rist. 2009.

G. PETRUCCI, *Assi e alberi* in ID., *Lezioni di costruzione di macchine*, all'indirizzo web www.unipa.it/giovanni.petrucci/Disp/Alberi.pdf.

A. VARI, *Calcolo degli alberi di trasmissione* in ID., *Elementi di costruzione di macchine*, dal sito www.itistulliobuzzi.it.

www.traceparts.com

Catalogo Cuscinetti volventi – SKF, www.skf.com .

Catalogo Tenute Industriali – SKF, www.skf.com.

Catalogo Componentistica – Nostrali, www.nostrali.it.