

ALMA MATER STUDIORUM

UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
- Sede di Forlì -

CORSO DI LAUREA IN
INGEGNERIA MECCANICA
Classe L-9

ELABORATO FINALE DI LAUREA

in

DISEGNO TECNICO ASSISTITO DAL CALCOLATORE

**PROGETTAZIONE E VERIFICA DI
RIDUTTORE PER USO AERONAUTICO**

Candidato
Fabrizio Casadio

Relatore
Prof. Ing. Luca Piancastelli

Anno Accademico 2012/13
Sessione II^a

Indice:

INTRODUZIONE	4
1. – ROTISMI	7
1.1. – Generalità	7
1.2. – Rotismi ordinari	8
1.3. – Rotismi epicicloidali	11
2. – RIDUTTORE COMMERCIALE ELABORATO	14
2.1. – Il Riduttore Originale	14
2.2. – Prima Evoluzione	15
2.2.1. – Nuove Ruote Dentate	16
2.2.2. – Nuovi Alberi	19
2.2.3. – Considerazioni Sull’Inclinazione Dell’Elica	22
2.3. – Seconda Evoluzione	23
2.3.1. – Generalità Sulle Ruote Bielicoidali	24
2.3.2. – Ruote Dentate Ottenute	27
2.3.3. – Revisione Degli Alberi	29
2.3.4. – Verifica Dei Cuscinetti	31
2.3.5. – Risultati Finali	47
3. – NUOVI CARTER PER IL RIDUTTORE	49
4. – MATERIALE UTILIZZATO: IL MAGNESIO	52
4.1. – Caratteristiche Chimico Fisiche	54
4.2. – Caratteristiche Meccaniche e Applicazioni	55
4.3. – Leghe di Magnesio	56
4.4. – Trattamenti Termici	59
4.5. – Materiale Scelto	60
5. – PROGETTAZIONE DEL CARTER	62
5.1. – Carter Lato Motore	62
5.2. – Carter Lato Elica	67
5.3. – Distanziale	68
5.4. – Altri Componenti Specifici	69
5.5. – Componenti Commerciali	71
6. – VERIFICA DEL CARTER	73
6.1. – Analisi agli Elementi Finiti	73
6.2. – Definizione del Materiale e Imposizione dei Vincoli	74
6.3. – Inserimento dei Carichi	76
6.4. – Creazione della Mesh	79
6.5. – Analisi e Risultati	81
6.6. – Seconda Versione del Carter e Nuova Simulazione	84
CONCLUSIONI	88
Riferimenti Bibliografici	89

INTRODUZIONE

Negli ultimi anni la produzione industriale ha fatto enormi passi avanti nello sviluppo tecnologico in quasi tutti i campi. Ma dando uno sguardo al settore dell'aviazione leggera, quella cioè che produce piccoli aerei da turismo e addestramento con motori ad elica, ci accorgiamo che questi velivoli non sono cambiati poi molto dal dopoguerra ad oggi.

Si nota infatti che la maggior parte di essi sono spinti da motori a pistoni alimentati da benzina avio, che è un ottimo combustibile, molto raffinato e costoso, ma che questi motori ormai obsoleti non riescono a sfruttare a dovere. E per giunta sono soggetti ad alti costi di gestione per via delle frequenti manutenzioni.

Da più parti si sta quindi cercando di sviluppare una soluzione alternativa. Una delle strade percorse è quella dell'adozione di motori a ciclo diesel che, date le molteplici innovazioni tecnologiche quali sovralimentazione, iniezione common rail e Multijet, sono oggi in grado, con peso e ingombri simili, di sviluppare la stessa potenza dei vecchi motori ma con costi per carburante e manutenzione molto minori.

Su questa scia anche la seconda facoltà di ingegneria di Forlì da qualche tempo è impegnata nel progetto. Lo sviluppo ex novo motori diesel di piccole dimensioni per uso su aerei leggeri sarebbe però molto oneroso e si rischierebbe di non veder mai ripagato il proprio investimento. Si è quindi optato per l'utilizzo di un motore di derivazione automobilistica opportunamente modificato e adattato in tutti i suoi componenti. Tale scelta ha molti vantaggi in quanto i motori automobilistici vengono prodotti in grande serie e sono quindi economici, facili da reperire e molto sviluppati nonché affidabili.



- Motore a 4 cilindri contrapposti su Cessna 172 -

Solitamente però, come si può notare nella foto sovrastante, in questo tipo di aerei l'elica è innestata direttamente sull'uscita dell'albero motore e questo è possibile poiché vi è perfetta compatibilità tra il regime massimo di rotazione del motore e quello massimo di rotazione dell'elica, che vale all'incirca 2700 - 2800 g/min. Al di sopra di questa velocità, infatti, le estremità delle pale dell'elica raggiungono una velocità prossima a quella del suono, e per ragioni fluidodinamiche l'elica perde gran parte della sua efficacia.

Un motore automobilistico invece genera la potenza massima ad un numero di giri ben più elevato che può andare per un motore diesel comunemente da 4000 a 6000 giri/min. Si rende quindi necessario l'adozione di un riduttore di velocità.

Ed è proprio quello che affronteremo in questa trattazione, ovvero lo sviluppo di un riduttore ordinario a uno stadio per la conversione di aerei leggeri alla propulsione mediante motori ciclo diesel di derivazione automobilistica.

La mia tesi nasce in realtà come evoluzione del lavoro svolto precedentemente da un mio collega, il quale aveva studiato come elaborare un riduttore commerciale da 150cv fino a 300cv, sostituendo gli alberi con le ruote dentate e i cuscinetti ma mantenendo i carter originali con le opportune modifiche.

Il lavoro ha avuto esito positivo ma al momento del montaggio ci si è accorti che l'interasse del nuovo ingranaggio era minore del precedente (72.5 mm anziché 80 mm) con conseguente mancanza di ingranamento. Nonostante questo errore si è deciso di procedere su questa strada riproducendo però il carter in scala ridotta (72,5/80:1) affinché il suo interasse fosse uguale a quello del nuovo ingranaggio, ottenendo importanti risultati sul nuovo riduttore ed una valida intuizione su quello precedente, ovvero si era riusciti a realizzare un riduttore di potenza doppia con un ingombro inferiore del previsto di circa il 10% e un peso inferiore di circa il 30%, caratteristiche importantissime per un particolare di impiego aeronautico.

Questo risultato ci ha portati alla decisione di progettare dei nuovi carter ad hoc con l'interasse ridotto tali da essere ancora più piccoli e leggeri, nonché modulabili in modo da poter montare il riduttore in entrambe le configurazioni, da 150 e 300 cv, ma conservando i punti di fissaggio originali cosicché sia facilmente intercambiabile con il riduttore commerciale da cui siamo partiti.

1. – ROTISMI

1.1. – Generalità

Il riduttore di velocità che meglio si presta alla nostra applicazione viene definito come un rotismo ordinario ad un singolo stadio di riduzione. Un riduttore meccanico di velocità è un meccanismo in grado di variare la velocità angolare in ingresso al rotismo. E trattandosi appunto di un riduttore la velocità angolare diminuisce, ovvero la velocità in uscita è minore di quella di ingresso. Infatti il rapporto di trasmissione, che vedremo in seguito, di un riduttore è sempre inferiore a uno.

Prende invece il nome generico di *rotismo* un sistema costituito da ruote dentate, di qualunque tipo si tratti, ingrananti fra loro e disposte in modo tale che la rotazione di una di esse ponga in rotazione tutte le altre.

I rotismi appartengono alla categoria delle macchine trasmettitori e la loro funzione è quella di assicurare un determinato rapporto di trasmissione fra due o più alberi: si avrà quindi almeno un albero **motore** in ingresso, su cui è calettata la ruota movente (pignone), ed un albero **condotto** in uscita, su cui è calettata la ruota cedente (corona).

Quindi il più semplice fra gli esempi di rotismo è un sistema costituito da due ruote dentate coniugate (cioè un ingranaggio “semplice”) e dal membro al quale le ruote sono accoppiate.

I rotismi si dividono fondamentalmente in due categorie:

- **Ordinari:** in cui gli assi delle ruote dentate sono fissi
- **Epicicloidali:** in cui alcune ruote dentate ruotano attorno ad assi mobili

Sia gli uni che gli altri trovano la loro principale applicazione, anche se ovviamente non l'unica, nei cambi di velocità cioè quei dispositivi in cui potendo modificare in qualche modo la sequenza delle ruote che ingranano fra loro, si realizzano

alternativamente rapporti di trasmissione diversi fra albero motore e albero di uscita.

Dunque la peculiarità principale e caratterizzante di questi organi è il già citato rapporto di trasmissione. Esso è definito come il rapporto fra la velocità angolare dell'albero cedente e quella dell'albero movente.

Solitamente si indica con la lettera greca τ In formula:

$$\tau = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}}$$

1.2. – Rotismi ordinari

Il rotismo ordinario più semplice è quello costituito da due ruote dentate che ingranano fra loro.

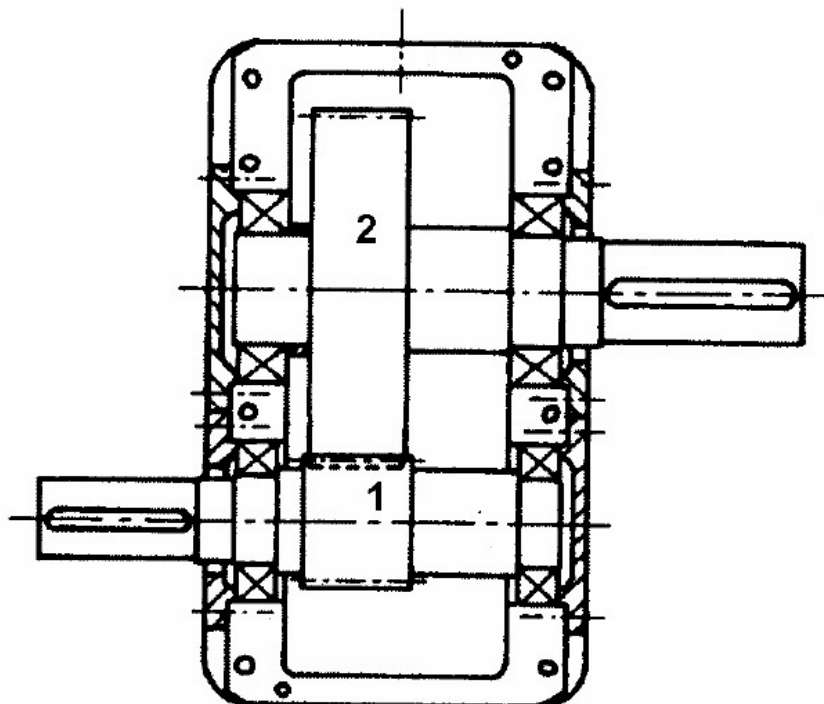


Fig. 1.1 – Riduttore ordinario semplice -

Nella figura possiamo notare oltre alle ruote, i rispettivi alberi su cui essi sono calettate, i cuscinetti posizionati in prossimità di ogni supporto e gli incavi per le linguette.

Nel caso di rotismi ordinari, la formula per il calcolo del rapporto di trasmissione può essere scritto in funzione del numero di denti delle ruote. Se indichiamo con Z_1 il numero di denti

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

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Altri tipi di rotismi più complessi possono essere:

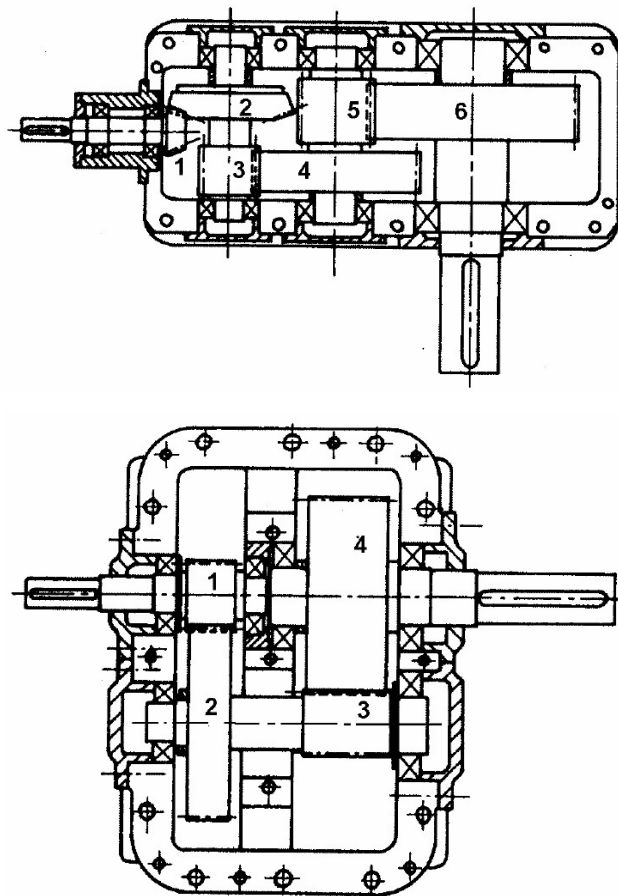


Fig. 1.2 - Rotismi ordinari a più ingranamenti -

E nel caso generale il rapporto di trasmissione sarà dato dal prodotto dei rapporti di trasmissione che si hanno nei singoli ingranamenti, ovvero:

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

e quindi anche:

$$\tau = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2} \frac{Z_3}{Z_4} \frac{Z_5}{Z_6}$$

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

Se su un asse intermedio è calettata un'unica ruota che ingrana contemporaneamente con la precedente e con la successiva, questa prende il nome di ruota oziosa. Una ruota di questo tipo è ininfluente ai fini del rapporto di trasmissione dell'intero rotismo ed esso sarà determinato solamente dalle altre ruote. Perciò la sua interposizione nel rotismo ha solo lo scopo di invertire il verso di rotazione dell'ultima ruota cedente.

Con una coppia di ruote dentate si possono realizzare rapporti di trasmissione compresi tra 1/6 e 6, per rapporti esterni a tale intervallo si ricorre a rotismi con più coppie di ruote (riduzione di ingombri e di costi). Risulta inoltre opportuno suddividere il rapporto di trasmissione totale in rapporti parziali simili tra loro, montando sugli alberi veloci le coppie di ruote in cui il rapporto tra il numero di denti della ruota e del rocchetto è più elevato.

Un rotismo si dice riduttore se per esso vale che $\tau < 1$; si dice invece moltiplicatore se vale

$\tau > 1$. La sua condizione di equilibrio dinamico, in assenza di perdite, è espressa dalla relazione: $C_m \omega_1 = C_r \omega_2$

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

1.3. – Rotismi epicicloidali

Come si è già detto, un rotismo viene detto epicicloidale quando almeno uno degli alberi su cui sono calettate le ruote sia in moto durante il funzionamento. Tale albero prende il nome di portasatelliti e satelliti vengono dette le ruote calettate su di esso.

Un tale meccanismo, allora, non avrà più un solo grado di libertà, ma avrà un grado di libertà in più per ognuno degli assi che sono mobili.

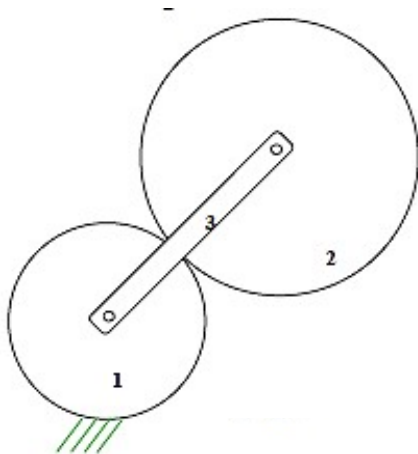


Fig.

1.3

-

Schema

rotismo

epicicloidale

-

Un semplice esempio di rotismi epicicloidali è quello di figura 1.3, in cui la ruota 1 è fissa, il membro 3 collega gli assi delle due ruote e ruota intorno a O_1 , la ruota 2 quindi ruota intorno al proprio asse mentre questo si sposta lungo una circonferenza di centro O_1 e raggio O_1O_2 .

In figura 1.4 invece si può vedere un altro esempio di rotismo epicicloidale questa volta con la ruota fissa con dentatura interna. L'utilizzo di 3 satelliti è solamente per distribuire il più uniformemente in carico, ma viene trattato come se fosse solamente uno.

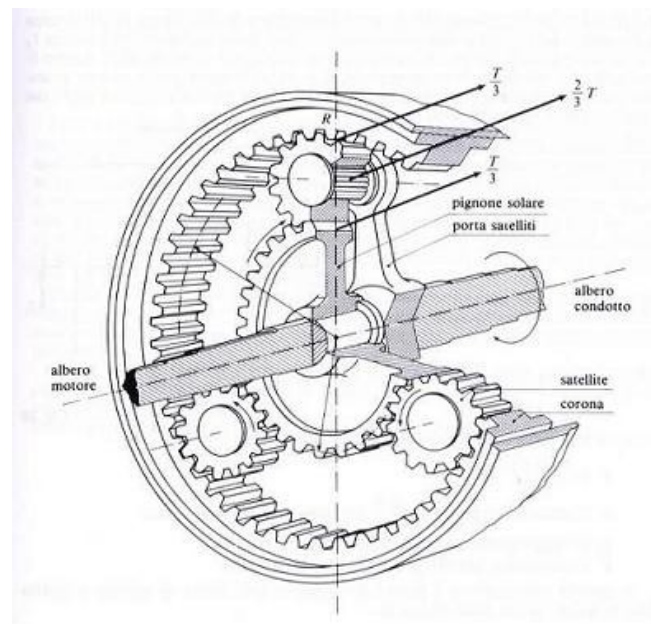


Fig. 1.4 - Rotismo epicicloidale -

In generale i rotismi epicicloidali sono meccanismi a due gradi di libertà. Quindi dal punto di vista cinematico, il suo moto non potrà essere univocamente definito, e quindi non si potrà stabilire quale sia il suo rapporto di trasmissione, se non imponendo il valore della velocità angolare di uno dei tre membri principali. Si può

osservare che se viene imposto il valore $\omega=0$ al portasatelliti, il rotismo tornerebbe ad essere un rotismo ordinario.

Si applica quindi una inversione cinematica per poter definire una relazione tra la velocità angolare delle ruote estreme e la velocità angolare del portasatellite. Si imprime a tutto il meccanismo una velocità angolare opposta a quella del portasatelliti, con questo artificio il portasatelliti resta fermo e il meccanismo è ridotto a un rotismo ordinario. Le velocità della prima e dell'ultima ruota diventano:

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

detta formula di Willis, nella quale ω_n è la velocità angolare della ruota n-esima, ω_p la velocità angolare del portasatelliti, ω_1 la velocità angolare della prima ruota e τ_o il rapporto di trasmissione del rotismo reso ordinario.

2. – RIDUTTORE COMMERCIALE ELABORATO

2.1. – Il Riduttore Originale

Come accennato precedentemente, nel nostro caso, per via del modesto rapporto di riduzione, il riduttore che meglio si presta è costituito da un rotismo ordinario ad un singolo ingranamento, ovvero con una sola coppia di ruote dentate. Si è quindi andati a scegliere un riduttore commerciale prestando in particolar modo attenzione alle caratteristiche compattezza e leggerezza. La scelta è ricaduta sul riduttore “modello C” prodotto dalla Simonini-Flying.



Fig. 2.1 – Simonini modello C -

Si tratta di un riduttore aeronautico ideato per potenze fino a 150cv che riusciva a rispettare le esigenze richieste in quanto il peso contenuto e assicurato dai semicartermi fusi in lega di alluminio (per una massa complessiva dei due semicartermi di 1950 gr.), i quali sono costruiti direttamente su progetto della nota azienda austriaca Rotax, e pertanto risultano ampiamente collaudati.

L'ingombro del riduttore risulta contenuto, $230 \times 170 \times 130$ mm, e il prezzo di listino è di 860€, relativamente basso per questo tipo di prodotti.

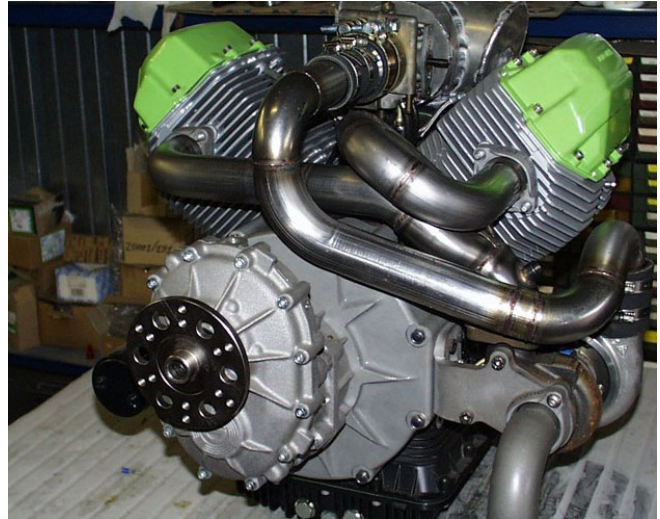


Fig. 2.2 e 2.3 – Applicazioni del riduttore Simonini modello C -

2.2. – Prima Evoluzione

In un primo tempo si era partiti scegliendo di mantenere i carter originali in quanto sono il particolare più complesso e costoso da realizzare. Si scelse di conservare anche i cuscinetti a sfere originali, che permettono la rotazione degli alberi che recano la corona e il pignone, e sono alloggiati nelle sezioni apposite ricavate nei due semicarter, per evitare qualsiasi tipo di modifica al carter.

Avendo scelto di tenere i cuscinetti originali si manterranno anche alcuni accessori come le guarnizioni (paraolio) e, dove proposti, gli anelli seeger e le piastre per il bloccaggio dei cuscinetti.

Tutti i restanti componenti, ovvero le ruote, gli alberi e i relativi accessori, furono riprogettati. In particolare, le ruote dentate ridisegnate in modo da ottenere il rapporto di riduzione desiderato, e i relativi alberi dovranno essere realizzati tenendo conto delle condizioni di stress a cui saranno sottoposti.

2.2.1. – Nuove Ruote Dentate

Il primo parametro che si è preso in considerazione per la definizione della coppia di ingranaggi è stato il rapporto di trasmissione.

Nel nostro caso il motore 1.3 JTD sul quale doveva essere montato (il movente) raggiunge la coppia massima a $n = 4400$ g/min, mentre l'elica non deve superare il regime di $n = 2700$ g/min, secondo le specifiche del progetto. Di conseguenza risulta un rapporto di trasmissione approssimato a 0.62.

Altro dato di partenza è la potenza da trasmettere, stimata in 150 cv (110 kw) in ingresso al riduttore.

Non ultimo il rapporto di trasmissione che per poter utilizzare i carter originali del Simonini si è dovuto impostare a 80 mm.

Si è poi dovuto operare la scelta sul tipo di dentatura da utilizzare, ovvero se utilizzare ruote a denti dritti o a denti elicoidali. 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 e l'asse dei denti si proietta radialmente dal centro di rotazione dell'ingranaggio, con le creste dei denti che risultano trasversali al piano di rotazione.

La ruota elicoidale è un miglioramento rispetto a quella semplice. 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 gradualmente, eliminando lo stridore caratteristico degli ingranaggi semplici e riducendo quindi il rischio del "pitting", il fenomeno di usura che può andare a danneggiare i profili dei denti. Lo svantaggio di questa soluzione è la produzione di una forza risultante lungo l'asse dell'ingranaggio, col risultato di ritrovarsi con una forza aggiuntiva che grava direttamente sui cuscinetti.

Poiché lo schema di montaggio dei cuscinetti adottato dal riduttore Simonini rappresenta una soluzione atta a sostenere carichi assiali di un certo tipo si è deciso

di utilizzare ruote con dentatura elicoidale, che consentono i vantaggi sopra citati. In particolare, si è scelto un angolo di inclinazione della dentatura (o di inclinazione dell'elica) di 23° , poiché è stato valutato come il miglior compromesso fra un buon ingranamento ed una spinta assiale generata non eccessiva: un angolo più ridotto avrebbe prodotto un ingranamento meno dolce, mentre da un'angolatura maggiore sarebbe risultata una spinta assiale troppo gravosa per i cuscinetti. Si è quindi andati a inserire questi dati in un programma di calcolo che ha generato le seguenti ruote dentate:

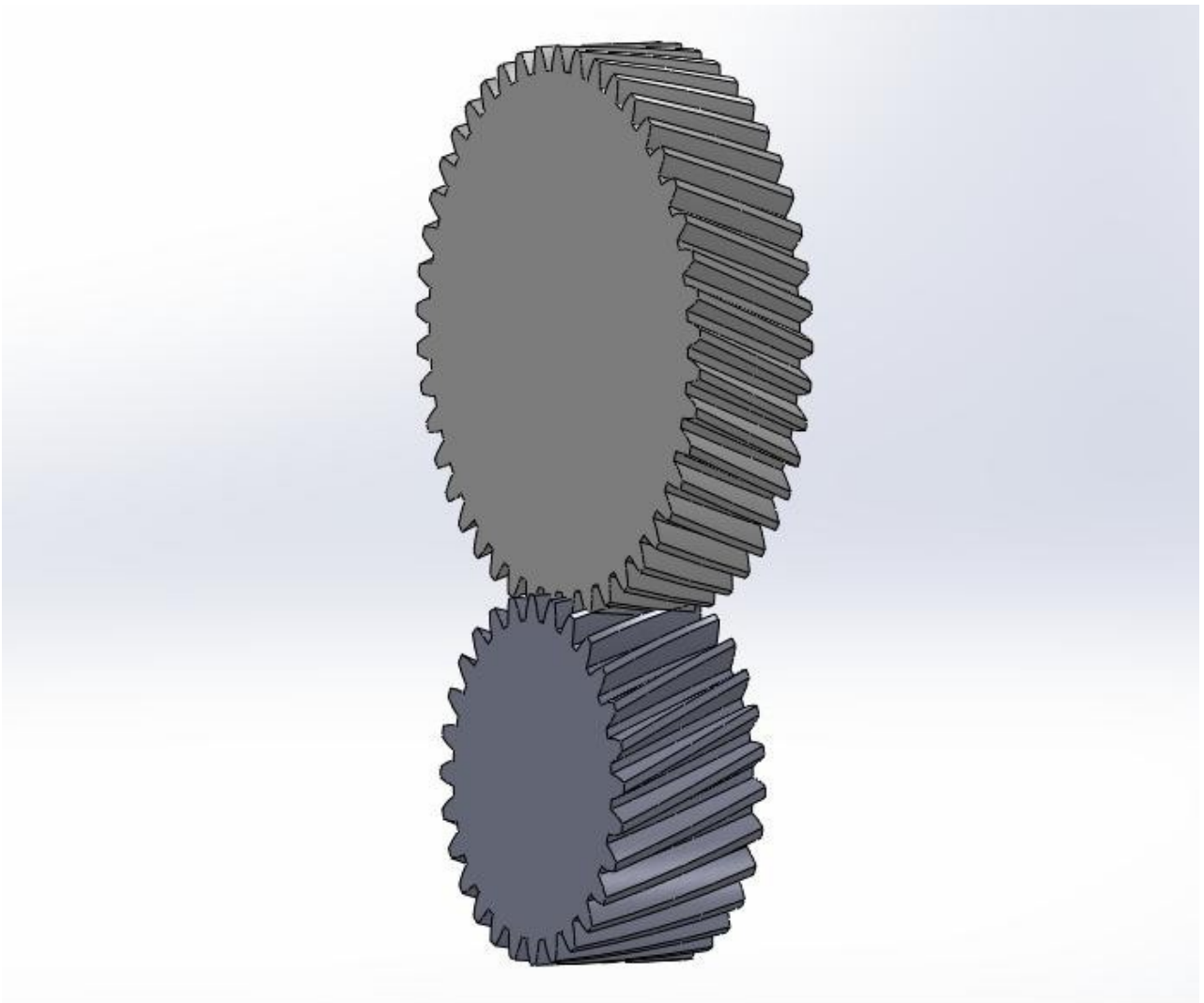


Fig. 2.4 - Prima versione delle ruote dentate modificate -

con i relativi parametri per la loro realizzazione:

Per il pignone:

Numero di denti:	28
Diametro esterno:	5.9 mm
Diametro di contatto:	60.84 mm
Diametro della circonferenza di base:	56.57 mm
Spessore:	29 mm
Potenza trasmessa:	110 kW
Momento torcente:	238.73 Nm

Per la corona:

Numero di denti:	45
Diametro esterno:	101.9 mm
Diametro di contatto:	97.77 mm
Diametro della circonferenza di base:	90.92 mm
Spessore:	23 mm
Potenza trasmessa:	106.7 kW
Momento torcente:	372.17 Nm

Per l'ingranaggio complessivo:

Angolo di pressione:	20°
Angolo di inclinazione dell'elica:	23°
Interasse:	<u>80.00 mm</u>
Rendimento globale:	0.97
Forza tangenziale:	7848.36 N
Forza radiale:	3299.28 N
Forza assiale:	3331.43 N
Forza normale:	9159.19 N
Velocità tangenziale:	14.02 m/s
Durata minima:	300 h

2.2.2.– Nuovi Alberi

In seguito si è proceduto alla modellazione degli alberi, per i quali non vi erano molti gradi di libertà in quanto i diametri dei supporti dovevano essere pari ai diametri degli anelli interni dei cuscinetti a sfere non essendovi possibilità di scelta dei cuscinetti, che come già ricordato erano quelli originali, e fissata in partenza la posizione di questi ultimi.

Si è scelto realizzare alberi “pieni”, mentre l’albero elica originale del riduttore era forato per limitarne il peso e consentire il passaggio dei cavi elettrici per il controllo del passo dell’elica, questo al fine di massimizzare la resistenza a fatica degli alberi, che risultano parecchio sollecitati.

Gli alberi venivano realizzati in blocco unico con le ruote dentate. Per quanto riguarda l’albero movente, questa scelta era giustificata dalla compatibilità fra il diametro dell’albero e quello della ruota (25 mm il diametro dell’albero, 65.9 mm quello del pignone), che ne rende il processo costruttivo relativamente semplice. Lo stesso non si può dire per l’albero cedente, o albero elica: visto lo squilibrio fra i diametri dell’albero e della ruota (rispettivamente 30 mm e 101.9 mm) il procedimento costruttivo per questo elemento risulta più complicato e costoso, ma non in maniera così rilevante per la realizzazione di un singolo prototipo. In vista di una produzione in serie, invece, sarebbe preferibile accoppiare l’albero elica alla corona mediante un profilo scanalato o tramite linguetta.

La soluzione adottata ci garantisce soprattutto una migliore resistenza a fatica, poiché l’albero presenta il diametro massimo, cioè quello della ruota ad esso solidale, nel punto in cui è più sollecitato.

Infine sia l’albero movente che l’albero elica terminano ad una estremità con un profilo scanalato, che consente al primo di ricevere il moto dal giunto elastico e al secondo di interfacciarsi col mozzo dell’elica. Rispetto ad altri tipi di collegamento albero-mozzo (come ad esempio chiavette e linguette) il profilo scanalato è quello che ci garantisce il miglior centraggio possibile e consente di trasmettere tutta la coppia che l’albero può sopportare in condizioni di sicurezza.

I nuovi alberi realizzati nella prima evoluzione curata dal collega Ing. Alai, per una potenza di 150 cv e un interasse di 80 mm risultavano quindi i seguenti:

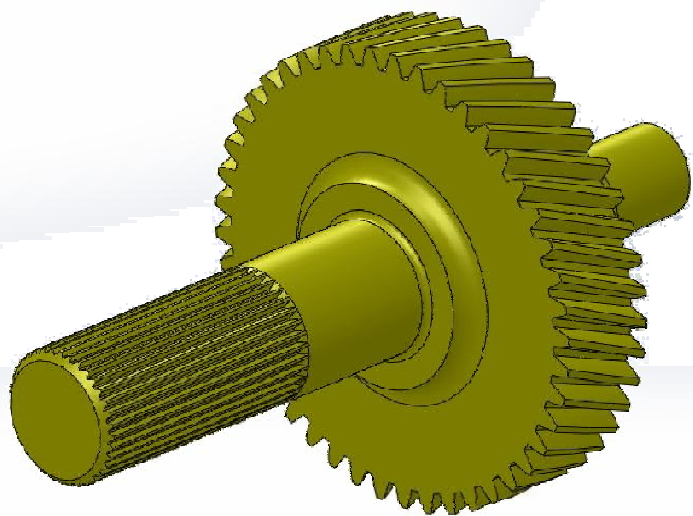


Fig. 2.5 e 2.6 - Albero cedente con ruota dentata elicoidale -

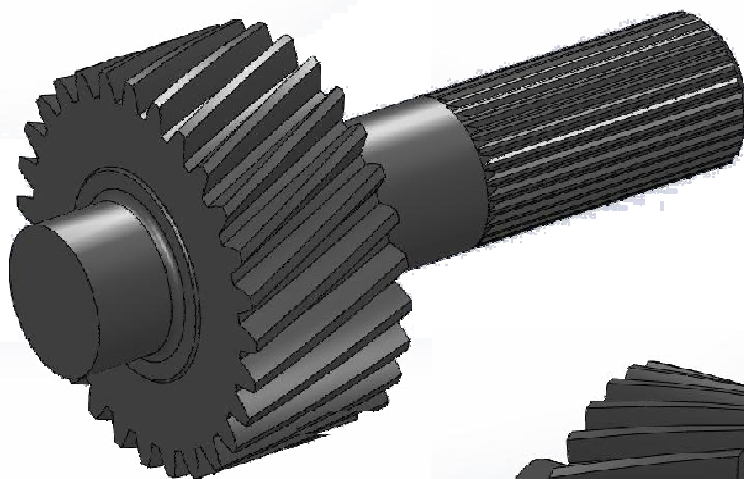
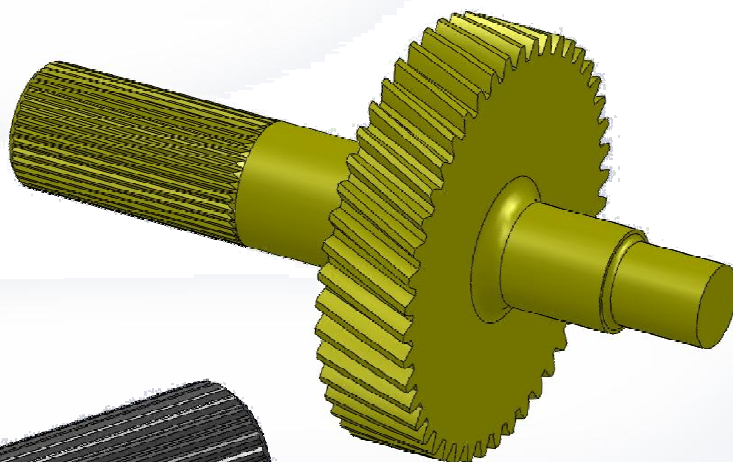
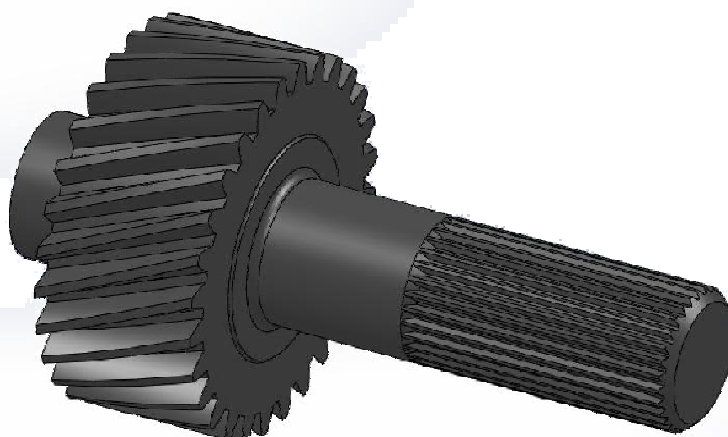


Fig. 2.7 e 2.8 - Albero motore con ruota dentata elicoidale -



Qui invece li possiamo osservare in condizione di ingranamento nella posizione nella quale andranno montati all'interno del riduttore:

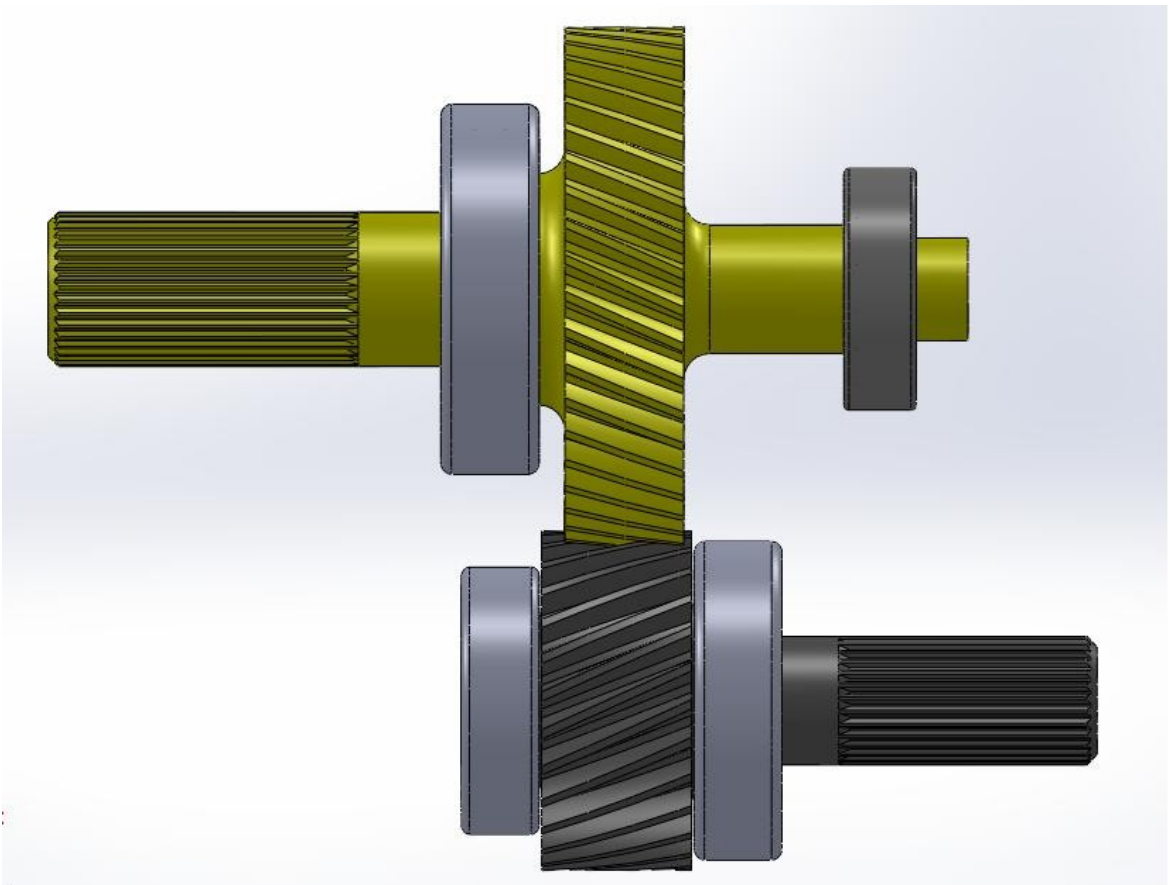
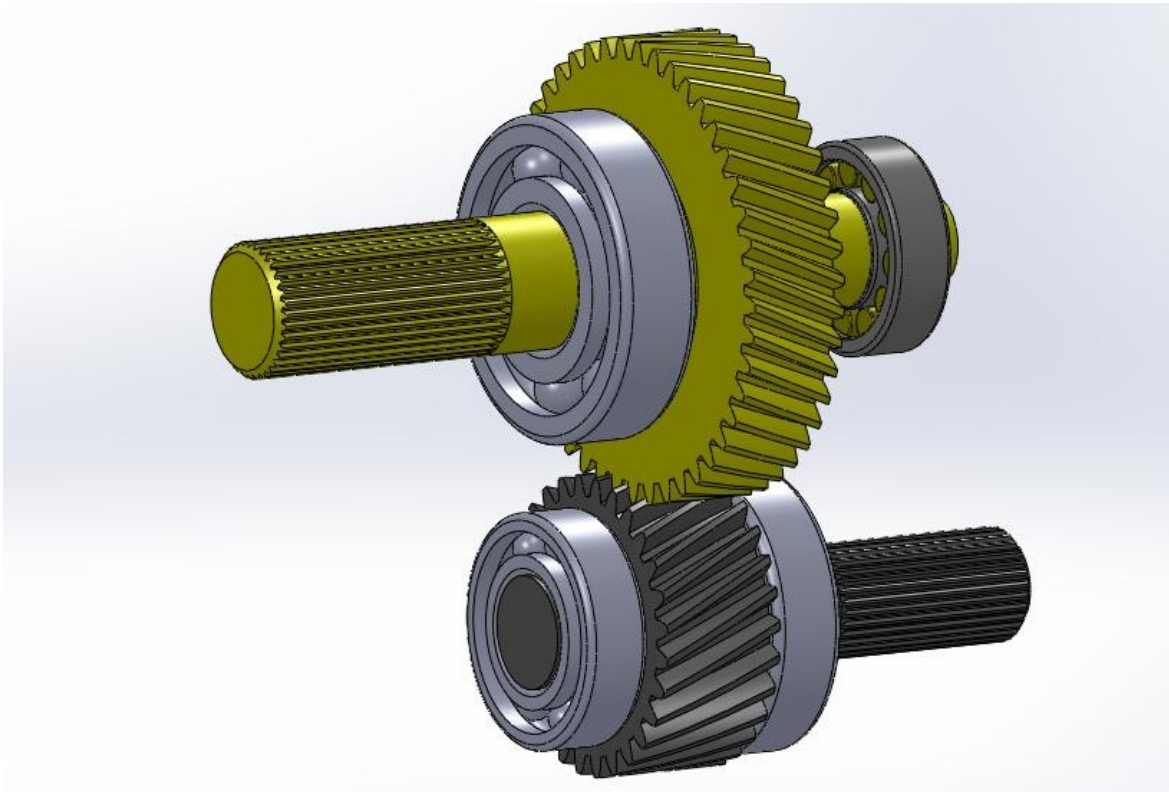


Fig. 2.9 e 2.10 – Assemblaggio degli alberi comprensivi di cuscinetti –

2.2.3. – Considerazioni Sull’Inclinazione Dell’Elica

Osserviamo che anche la scelta dell’inclinazione dell’elica delle ruote non è casuale, infatti questo parametro determina la direzione della spinta assiale che viene generata da questo tipo di ingranamento. Con un angolo di inclinazione positivo per la corona, e quindi negativo per il pignone, la spinta assiale generata sulla corona sarebbe rivolta verso destra (riferendosi all’assieme mostrato nella Fig. 2.10) andando quasi ad annullare il carico assiale in direzione opposta prodotto dall’elica traente; così facendo si ridurrebbero significativamente i carichi agenti sui cuscinetti dell’albero elica, che come si vedrà risulta quello maggiormente sollecitato.

Tuttavia bisogna notare che ogni albero è montato su due cuscinetti, ma di questi solo uno è atto a reggere un carico assiale; il restante deve garantire lo scorrimento dell’albero in direzione assiale, ai fini di consentire eventuali dilatazioni termiche e di permettere comunque, entro certi limiti, l’assemblaggio del riduttore, qualora nel processo costruttivo non venissero rispettate fedelmente le tolleranze imposte alla lavorazione.

In questo caso i cuscinetti incaricati di reggere spinte assiali quelli sono posizionati in alto a sinistra e in basso a destra (sempre in riferimento alla precedente figura), che sono anche quelli che presentano le dimensioni maggiori.

Risulta quindi necessario realizzare le ruote in modo da avere carichi assiali agenti solo in una direzione, ovvero quella che tiene premuto l’albero, tramite un apposito spallamento, contro l’anello interno del cuscinetto incaricato di reggere la spinta assiale. Una spinta nella direzione opposta, infatti, potrebbe causare lo sfilarsi dell’albero dall’anello interno del cuscinetto.

Per questo motivo è stato adottato un angolo di inclinazione negativo per l’elica e positivo per il pignone, anche se in questo modo il carico assiale dovuto

all'ingranamento si va a sommare a quello dell'elica, com'è possibile osservare in Fig. 2.11.

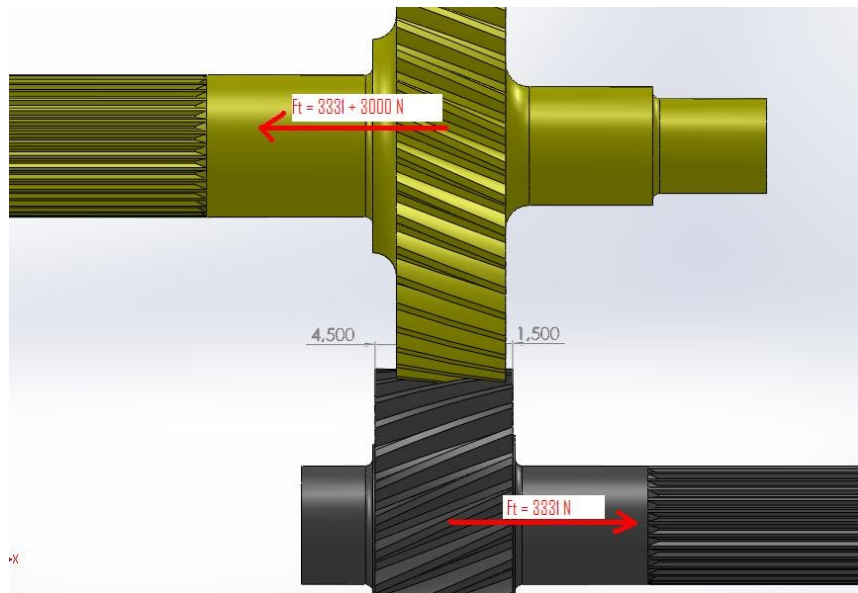


Fig. 2.11 – Forze assiali alle quali sono sollecitati gli alberi –

2.3. – Seconda Evoluzione

La seconda evoluzione, curata questa volta dal collega Ing. Bartoletti, era invece più ambiziosa e si proponeva di aumentare al massimo possibile la potenza trasmissibile con questo riduttore. Il limite prefissato erano i 300 cv! Cercando di mantenere quanto più possibile limitati peso e ingombro, e sfruttando ancora i carter originali del Simonini.

2.3.1. – Generalità Sulle Ruote Bieloidali

Trasmettere però 300 cv con ruote elicoidali, che per forza di cose, dovranno avere diametri simili alle precedenti per poter essere contenute all'interno del carter, darebbe luogo a carichi assiali molto elevati, non tollerabili né da i cuscinetti né dal carter stesso.

Si è quindi optato per una soluzione con ruote bieloidali. Questo tipo di ruote risulta più complesso e costoso da produrre ma ha anche molti punti di forza.

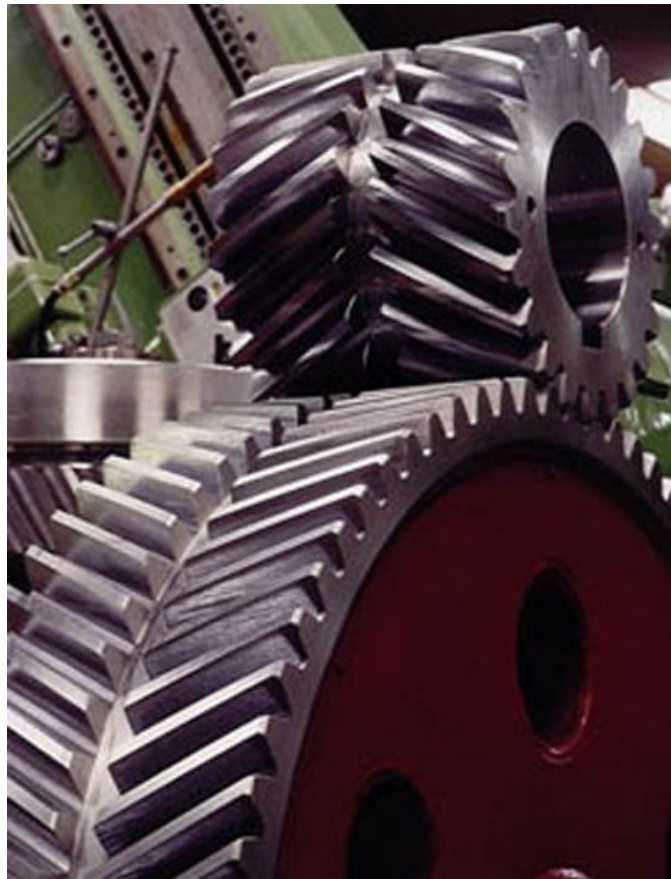


Fig. 2.12 – Esempio di ruote bieloidali –

Possiede infatti tutti i vantaggi delle ruote elicoidali che, come detto prima, permettono di trasmettere grandi potenze con larghezze inferiori a quelle che sarebbero necessarie con ruote a denti dritti, e un ingranamento più graduale che riduce anche i fenomeni di usura.

In più questa soluzione elimina il problema maggiore delle ruote elicoidali semplici, ovvero la presenza di un carico assiale che deve poi essere bilanciato da un qualche altro organo, solitamente un cuscinetto, che a sua volta scaricherà la forza sul carter.

Questo tipo di ruote può essere trattato come due ruote elicoidali semplici accoppiate in maniera simmetrica di modo che, essendo la coppia trasmessa delle due ovviamente identica, andranno a generarsi sì due forze assiali ma saranno uguali in modulo ed opposto in verso (come si osserva in Fig. 2.13), andando di conseguenza a compensarsi l'un l'altra senza gravare su i cuscinetti o su altri componenti.

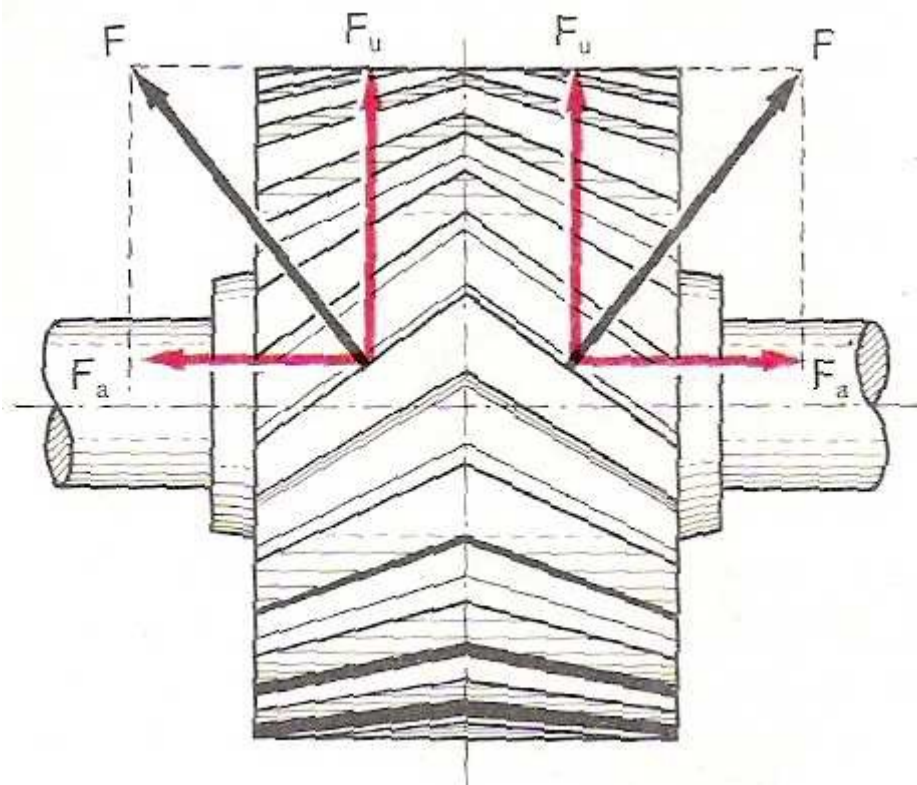


Fig. 2.13 - Distribuzione delle forze su ruote bielcoidali -

Si può altresì constatare molto bene in Fig. 2.14 la presenza di un incavo tra i due profili dentati, ovvero una sezione perpendicolare all'asse con un diametro inferiore al diametro di piede della dentatura.



Fig. 2.14 – Ruota bielcoidale –

Quando possibile, ovvero ogni qualvolta non ci si debba attenere a rigidi vincoli di larghezza, le ruote bielcoidali vengono realizzate con questa gola che semplifica la lavorazione alle macchine utensili ed è importantissima per permettere la fuoriuscita dell'olio, solitamente presente in questi ingranaggi. In caso di assenza di questa gola di scarico, infatti, si corre il rischio che una parte di olio lubrificante rimanga intrappolato fra i denti e, sottoposto alla pressione delle ruote, si raccolga nella sezione centrale dove verrebbe compresso con la possibilità di provocare danni a i denti stessi.

2.3.2. – Ruote Dentate Ottenute

A seguito di queste considerazioni, e preso atto dei principali dati in input, ovvero una velocità in ingresso di 4400 rpm, velocità in uscita di 1883 rpm, potenza trasmessa di 300 cv (circa 220 kW) e decidendo di utilizzare come materiale un acciaio *14NiCr18* con tensione di snervamento di 885 MPa, si sono inseriti tutto ciò nel software di Solid Edge 18 e questi sono stati i risultati ottenuti:

Per l'ingranaggio complessivo:

Rapporto di trasmissione richiesto	0.428
Angolo di pressione:	20°
Angolo di inclinazione dell'elica:	35°
Modulo	3 mm
Rendimento	0.97
Interasse:	<u>72.47 mm</u>
Rendimento globale:	0.97
Forza tangenziale:	11160.64 N
Forza radiale:	5387.86 N
Forza assiale:	7814.76 N
Forza normale:	14753.87 N
Velocità tangenziale:	10.12 m/s
Durata minima:	300 h

Per il pignone:

Numero di denti:	12
Diametro esterno:	53.13 mm
Diametro primitivo:	43.95 mm
Diametro della circonferenza di base:	40.16 mm
Spessore:	20 mm
Potenza trasmessa:	113 kW
Momento torcente:	245.24 Nm

Per la corona:

Numero di denti:	27
Diametro esterno:	103.74 mm
Diametro primitivo:	98.88 mm
Diametro della circonferenza di base:	90.36 mm
Spessore:	20 mm
Potenza trasmessa:	109.61 kW
Momento torcente:	535.24 Nm

E le ruote generate erano le seguenti:

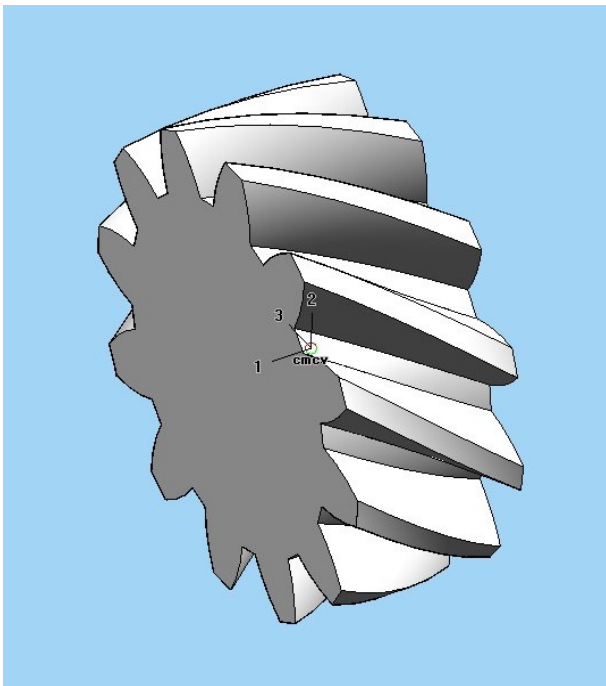


Fig. 2.15 - Pignone di seconda evoluzione -

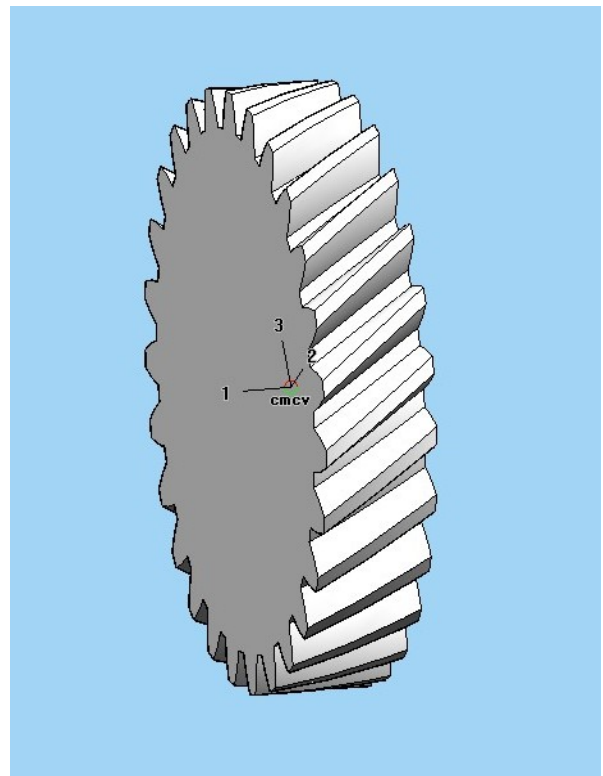


Fig. 2.16 - Corona di seconda evoluzione -

È necessario però prestare attenzione ad alcune cose. La potenza trasmessa è all'incirca di 110 kW, ovvero il 50% di quella che si intende trasmettere. Questo perché, come detto pocanzi, possiamo studiare le ruote bielcoidali come una composizione di due ruote semplici, che trasmetteranno di conseguenza metà della potenza. Le ruote generate andranno quindi raddoppiate e accoppiate.

Altra cosa importante da notare è l'interasse che, come premesso nella parte introduttiva, per un qualche errore di trascrizione risulta di circa 72.5 mm anzi che 80 come nel caso visto in precedenza.

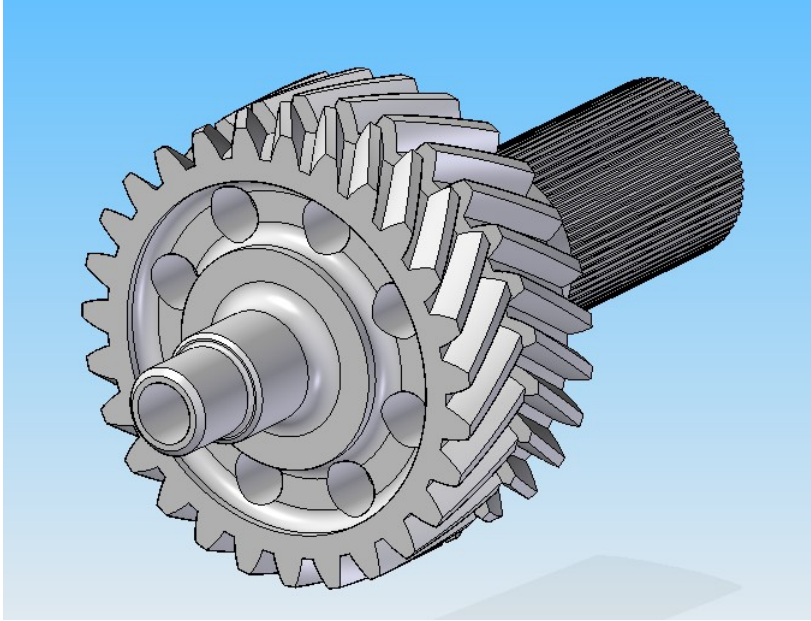
E ancora rileviamo un notevole aumento della forza assiale che passa da 3330 N a oltre 7800 N. Questo perché è sensibilmente aumentato l'angolo di inclinazione dell'elica, da 23° a 35°, ma ciò non implica alcun problema poiché appunto le forze assiali generate dalle due semi ruote andranno a compensarsi a vicenda.

2.3.3. – Revisione Degli Alberi

Anche gli alberi sono stati rivisti per adattarsi alla nuova potenza. Si è scelto di mantenere ancora la struttura degli alberi con ruote ricavate dal pieno in un monoblocco, quindi anch'essi costruiti in acciaio *14NiCr18*, e le estremità finali con profilo scanalato per un ottimo accoppiamento.

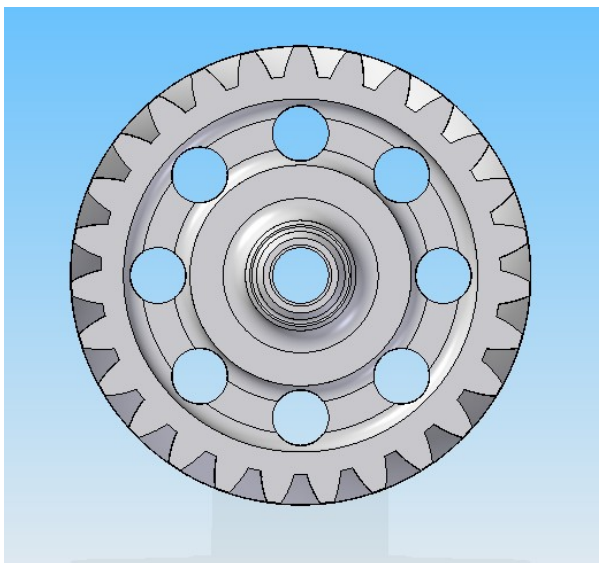
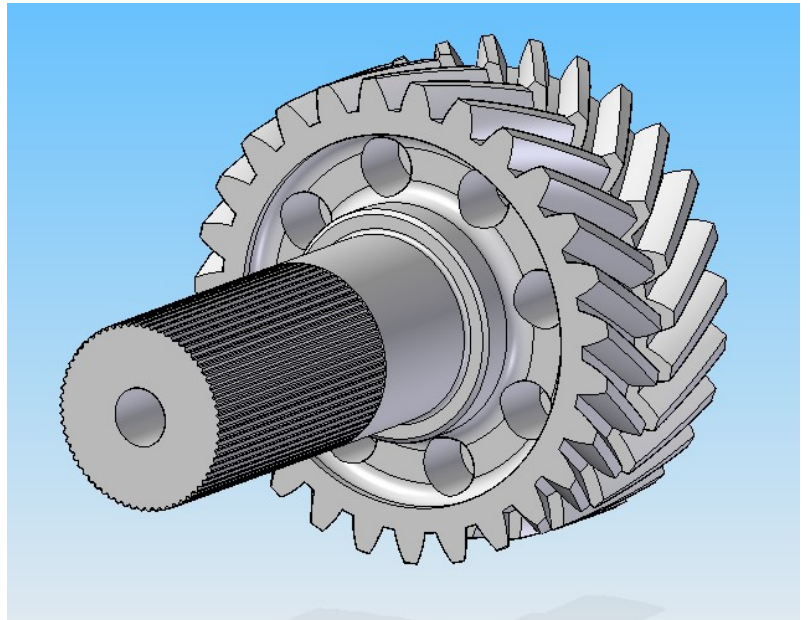
I diametri sono aumentati, da 25 a 35 mm per l'albero motore, e da 30 a 40 mm per l'albero condotto.

Sono stati però alleggeriti mediante fori passanti lungo l'asse; e in particolar modo è stato eseguito un accurato intervento di alleggerimento sulla corona, che in questo caso ha uno spessore totale di 45 mm (20 mm x 2 per l'ingranamento più un canale centrale di 5 mm), tramite dei fori praticati sulle facce laterali della stessa.



*Fig. 2.17 – Albero cedente con ruote
bielicoidali –*

*Fig. 2.18 – Albero cedente con
ruote bielicoidali –*



*Fig. 2.19 – Vista frontale
dell'albero cedente –*

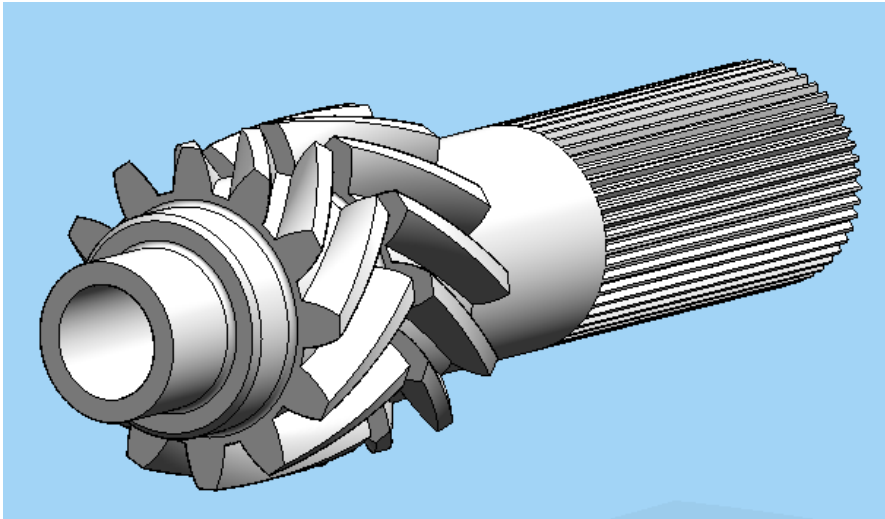


Fig. 2.20 – Albero motore con ruote bieloidali –

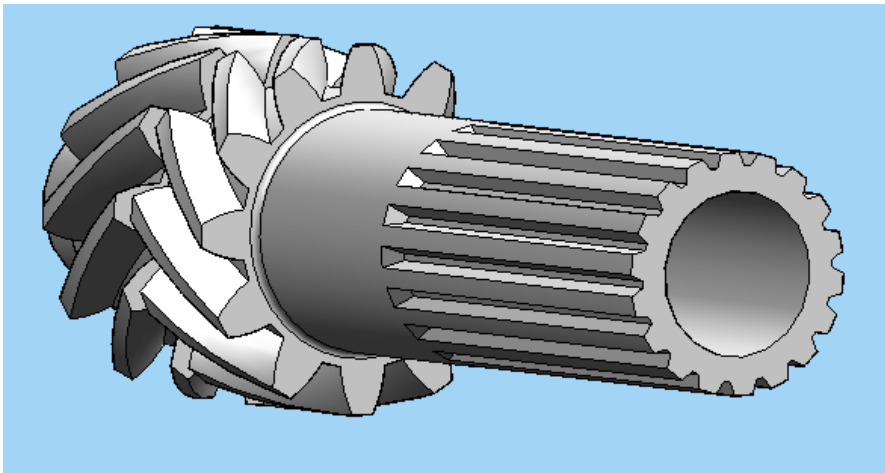


Fig. 2.21 – Albero motore con ruote bieloidali –

2.3.4. – Verifica Dei Cuscinetti

In seguito alla verifica dei cuscinetti questi ultimi sono risultati non più adatti a sostenere le nuove reazioni vincolari che vengono a scaricarsi su di essi. È stato perciò necessario rimpiazzarli con nuovi cuscinetti

La scelta di un cuscinetto dipende da diversi fattori, ma quello più importante è senz'altro la disposizione e l'entità delle forze a cui deve far fronte.

Vi sono però altri importanti punti fissi ai quali bisogna prestare attenzione che sono:

- l'ingombro radiale al quale si era vincolati per via dell'interasse delle ruote dentate;
- durata in ore minima richiesta di 300 ore a carico massimo;
- il diametro interno del cuscinetto, ovvero il diametro dell'albero nella zona in cui andrà accoppiato il cuscinetto; i diametri li si deve appunto conoscere a priori, poiché i calcoli degli alberi vengono fatti precedentemente alla scelta dei cuscinetti.

Detto questo andiamo a dare uno sguardo alle caratteristiche principali dei vari tipi di cuscinetto e di come vengono scelti.

2.3.4.1. – Generalità su i Cuscinetti

Il cuscinetto è un dispositivo meccanico che serve per ridurre l'attrito tra due oggetti in movimento rotatorio o lineare tra loro. Per riduzione dell'attrito si intende in linea di massima o la trasformazione dell'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 tramite l'introduzione di uno strato di lubrificante (bronzine).

Questo dispositivo 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 una prima classificazione si può fare in base al tipo di funzionamento in cuscinetti radenti e volventi.

I **cuscinetti radenti** che devono il loro funzionamento alla pellicola di lubrificante che sostiene il perno rotante e sono anche detti bronzine.

I **cuscinetti volventi**, detti anche a rotolamento, nei quali il movimento è facilitato dall'interposizione di elementi volventi come sfere o rulli.

Questi organi meccanici sono formati da un anello esterno che è l'elemento circolare più grande, un anello interno che è 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.

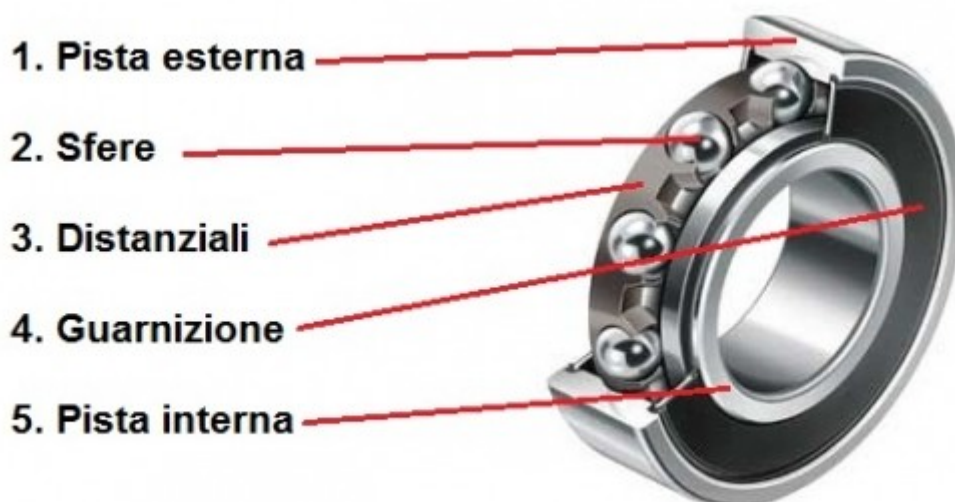


Fig. 2.22 – Componenti dei cuscinetti volventi –

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 come:

- *radiali ad una corona di sfere*: utilizzati nella maggior parte delle applicazioni, possono sopportare sia carichi radiali che assiali;
- *radiali a due corone di sfere*: come i precedenti ma a con due anelli di sfere, adatti a sopportare elevati carichi radiali;
- *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.
- *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.
- *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;
- *assiali*: possono avere sia rulli che sfere, ad una o due corone, e sopportano solo carichi assiali.

Si riporta nella pagina seguente in Fig. 2.23 un semplice schema di esempio con le varie tipologie di cuscinetti presentati accompagnati da i carichi a i quali possono resistere.

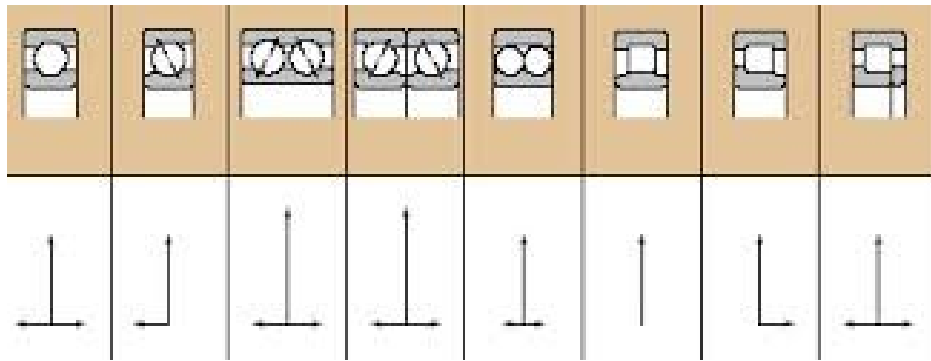


Fig. 2.23 – Carichi su i cuscinetti –

2.3.4.2. – Calcolo dei Cuscinetti

Riportiamo ora un breve sunto su i passaggi fondamentali della procedura di determinazione dei cuscinetti adatti all'applicazione richiesta.

Cominciamo con l'elencare quali sono principali parametri per la scelta del cuscinetto più idoneo a soddisfare le esigenze progettuali:

Limiti dimensionali

Normalmente lo spazio disponibile per i cuscinetti è limitato. Nella maggior parte dei casi il diametro dell'albero (o diametro del foro del cuscinetto) è scelto in funzione delle esigenze di altre parti della macchina. Perciò i tipi e le dimensioni dei cuscinetti vengono stabiliti in funzione dei diametri dei fori normalizzati dei cuscinetti. Per tale motivo, tutte le tabelle dimensionali sono ordinate secondo i diametri dei fori

Carico sul cuscinetto

Le caratteristiche, l'entità e la direzione dei carichi agenti su di un cuscinetto sono estremamente variabili. In generale, i coefficienti di carico indicati nelle tabelle dimensionali dei cuscinetti, indicano le capacità di carico di questi ultimi. Comunque, determinando il tipo di cuscinetto idoneo, si rende necessario considerare se il carico agente sia puramente radiale, puramente assiale, un carico combinato, ecc. Se si prendono in esame dei cuscinetti a sfere e dei cuscinetti a rulli della stessa serie dimensionale, si deve tener presente che i cuscinetti a rulli hanno una capacità di carico maggiore e che possono operare in presenza di maggiori vibrazioni e carichi ad urto.

Regime di rotazione

Il regime di rotazione ammesso dei cuscinetti dipende dal tipo di cuscinetto, dalla propria dimensione, dalla propria precisione, dal tipo di gabbia, dal carico e dalle condizioni di lubrificazione e raffreddamento. In generale, i cuscinetti a sfere, quelli obliqui a sfere e quelli a rulli cilindrici sono i più adatti alle applicazioni con elevato numero di giri.

Tolleranze dei cuscinetti

La precisione dimensionale e quella di rotazione dei cuscinetti sono regolate dalle normative ISO e JIS. Per i gruppi che richiedono una elevata precisione di rotazione dell'albero od un funzionamento ad alta velocità sono raccomandati i cuscinetti nella classe di tolleranza 5 o superiore. I cuscinetti a sfere, quelli obliqui a sfere e quelli a rulli cilindrici sono raccomandati per gli elevati regimi di rotazione.

Rigidità

In condizioni di carico si manifestano delle deformazioni elastiche in corrispondenza delle superfici di contatto dei corpi volventi e delle piste dei cuscinetti. In certi gruppi meccanici si rende necessario ridurre al minimo tali deformazioni. I cuscinetti a rulli sono più rigidi di quelli a sfere e quindi sono raccomandati per i gruppi sopra citati. Inoltre, in alcuni casi, ai cuscinetti viene conferito un carico iniziale (precarico) al fine di aumentare la loro rigidità di supporto.

Disallineamento dell'anello interno o di quello esterno

Le inflessioni dell'albero, i diversi livelli di precisione tra l'albero e l'alloggiamento, gli errori di montaggio, ecc. sono la causa di un determinato grado di disallineamento tra l'anello interno e quello esterno del cuscinetto. Per i casi in cui il grado di disallineamento è relativamente elevato, la scelta più appropriata è quella dei cuscinetti orientabili a sfere, dei cuscinetti orientabili a rulli o dei gruppi aventi caratteristiche auto-allineanti (Fig. 2.24)

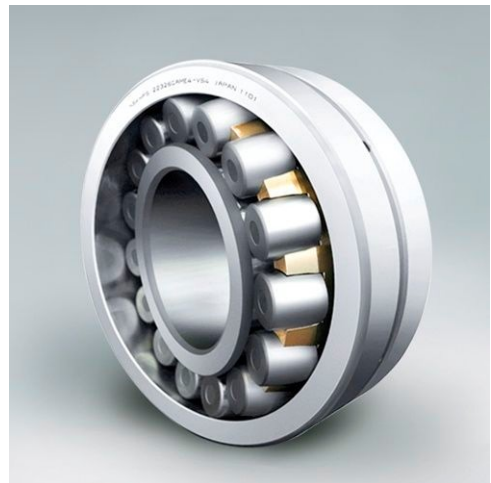


Fig. 2.24 - Cuscinetto orientabile a rulli -

Livello sonoro e coppia di attrito

I cuscinetti volventi sono prodotti con un processo che rispetta le caratteristiche della elevata precisione e quindi presentano una rumorosità ed una coppia di attrito molto basse. Per le applicazioni nelle quali è richiesto un funzionamento particolarmente silenzioso e con una bassa coppia di attrito, i cuscinetti radiali a sfere e quelli a rulli cilindrici sono i più appropriati.

Montaggio e smontaggio

Alcune applicazioni, per motivi di ispezioni periodiche o di riparazioni, richiedono frequenti montaggi e smontaggi. I cuscinetti più adatti a tali applicazioni sono quelli con l'anello interno o quello esterno separabile come: i cuscinetti a rulli cilindrici, i cuscinetti a rullini ed i cuscinetti a rulli conici. L'uso di bussole di trazione semplifica il montaggio e lo smontaggio dei cuscinetti orientabili a sfere e di quelli orientabili a rulli.

Nel calcolo per carico statico si procede come segue:

1. Si calcola il *carico equivalente* P_0 , se c'è solo carico radiale F_r , avremo che il carico equivalente sarà uguale al carico radiale, cioè $P_0 = F_r$. Se invece siamo sia in presenza di un carico radiale che di un carico assiale, allora in questo caso P_0 sarà uguale a : $P_0 = 0.6 \cdot F_r + 0.5 \cdot F_a$; se si dovesse poi ottenere un P_0 inferiore a F_r , allora in questo caso essi andranno uguagliati.

2. Si calcola il coefficiente di carico statico C_0 con la formula $C_0 = s_0 \cdot P_0$ dove s_0 è il coefficiente di sicurezza e si può trovare nella tabella sottostante, fornita da i produttori:

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

Tabella1 - Coefficiente di sicurezza s_0 per tipologia di cuscinetto e di carico -

3. Si verifica che F_a sia minore oppure uguale alla metà del coefficiente C_0 . Se ciò non è verificato, il carico assiale è troppo alto per essere sopportato da un comune cuscinetto radiale senza causare problemi di usura eccessivi.

4. Infine, in base ai valori del diametro interno d e del coefficiente di carico statico C_0 , si va a scegliere il cuscinetto tramite appositi cataloghi.

Nel calcolo per carico dinamico si procede come segue:

1. Si calcola il *carico dinamico equivalente* P . Se siamo in presenza di un carico radiale F_r , eguaglieremo quest' ultimo a P . Se invece il carico risulta combinazione di F_r e F_a allora si utilizza il procedimento prima elencato per determinare il coefficiente di carico statico.

2. Dopo aver calcolato C_0 si calcola il *rapporto fra carico assiale e C_0* stesso, tramite la tabella sottostante possiamo determinare i fattori X e Y :

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

Tabella2 - Valori di X e Y in funzione del rapporto F_a / C_0 -

3. Si calcola il *rapporto fra F_a e F_r* . Si possono avere due casi:

- il rapporto risulta inferiore a e , allora $P = F_r$
- se invece il rapporto è superiore a e , allora $P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$

4. Si calcola il *coefficiente di carico dinamico* C :

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

Dove L_h è la durata prevista in ore. Qualora non sia imposta dal committente del progetto si utilizza una durata standard presa in tabella, suddivisa in funzione della tipologia di macchina e del tempo medio di utilizzo.

Classificazione del servizio	Applicazione e fattore di durata L_{10h} $\times 10^3$ h				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Macchine usate per brevi periodi o usate solo occasionalmente	Applicazioni in utensili elettrici casalinghi manuali	Macchine agricole e per ufficio			
Brevi periodi di uso od uso intermittente ma con esigenze di elevata affidabilità	Apparecchiature mediche, strumenti di misura	Motori per condizionatori d'aria domestici, macchine da costruzione, elevatori, gru	Pulegge per gru		
Macchine di uso non costante, ma usate per lunghi periodi	Autovetture, veicoli e due ruote	Piccoli motori, autobus/autocarri, organi di comando, macchine per la lavorazione del legno	Mandrini, motori industriali, frantoi, vagli.	Organi di comando principale, cilindri per calandre per plastica/gomma, macchine da stampa	
Macchine di uso costante, oltre le otto ore al giorno		Laminatoi, scale mobili, convogliatori, centrifughe	Assi di veicoli ferroviari, condizionatori d'aria, grandi motori, compressori, pompe	Assi di locomotive, motori di trazione, elevatori minerari, volani per presse	Macchine per carta, gruppi di propulsione per mezzi navali
Funzionamento continuo di 24 ore, non interrompibile					Impianti di fornitura idrica, pompe e ventilatori per uso minerario, generatori di corrente

Tabella3 – Durata prevista in ore L_h standardizzata –

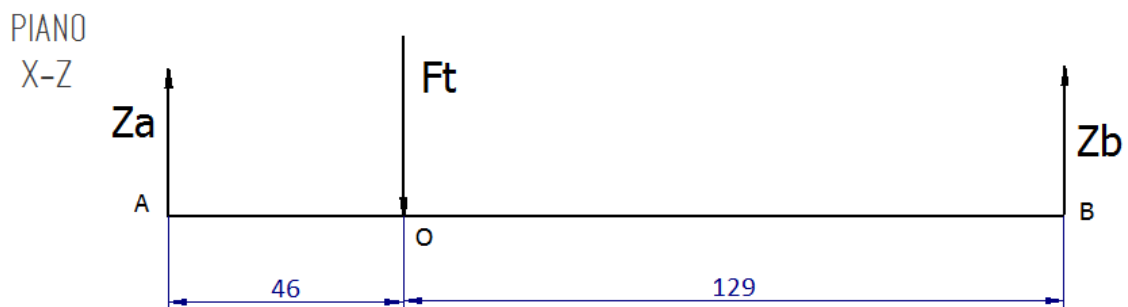
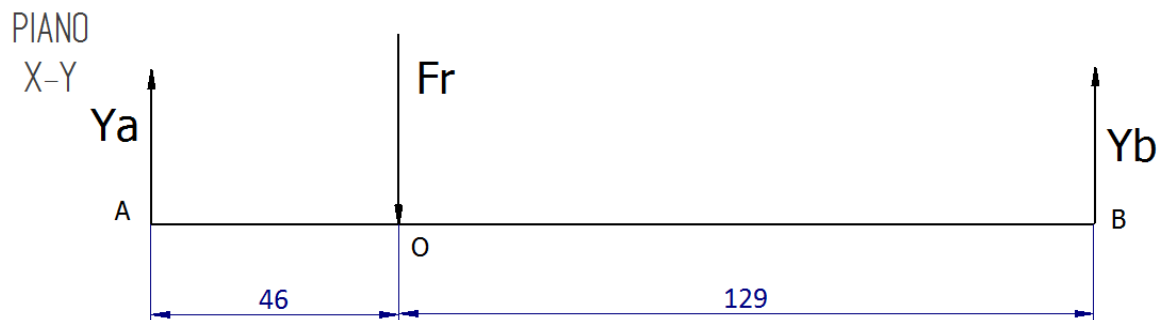
Il coefficiente p invece (detto esponente di Palmgren) è uguale a 3 nel caso di cuscinetti a sfere e a $10/3$ nel caso di cuscinetti a rulli.

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

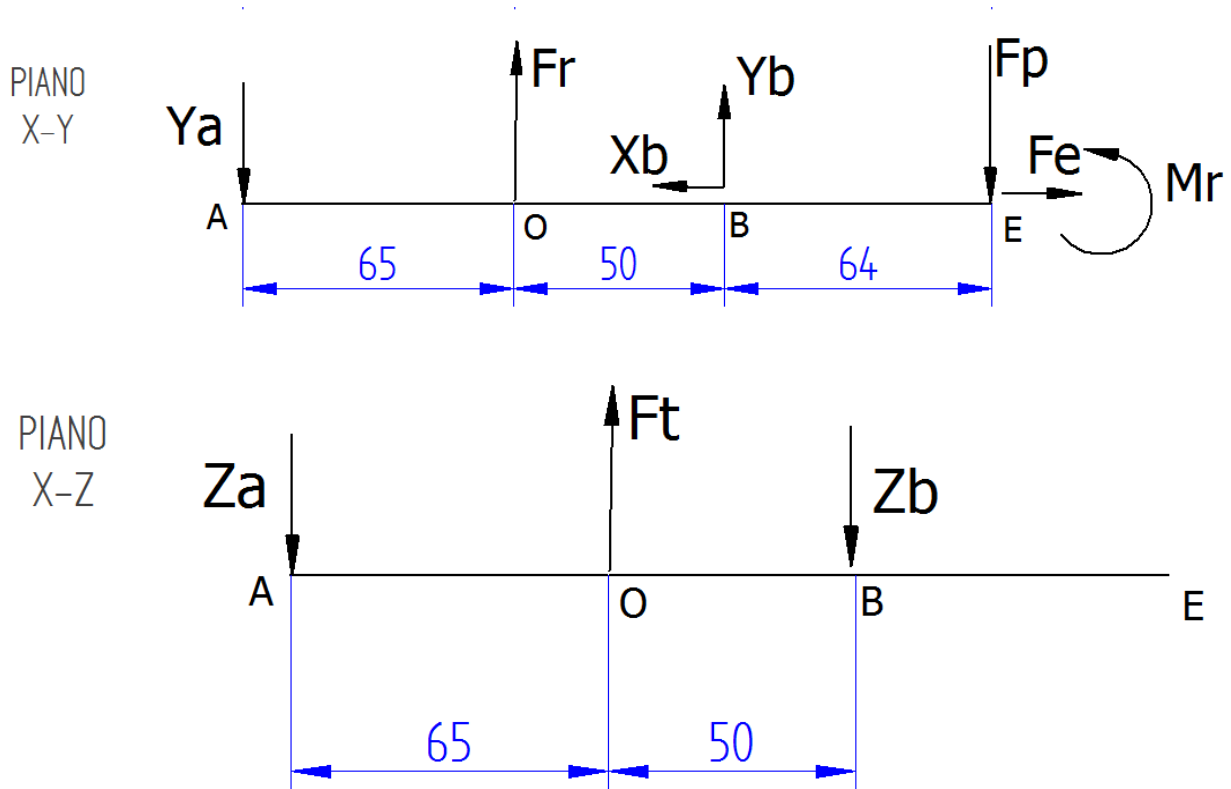
2.3.4.3. – Cuscinetti Utilizzati

Vediamo ora in maniera schematica le forze che agiscono sugli alberi e le relative reazioni vincolari.

Per l'albero motore:



Mentre per quanto riguarda l'albero condotto:



Dallo studio dei carichi agenti e tenuto conto dei diametri degli alberi e della durata richiesta da progetto di 300 h, si è arrivati alla scelta dei seguenti cuscinetti:

Albero motore:

Cuscinetto a rulli cilindrici ad una corona NU 1007 ECP (lato motore)

- Diametro interno = 35 mm
- Diametro esterno = 62 mm
- Larghezza = 14 mm
- Numero di giri di calcolo = 4400 giri/min
- Viscosità = 60 mm/s
- Carico dinamico $C = 35,8$ kN
- Carico radiale = 6,1 kN

- Carico assiale = 0 kN
- Durata a carico massimo = 1380 h

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

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

Albero condotto:

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

- Diametro interno = 20 mm
- Diametro esterno = 47 mm
- Larghezza = 14 mm
- Numero di giri di calcolo = 1886 giri/min
- Viscosità = 60 mm/s
- Carico dinamico C = 25,1kN
- Carico radiale = 10,4 kN
- Carico assiale = 0 kN
- Durata a carico massimo = 420 h

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

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

Questo ultimo cuscinetto non garantisce una lunga durata nel funzionamento a regime, ma permette di sostenere l'elevata reazione vincolare dell'albero in quella porzione, e siccome vi sono stretti vincolati in termini di ingombri radiali ed assiali all'interno del carter non si sono trovate altre possibilità.

A parte il cuscinetto 4208 ATN 9 dell'albero elica gli altri garantiscono una durata di funzionamento a regime ben superiore alle 300 ore ed è possibile installarli sul carter originale andando semplicemente a modificare leggermente le sedi.

2.3.5. – Risultati Finali

Il complessivo interno del riduttore, formato dagli alberi con le ruote e i cuscinetti si presentava come quello nella seguente Fig. 2.25.

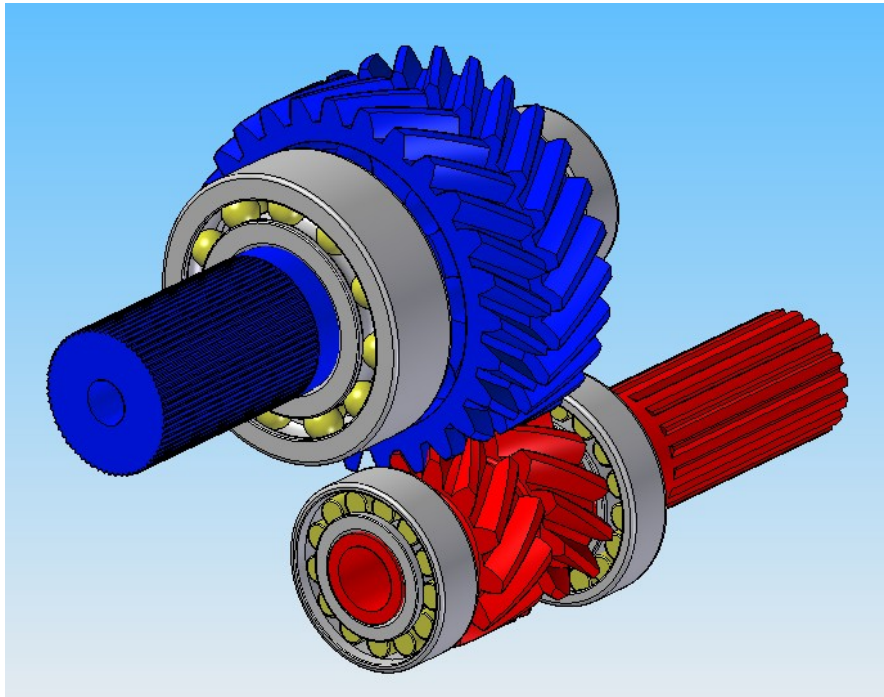


Fig. 2.25 – Complessivo ingranamento –

In fase di montaggio si sono però verificati due problemi, uno previsto, l'altro inaspettato.

Le nuove ruote bielcoidali sono più larghe delle precedenti di 30 mm, il che comportava che fosse impossibile chiudere il carter, ma questo era previsto ed è stato risolto creando un distanziale che ricalcasse esattamente il profilo del carter e utilizzando viti di serraggio più lunghe.

Il secondo problema, imprevisto, ma del quale abbiamo parlato nella parte introduttiva, è dovuto all'errore di diminuzione dell'interasse, che non coincidendo più con quello dei fori del carter non permetteva il montaggio delle ruote.

Questo successivo inconveniente è stato risolto riducendo in scala i carter del riduttore e andando ad aggiustare i fori per gli alberi e le sedi dei cuscinetti non che gli alloggiamenti per i vari accessori, come tappi e paraolio.

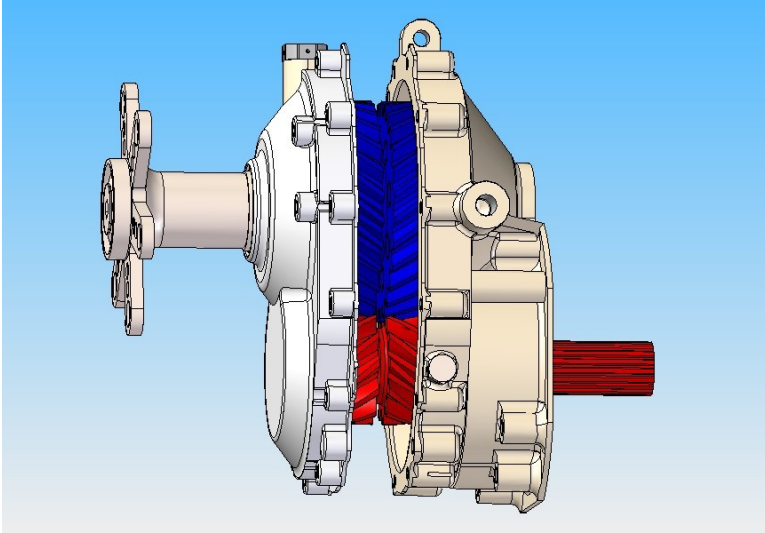


Fig. 2.26 – Assemblaggio senza distanziale –

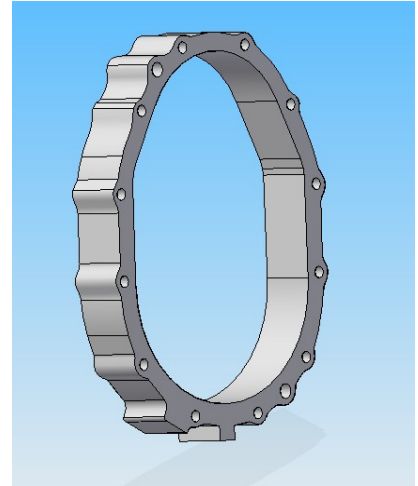


Fig. 2.27 –Distanziale –

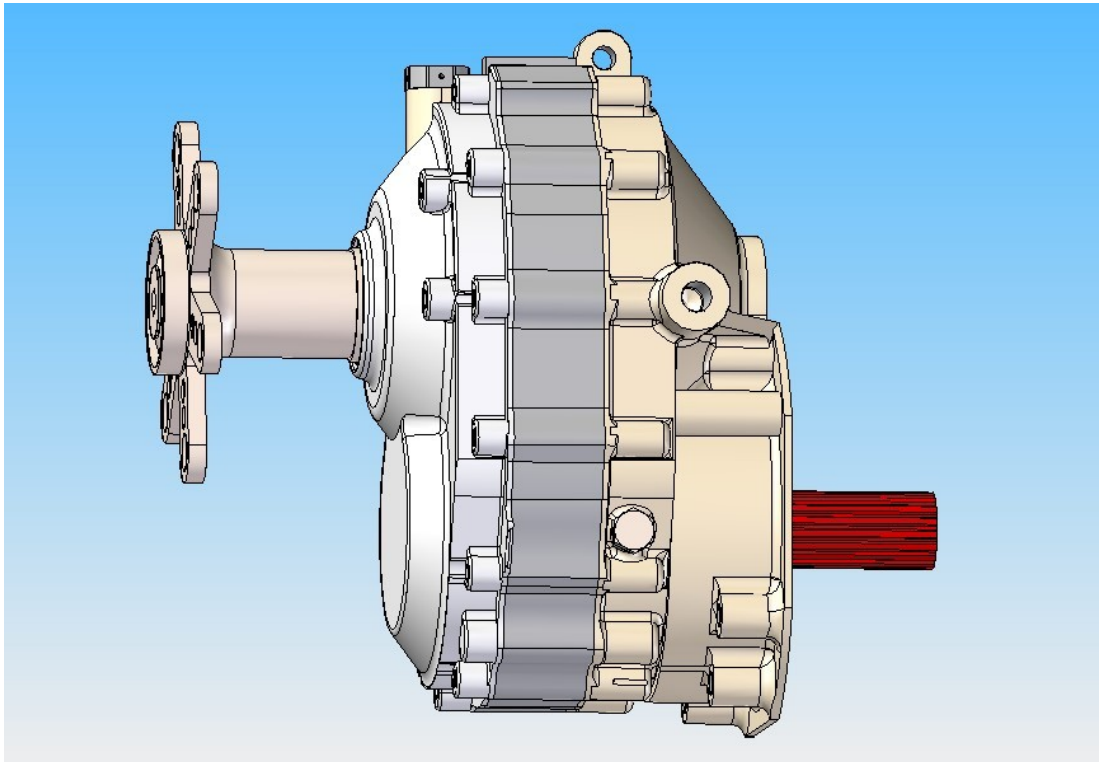


Fig. 2.28 – Assemblaggio completo –

3. – NUOVI CARTER PER IL RIDUTTORE

I risultati ottenuti con la seconda evoluzione si sono dimostrati molto soddisfacenti dal punto di vista del rotismo poiché si è riusciti a trasmettere i 300 cv prefissati con alberi e ruote di dimensioni e costi accettabili. Ma ci si è presto resi conto che il carter ridotto in scala non era una soluzione pienamente soddisfacente.

Per questo motivo siamo arrivati alla decisione di realizzare dei nuovi carter partendo da zero in modo che fossero più compatti e leggeri possibili. Gli unici vincoli sono che possano ospitare gli alberi con le ruote biellicoidali dall'interasse ridotto realizzati precedentemente nella seconda evoluzione, e conservi le geometrie per il fissaggio ricavate dal riduttore Simonini in modo da garantire la massima versatilità di utilizzo.

Si vuole inoltre che sia possibile installarlo anche in versione da 150 cv, ovvero con ruote semplici, e per ottenere ciò si utilizzerà ancora un modello con due semicarter più un distanziale opzionale da impiegare solo con le ruote doppie.

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 metà asimmetriche facendo in modo sia, oltre che sufficientemente resistente, anche di semplice montaggio.

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

- per costruzione di uno scatolato in lamiera piegata e saldata;
- per fusione;
- per asportazione di truciolo da pezzo pieno;
- per stampaggio o fucinatura.

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.

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 medio piccole si praticano fusioni in terra, mentre per grandi serie conviene usare fusioni in conchiglia. 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.

Per il nostro progetto si è scelto di realizzare un carter per fusione.

Altra scelta da prendere è quella che concerne al materiale da impiegare. Il carter originale del riduttore Simonini è una fusione di alluminio. L'alluminio, in tutte le sue leghe, è un materiale molto impiegato in campo aeronautico e automobilistico per le sue doti di resistenza e soprattutto il basso peso specifico. Possiede anche ottime doti tecnologiche di duttilità e malleabilità che lo rendono facile da lavorare con svariate tecniche e anche versatile per la fusione.

Noi però abbiamo optato per una scelta differente: il magnesio. È infatti un materiale che si presta molto bene al nostro impiego, e del quale nel capitolo seguente vedremo meglio le caratteristiche.

Questo materiale viene impiegato già da tempo in campo motociclistico e automobilistico ma sono ancora poche le applicazioni nel settore aeronautico poiché fino a poco tempo fa il suo utilizzo era vietato per legge da normative internazionali. Ma dato che allo stato odierno è possibile usarlo abbiamo deciso di farlo.

4. – MATERIALE UTILIZZATO: IL MAGNESIO

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 scocca 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 di Kevlar incorporati in una matrice di resina. In questo caso la densità è assai ridotta (indicativamente è dell'ordine di 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 gran 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 una 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 a trazione e il suo modulo elastico per unità di peso sono più elevati di quelli della plastica e se a questo si aggiunge la sua completa riciclabilità.

In passato, il magnesio fu usato in maniera massiva durante la I e la II Guerra Mondiale in campo aerospaziale ed aeronautico, ma in seguito, ad

esclusione di applicazioni di nicchia in campo militare e nelle centrali nucleari, l'interesse per questo metallo decrebbe notevolmente a causa degli alti costi di produzione e della sua insufficiente resistenza alla corrosione, problema che è stato ormai risolto con lo sviluppo di trattamenti e di riporti protettivi di nuova generazione, unitamente alla disponibilità di leghe di elevata purezza o di nuova composizione. Storicamente la Volkswagen Beetle (il famoso Maggiolino) ha rappresentato la più consistente applicazione delle leghe di magnesio in campo automobilistico. In questa vettura si ottenne un risparmio di peso di ben 50 Kg realizzando la scatola del cambio e il carter del motore con una fusione di lega di magnesio piuttosto che con una fusione in ghisa. La diminuzione di peso era, in questo caso una scelta obbligata per la stabilità della vettura, poiché alloggiava il motore nella parte posteriore.

Per quanto riguarda l'infiammabilità del magnesio e i rischi che essa potrebbe comportare, si tratta eventualmente di una cattiva fama legata a scarsa informazione in merito. Quasi tutti i materiali metallici sono infiammabili, quando sono in polvere. Basta pensare all'alluminio e allo zinco (largamente impiegato in pirotecnica). Il magnesio si accende con una facilità leggermente maggiore, rispetto all'alluminio ma senza reali rischi. Per quanto riguarda i componenti realizzati in magnesio, non ci sono problemi di questo genere.

4.1. – Caratteristiche Chimico Fisiche

Il Magnesio (simbolo chimico Mg) possiede una bassissima densità ed un'elevata resistenza specifica e risulta essere il più leggero tra i metalli con impiego strutturale. Possiede una densità di $1,738\text{g/cm}^3$ a 293K ed è usato solitamente in forma di lega. Il magnesio è un metallo reattivo e di solito si trova in natura sotto forma di ossidi, carbonati e silicati, spesso in combinazione con calcio.

Densità: 1.738 g/cm^3

Punto di fusione: 650°C

Punto di ebollizione: 1110°C

Calore specifico a 20°C : $0.37\text{ cal / (g}\cdot^\circ\text{C)}$

Calore latente di fusione: 85 cal / g

Conducibilità elettrica: $24 \times 10^4\text{ mho / cm}$ (pari al 38% di quella del Cu)

Conducibilità termica a 20°C : $0.37\text{ cal / (cm}\cdot^\circ\text{C}\cdot\text{s)}$

Coefficiente di dilatazione tra $20 - 100^\circ\text{C}$: $26.1 \times 10^{-6}\text{ cm / }^\circ\text{C}$

Potenziale normale di elettrodo: -2.34 Volt

Possiede una struttura cristallina esagonale, questo rende possibile la formazione di molte soluzioni solide con gli elementi di uso commerciale come Alluminio, Zinco, Litio, Cerio, Argento, Zirconio e Torio.

Le leghe ottenute per colata predominano sopra i prodotti modellati, a causa sia delle difficoltà nell'ottenere geometrie complesse da deformazione plastica, sia delle temperature di lavorazione (sopra 250°C), che portano allo sviluppo di ulteriori piani di slittamento.

4.2. – Caratteristiche Meccaniche e Applicazioni

Le leghe di magnesio possiedono una buona lavorabilità sia alla alle macchine utensili ed ottima colabilità; inoltre la buona stabilità dimensionale conferisce una velocità di ritiro costante durante la solidificazione e la quasi assenza di stress dovuti al ritiro.

I vantaggi nell'impiego del magnesio e delle leghe di magnesio sono i seguenti:

- Minore densità rispetto a qualsiasi materiale metallico con impieghi strutturali;
- Elevata resistenza specifica;
- Buona colabilità, ottenibile con elevate pressioni durante il processo di presso-fusione;
- Ottima lavorabilità alle macchine utensili (le leghe di magnesio hanno una più bassa resistenza agli utensili da taglio rispetto alla gran parte dei materiali metallici. Ciò fa sì che si possa tornirle e fresarle ad alta velocità risparmiando su tempi e costi di lavorazione e sull'usura degli utensili);
- Buona saldabilità con sistemi ad atmosfera protetta;
- Buona resistenza a corrosione delle leghe ad elevata purezza;
- Abbondanza in natura;
- Buona dissipazione del calore (la conducibilità termica del magnesio è molto più alta di quella della plastica);
- Schermatura elettromagnetica;
- Assorbimento delle vibrazioni;
- Duttilità;
- Abbondanza in natura (il magnesio è l'ottavo elemento più diffuso sulla terra);
- Completa riciclabilità.

Analizzando anche gli aspetti negativi troviamo:

- Basso modulo elastico;
- Limitata lavorabilità a caldo e tenacità;
- Limitata resistenza meccanica e a creep alle temperature elevate;
- Elevato grado di ritiro durante la solidificazione;
- Elevata reattività chimica;
- Limitata resistenza a corrosione in alcune applicazioni.

4.3. – Leghe di Magnesio

Il magnesio si trova facilmente in commercio con purezze che superano il 99,8% , tuttavia è raramente usato per applicazioni industriali senza essere legato con altri metalli, a causa delle sue proprietà meccaniche non eccelse. Gli alliganti tipici come alluminio, manganese, zinco, torio, zirconio, argento, terre rare permettono di ottenere leghe leggere per applicazioni strutturali. Il magnesio si presta molto bene ad essere alligato con questi elementi per via della sua composizione atomica. La quantità massima di elementi alliganti è limitata dalla solubilità allo stato liquido dell'elemento nel metallo fuso così come dalle interferenze tra elementi competitivi aggiunti.

La designazione e la composizione chimica a cui si fa riferimento per le leghe di magnesio è quella ASTM fissata nella ASTM B 275. Nella figura 4.1 seguente è spiegato il criterio in cui le leghe di magnesio sono designate secondo tale norma.

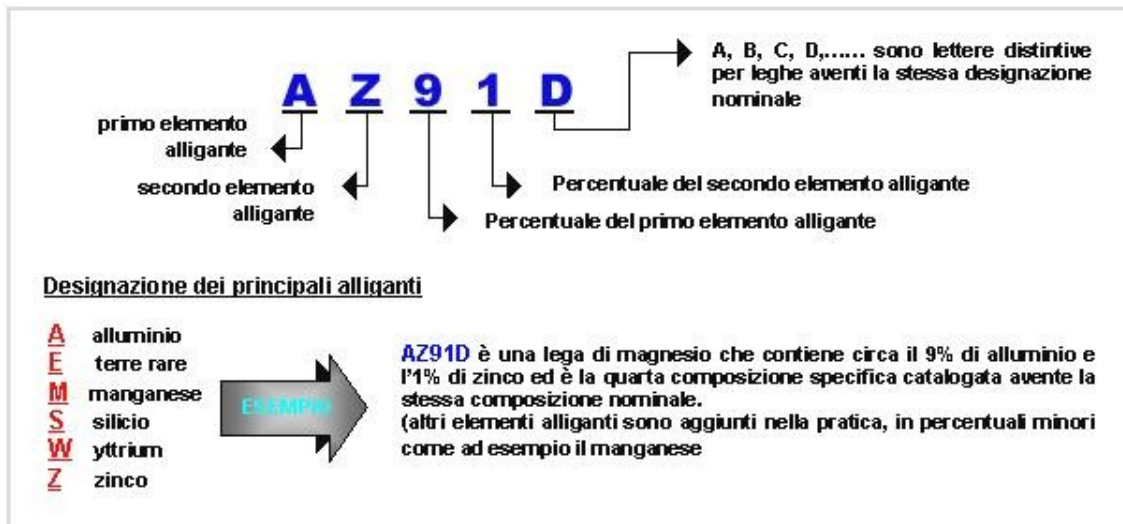


Fig. 4.1 – Designazione leghe di magnesio –

Fra la molteplicità delle leghe presenti in commercio si possono distinguere per composizione chimica due grandi famiglie, ovvero quelle a base di **alluminio** e quelle a base di **zinco**.

Nelle leghe Mg – Al – Zn la concentrazione dell'alluminio è variabile dal 4 al 10%, lo zinco dal 0.3 % e il 3.3% mentre il manganese è presente in tenori dello 0.15%. L'alluminio è l'elemento determinante agli effetti dell'aumento delle caratteristiche meccaniche della lega sottoposta a bonifica, infatti anche se aggiunto in piccole percentuali ha promosso lo sviluppo di leghe con un'elevata resistenza specifica ottenute per deformazione plastica. Lo zinco aumenta la duttilità, mentre il manganese migliora la resistenza alla corrosione.

Le leghe Mg – Zn – Zr hanno una concentrazione nominale dello zinco del 4.5%. Tenori elevati di zinco determinano un aumento del limite di snervamento ed una diminuzione dell'allungamento. Le leghe Mg – Zn senza aggiunte di zirconio presentano fragilità a caldo per cui nel raffreddamento di solidificazione si cricciano facilmente. Lo zirconio è presente in concentrazioni che vanno da 0.4% a 1%, e determina in queste leghe delle caratteristiche meccaniche superiori alle leghe Mg – Al – Zn. Questo miglioramento è dovuto all'effetto affinante dello zirconio che si

esplica con la precipitazione di piccoli nuclei di tale metallo durante la solidificazione della lega. Tali nuclei funzionano da germi di cristallizzazione e si ritrovano infatti al centro dei cristalli della lega solidificata.

In alcune di queste leghe sono anche presenti terre rare in tenori che vanno dall'1% al4% ed aumentano la resistenza allo scorrimento a caldo. Tale fenomeno è ancor più accentuato dalla presenza di Torio anch'esso in concentrazioni che vanno dall'1% al 4%.

Altri elementi alliganti sono:

- il **rame**, che migliora la conducibilità termica, ma dal punto di vista della corrosione è uno degli elementi più dannosi. Si aggiunge quindi alle leghe destinate a parti interne di motori sottoposti a riscaldamento, ma contemporaneamente protette da un costante velo d'olio.
- il **silicio** che diminuisce il coefficiente di dilatazione per cui entra a far parte delle leghe per pistoni di motori a scoppio, ma aumenta la fragilità e diminuisce la resistenza alla corrosione.
- l'**argento**, che genera, al pari delle terre rare, soluzioni solide soprassature nel magnesio, che se opportunamente invecchiate creano per precipitazione notevoli indurimenti ed alti limiti di snervamento. Tali proprietà si mantengono anche ad alte temperature.
- titanio e cobalto, i quali agiscono come l'argento, ma il cobalto ha una azione dannosa nei confronti della corrosione.

4.4. – Trattamenti Termici

Le leghe di magnesio con tenori di alluminio superiori al 6%, e quelle contenenti zirconio e terre rare possono essere assoggettate a cicli termici per il miglioramento di alcune loro caratteristiche meccaniche. Le altre leghe possono essere sottoposte a trattamenti di detensionamento o stabilizzazione per l'eliminazione di tensioni interne dovute al raffreddamento dei getti o alle lavorazioni meccaniche.

I principali trattamenti termici sono:

- **Ricottura**; ha lo scopo di riportare la struttura del materiale in condizione di equilibrio stabile. In questo trattamento si agisce sui parametri di temperatura e tempo in modo da ottenere le migliori condizioni finali.
- **Tempra in soluzione**; consiste in un riscaldamento della lega a temperatura tale da mandare in soluzione nel Mg le altre fasi e successivamente nel raffreddare rapidamente la soluzione così ottenuta in modo da mantenerla sia pure in condizioni di tensione, a temperatura ambiente. Questo trattamento aumenta notevolmente la resistenza a trazione e l'allungamento ed in alcune leghe anche il limite di fatica. La tempra di soluzione, nella pratica industriale è il processo di più larga applicazione per le leghe Mg – Al – Zn, mentre viene raramente applicata alle leghe Mg – Zn – Zr.
- **Invecchiamento**; si intende un riscaldamento della lega (da 170°C a 315°C) che ha lo scopo di far precipitare le fasi instabili presenti nel materiale con conseguente indurimento della lega. Nel caso delle leghe di magnesio l'invecchiamento può essere successivo alla tempra di soluzione, oppure, particolarmente nel caso delle leghe Mg – Zn – Zr, può essere effettuato direttamente dopo il raffreddamento di solidificazione. L'invecchiamento produce un innalzamento del limite di snervamento mentre la resistenza aumenta solo leggermente. L'allungamento diminuirà rapidamente tanto da arrivare a volte a valori inferiori a quelli del grezzo.

4.5. – Materiale Scelto

Dopo aver studiato le caratteristiche delle varie leghe di magnesio presenti sul mercato e le proprietà che offrono si è scelto di utilizzare per il nostro carter la lega ZK61A (T6). È una lega a base di zinco con buona resistenza e duttilità sulla quale è stato eseguito un trattamento di tempra e invecchiamento artificiale.

Vediamo riportate in tabella le principali caratteristiche fornite da un sito internet specializzato del settore.

Proprietà chimiche

Element	Content (%)
Magnesium, Mg	92.1-93.9
Zinc, Zn	5.5-6.5
Zirconium, Zr	0.60-1
Copper, Cu	≤ 0.10
Nickel, Ni	≤ 0.010
Remainder	≤ 0.30

Proprietà fisiche

Properties	Metric	Imperial
Density	1.83 g/cm ³	0.0661 lb/in ³
Melting point	520 - 635 °C	968 - 1180 °F

Proprietà meccaniche

Properties	Metric	Imperial
Tensile strength	310 MPa	45000 psi
Yield strength (@strain 0.200 %)	195 MPa	28300 psi
Elongation at break	10%	10%
Poisson's ratio	0.35	0.35
Elastic modulus	45 GPa	6530 ksi
Shear modulus	17 GPa	2470 ksi
Hardness, Brinell	70	70
Hardness, Knoop	93	93
Hardness, Vickers	80	80
Machinability	100	100

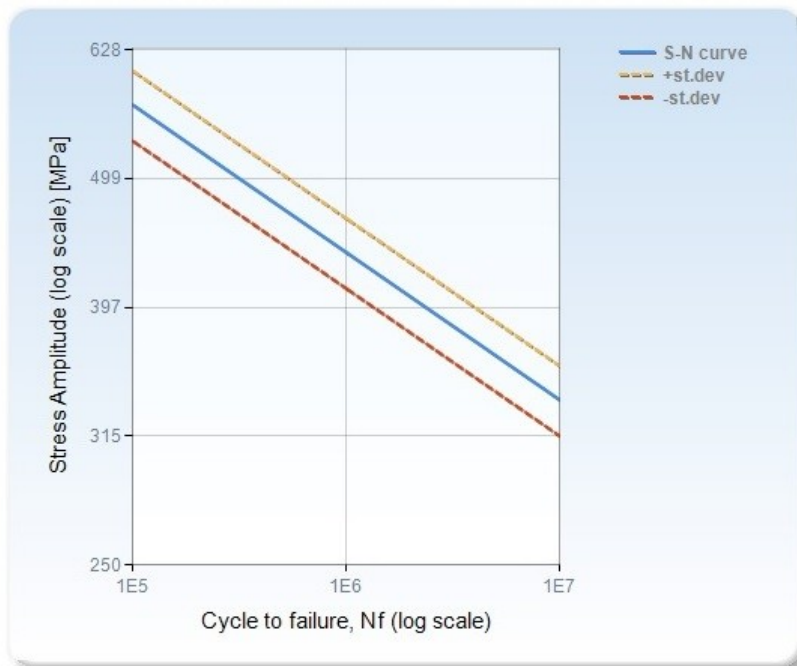
Proprietà termiche

Properties	Metric	Imperial
Thermal expansion co-efficient (@0.000-100°C/32-212°F)	27 $\mu\text{m}/\text{m}^\circ\text{C}$	15 $\mu\text{in}/\text{in}^\circ\text{F}$
Thermal conductivity	120 W/mK	833 BTU in/hr.ft ² .°F

Comportamento a fatica

Orientamento	Provino	Resistenza a Fatica (MPa)	Numero di cicli
-	Unnotched	336	1E7

Commento: Experimental values available - data and coefficients recalculated and refitted by Key to Metals AG.



Cicli completi prima della Rottura, Nf	Ampiezza della Sollecitazione [MPa]
1E5	570
1E6	438
1E7	336

5. – PROGETTAZIONE DEL CARTER

Osservando che il carter viene montato a sbalzo, ovvero fissato al blocco motore tramite l'apposita piastra utilizzando viti mordenti, mentre resta libero dal lato sul quale verrà montata l'elica, si è deciso di realizzare 2 semicarter fortemente asimmetrici. Un semicarter lato motore più voluminoso e con una solida struttura di fissaggio, e un semicarter lato elica più sottile che fungesse solo da “coperchio” per il restante corpo del riduttore.

5.1. – Carter Lato Motore

Come detto precedentemente i vincoli imposti sono dati dal contenimento degli alberi illustrati in precedenza. Li riprendiamo in mano ora opportunamente quotati per renderci conto degli ingombri.

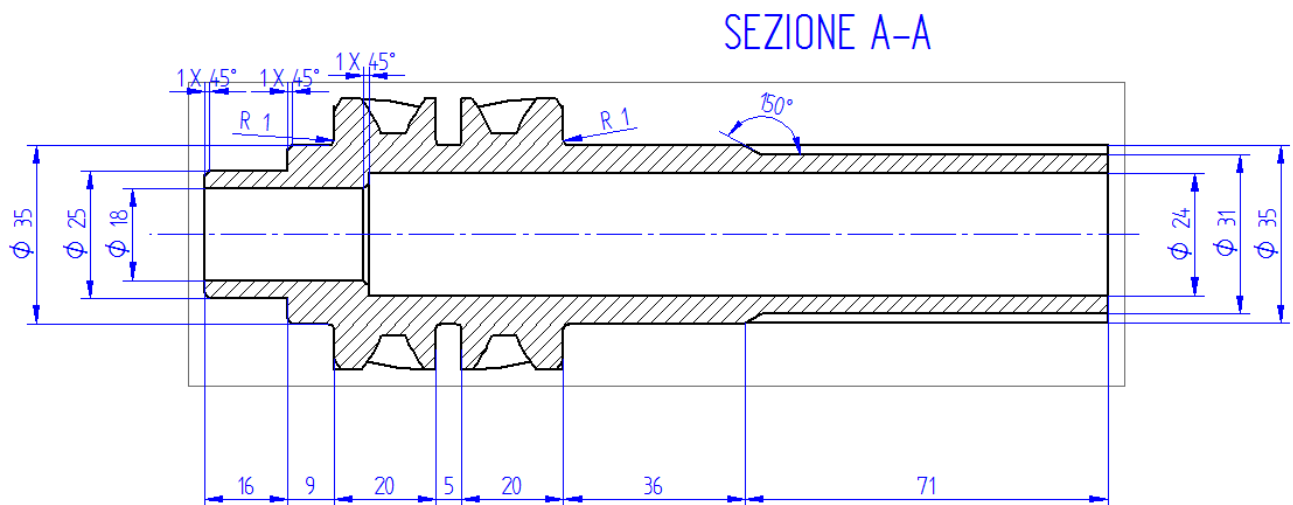


Fig. 5.1 – Tavola albero motore –

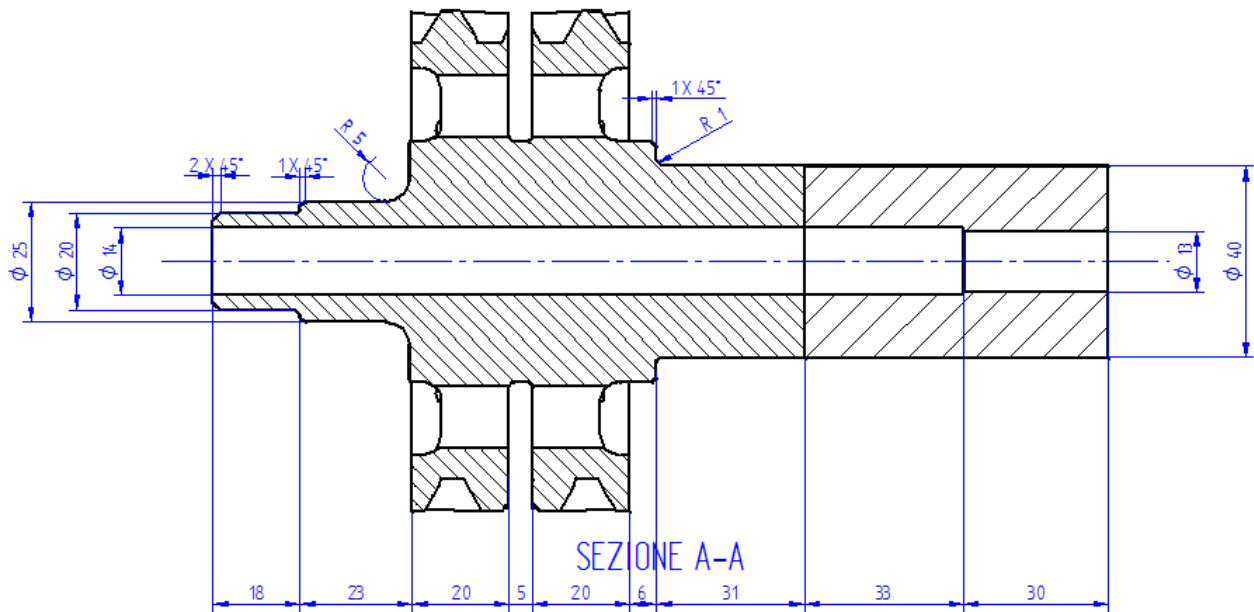


Fig. 5.2 - Tavola albero condotto -

Siamo quindi partiti con la progettazione imponendo l'interasse, i diametri delle sedi dei cuscinetti e i diametri esterni delle ruote.

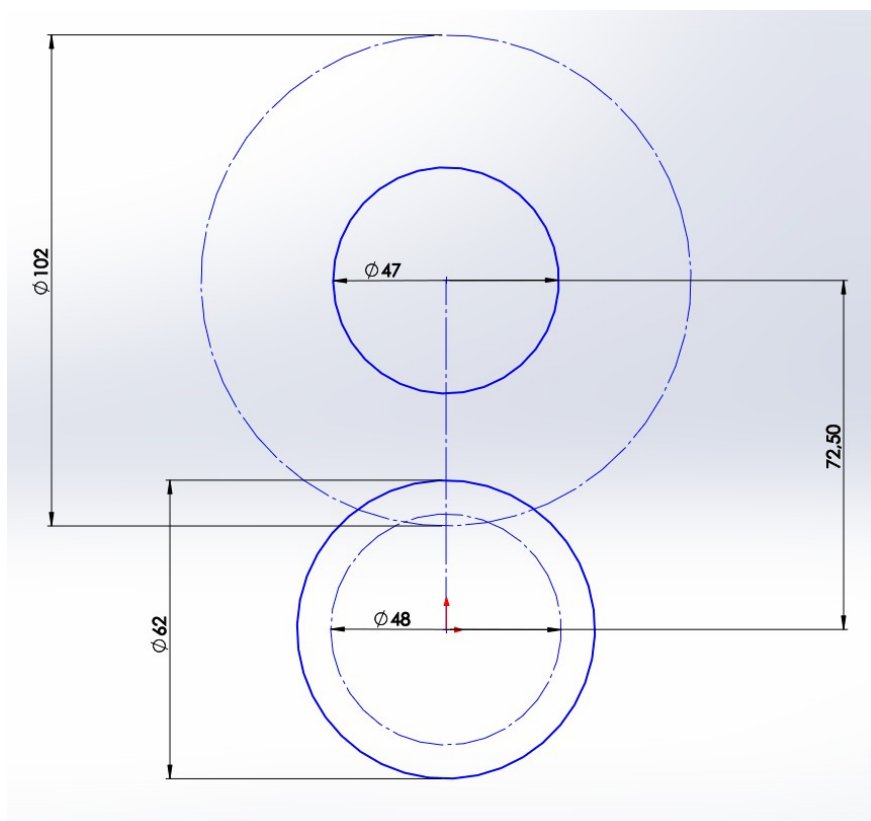


Fig. 5.3 - Schizzo con interasse e diametri -

Per quel che riguarda la forma esterna abbiamo cercato di creare un profilo semplice, che rispetti l'ingombro del riduttore al suo interno ma rimanendo "aderente", minimizzando cioè gli spazi morti per avere un peso minore. Si è venuta così a creare una forma a "8" che è successivamente stata svuotata all'interno e sformata all'esterno.

Ricordiamo che il carter funzionerà in bagno d'olio quindi la riduzione degli spazi morti comporta anche una minor quantità di lubrificante all'interno.

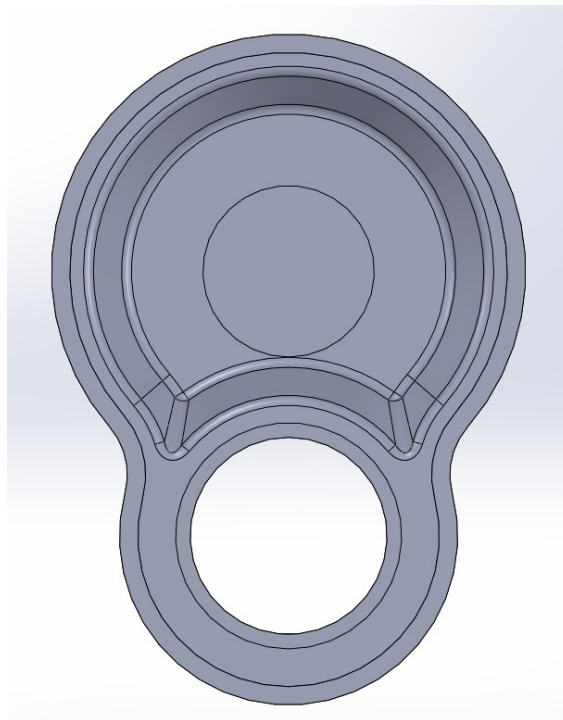


Fig. 5.4 - Forma di base -

Modellata la forma di base si è quindi proceduto alla creazione di tutte le altre parti necessarie al funzionamento del riduttore.

Innanzitutto la superficie di contatto con l'altro semicarter e i fori per il serraggio (12 per viti M6).

Nella parte superiore troviamo due colonnette orizzontali con fori filettati per il fissaggio al castello motore e sulla sommità un anello per ulteriore fissaggio con cavo d'acciaio in tensione.

Si praticano i fori per l'installazione degli accessori quali tappi e degasatore, che vedremo in seguito.

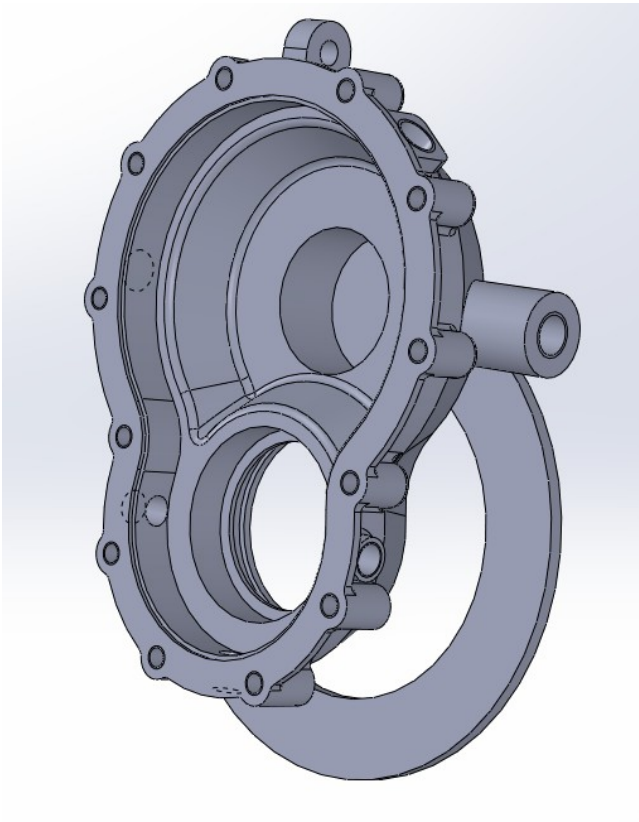


Fig. 5.3 - Carter lato motore, vista frontale -

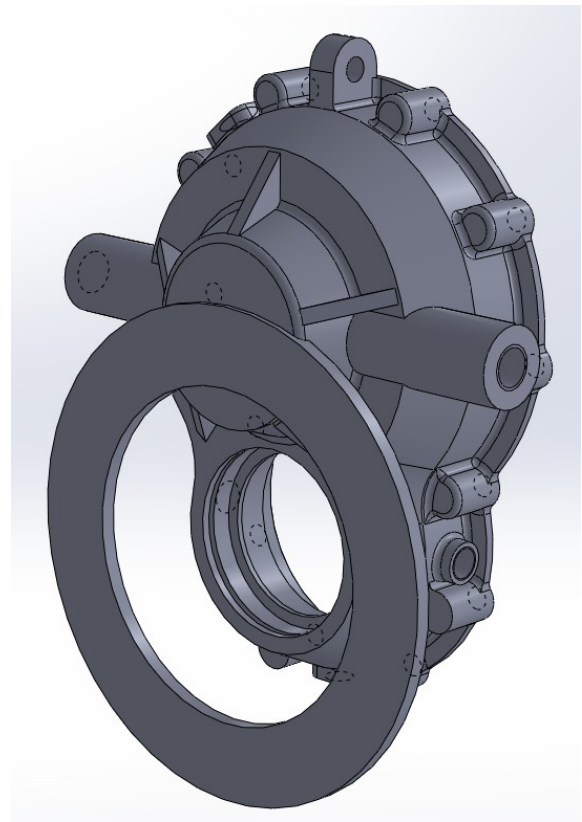


Fig. 5.4 - Carter lato motore, vista posteriore -

Per il corretto centraggio delle due parti, invece delle solite spine si è scelto di realizzare un bordo di riferimento incavato con una sezione di 1x1mm che sarà poi replicato, in positivo, nell'altro carter. Questa soluzione è facilmente realizzabile e non accresce i costi di produzione poiché una macchina automatica è in grado di realizzare il profilo con grande precisione in pochissimi secondi, ed evita con ciò l'impiego dei perni.

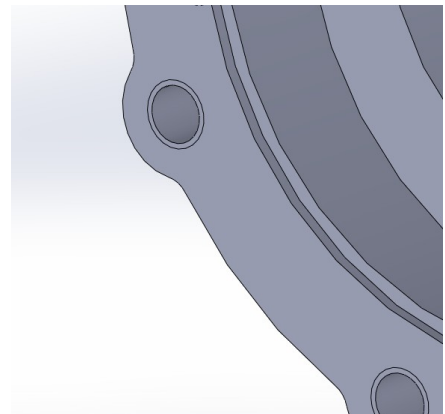


Fig. 5.5 - Particolare del bordo per il centraggio -

Resta ora la parte più delicata, ovvero collegare in modo efficace e robusto la piastra di fissaggio al motore con il corpo del carter, mantenendo la struttura quanto più possibile snella e leggera.

Allo scopo di perseguire tale obiettivo si sono ricavate delle colonnette di sostegno che vadano a collegarsi nei punti più solidi, come per esempio le sedi per i bulloni. Si sono congegnate quattro colonnette verticali nella parte superiore, e quattro a sezione inclinata nella parte inferiore.

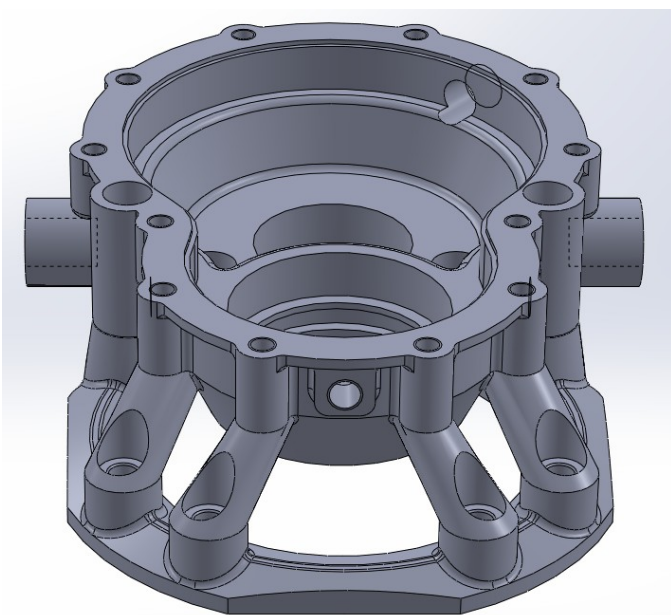


Fig. 5.6 – Carter lato motore, vista dal basso –

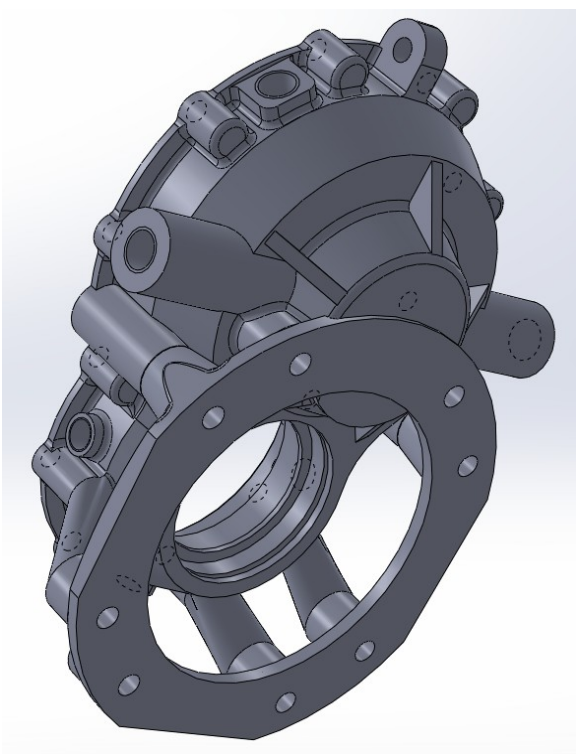


Fig. 5.7 – Carter lato motore, vista $\frac{3}{4}$ retro –

5.2. – Carter Lato Elica

Anche per il secondo semicarter, quello sul lato in cui sarà montata l'elica, si è partiti imponendo l'interasse e le sedi dei cuscinetti. Per il profilo e esterno e i fori di serraggio si è ovviamente ricalcato fedelmente il semicarter sul lato motore, affinché tutto combaciasse perfettamente.

Viene riprodotto il profilo per il centraggio, questa volta però in rilievo, e la sede per il paraolio. Questa carter risulta più semplice e compatto poiché deve fungere solamente da sostegno per i cuscinetti e chiusura per l'altra parte sul lato motore.

Unico particolare da osservare è la presenza di un profilo circolare attorno alla sede del cuscinetto dell'albero condotto (nella parte superiore) con 6 fori filettati M6, sul quale andrà fissata una flangia, appositamente ricavata, che manterrà bloccato il cuscinetto stesso in sede. Questo perché si tratta del cuscinetto a doppia corona di sfere (4208 ATN 9) che dovrà reggere la spinta assiale generata dall'elica.

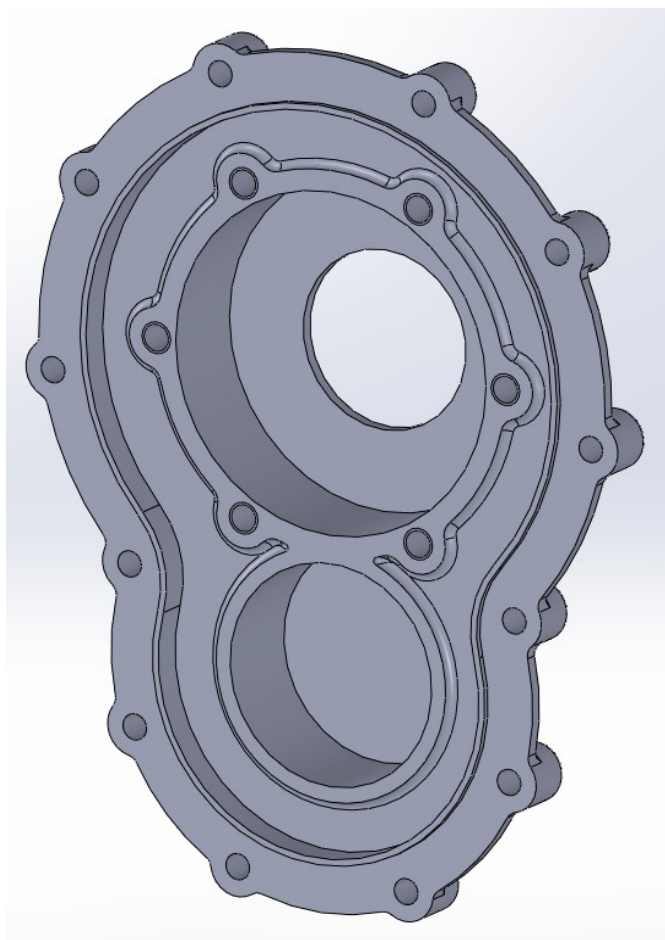


Fig. 5.8 – Carter lato elica, vista $\frac{3}{4}$ frontale –

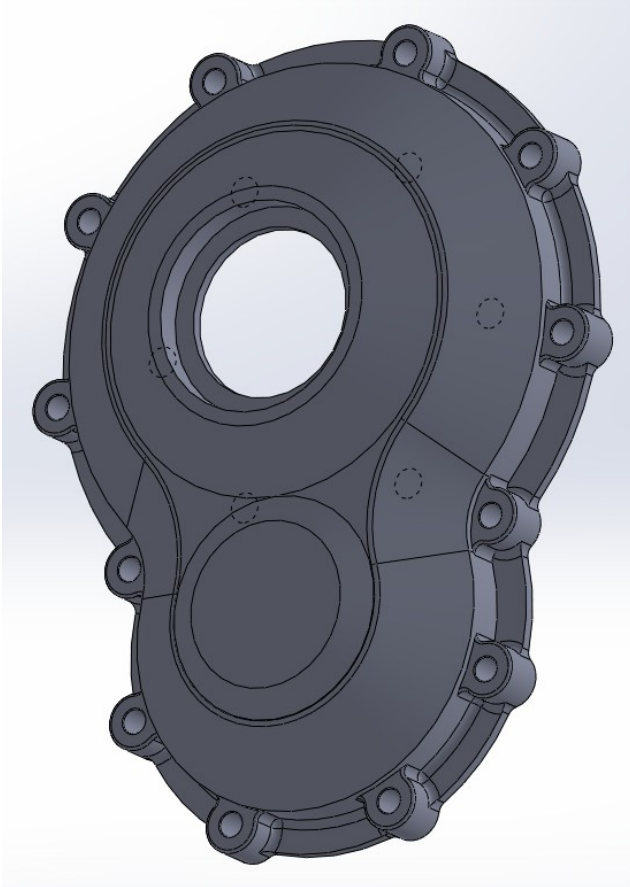


Fig. 5.9 – Carter lato elica, vista $\frac{3}{4}$ retro –

5.3. – Distanziale

I due semicarter fin qui prodotti, se chiusi, conterrebbero in modo corretto gli alberi con le ruote semplici, mentre per l'assemblaggio con le ruote bielcoidali da 300 cv è necessario un distanziale.

Questo semplice componente riprende per tutta la sua larghezza 30 mm la superficie di contatto fra i due carter precedenti, con i fori passanti per le viti di serraggio e i profili di centraggio, scavato su di un lato ed estruso sull'altro.

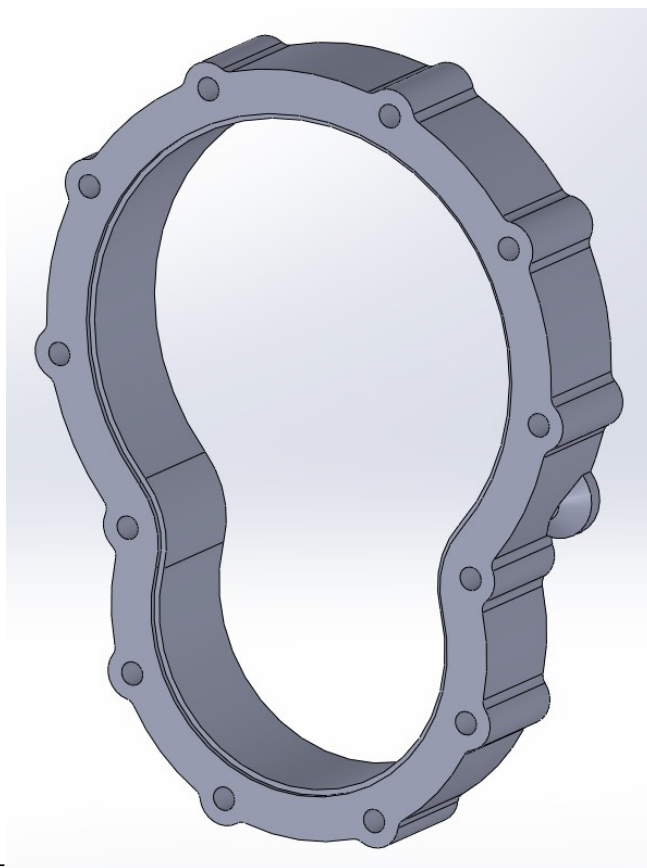


Fig. 5.10 – Distanziale –

5.4. – Altri Componenti Specifici

Fra gli altri particolari realizzati appositamente per questa applicazione troviamo la flangia di bloccaggio del cuscinetto della quale abbia disquisito poc'anzi, e l'interfaccia per il montaggio dell'elica. Quest'ultima è formata da un cilindro con profilo scanalato interno e una flangia forata nella quale andrà fissata l'elica. Sull'estremità del profilo scanalato è ricavato un bordo rialzato sul quale farà tenuta il paraolio.

Si esegue il montaggio innestando il profilo scanalato sull'albero condotto, la cui estremità andrà a premere sull'anello interno del cuscinetto. Il tutto viene

mantenuto solidale andando a serrare la flangia tramite il foro filettato centrale ricavato nell'albero condotto, e interponendo fra i due una apposita boccola conica. Così facendo il cuscinetto risulta completamente bloccato: nel lato interno dallo spallamento presente sull'albero e dalla flangia, e nel lato esterno dal carter e dal profilo scanalato. Ed è quindi più agevolato nel resistere alla spinta assiale.

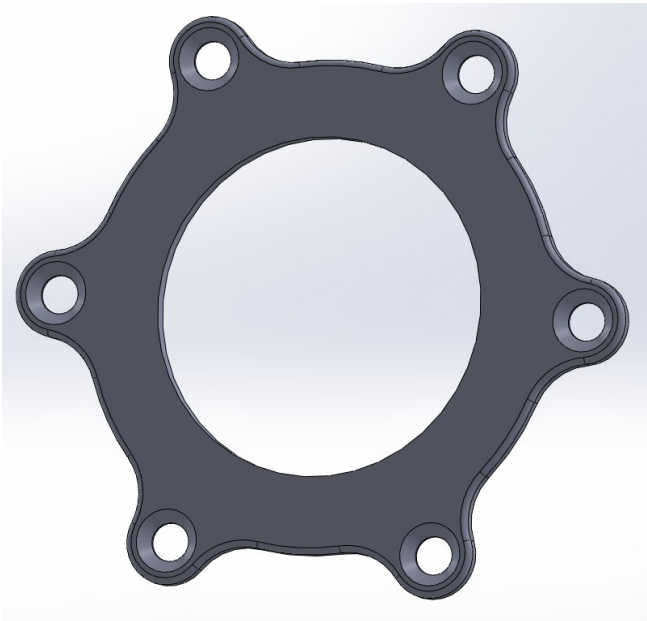


Fig. 5.11 - Flangia di bloccaggio -

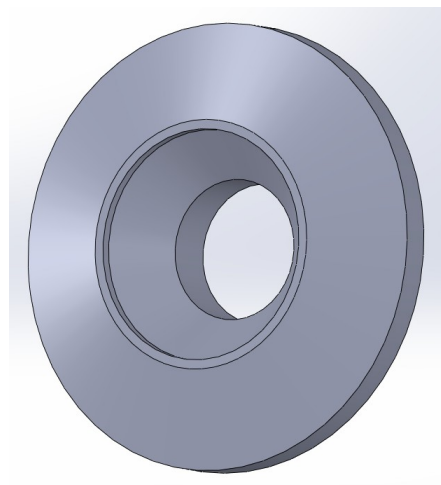


Fig. 5.12 - Boccola conica -

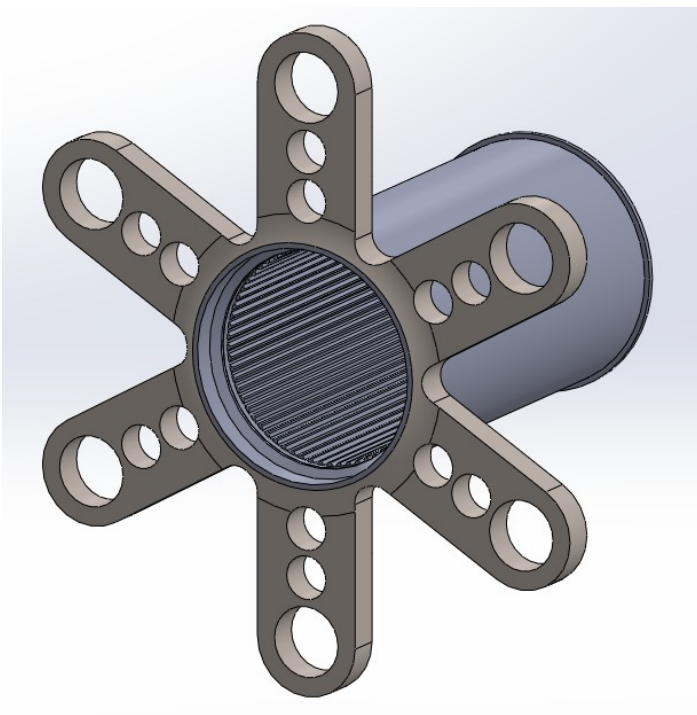


Fig. 5.13 - Interfaccia per il montaggio dell'elica -

5.5. – Componenti Commerciali

Per evitare fuori uscite di lubrificante dagli organi in movimento (alberi e carter) si utilizzano delle tenute (paraolio).

In funzione dei diametri degli alberi sono stati scelti i seguenti paraolio:

35x62x7 HMS5 RG, per l'albero motore;

SD 45x55x4, per l'albero elica.

Entrambi prodotti da SKF; il primo è una tenuta standard a singolo labbro e molla di rinforzo. *RG* indica il materiale che in questo caso è gomma nitrilica.

Il secondo fa parte di una serie con altezza ridotta, con un labbro principale e uno parapolvere, entrambi in poliuretano, mentre l'anello di rinforzo è in nylon.



Fig. 5.14 – Paraolio SKF serie HMS5 –

Si installeranno inoltre i seguenti componenti:

- Tappo a testa cilindrica con esagono incassato (TCEI) a norma DIN 908 in lega leggera d'alluminio 41D – M8, per lo scarico del lubrificante;



Fig. 5.15 – Tappo Nostrali serie 41D –

- Spia di livello in lega d'alluminio con oblò in vetro 38D – G1/4;



Fig. 5.16 – Spia livello olio Nostrali serie 38D –

- Tappo con sfiato (degasatore) a testa esagonale in lega leggera d'alluminio 34A.F – M14.



Fig. 5.16 – Degasatore Nostrali serie 34A.F –

Quest'ultima componentistica è invece stata reperita sul catalogo Nostrali, in alluminio per continuare con coerenza sulla strada della massima leggerezza intrapresa fin dal principio.

Per concludere rientrano in questo gruppo anche i cuscinetti dei quali abbiamo discusso precedentemente e che verranno ancora una volta acquistati dal catalogo SKF.

6. – VERIFICA DEL CARTER

6.1. – Analisi agli Elementi Finiti

Oggi giorno, per verificare se un nuovo componente meccanico è ben strutturato e sufficientemente resistente da sopportare i carichi che gli saranno applicati durante il funzionamento, prima di passare alla produzione di un prototipo, si fa massiccio impiego di simulazioni con analisi agli elementi finiti. L'analisi a elementi finiti (FEA) consiste nella modellazione di prodotti e sistemi in un ambiente virtuale allo scopo di individuare e risolvere potenziali o effettivi) problemi strutturali di prestazioni.

Uno dei concetti base su cui si fonda il metodo di analisi strutturale agli elementi finiti è quello della discretizzazione, ovvero l'atto di scegliere soltanto un certo numero di punti discreti di un corpo. Ciò equivale a descrivere una struttura attraverso un numero finito di punti. Un modo per discretizzare una struttura è quello di dividerla in un sistema equivalente di strutture più piccole o unità, tali che il loro assemblaggio dia luogo alla struttura reale.

Per un numero così grande di suddivisioni, non è possibile analizzare manualmente un così grande volume di dati, si ricorre perciò all'elaboratore elettronico; anche perché il metodo può essere programmato per poter essere eseguito da un computer in maniera relativamente semplice.

L'analisi a elementi finiti può essere utilizzata nella progettazione di nuovi prodotti o per perfezionare un prodotto esistente, assicurando che il progetto sia in grado di rispettare le specifiche prestazionali prima di andare in produzione. L'analisi FEA consente di:

- prevedere e migliorare le prestazioni e l'affidabilità di un prodotto
- ridurre il ricorso a prototipi e collaudi fisici
- valutare diversi progetti e materiali
- ottimizzare i progetti e ridurre il consumo di materiali

Per la nostra simulazione ci avvarremo dell'apposito software SolidWorks Simulation, già incluso nel pacchetto di SolidWorks 2012 con il quale abbiamo costruito i componenti. La procedura si articola ora in diverse fasi ma analizzerà solamente la struttura esterna del carter, tralasciando gli alberi e le ruote che sono già stati opportunamente verificati, e i componenti commerciali (come ad esempio i cuscinetti) i quali sono ampiamente testati dal produttore.

6.2. – Definizione del Materiale e Imposizione dei Vincoli

In questa simulazione, dopo aver creato l'assieme con i due semicarter interposti dal distanziale, le viti per il serraggio degli stessi e quelle per il fissaggio al blocco motore, andiamo a definire i materiali.

Le principali proprietà meccaniche utili per il calcolo successivo sono:

- **E**, modulo di elasticità (Kg./cmq.);
- **G**, modulo di elasticità trasversale (Kg./cmq.);
- Coefficiente di espansione termica (per analisi di sforzi derivanti da dilatazioni termiche);
- Massa per unità di volume (per analisi sismica);
- Peso per unità di volume (per poter avere il calcolo automatico del peso proprio della struttura, o gli sforzi di compressione sui pilastri calcolati automaticamente dal programma di calcolo).

Il materiale da noi scelto è la lega di magnesio ZK61A (T6) della quale sono già note tutte queste proprietà.

Si impone quindi una relazione di unione rigida fra le tre sezioni che compongono il carter le quali verranno quindi analizzate come un corpo unico. Tale relazione sarà ottenuta nel corpo reale tramite il serraggio delle viti.

Si passa quindi alla definizione dei vincoli, quei punti cioè che resteranno fissi e in funzione dei quali si calcolerà la deformazione del corpo analizzato. Per semplicità di calcolo si sono presi come vincoli solamente le sezioni terminali delle viti di fissaggio, e non tutta la parte filettata del gambo che andrà a mordere nei fori sul blocco motore. Questa scelta comporterà sicuramente tensioni elevatissime sullo stelo delle viti e quindi la rottura delle stesse, ma questa situazione non è rilevante poiché non è necessario testare accuratamente il comportamento della bulloneria poiché risulta già collaudata dal produttore.

Nelle immagine sottostanti possiamo osservare i vincoli evidenziati in verde.

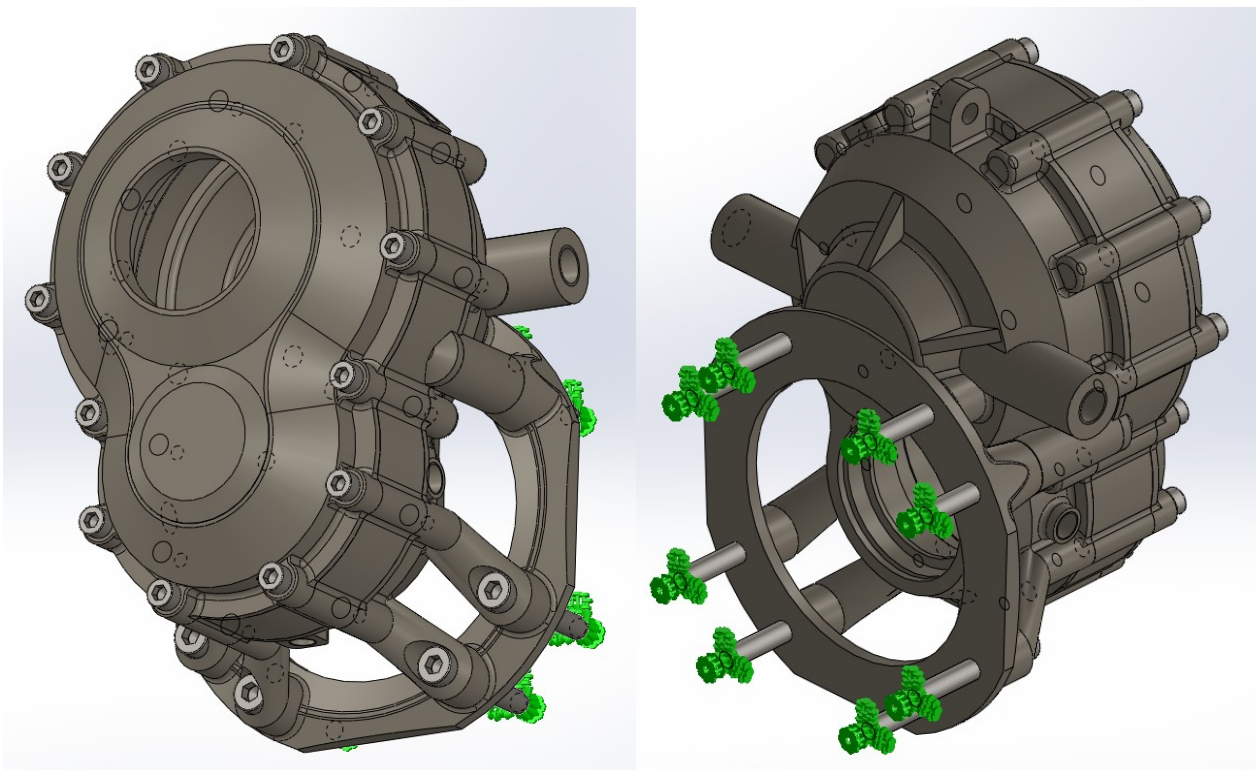


Fig. 6.1 e 6.2 – Carter assemblato con vincoli, viste ¾ anteriore e ¾ posteriore –

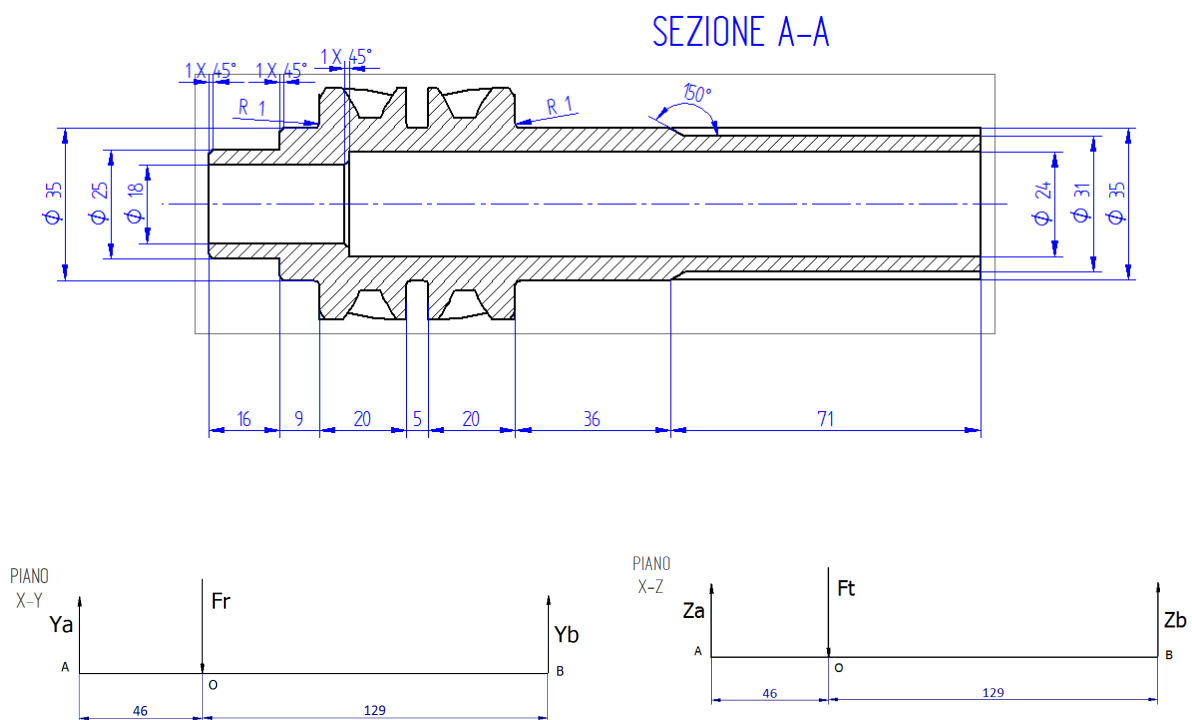
6.3. – Inserimento dei Carichi

Per simulare in FEA gli effetti di ambienti di lavoro reali, è possibile applicare diversi tipi di carico al modello, fra cui:

- carico nodale: forze, momenti, spostamenti, velocità, accelerazioni, temperature e flussi termici;
- carico elementare: carico distribuito, pressione, temperatura e flusso termico;
- carichi da accelerazione (gravità).

Riprendiamo i grafici che erano stati utilizzati per il dimensionamento degli alberi dai quali ricaveremo le forze operanti sul carter.

Per l'albero motore:



Si osserva però che le reazioni vincolari sono calcolate alle estremità dell'albero, mentre in questo caso è necessario conoscere la reazione che si scarica su i perni dei cuscinetti e di conseguenza nelle sedi sul carter.

Impostando le equazioni di equilibrio si possono comunque facilmente ricavare le intensità delle reazioni volute. Vediamo ad esempio il calcolo di Y_a e Y_b .

equilibrio alla rotazione - $F_r \cdot 38.5 - Y_b \cdot 68 = 0$

con $F_r = 7913 \text{ N}$ $Y_b = \frac{F_r \cdot 38.5}{68} = 4480 \text{ N}$

equilibrio alla traslazione - $Y_a - F_r + Y_b = 0$

$Y_a = 3432 \text{ N}$

Allo stesso modo si ricavano tutte le altre reazioni vincolari:

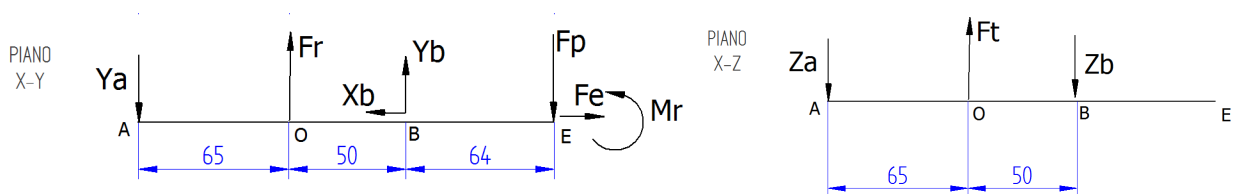
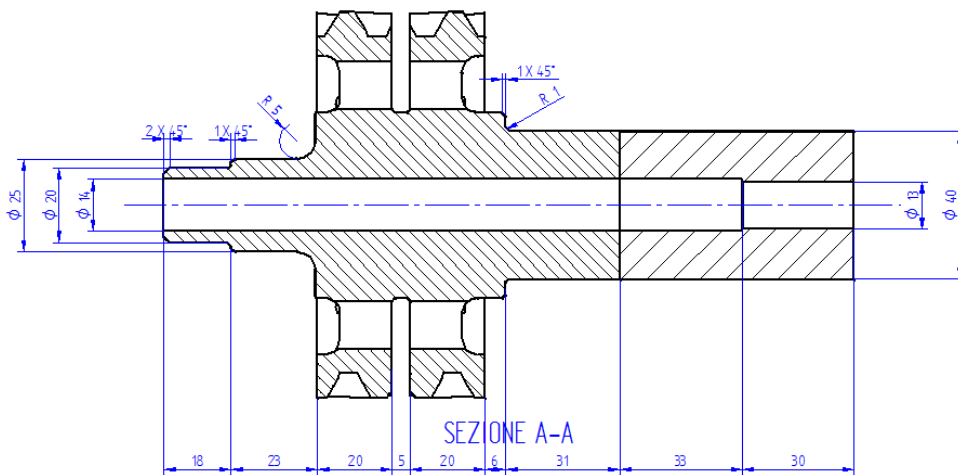
$Y_a = 3432 \text{ N}$

$Y_b = 4480 \text{ N}$

$Z_a = 9430 \text{ N}$

$Z_b = 12308 \text{ N}$

Per l'albero condotto:



Anche in questo caso la situazione è analoga, con la sola aggiunta di alcune componenti sul piano X-Y a causa della presenza dell'elica. Si notano infatti la forza peso dell'elica (F_p), la spinta di trazione (F_e) e un momento di ribaltamento (M_r).

Le reazioni vincolari che gravano su i cuscinetti valgono

$$Y_a = 9441 \text{ N}$$

$$Y_b = 8529 \text{ N}$$

$$Z_a = 9400 \text{ N}$$

$$Z_b = 12338 \text{ N}$$

$$X_b = 3000 \text{ N}$$

Si possono ora andare a inserire i carichi dei cuscinetti nelle sedi del carter per la simulazione.

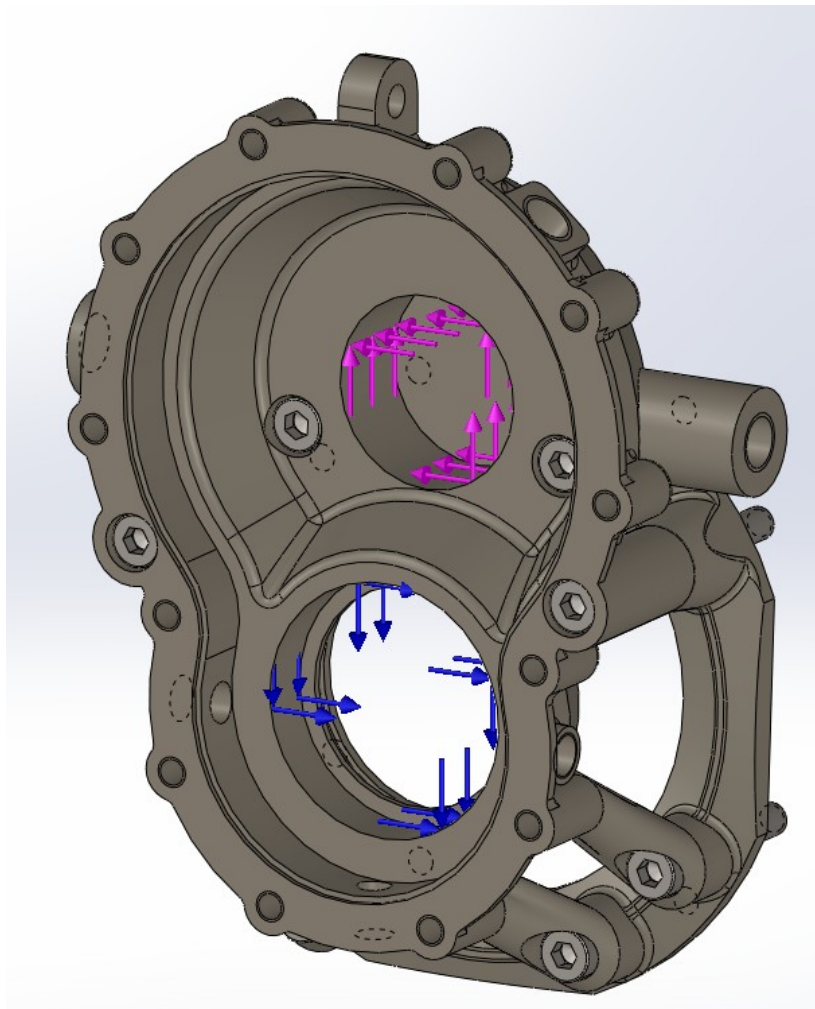


Fig. 6.3 – Carter lato motore con carichi da cuscinetto –

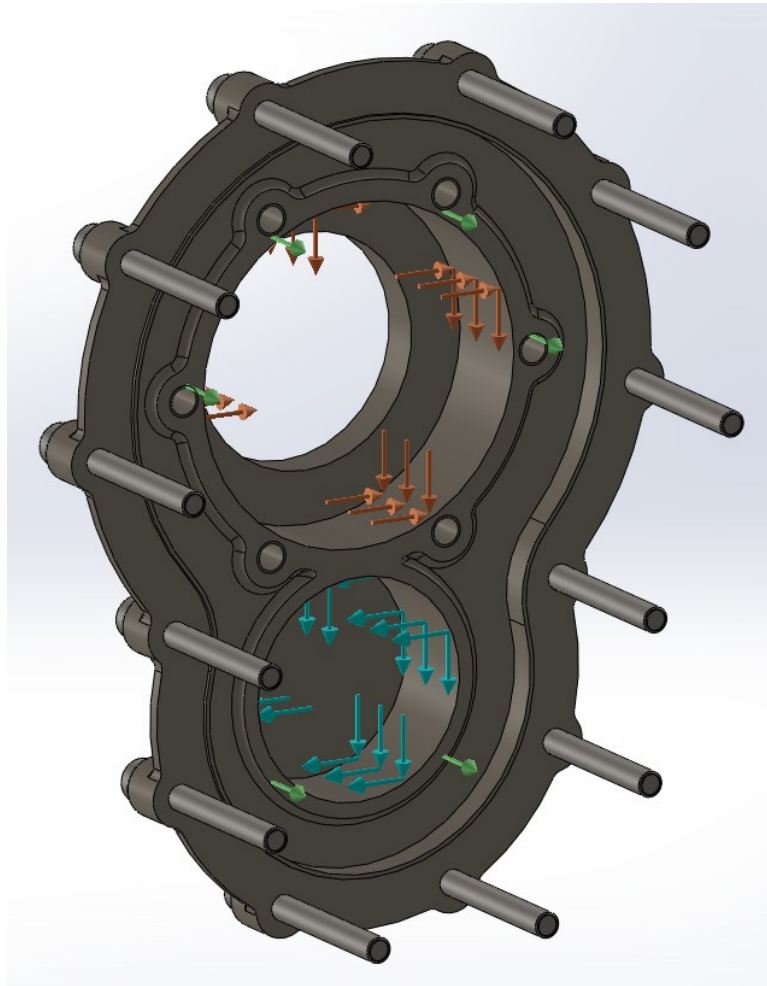


Fig. 6.4 – Carter lato elica con carichi da cuscinetto e carico di trazione –

6.4. – Creazione della Mesh

Un modello a elementi finiti è costituito da un sistema di punti, detti “nodi”, che definiscono la forma del modello. A questi nodi sono collegati gli elementi finiti veri e propri che formano la mesh (maglia) a elementi finiti, e contengono le proprietà materiali e strutturali del modello, che ne definiscono il comportamento e la reazione in determinate condizioni. La densità della mesh a elementi finiti può

variare a seconda della variazione attesa nei livelli di carico/sollecitazioni in un'area specifica. Le aree soggette a forti variazioni del carico solitamente richiedono una mesh più densa rispetto a quelle con variazioni di carico ridotte o assenti. I punti di maggiore interesse possono essere, raccordi, spigoli, dettagli complessi e zone soggette a forti sollecitazioni.

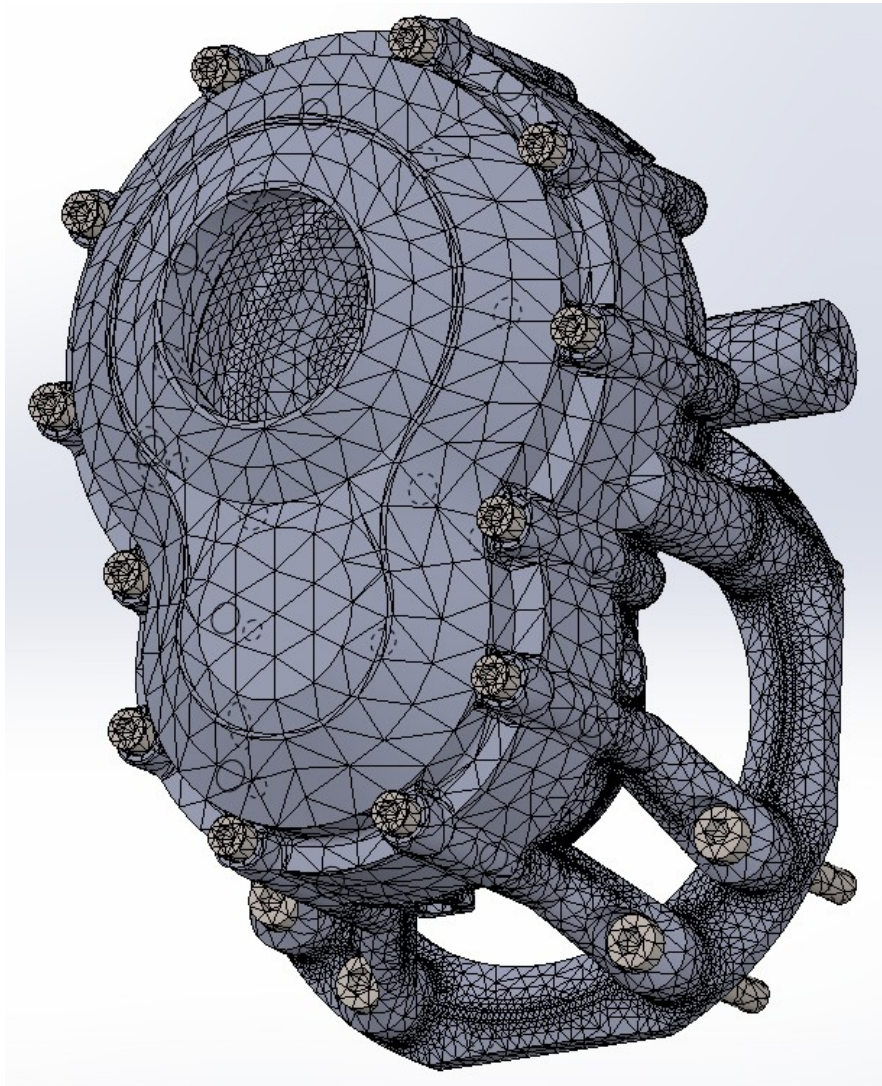


Fig. 6.4 – Mesh del Carter, vista $\frac{3}{4}$ anteriore –

Si nota chiaramente come in prossimità dei raccordi o cambi di sezione il reticolo sia molto più fitto mentre nelle zone uniformi gli elementi abbiano dimensioni decisamente superiori.

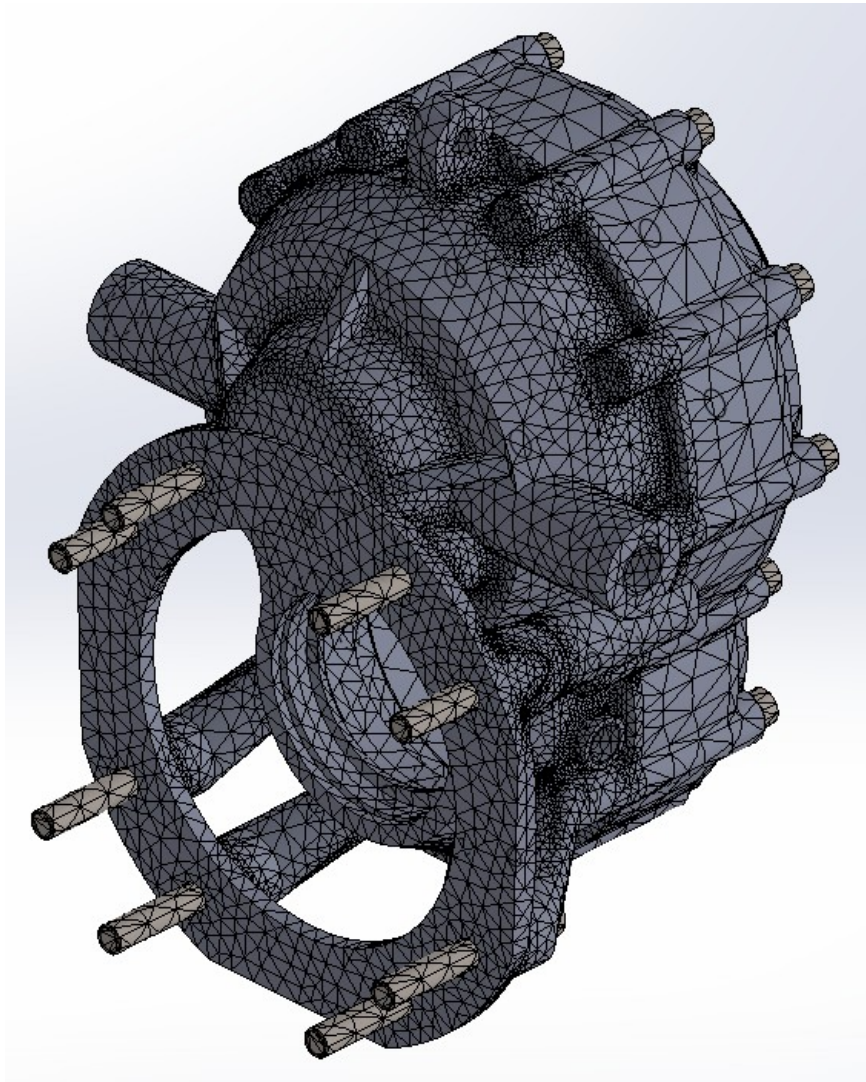


Fig. 6.5 – Mesh del Carter, vista $\frac{3}{4}$ posteriore –

6.5. – Analisi e Risultati

Dopo aver completato tutte le operazioni preliminari si giunge all'esecuzione dell'analisi.

Le tipologie di analisi sono:

- Statica lineare: analisi lineare con carichi applicati e vincoli statici
- statica non-lineare e dinamica: effetti da contatto (laddove una parte del modello entra in contatto con un'altra), definizioni non-lineari del materiale (plasticità, elasticità ecc.) grandi spostamenti (tensioni superiori alla teoria dei piccoli spostamenti che delimita l'approccio con analisi lineare)

- Modalità normali: frequenze naturali di vibrazione
- Risposta dinamica: carichi o movimenti che variano con il tempo e la frequenza
- Deformazione da compressione: carichi critici in presenza dei quali una struttura diventa instabile
- Conduzione termica: conduzione, radiazione e cambiamento di fase

L'analisi statica della struttura fin qui creata ha registrato i seguenti risultati di sollecitazione con il metodo di Von-Mises e deformazione:

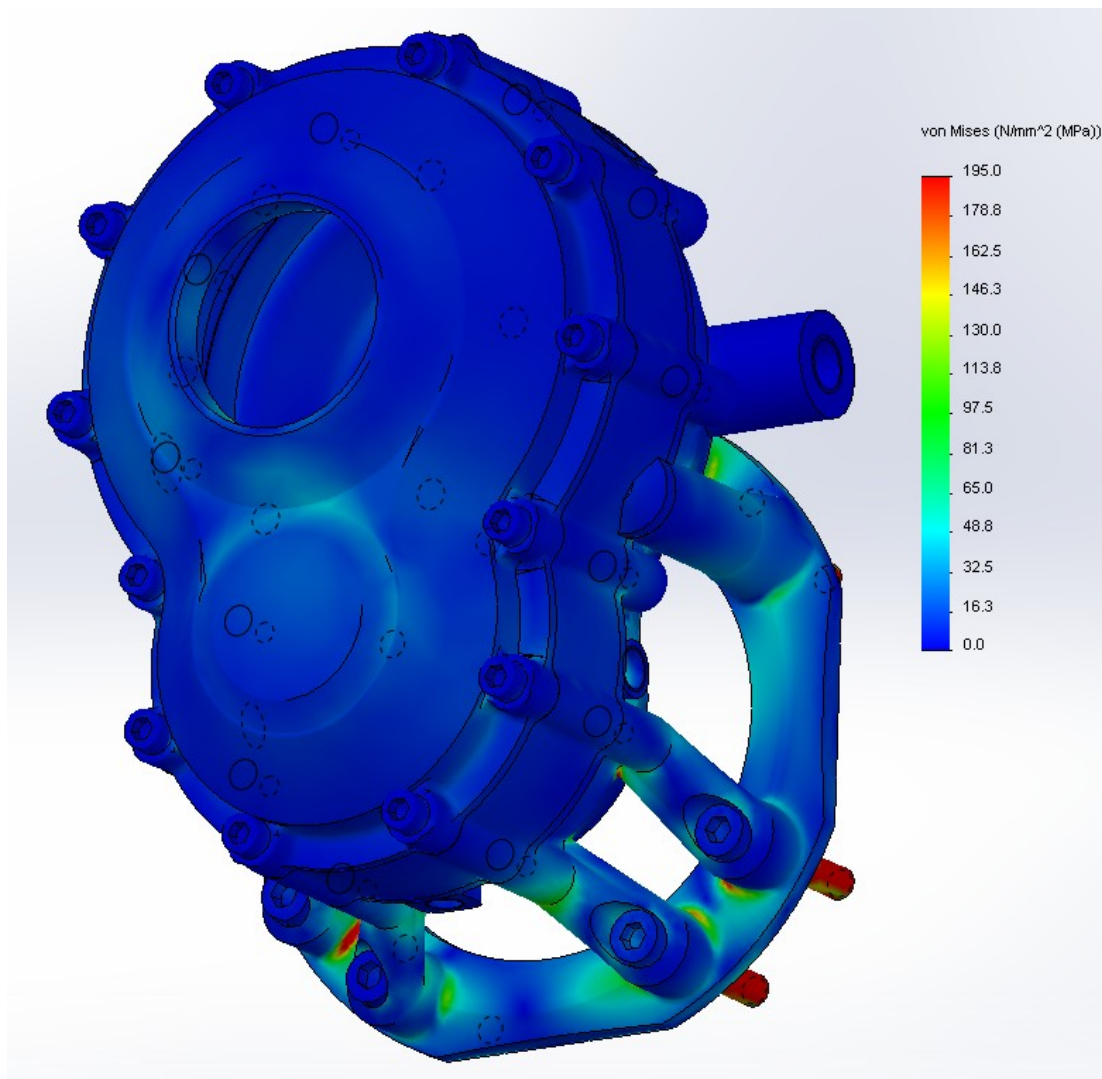


Fig. 6.6 – Analisi statica delle sollecitazioni con metodo di Von-Mises –

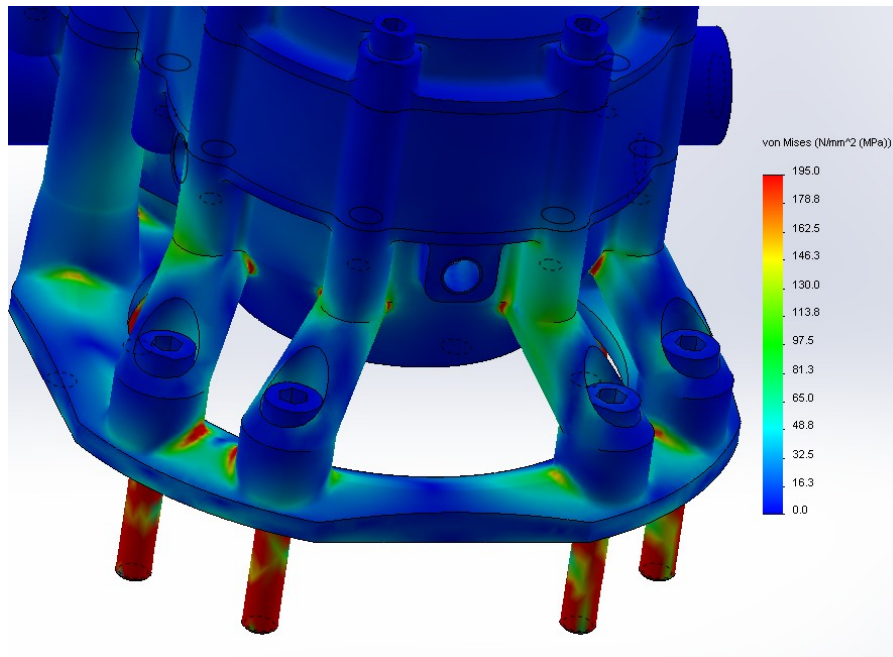


Fig. 6.7 – Analisi statica delle sollecitazioni con metodo di Von-Mises –

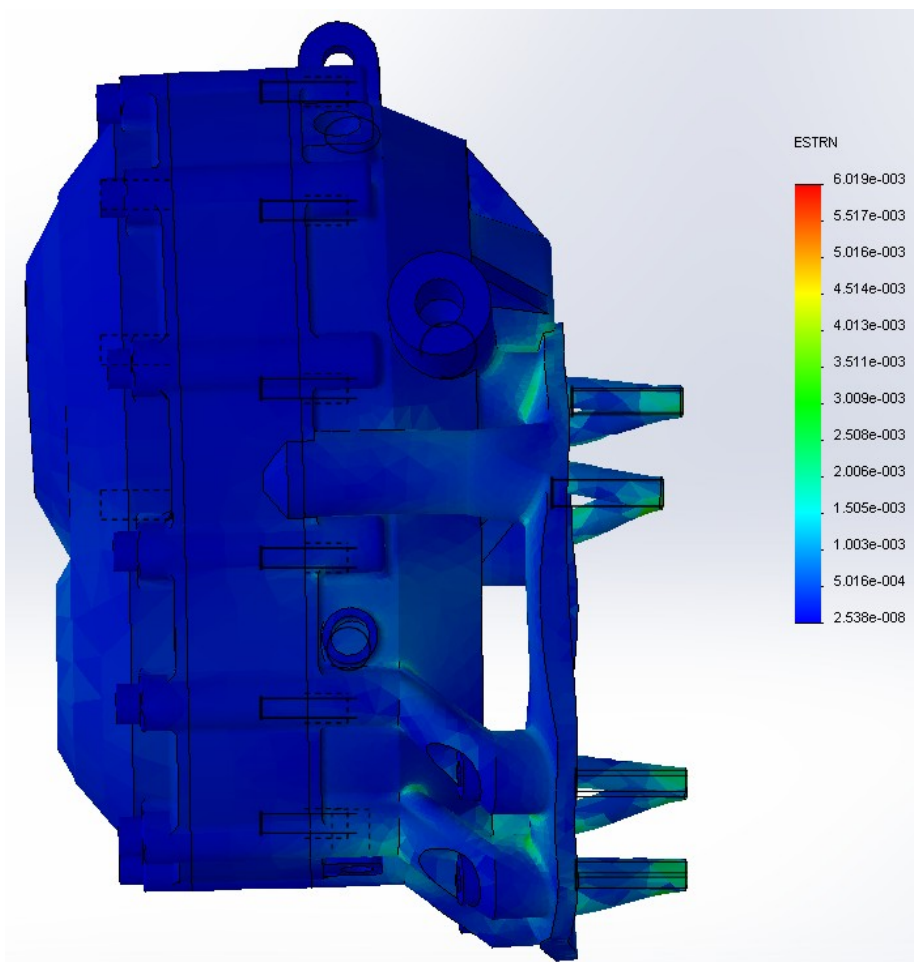


Fig. 6.8 – Analisi statica delle deformazioni –

Come si può notare in modo particolarmente chiaro in figura 6.7, nei punti di collegamento delle colonnette si raggiungono tensioni troppo elevate, sia con la piastra di fissaggio, che con il corpo del semicarter. La scala è stata fissata con il valore massimo a 195 MPa/mm^2 che come abbiamo visto è il limite di snervamento del materiale impiegato, e in alcuni punti questa soglia viene addirittura superata. I risultati ottenuti non sono accettabili poiché il carter così congegnato non si dimostra in grado di sostenere gli sforzi previsti durante il suo funzionamento. Si rende quindi necessaria una revisione del semicarter sul lato motore.

6.6. – Seconda Versione del Carter e Nuova Simulazione

La soluzione di collegamento per la piastra di fissaggio con il corpo del carter mediante colonnette scelta precedentemente, si è dimostrata certamente molto leggera ma non ha dato risultati soddisfacenti in termini di resistenza.

Nel secondo approccio abbiamo quindi adottato una soluzione che garantisca maggiore solidità alla struttura. Abbiamo conservato le quattro colonnette verticali nella parte superiore, mentre nella parte inferiore sono state sostituite da una semicampana a sezione conica.

Si sono successivamente praticati n.7 fori di alleggerimento.

Il semicarter sul lato motore così corretto si presentava in questo modo:

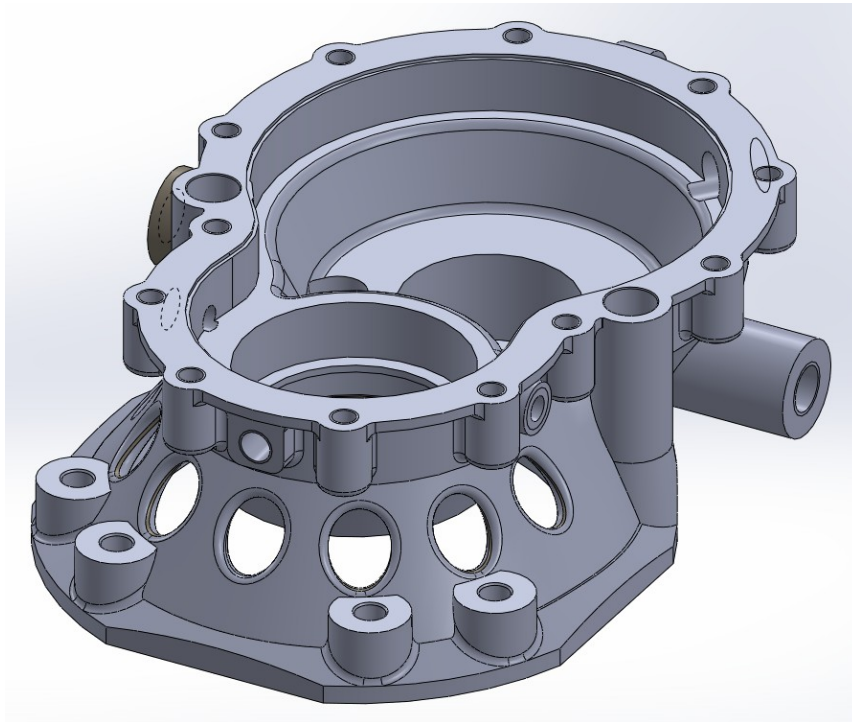


Fig. 6.9 – Semicarter lato motore, seconda versione –

Creiamo quindi la mesh del nuovo carter e successivamente eseguiamo una seconda simulazione.

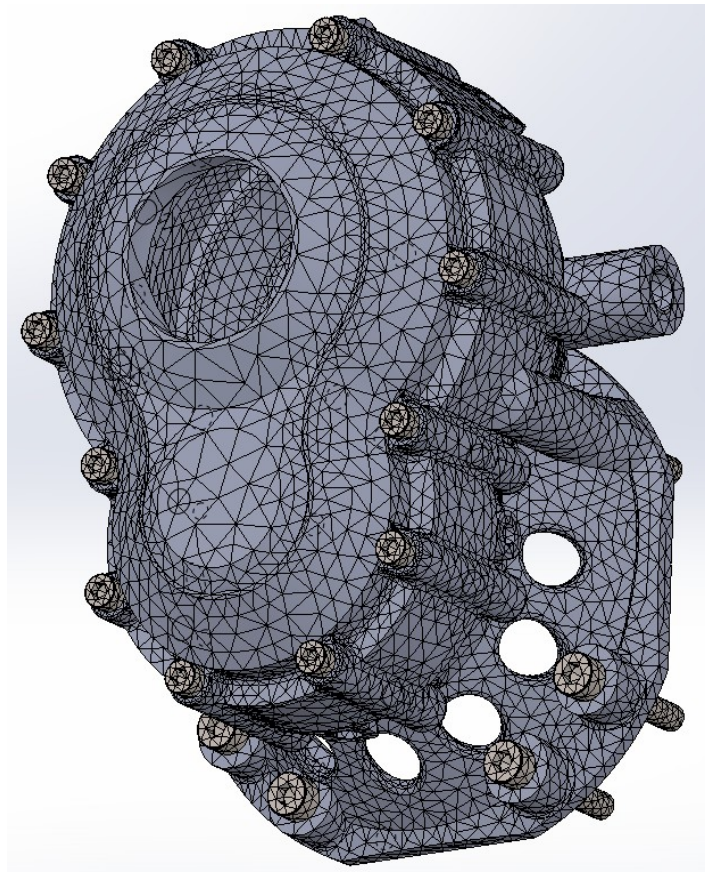


Fig. 6.10 – Mesh del carter assemblato, seconda versione –

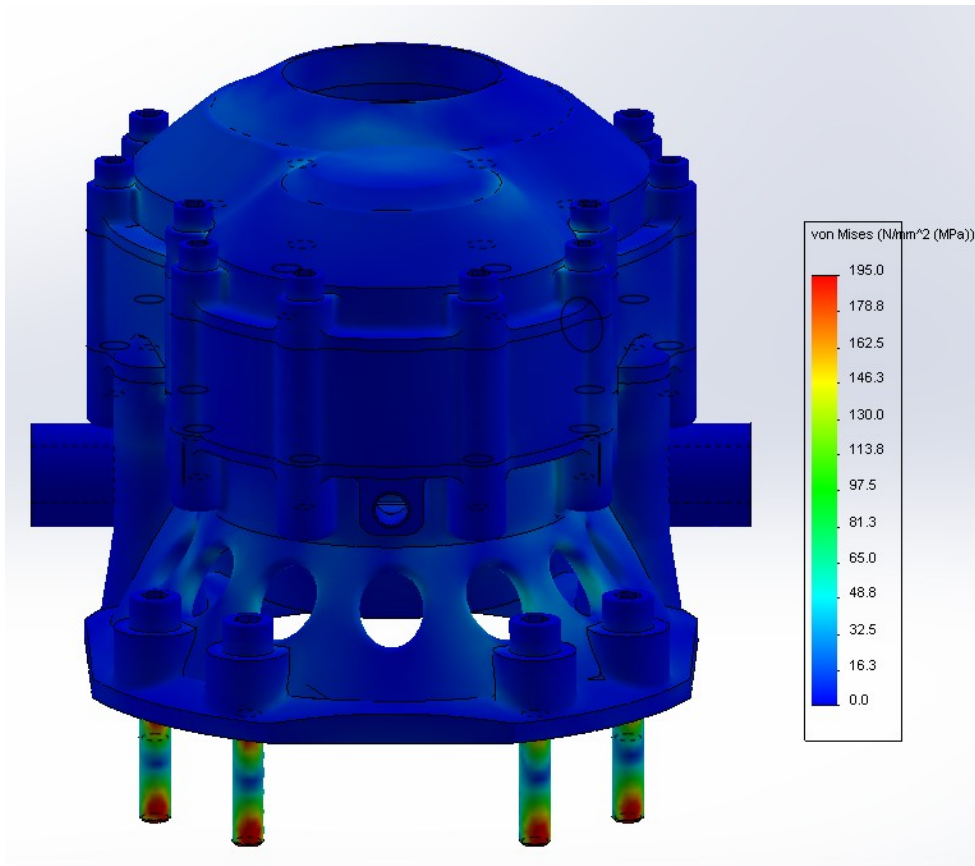


Fig. 6.11 – Analisi statica delle sollecitazioni con metodo di Von-Mises, seconda versione, vista frontale –

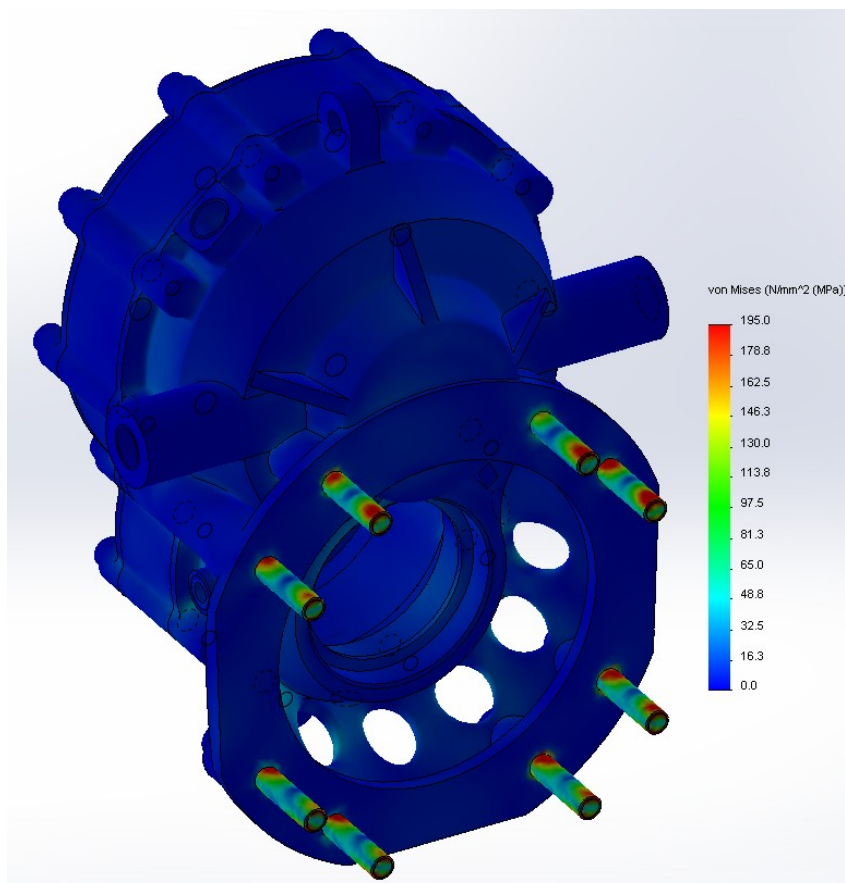


Fig. 6.12 – Analisi statica delle sollecitazioni con metodo di Von-Mises, seconda versione, vista $\frac{3}{4}$ posteriore –

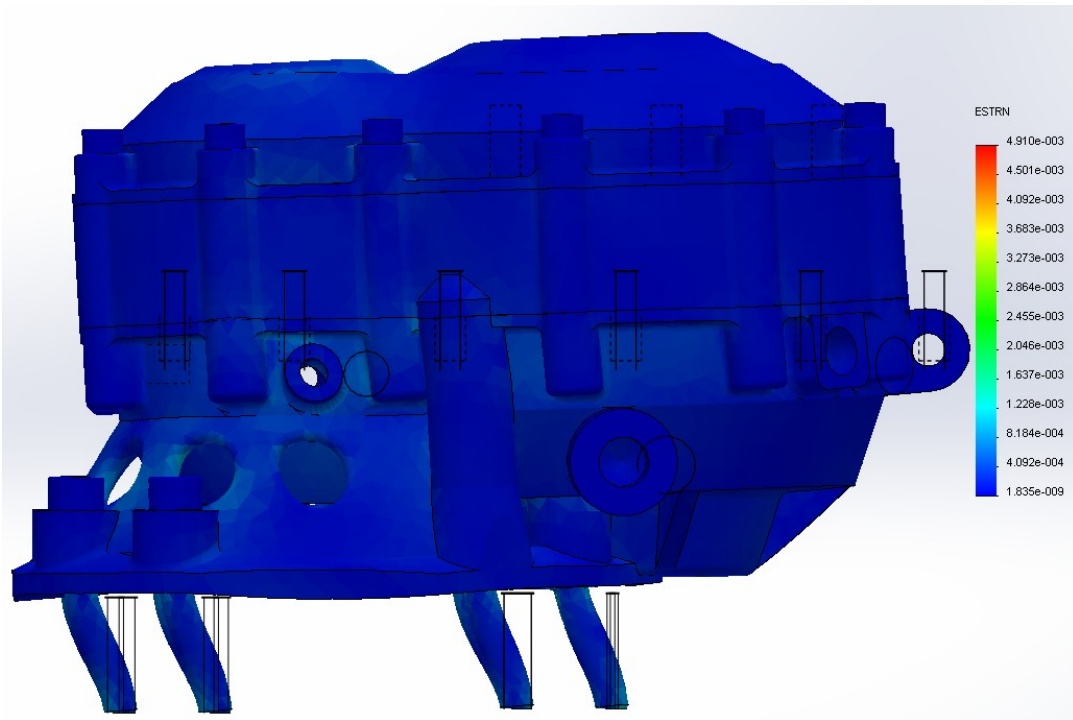


Fig. 6.12 – Analisi statica delle deformazioni, seconda versione, vista laterale –

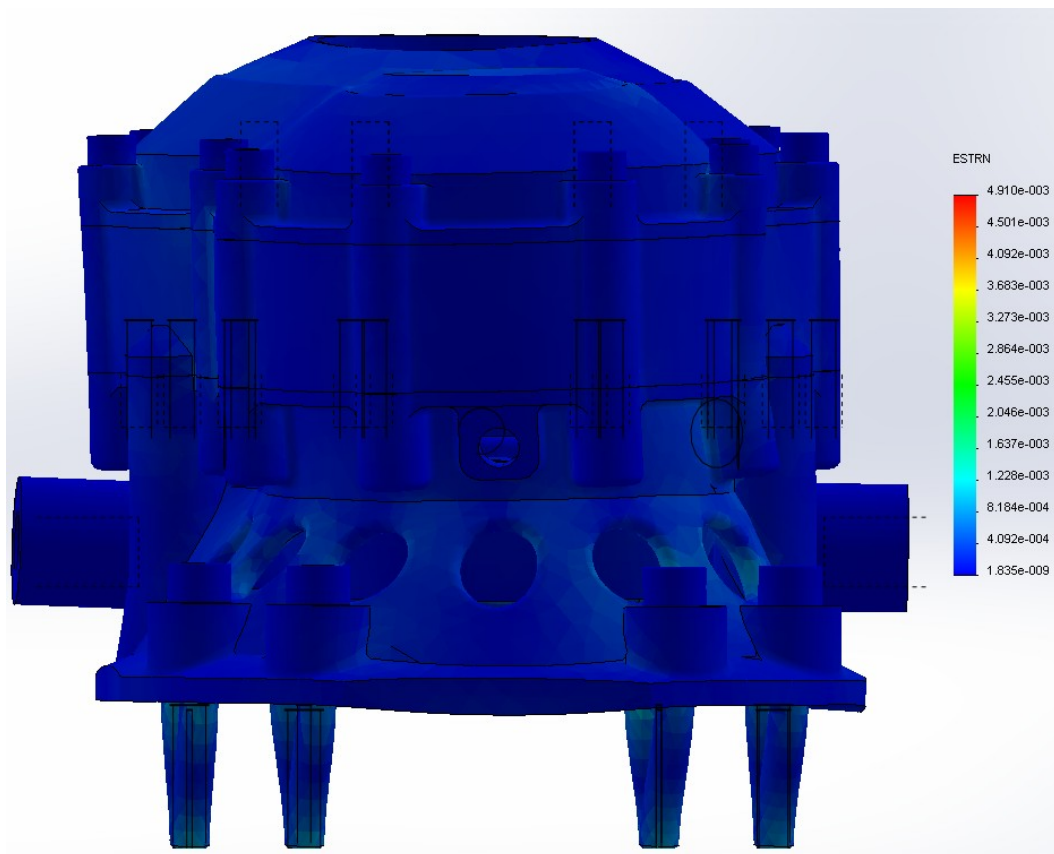


Fig. 6.13 – Analisi statica delle deformazioni, seconda versione, vista frontale –

CONCLUSIONI

I risultati ottenuti dopo la revisione del semicarter lato motore sono questa volta pienamente soddisfacenti. Si sono risolte le zone critiche di collegamento delle colonnette e si è riscontrato anche un calo generale delle tensioni e delle deformazioni sull'intero complessivo del carter, che si dimostra quindi in grado di trasmettere la potenza richiesta di 300 cv.

Il peso finale è di:

940 g per il semicarter lato motore

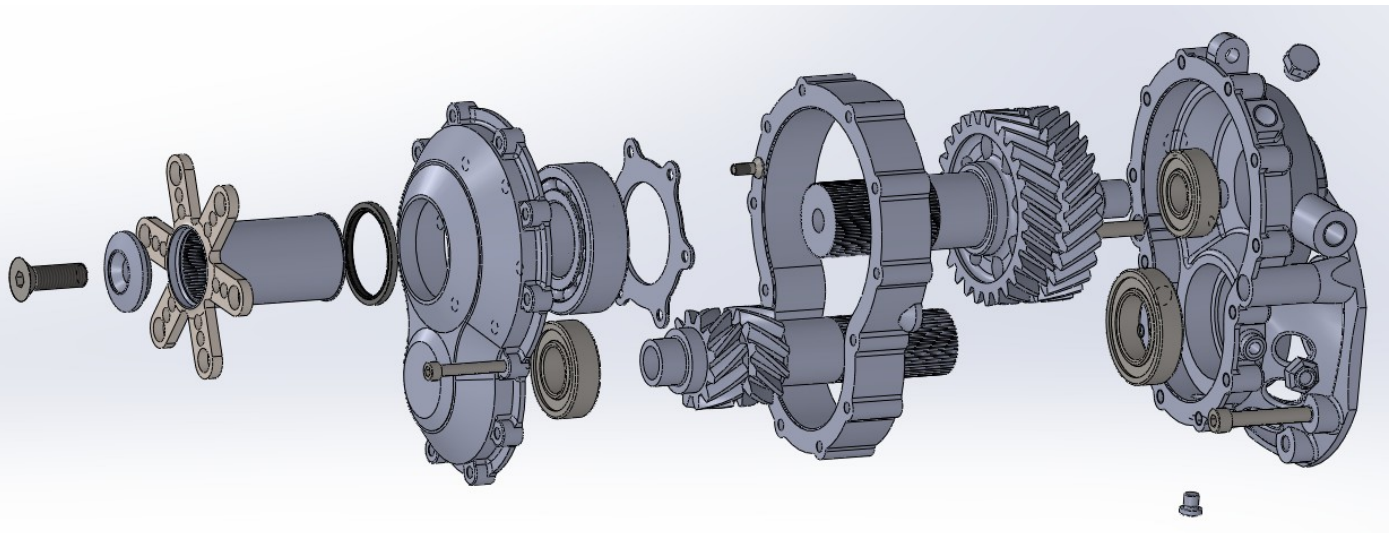
470 g per il semicarter lato elica

376 g per il distanziale

Per un peso totale del carter in configurazione da 300 cv inferiore a 1.8 kg.

L'ingombro complessivo del carter è di 137x234x180 mm, mentre escludendo il distanziale la profondità passa da 137 a 107 mm.

La produzione di un carter dedicato in lega di magnesio comporta sicuramente maggiori costi rispetto all'impiego di carter commerciali, ma allo stesso tempo permette di aver un riduttore in grado di trasmettere un potenza doppia con peso e ingombri paragonabili, oppure la stessa potenza rimanendo circa 400 g più leggero. Concludiamo la trattazione mostrando l'assemblaggio esploso del riduttore, completo di tutti i suoi componenti.



Riferimenti Bibliografici

Dario Croccolo, Nicolo Vincenzi

“Lezioni di fondamenti e tecnica della progettazione meccanica”
Esculapio (Progetto Leonardo), Bologna

E. Funaioli – A. Maggiore – U. Meneghetti

Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine, prima parte, Fondamenti di Meccanica delle Macchine, Pàtron Editore, Bologna, 2005.

E. Funaioli – A. Maggiore – U. Meneghetti

Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine, seconda parte, Elementi di Meccanica degli Azionamenti, Pàtron, Bologna, 2007.

Prof. Vincenzo Dal Re

Lezioni del corso di Comportamento Meccanico dei Materiali.

Baldassini Luigi

Vademecum per disegnatori e tecnici Hoepli Editore, 2002.

G. Manfrè – M. Pozza – G. Scarato

“*Disegno Meccanico*”, Principato Editore, 1991.

Magnesio e Leghe Ultraleggere

Classificazioni e trattamenti termici

Gianotti Elio. Trattamenti Termici Ferioli & Gianotti S.p.A. Torino – anno 1990

Analisi delle Caratteristiche e delle possibilità applicative di leghe di Magnesio

presentazione presso Università di Trento, Dipartimento di Ingegneria dei Materiali

B.L. MORDIKE, T. EBERT, *MAGNESIUM, PROPERTIES – APPLICATION –*

POTENTIAL, Materials Science and Engineering, A302 (2001)

Catalogo generale Cuscinetti Volventi - NSK

Catalogo Cuscinetti volventi - SKF

Catalogo Componentistica - Nostrali

Catalogo Tenute Industriali - SKF