

**ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITA' DI  
BOLOGNA**

**SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA  
CON SEDE A CESENA**

**CORSO DI LAUREA  
IN INGEGNERIA MECCANICA**

Sede di Forlì

**ELABORATO FINALE DI LAUREA**

In **DISEGNO ASSISTITO DAL CALCOLATORE L**

**STUDIO E OTTIMIZZAZIONE DI UN RIDUTTORE  
MULTIRAPPORTO PER MOTORI DIESEL AERONAUTICI**

**CANDIDATO  
Mhervin Leonelli**

**RELATORE  
Prof. Ing. Luca Piancastelli**

Anno accademico 2010/2011  
Sessione III<sub>a</sub>

# INDICE

Introduzione.....	pag. 3
<b>Capitolo 1.....</b>	<b>pag. 5</b>
1.1 <i>Introduzione all'EASA.....</i>	pag. 5
1.2 <i>Funzioni.....</i>	pag. 6
1.3 <i>Normative.....</i>	pag. 7
13.1 <i>Struttura .....</i>	pag. 7
1.4 <i>Conseguenze sull'aviazione civile dovute all'EASA.....</i>	pag. 8
<b>Capitolo 2.....</b>	<b>pag. 11</b>
2.1 <i>Generalità.....</i>	pag. 11
2.2 <i>Nomenclatura.....</i>	pag. 13
2.3 <i>Generazione dell'evolvente.....</i>	pag. 15
2.4 <i>Continuità dell'ingranamento.....</i>	pag. 16
2.5 <i>Il rapporto di trasmissione.....</i>	pag. 18
2.6 <i>Spinte scambiate fra i denti.....</i>	pag. 20
2.7 <i>Ruote a denti elicoidali.....</i>	pag. 21
2.8 <i>Rendimento delle ruote dentate.....</i>	pag. 25
2.9 <i>Fabbricazione delle ruote dentate.....</i>	pag. 26
<b>Capitolo 3.....</b>	<b>pag. 27</b>
3.1 <i>Introduzione.....</i>	pag. 27
3.2 <i>Rotismi ordinari.....</i>	pag. 28
3.3 <i>Rotismi epicicloidali.....</i>	pag. 31
3.4 <i>Rotismo trattato.....</i>	pag. 32
<b>Capitolo 4.....</b>	<b>pag. 35</b>
4.1 <i>Introduzione.....</i>	pag. 35
4.2 <i>Avarie nelle ruote dentate.....</i>	pag. 35
4.2.1 <i>Precauzioni e rimedi contro i guasti.....</i>	pag. 46
4.3 <i>Problemi nei cuscinetti.....</i>	pag. 47
4.3.1 <i>Breve introduzione ai cuscinetti.....</i>	pag. 47
4.3.2 <i>Avarie nei cuscinetti.....</i>	pag. 49
4.4 <i>Calcoli su ruote dentate.....</i>	pag. 55
4.4.1 <i>Teoria di Lewis.....</i>	pag. 55
4.4.2 <i>Pressione di contatto.....</i>	pag. 57
4.5 <i>Calcolo dei cuscinetti.....</i>	pag. 58
<b>Capitolo 5.....</b>	<b>pag. 62</b>
5.1 <i>Descrizione del riduttore di partenza.....</i>	pag. 62
5.2 <i>Giunto Giubo.....</i>	pag. 72

<i>5.3 Descrizione del riduttore modificato</i> .....	pag. 74
<b>Capitolo 6</b> .....	pag. 94
<i>6.1 Introduzione</i> .....	pag. 94
<i>6.2 Albero motore</i> .....	pag. 96
<i>6.3 Albero elica</i> .....	pag. 98
<i>6.4 Semicarter</i> .....	pag. 101
<i>6.4.1 Semicarter lato motore</i> .....	pag. 101
<i>6.4.2 Semicarter lato elica</i> .....	pag. 102
<i>6.5 Ruote dentate</i> .....	pag. 114
<b>Conclusioni</b> .....	pag. 118
<b>Bibliografia</b> .....	pag. 120

# INTRODUZIONE

Ci si propone, in questo elaborato, di studiare e soprattutto di ottimizzare un riduttore meccanico di velocità multirapporto per utilizzo aeronautico, da installare in un motore FIAT 1.3 Multijet di derivazione automobilistica da 150 HP. Il progetto, già sviluppato parzialmente in precedenza deve subire alcune modifiche relative alla costruzione dei carter che alloggeranno gli organi di trasmissione e deve poter prevedere la possibilità di montare due diverse coppie di ingranaggi in modo da realizzare differenti rapporti di trasmissione. Le linee guida del progetto originario sono state il contenimento di peso e ingombri, con uno sviluppo verticale non superiore ai 20 cm e un peso di circa 2,5 kg. In questa sede si cercherà anche di modificarne la struttura, in modo che rispettando le suddette specifiche sia la più economica possibile da produrre, quindi utilizzando per i carter non più fusioni ma un sistema di lamiere saldate più adatte sia come ingegnerizzazione che come costi ad una produzione in piccola serie. Inoltre, per quanto possibile, si porrà particolare attenzione all'ingombro laterale del riduttore, ottimizzandolo ulteriormente nonostante il rapporto di trasmissione assai più spinto. Lo studio in questione si suddividerà in due parti: la prima, in cui si andrà ad effettuare la progettazione e l'adeguamento dei carter e degli ingranaggi alle specifiche richieste; la seconda, nella quale si andranno ad effettuare le prove di sollecitazione su alcuni dei componenti progettati, per assicurarsi che rispecchino i requisiti richiesti. La tesi verrà redatta in questo modo: si inizierà con alcune nozioni riguardanti la EASA ovvero l'ente preposto al controllo e alla certificazione delle parti meccaniche per aeromobili, si tratterà poi dei riduttori, parlando inoltre delle ruote dentate e dei vari componenti che li costituiscono in modo tale da avere una completa visione di essi. Successivamente si inizierà a parlare dei problemi che possono riguardare i riduttori stessi, come ad esempio la rottura dei denti, il grippaggio e l'usura di uno di essi nel tempo. Dopo questa fase introduttiva si inizierà a trattare del riduttore oggetto di studio e modifica. Verranno di conseguenza effettuati i calcoli sulle ruote dentate e sui carter. Prima di affrontare la parte

inerente alle verifiche dei particolari si è riportata un'ampia e dettagliata descrizione di ogni elemento meccanico progettato o comunque presente all'interno del riduttore assieme ad un'analisi del suo funzionamento. Si discuterà brevemente anche dell'assemblaggio dei vari componenti, fase molto importante per il corretto funzionamento del riduttore stesso. Infine saranno effettuate le verifiche relative al riduttore modificato, concentrandosi sulle coppie di ingranaggi e sul semicaratter lato elica, attraverso l'utilizzo del software "Simulation" di SolidWorks . Da ultimo si farà un bilancio di ciò che si è progettato traendo le opportune conclusioni.

# CAPITOLO 1

## NORMATIVE AERONAUTICHE

### 1.1 Introduzione alla EASA



Fig. 1.1 – Logo della EASA

L'Agencia europea per la sicurezza aerea (o **EASA**, dall'acronimo inglese *European Aviation Safety Agency*) è l'organo di controllo del settore aeronautico dell'Unione Europea ed è nata formalmente il 15 luglio 2002. La “*mission*” di questo ente è la promozione ai massimi livelli della sicurezza e della protezione ambientale nel settore dell'aviazione civile.

Il trasporto aereo , sia commerciale che di passeggeri, oltre ad essere una necessità sociale è uno dei fattori che creano ricchezza per le ricadute economiche, tecnologiche e produttive delle quali gli stati possono beneficiare nonostante il momento di crisi. Al giorno d'oggi infatti in un mondo caratterizzato dalla globalizzazione risulta impensabile rinunciare a tale mezzo di trasporto.

Dunque, date queste premesse, e considerando che nei decenni il trasporto aereo è diventato la forma più sicura e spesso più economica per viaggiare, esso ha subito un forte incremento si è resa necessaria un'iniziativa comune a livello europeo per mantenere il trasporto aereo sicuro e sostenibile. Mentre le autorità nazionali continuano ad eseguire la maggior parte delle pratiche di tipo operativo, quali la certificazione dei singoli aeromobili o l'abilitazione all'esercizio della professione ai piloti, all'Agencia spetta l'elaborazione di norme di sicurezza e ambientali comuni a livello europeo. Essa monitora l'applicazione degli

standard tramite ispezioni negli Stati membri e fornisce il *know how*, offre la formazione e conduce la ricerca necessari.

*L'Agenzia europea per la sicurezza aerea è inoltre responsabile per la certificazione di specifici modelli di aeromobili, motori o parti approvati per essere impiegati nell'Unione europea. L'industria aeronautica può in tal modo beneficiare di specifiche comuni, di servizi efficienti a costi contenuti e di un unico punto di contatto.*

## 1.2 Funzioni

Le principali funzioni dell'EASA riguardano i seguenti settori:

- ***Normativa*** → elaborare progetti di leggi sulla sicurezza e fornire consulenza tecnica alla Commissione europea e agli Stati membri;
- ***Ispezioni*** → programmi di formazione e di standardizzazione per garantire un'attuazione uniforme della legislazione europea per la sicurezza aerea in tutti gli Stati membri;
- ***Certificazioni*** → riguardanti aeromobili, motori e parti (come quella che si vuole progettare) per accertarne la sicurezza e il rispetto dell'ambiente;
- ***Approvazione e supervisione*** → su organizzazioni operanti nel settore della progettazione, della produzione e manutenzione di aeromobili in Paesi terzi;
- ***Raccolta di dati, loro analisi e ricerca*** → in questa fase fatta si migliora la sicurezza aerea.
- ***Gestire il programma SAFA della comunità europea*** → tramite controlli a campione si garantisce l'efficienza degli aeromobili dei paesi supervisionati dalla EASA.

## 1.3 Normative

Il regolamento 1592/2002, poi aggiornato e sostituito dalla 216/2008, definito *Basic Regulation* (regolamento base) è costituito da due regolamenti di secondo livello che ne illustrano le relative modalità attuative.

Questi due regolamenti, il 1702/2003 e il 2042/2003, chiamati *Implementation Rules* (regole di implementazione) sono costituiti da un articolato e da uno o più documenti chiamati *Parts* (parti). Nell'articolato vengono definiti campo di applicazione, obiettivi, periodi di transizione con la normativa vigente (JAR, *Joint Aviation Requirements*) e date di entrata in vigore. Le parti, suddivise in due sezioni, illustrano rispettivamente i requisiti che devono essere soddisfatti dai soggetti aeronautici (sezione A) e le procedure che devono essere seguite dalle autorità competenti (sezione B).

Inoltre per ognuna delle parti, il Direttore Esecutivo dell'EASA pubblica separatamente sotto forma di decisioni notizie esplicative ed informazioni aggiuntive che sono chiamate *Acceptable Means of Compliance* (metodi accettabili di rispondenza o AMC) e *Guidance Materials* (materiali guida o GM).

### 1.3.1 Struttura

Il primo regolamento di secondo livello pubblicato (1702/2003), concerne i processi di certificazione dei prodotti aeronautici e delle imprese di produzione e progettazione. Come precisato nella 1592/2002, un aeromobile, un motore od un'elica costituiscono prodotti aeronautici. Qualsiasi strumento, equipaggiamento, meccanismo, parte, apparato, annesso o accessorio, impiegato per il controllo di un aeromobile in volo ed ivi installato viene invece chiamato parte e pertinenza. L'*Implementation Rule* 1702/2003 contiene come annesso la Parte 21,



che stabilisce i requisiti e le procedure per la certificazione dell'aeromobile, dei prodotti, delle parti e pertinenze e delle organizzazioni di produzione e progettazione. Sempre nella 1702/2003 vengono introdotte le “*Certifications Specifications*” (Specifiche di Certificazione o CS) per garantire l'applicazione uniforme delle norme comuni.

L'altro regolamento di secondo livello (2042/2003), concerne invece il mantenimento dell'aeronavigabilità dei prodotti aeronautici e la certificazione delle imprese e del personale di manutenzione, costituito da quattro parti:

- Parte M: il mantenimento in stato di aeronavigabilità dei prodotti aeronautici
- Parte 145: la certificazione delle imprese che effettuano manutenzione
- Parte 66: il rilascio delle licenze di manutentore aeronautico
- Parte 147: la certificazione delle scuole che effettuano l’addestramento tecnico del personale di manutenzione

## 1.4 Conseguenze sull’aviazione civile dovute alla EASA

Con la creazione dell'EASA e delle regole comuni nel campo dell'aviazione civile, i paesi membri dell'Unione Europea si sono fissati un duplice scopo:

primo, confermare e rilanciare il progetto di condivisione di un futuro comune iniziato con la firma del trattato di Roma nel 1957, secondo, promuovere nel mondo un modello normativo europeo unitario.

Già nel 2001 i direttori generali delle autorità aeronautiche nazionali, in un meeting dell'ECAC (*European Civil Aviation Conference*), iniziarono a discutere sulle conseguenze nel settore del trasporto aereo europeo della creazione dell'EASA. In particolare si desiderava capire meglio

come sarebbe stata gestita nel futuro l'attività di regolamentazione nel campo dell'aeronavigabilità, della sicurezza ed in quello della certificazione. A tale scopo venne istituita una task force congiunta ECAC(JAA, *Joint Aviation Authorities*)/EU, nel gennaio del 2002, per proporre soluzioni pratiche alle questioni sollevate.

Nel meeting di *Jalta* nell'agosto del 2002 la task force sviluppò una serie di proposte per l'organizzazione della mutua accettazione e riconoscimento fra le certificazioni rilasciate da paesi membri dell'EASA e da quelle di paesi non EASA, con attenzione al futuro ruolo delle JAA.

In particolare i direttori generali delle autorità aeronautiche nazionali, furono d'accordo sulle conclusioni della task force ECAC/EC: L'EASA dovrà farsi carico delle problematiche inerenti all'aeronavigabilità nel settore del trasporto civile, sia per gli stati membri dell'Unione Europea che per tutti gli stati membri delle JAA. Queste problematiche riguarderanno fra l'altro il settore della manutenzione e quello della certificazione. L'Agenzia dovrà inoltre sviluppare procedure che permetteranno il coinvolgimento, in fase di discussione di materie concernenti l'aeronavigabilità, degli stati non EASA appartenenti alle JAA. In merito alla coesistenza JAA - EASA è stato deciso che le JAA saranno sciolte, dopo un periodo di transizione, nel quale continueranno a curare la regolamentazione ed il rilascio di certificazioni per i paesi JAA non EASA.

Inoltre è stato stabilito che la transizione dovrà avvenire rapidamente, ma comunque in modo da rispettare i seguenti punti:

- Evitare la generazione di falle di sicurezza e assicurare che gli opportuni provvedimenti in materia, emanati da JAA/ECAC siano attuati;
- Assicurare un processo di transizione graduale con riferimento all'impatto sull'industria;
- Assicurare che i paesi non EU ma membri JAA possano continuare a partecipare al meccanismo pan europeo, nella cooperazione ad alto livello per la sicurezza dell'aviazione civile.

Per realizzare questo delicato passaggio dalle JAA all'EASA nel modo ottimale, è stato istituito un gruppo di lavoro comprendente i paesi membri dell'EASA, i paesi non EASA membri delle JAA, l'Agenzia, la Commissione Europea e le JAA stesse. Nel luglio 2005 questo gruppo di lavoro ha pubblicato una mappa guida per la transizione dalle JAA all'EASA. In questo documento sono state stabilite priorità, modalità esecutive e un piano di scadenze per attuare le decisioni del meeting di *Jalta* e dunque si è giunti, il 1° gennaio 2007 ad un quadro europeo rimodernato dal quale i numerosi utenti dell'aria traggono tutt'oggi benefici.



Fig. 1.4.1 – Il nuovo Boeing 787 prima di solcare i cieli di tutto il mondo è stato certificato dalla EASA

# CAPITOLO 2

## RUOTE DENTATE E INGRANAGGI

### 2.1 Generalità

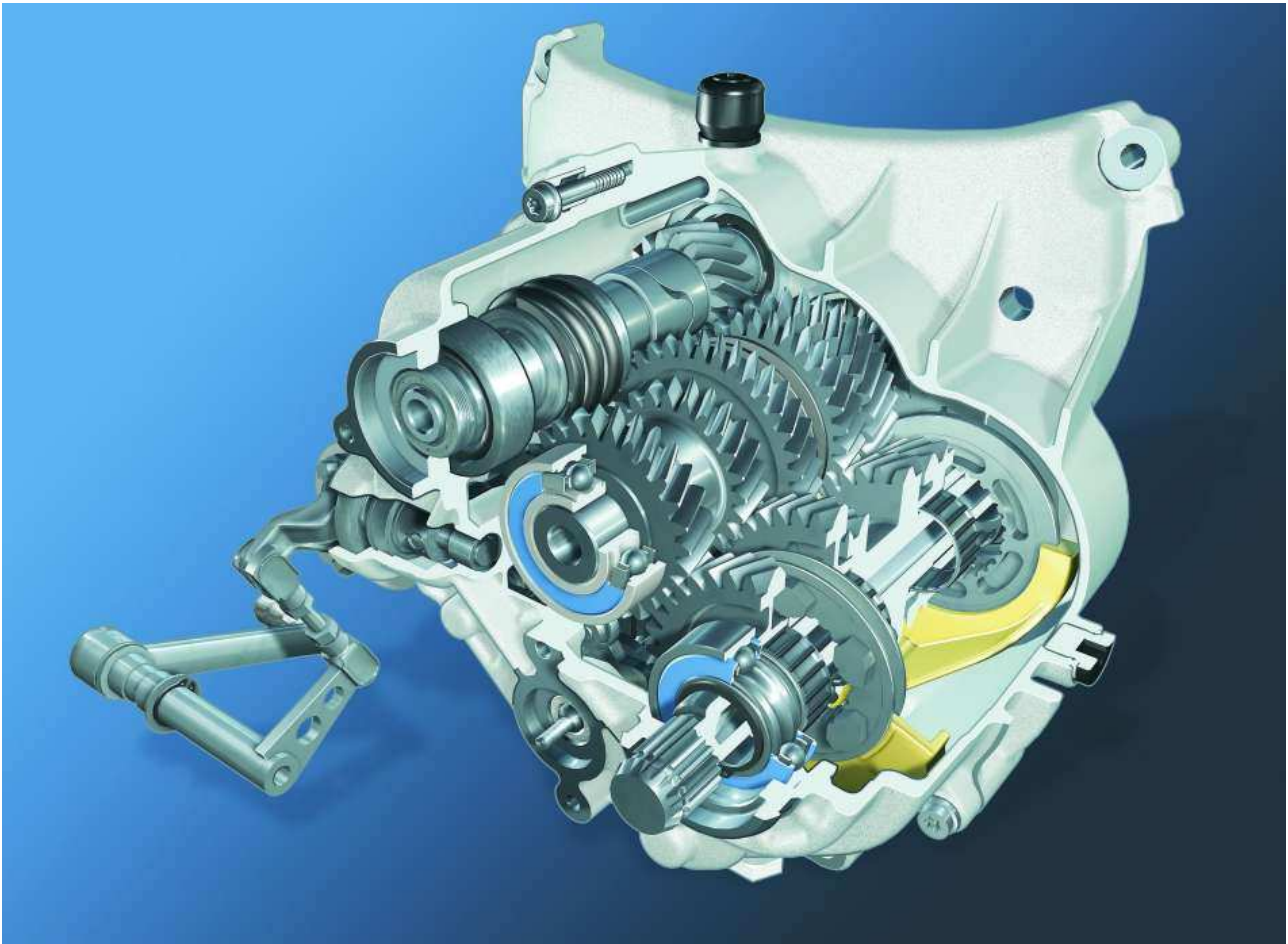


Fig. 2.1.1 - Spaccato del cambio di un motore motociclistico BMW

Una ruota dentata è un organo meccanico studiato per trasmettere un momento ad un'altra ruota o elemento dentato che forma con esso un ingranaggio. Questo tipo di applicazione è molto diffusa e viene utilizzata per trasmettere il moto rotatorio tra alberi in modo da garantire la costanza del rapporto di trasmissione.

Il moto viene trasmesso tramite l'ingranamento di denti a profilo coniugato attraverso cui viene trasmessa la coppia nominale da un albero all'altro.

La ruota di solito più piccola che generalmente imprime il moto è detta pignone (ruota conduttrice), mentre quella di solito più grande che viene trascinata (*ruota condotta*) è detta corona.

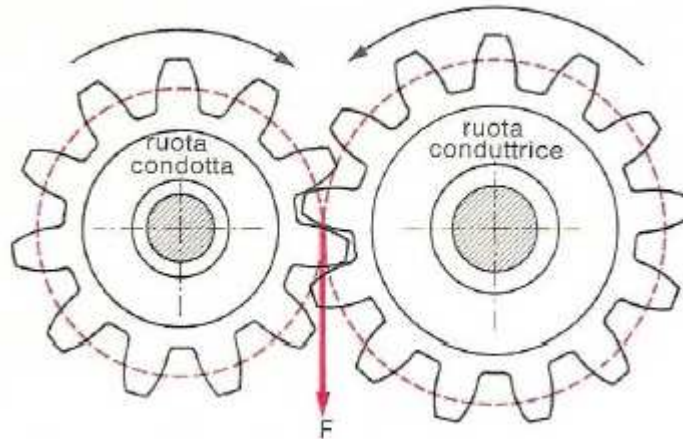


Fig. 2.1.2 - Esempio di pignone (ruota conduttrice) e corona (ruota condotta)

Ruote di diversa dimensione sono spesso usate in coppia per aumentare il momento meccanico riducendo al contempo la velocità angolare, o viceversa.

Le ruote dentate si dividono in due principali categorie:

- *ruote dentate cilindriche a denti dritti*: i denti in questo caso sono paralleli all'asse di rotazione, molto diffuse per utilizzi poco gravosi perché di facile realizzazione;
- *ruote dentate cilindriche a denti elicoidali*: i denti risultano inclinati rispetto all'asse di rotazione di un angolo compreso, di solito, tra 0 e 30 gradi. Più silenziose e robuste delle precedenti proprio grazie al disegno dei denti che permette un ingranamento graduale e una maggiore superficie di contatto a parità di coppia nominale scambiata.



Fig. 2.1.3 - Ruota dentata a denti dritti



Fig. 2.1.4 - Ruota dentata a denti elicoidali

## 2.2 Nomenclatura

Questi organi meccanici possiedono un'ampia nomenclatura, di seguito riportiamo termini e concetti principali.

In primis possiamo considerare il **cerchio primitivo**, che è la circonferenza teorica di riferimento, in base alla quale è stabilito il rapporto di trasmissione e che resta costantemente tangente con quella della ruota accoppiata durante la trasmissione del moto. Il punto di tangenza rappresenta il punto di trasmissione del moto ideale, in quanto è l'unico punto in cui si verifica il rotolamento senza strisciamento tra i fianchi dei denti. Negli altri punti di contatto è presente anche una componente di scorrimento che induce inevitabili fenomeni d'attrito. Il diametro del cerchio primitivo è una grandezza fondamentale per le ruote dentate e viene chiamato **diametro primitivo** ( $d_p$ ).

Per costruzione è previsto che per il punto di tangenza tra i cerchi primitivi passi la **retta d'azione** (o retta delle pressioni), fissa durante il moto, sulla quale giace, per qualsiasi posizione del punto di contatto durante l'ingranamento, la spinta risultante che si scambiano le ruote. L'angolo formato dalla retta d'azione e la direzione orizzontale, su cui giace la forza efficace nella generazione della coppia trasmessa

all'albero, è detto **angolo di pressione** ( $\alpha_f$ ). Per proporzionare una ruota dentata si fa riferimento ad una grandezza, espressa in millimetri, detta **modulo** ( $m$ ), attraverso la quale è possibile esprimere tutte le altre dimensioni caratteristiche della ruota mediante sua moltiplicazione per opportuni coefficienti.

Breve nomenclatura:

- *Modulo* ( $m$ ): rapporto tra diametro primitivo e *numero di denti* ( $z$ ) della ruota;
- *Passo primitivo* ( $p$ ), o semplicemente *passo*: l'arco di circonferenza misurato sul cerchio primitivo tra due punti analoghi appartenenti a due denti successivi;
- *Circonferenza di base* (di raggio  $r_b$ ): usata come geometria di riferimento nella costruzione del profilo a evolvente di cerchio dei denti, è generata dall'involuppo delle rette di costruzione ad esso normali;
- *Circonferenza di testa* (di raggio  $r_a$ ): si ottiene dalla circonferenza primitiva sfalsandola radialmente verso l'esterno di una quantità corrispondente all'addendum ( $h_a$ ), di solito pari al modulo;
- *Circonferenza di piede* (raggio  $r_f$ ): si ottiene a partire dalla circonferenza primitiva sfalsandola radialmente verso l'interno di una quantità pari al dedendum ( $h_d$ ), generalmente pari a 1.25 volte il modulo;
- *Altezza del dente* ( $h$ ): risultante della somma di addendum e dedendum;
- *Larghezza utile della dentatura* ( $b$ ): proporzionale tramite il modulo ad un parametro  $\gamma$  tabulato e funzione soprattutto delle tolleranze geometriche e della rigidità dei supporti;
- *Raggio di raccordo della base del dente* ( $\rho_f$ ): parametro di proporzione indispensabile per limitare l'effetto intaglio in tale zona critica.

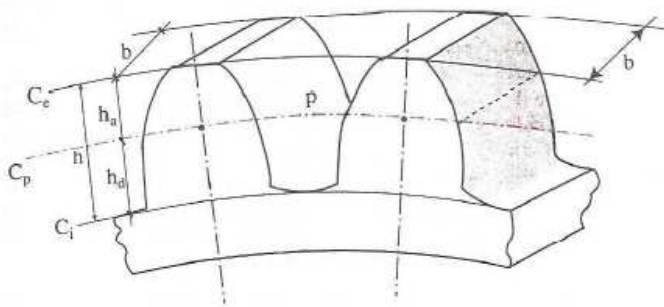


Fig. 2.2.1 - Particolare di una ruota dentata

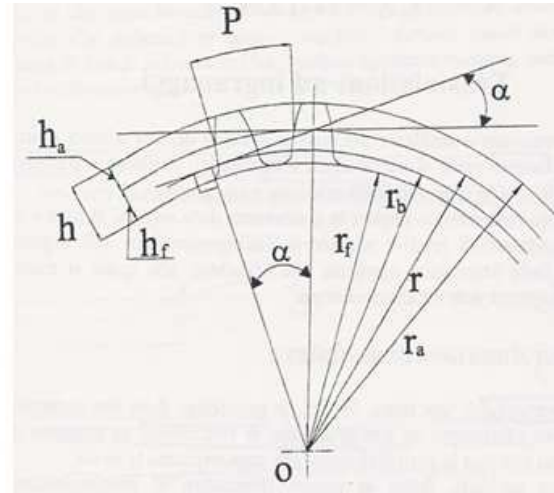


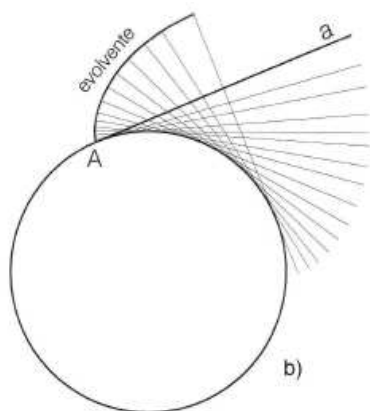
Fig. 2.2.2 - Visione d'insieme dei vari elementi citati

## 2.3 Generazione dell'evolvente

La quasi totalità delle ruote dentate cilindriche ha profili ad *evolvente di cerchio*.

I fianchi dei denti in presa possono essere visti come due camme a profili coniugati, che pertanto si scambiano un'azione ortogonale alla tangente alla curvatura di ciascun profilo nel punto di contatto.

Affinché l'azione scambiata sia sempre ortogonale alla faccia del dente è necessario che i due profili siano realizzati secondo un procedimento di inviluppo reciproco. Non necessariamente si deve adottare il profilo ad



evolvente (se ne potrebbe usare uno a spirale per esempio), ma per esigenze di *compattezza* della zona di contatto e di facilità realizzativa è praticamente l'unico profilo utilizzato per la trasmissione del moto tramite ruote dentate.

La costruzione del profilo ad evolvente è semplice e si effettua a partire dal cerchio di base di ciascuna ruota dentata. La *retta delle pressioni* è tangente ad

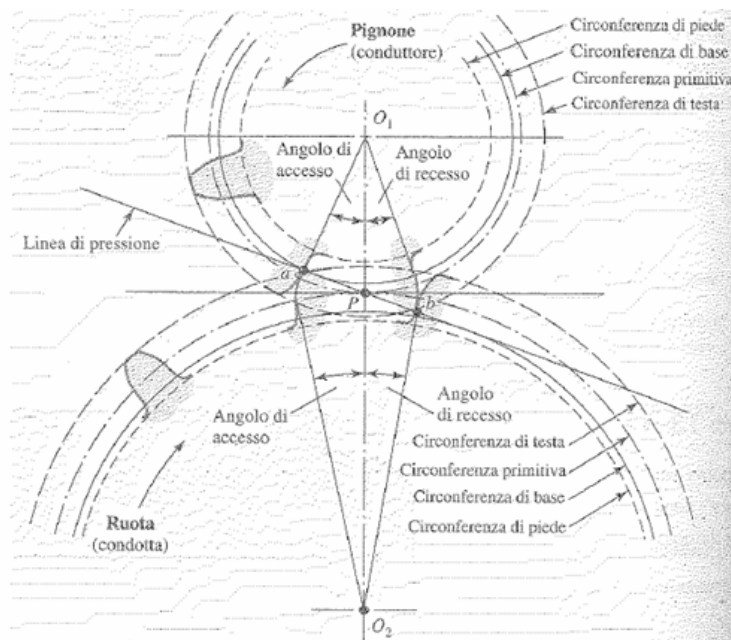
entrambe le *circonferenze di base* e per realizzare un profilo che per ogni intersezione con tale retta sia ad essa perpendicolare, cioè per realizzare il fianco del dente, basta "srotolare", a partire dal punto di tangenza, un filo ideale avvolto su una ruota, obbligandolo a giacere



sulla retta delle pressioni e tracciando, istante per istante, la posizione occupata dal capo di tale filo. Le posizioni via via individuate vengono lasciate libere di procedere nel moto rotatorio, solidali alla ruota dentata. Dall'unione di tali punti ha origine il profilo cercato. Per l'altra ruota basta applicare dualmente il procedimento utilizzato per la prima.

## 2.4 Continuità dell'ingranamento

Con riferimento ai simboli ed alle indicazioni riportate in figura 2.4.1, detto che tutta la fase di contatto tra denti si sviluppa lungo la *retta d'azione*, è possibile individuare il segmento, su di essa giacente, che contiene tutte le posizioni successive dall'inizio del contatto, tra un dente del pignone ed uno della ruota condotta, alla sua fine, con il definitivo distacco e allontanamento tra i due denti. Il punto *a*



rappresenta l'inizio del contatto ed è determinato dall'intersezione tra il cerchio di testa del pignone e la retta delle pressioni. Dualmente *b* rappresenta la perdita del contatto tra gli stessi denti ed è individuato dall'intersezione tra il

cerchio di testa della condotta e la retta delle pressioni. Il segmento *ab*, compreso tra a e b sulla retta d'azione, è chiamato *linea di condotta*.

L'*arco di accesso* è l'arco di circonferenza  $e_1$ , misurabile sia sulla circonferenza primitiva della ruota condotta che su quella della ruota motrice, definito a partire dal fianco del dente a inizio ingranamento fino al punto di tangenza **P** tra le circonferenze primitive.

L'*arco di recesso* è l'arco di circonferenza  $e_2$ , misurato, su ciascuna circonferenza primitiva, dal punto di dentate tangenza P tra le circonferenze primitive fino al fianco del dente a fine ingranamento. La somma dei due archi rappresenta l'*arco di condotta*:  $e = e_1 + e_2$

Evidentemente perché si abbia *continuità d'ingranamento*, ovvero al distacco di una coppia di denti in presa sia già iniziata la fase di ingranamento della coppia successiva, è necessario che l'arco di condotta sia maggiore del passo  $p$ .

Generalmente per verificare la precedente condizione si fa riferimento al rapporto di condotta ( $\epsilon_\alpha$ ), che deve essere maggiore di 1:

$$\epsilon_\alpha = \frac{ab}{p_b} > 1$$

in cui  $p_b$  rappresenta il passo base, cioè la distanza costante tra due fianchi consecutivi misurata sulla retta d'azione. Ne consegue che la relazione tra il passo e il passo base è la seguente:

$$p_b = p \cdot \cos \alpha = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha$$

Un altro importante fattore da considerare quando si progettano ruote dentate è che non si può scendere sotto un ben determinato numero di denti senza comprometterne il corretto funzionamento, infatti se il numero di denti fosse troppo ridotto avremmo il forte rischio di far lavorare la testa dei denti della ruota maggiore sul tratto rettilineo dei denti della ruota minore, causando **interferenza**. Perché ciò non accada è indispensabile non scendere sotto un valore minimo per il numero di denti del pignone che si dimostra essere funzione del rapporto d'ingranaggio e dell'angolo di pressione secondo la seguente relazione:

$$Z_{\min} = \frac{2}{\sqrt{u^2 + (1 + 2u) \sin^2 \theta} - u}$$

Anche se in molti casi è più pratico utilizzare apposite tabelle per trovare  $Z_{\min}$ .

Il fenomeno dell'interferenza si verifica quando si ha contatto tra i fianchi dei denti al di fuori degli estremi fissati dai punti a e b e in conseguenza a ciò i denti tendono a scavarsi l'un l'altro. A questo inconveniente si è ovviato con particolari processi di generazione, come ad esempio la *dentiera a fianchi dritti* la quale asporta la porzione di fianco soggetta a interferenza. Un altro fattore da valutare con cura nella progettazione di questi organi di trasmissione è il fenomeno del **sottotaglio**, il quale comporta un eccessivo indebolimento della sezione resistente alla base del dente, dove il momento flettente risulta massimo in fase di ingranamento. Per evitare dunque rotture dovute al sottotaglio è auspicabile, tramite considerazioni geometriche relative a *modulo*, *angolo di pressione* e *addendum*, calcolare il corretto numero di denti per la ruota conduttrice, in modo da determinare successivamente quello della ruota condotta grazie al **rapporto di trasmissione**.

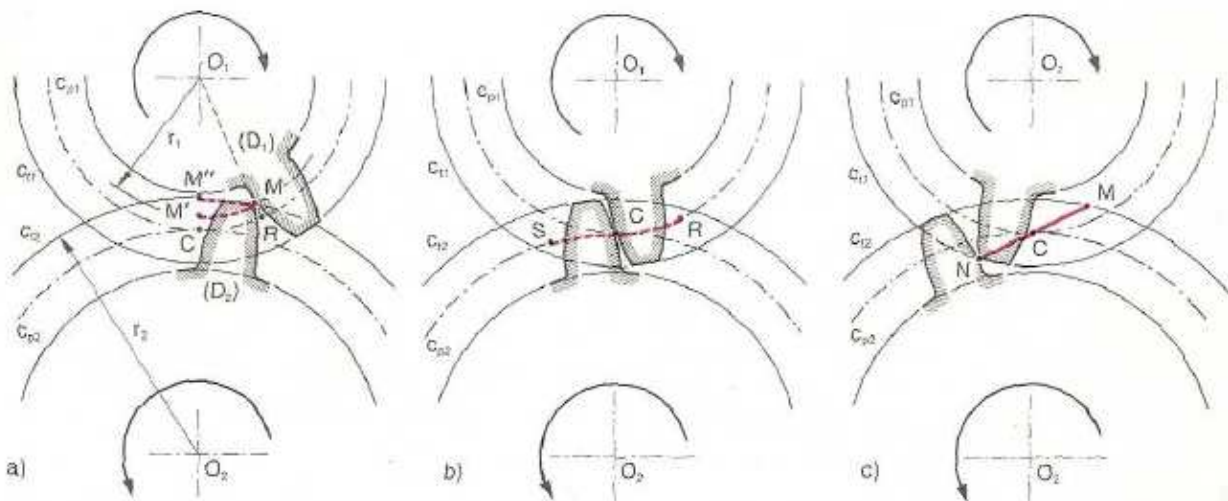


Fig. 2.4.1 - Linea di ingranamento tra due ruote dentate

## 2.5 Il rapporto di trasmissione

Questo parametro può essere definito come il *coefficiente di moltiplicazione o riduzione della velocità di rotazione in una coppia di ruote dentate o di pulegge che si trasmettono il movimento*. Di solito viene indicato, in formulazione pratica con la lettera greca  $\tau$  ("tau").

Matematicamente parlando esso è il rapporto tra la velocità angolare della ruota motrice e quello della ruota condotta:

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Dove con  $\omega_1$  si è indicata la velocità angolare della ruota motrice del rotismo (o movente) e con  $\omega_2$  la velocità angolare della ruota condotta (o cedente).

Nella pratica può capitare che per le ruote dentate il rapporto di trasmissione venga indicato anche come rapporto tra i diametri nominali o tra i numeri di denti delle ruote dell'ingranaggio, a patto che l'ordine delle stesse sia invertito. Il rapporto di trasmissione quindi dipende strettamente dalla forma e dalla configurazione degli ingranaggi e in particolare dal diametro delle ruote e dal loro numero di denti.

#### Tipi di trasmissione

il rapporto di trasmissione a seconda di come altera i parametri in gioco, si definisce:

→ *Riducente*: nel caso il rapporto sia maggiore di 1, dove la ruota condotta è più lenta ma può sprigionare una coppia maggiore.

→ *Imparziale*: nel caso il rapporto sia uguale a 1, dove la ruota condotta gira alla stessa velocità di quella conduttrice e con ugual coppia.

→ *Moltiplicante*: nel caso il rapporto sia minore di 1, dove la ruota condotta gira più velocemente della ruota conduttrice, ma possiede meno coppia.

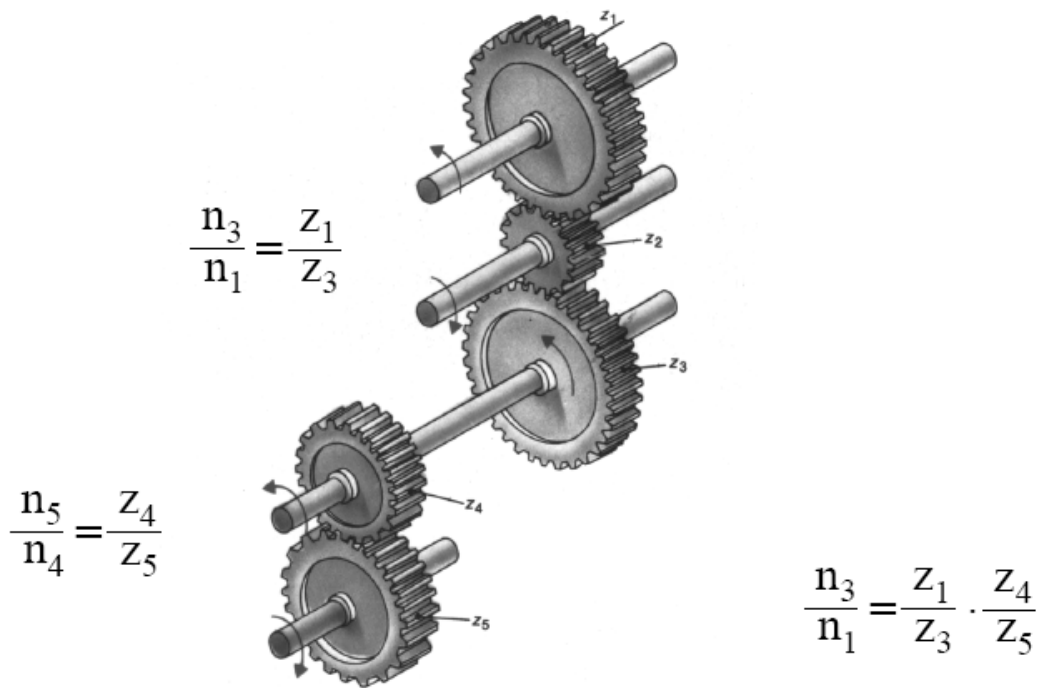


Fig. 2.5.1 - Rotismo in cui sono indicati i rapporti di trasmissione fra le varie ruote dentate

## 2.6 Spinte scambiate fra i denti

Durante l'ingranamento di una coppia di ruote dentate a denti dritti, trascurando la distribuzione delle spinte nelle condizioni con più di una coppia di denti in presa e la leggera oscillazione del modulo della spinta scambiata lungo il tratto utile (ab) della retta d'azione è possibile ricondurre la trasmissione del moto ad un'azione  $F_{bn}$ , giacente appunto sulla retta d'azione, applicata in corrispondenza del punto di tangenza tra i *diametri primitivi*.

Poiché la coppia torcente che deve essere trasmessa ai rispettivi alberi da parte delle ruote dentate è nota ed è valutabile come la componente tangenziale  $F_t$  tra di esse scambiata per il raggio primitivo di ognuna, si può individuare la seguente relazione tra l'azione tangenziale e la forza complessivamente scambiata dalle due ruote:

$$F_{bn} = \frac{F_t}{\cos\alpha_n} = \frac{M_{t1(2)}}{\frac{d_{p1(2)}}{2}}$$

In figura 2.6.1 sono mostrate le azioni indicate nella formula appena indicata per una coppia di ruote dentate a denti dritti. Con  $F_n$  si è

indicata l'azione normale indotta dal carico, la quale determina una componente di compressione nel dente ed un'azione radiale.

Evidentemente l'azione radiale appena indicata è legata a  $F_{bn}$  e  $F_t$  dalla seguente relazione:

$$F_n = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = F_{bn} \cdot \operatorname{sen} \alpha_n$$

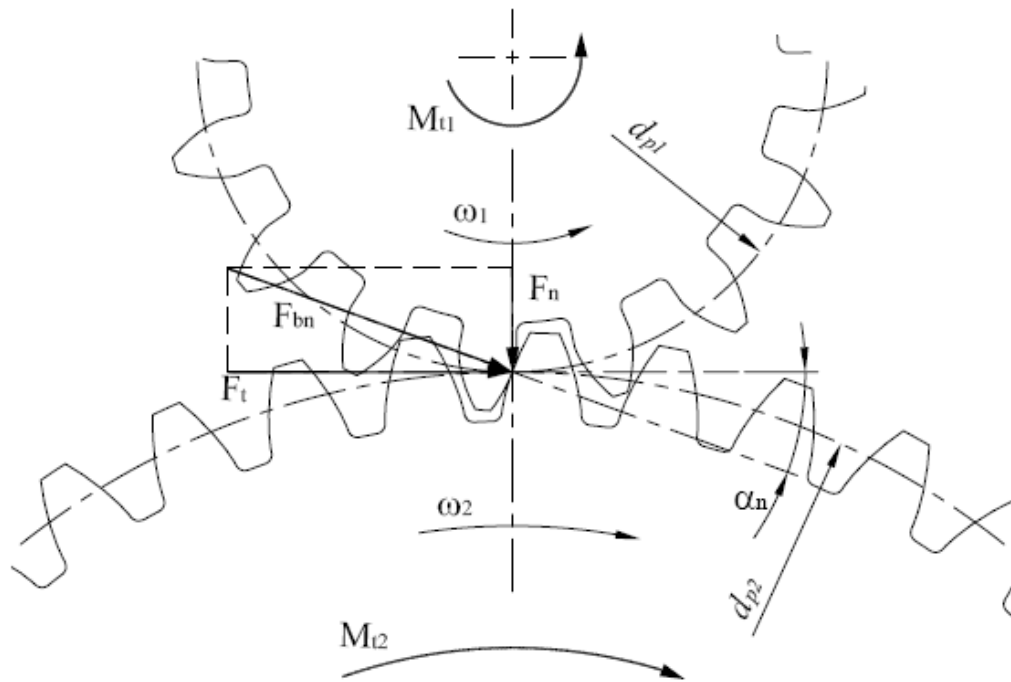


Fig. 2.6.1 - Azioni scambiate da un ingranaggio composto da una coppia di ruote a denti dritti

## 2.7 Ruote a denti elicoidali

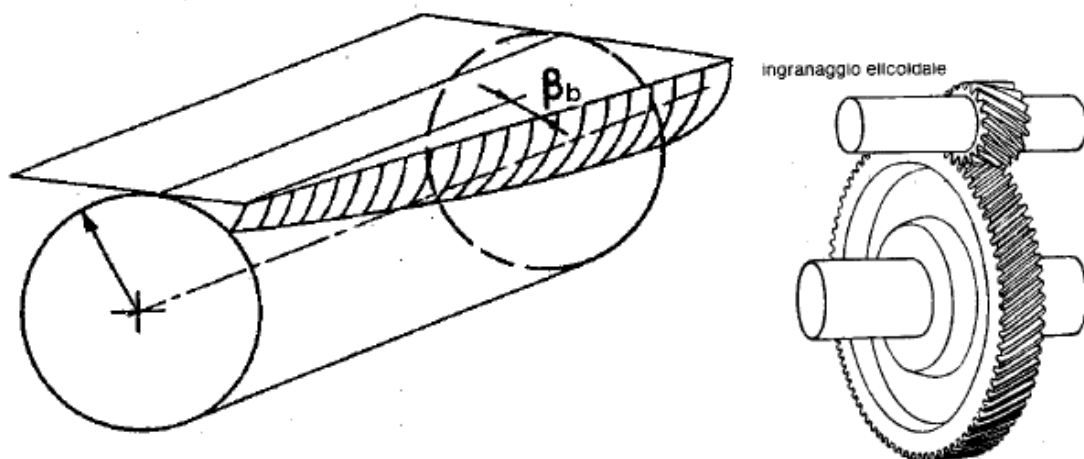


Fig. 2.7.1 - Cilindro di base e ingranaggio composto da ruote elicoidali

Fin ad ora sono state oggetto di studio solo le ruote a denti dritti, nelle quali i fianchi dei denti di una ruota sono superfici cilindriche ottenute facendo traslare il profilo secondo la direzione dell'asse della ruota stessa: sono, cioè, cilindri con generatrici parallele all'asse della ruota. Questo tipo di ruote a causa della brusca variazione dei carichi quando si passa da una coppia di denti in presa alla successiva, sono fonti di vibrazioni, urti e rumorosità sempre più evidenti all'aumentare della velocità. Per ovviare a questi inconvenienti si possono utilizzare le ruote cilindriche a denti elicoidali cioè ruote le cui superfici primitive sono cilindri circolari retti, mentre i fianchi dei denti sono superfici elicoidali. Queste ultime presentano alcune particolarità che in molti casi le fanno preferire a quelle a denti dritti, come ad esempio:

- Massima gradualità d'ingranamento dovuta alla dentatura elicoidale
- Sensibile aumento dell'arco d'azione con conseguente silenziosità
- Possibilità di dimensionare la ruota con un numero minimo di denti inferiore
- Diminuzione delle vibrazioni da contatto fra denti

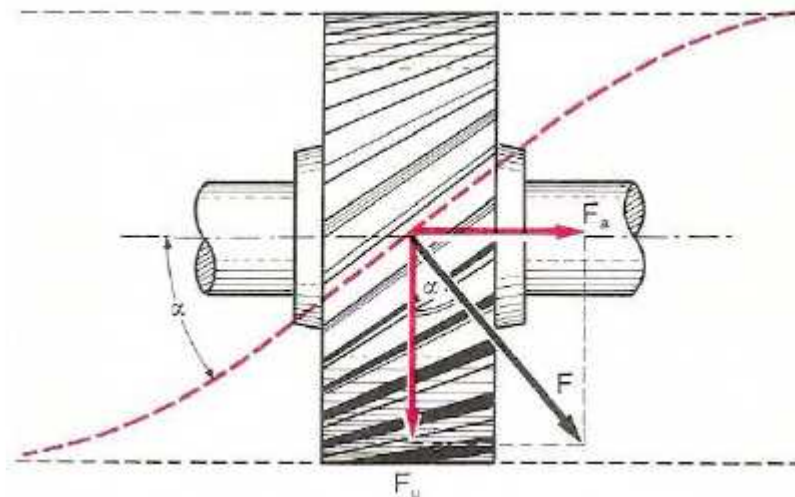


Fig. 2.7.2 – Ruota a dentatura elicoidale

Per esplicitare le principali caratteristiche di funzionamento delle ruote dentate elicoidali consideriamo la seguente figura:

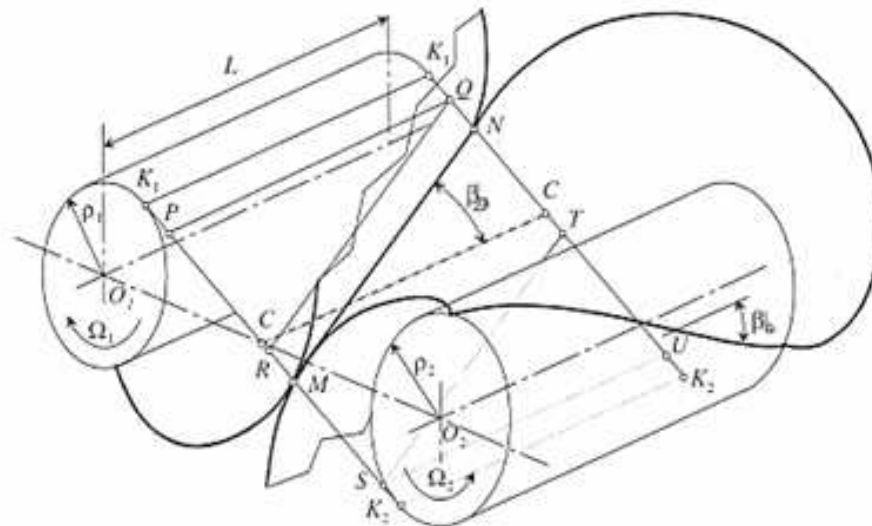


Fig 2.7.3 Generazione dei fianchi dei denti in ruote cilindriche elicoidali

Nella figura sono rappresentati i cilindri di base di due ruote coniugate ed un piano ad essi tangente lungo le rette  $K_1K_1$ ,  $K_2K_2$ . Osserviamo che se le ruote avessero denti dritti, le loro proprietà geometriche potrebbero essere studiate, considerando le circonferenze di base (proiezioni dei cilindri di base su un piano ortogonale agli assi) e la retta  $K_1K_2$ , ad esse tangenti (quella, delle due rette tangenti, sulla quale si sviluppa il contatto fra i profili). Nel caso delle *ruote a denti elicoidali* occorre, invece, fare riferimento ad una rappresentazione spaziale: consideriamo pertanto i cilindri di base ed uno dei piani ad essi tangente (quello sul quale, come vedremo, si sviluppa il contatto fra i denti). Consideriamo un segmento  $MN$  di una retta appartenente al piano tangente ai cilindri di base ed inclinata dell'angolo  $\beta_p$ , rispetto agli assi delle ruote. Nel rotolamento del piano tangente su ciascuno dei due cilindri di base, ogni punto del segmento  $MN$  descrive una evolvente di cerchio. Il segmento stesso genera, in ciascuno di questi due rotolamenti, il fianco di un dente. Questa superficie si appoggia sul corrispondente cilindro di base lungo un'elica, la cui tangente forma l'angolo  $\beta_p$ , con l'asse del cilindro stesso.

I fianchi dei denti delle due ruote coniugate, generati dal segmento  $MN$  nel modo ora descritto, si toccano dunque lungo il segmento  $MN$  stesso. Intersecando i fianchi dei denti con un piano ortogonale agli assi, si ottiene una coppia di profili coniugati ad evolvente che si toccano in un



punto del segmento MN; in particolare, sulle facce laterali delle due ruote le coppie di profili coniugati sono a contatto in M ed in N.

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

La porzione di piano di contatto interessata dal contatto fra i denti è limitata dalle intersezioni PQ, SU con il piano stesso dei cilindri di testa, nonché dai piani laterali delle due ruote: è, quindi, una superficie rettangolare. Tale rettangolo è suddiviso in due parti - una di *accesso* e una di *recesso* - dalla retta di tangenza dei cilindri primitivi, intersezione del piano di contatto con il piano passante per gli assi delle due ruote. Consideriamo adesso come si sviluppa il contatto fra due denti sul piano di contatto. All'inizio dell'imbocco, due denti si toccano in un solo punto (punto P in figura). A partire da tale situazione, il contatto si estende su un segmento di retta, di lunghezza gradualmente crescente fino al valore MN, che viene raggiunto allorché i profili appartenenti alla faccia delle ruote opposta a quella su cui si trova il punto P vengono fra loro a contatto in Q. In questa situazione, il contatto fra i denti avviene sul segmento RQ, di lunghezza uguale a MN. Il contatto fra due denti termina poi gradualmente, con modalità analoghe a quelle con cui ha avuto inizio.

Nella progettazione di particolari meccanici che utilizzano questo tipo di organi di trasmissione è necessario fare particolare attenzione al fatto

che nel contatto fra i denti nasce una spinta assiale che può richiedere l'impiego di *cuscinetti reggispinta*.

Per quanto concerne l'analisi delle forze scambiate da ruote dentate elicoidali, prescindendo dagli attriti, la risultante delle pressioni di contatto fra due denti è una forza  $S$  normale alla superficie di essi, e perciò contenuta nel piano di contatto. La forza  $S$ , normale al segmento  $MN$ , può essere scomposta in una componente  $N$  ortogonale all'asse delle ruote, di modulo:

$$N = S \cos \beta_p$$

ed in una componente  $T$  diretta secondo l'asse stesso, di modulo:

$$T = S \sin \beta_p = N \operatorname{tg} \beta_p$$

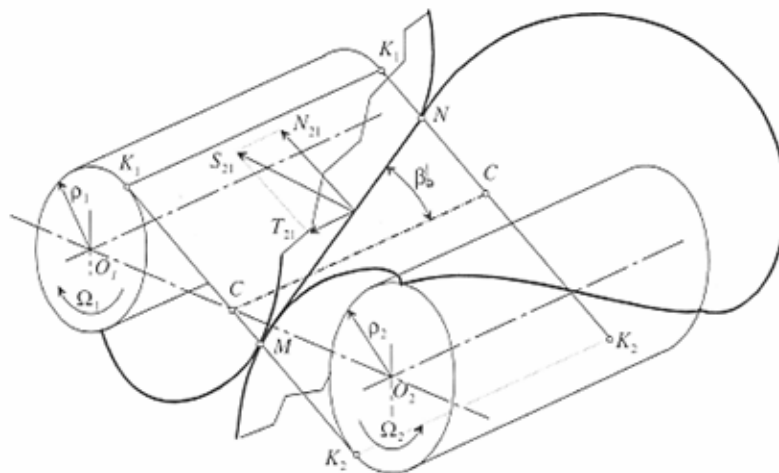


Fig. 2.7.4 – Forze scambiate da ruote dentate elicoidali

## 2.8 Rendimento delle ruote dentate

Per le ruote dentate, la presenza dello strisciamento (anche se minimo) influenza il rendimento di trasmissione che risulta dipendere dal numero di denti di entrambe le ruote oltre che dal coefficiente d'attrito "f", variabile a seconda del materiale di cui esse sono costituite:

$$\eta = \frac{1}{1 + f \cdot \pi \cdot \left( \frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right)}$$

il segno meno vale per *ingranaggi interni*. Normalmente, i valori di rendimento per le ruote dentate si attestano tra il 95% e il 98%,  $\eta = 0,95 \div 0,98$ .

## 2.9 Fabbricazione delle ruote dentate

Esistono parecchi sistemi per fabbricare ruote dentate. Ad esempio si ricordano la fusione in terra, la formatura a guscio, la microfusione, la fusione in forma permanente, la pressofusione, la colata centrifuga, ma anche la sinterizzazione e l'estrusione. Per elevati rapporti tra carico trasmesso e dimensione della ruota tipicamente le ruote dentate sono realizzate in acciaio e successivamente tagliate con un *utensile di forma* oppure *per generazione*. Nel primo caso il vano del dente assume esattamente la forma dell'utensile da taglio utilizzato, mentre nel secondo l'utensile ha una forma differente dal profilo del dente da realizzare e si muove in modo opportuno rispetto alla ruota grezza da lavorare in modo da definirne la forma corretta. Recentemente sta prendendo piede anche la lavorazione mediante *rullatura*, o formatura a freddo, in cui matrici di durezza opportuna vengono rullate contro i pezzi grezzi per formare i denti. La qualità superficiale ottenuta è piuttosto interessante e le tensioni residue di compressione indotte in superficie hanno un effetto benefico in termini di maggiore resistenza a fatica. Gli utensili da taglio usualmente impiegati sono le *frese*, le *stozzatrici*, i *creatori*. Le operazioni di finitura possono essere effettuate tramite lucidatura, sbavatura, rettifica o lappatura. Esistono in commercio applicazioni che coinvolgono ruote realizzate in materiali termoplastici e ottenute tramite stampaggio a iniezione. I carichi in gioco sono chiaramente di bassa entità.

# CAPITOLO 3

## ROTISMI



Fig. 3.1.1 – Riduttore PCM ad assi paralleli

### 3.1 Introduzione

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

I rotismi appartengono alla categoria delle macchine trasmettitori ed la loro funzione è quella di assicurare un determinato rapporto di trasmissione fra due o più alberi: si avrà quindi almeno **un albero motore** o d'ingresso, su cui è *calettata* (connessa rigidamente) la prima delle ruote (movente) che costituiscono il rotismo, ed almeno un **albero condotto** o di uscita, su cui è calettata l'ultima ruota (cedente).

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 rotoidalmente.

I rotismi si dividono fondamentalmente in due categorie:

- **Ordinari:** in cui gli assi delle ruote dentate sono fissi
  - **Epicycloidali:** 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 del cedente (cioè la velocità angolare dell'albero in uscita dal rotismo) e quella del movente (cioè la velocità angolare dell'albero in ingresso al rotismo).

Solitamente si indica con la lettera greca  $\tau$ . In formula:

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

### 3.2 Rotismi ordinari

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

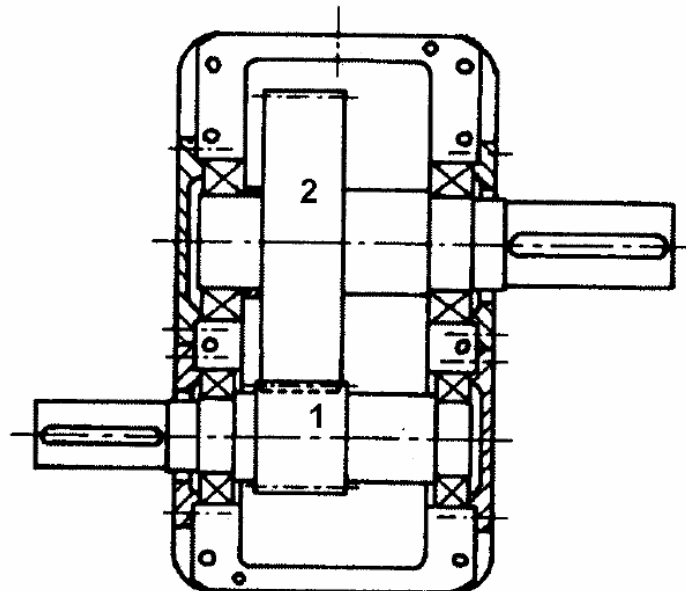


Fig. 3.2.1 – Rotismo ordinario ad un ingranamento

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. Altri tipi di rotismi più complessi possono essere:

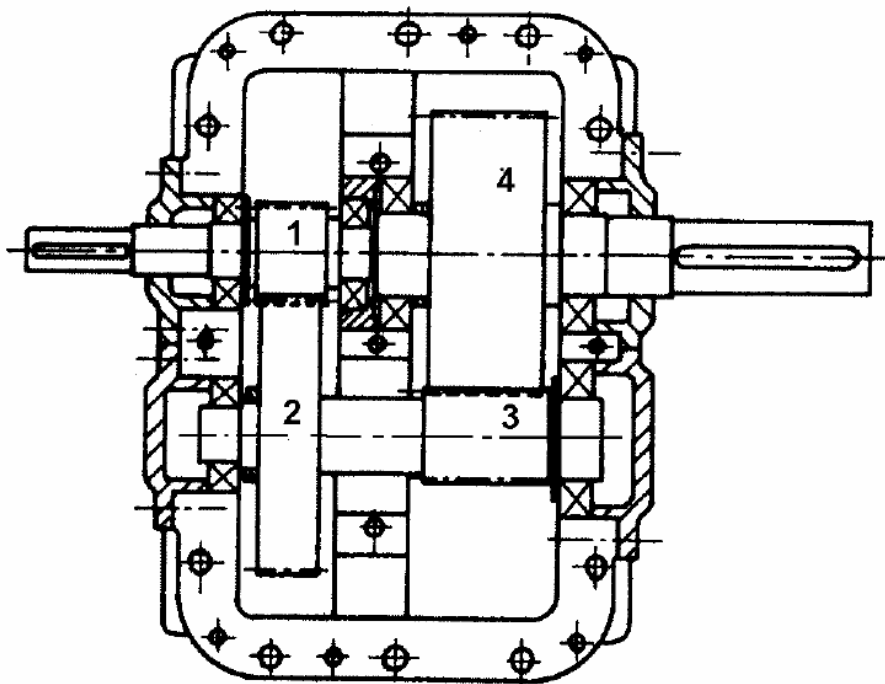
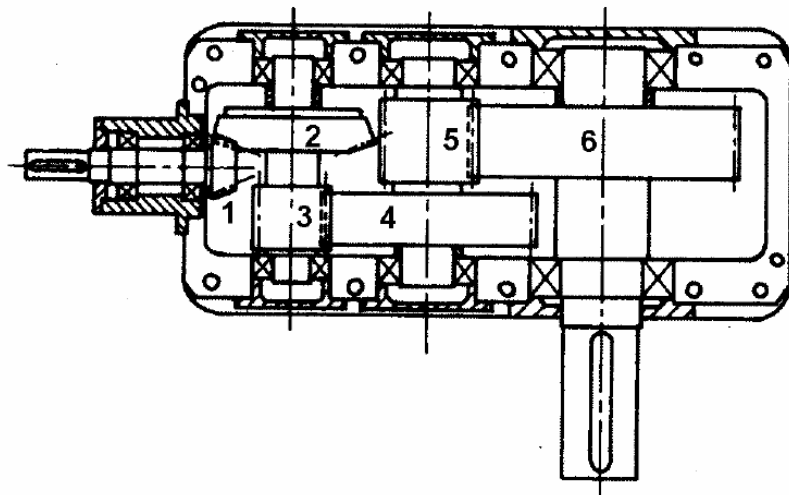


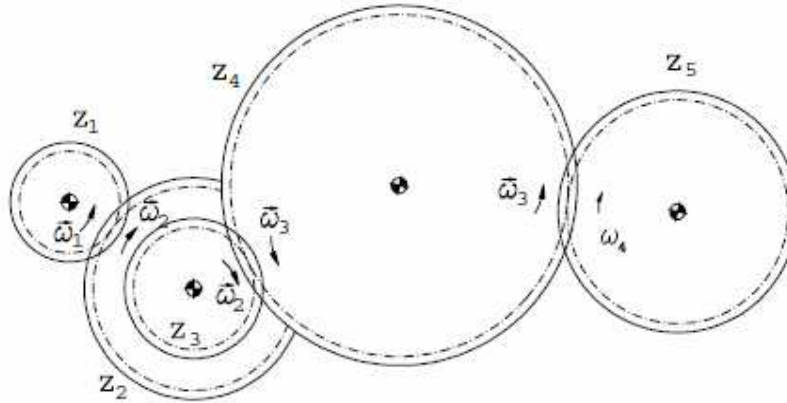
Fig. 3.2.2 e 3.2.3 – Rotismi complessi multingranaggio

Dunque il rapporto di trasmissione di un rotismo ordinario è, nel caso generale e più frequente del rotismo complesso, dato dal rapporto fra il prodotto del numero dei denti delle ruote conduttrici ed il prodotto del numero dei denti delle ruote condotte.

Nel caso di figura 3.2.1 allora indicato con  $Z_1$  il numero di denti del movente e con  $Z_2$  il numero di denti del cedente, il *rapporto di trasmissione*, data la presenza di un solo ingranamento, si scriverà:

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

Se invece consideriamo un rotismo molto più articolato, come il seguente:



Il rapporto di trasmissione sarà dato dalla formula:

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

In aggiunta a quanto detto si può considerare il *rendimento* di questi meccanismi. Dato che le varie coppie di ingranaggi sono disposte in serie, il rendimento complessivo è dato dal prodotto dei rendimenti dei singoli meccanismi che lo compongono. Infatti in ogni meccanismo si hanno perdite per attrito fra i vari denti delle ruote e nelle coppie rotoidali, ma anche perdite per sbattimento dovute al mezzo in cui di solito le ruote sono immerse (prevalentemente olio lubrificante) che esercita una sensibile azione frenante. Considerando tutti questi aspetti e aggiungendo la variabile della deformazione ( seppur minima ) dei denti per effetto della coppia trasferita si possono ottenere dei rendimenti dell'ordine del 70-95 % e anche oltre.

Da ultimo si possono fare cenni sulla fase di progettazione di un rotismo. Solitamente vengo forniti al progettista le velocità angolari del movente e del cedente (da cui si può ricavare il rapporto di trasmissione con le formule sopra citate), la potenza utile (cioè quella applicata al movente)

e la posizione relativa sia dell'albero del movente che di quello del cedente.

Fissati tali parametri, il progetto ha inizio con la scelta della soluzione costruttiva più consona relativamente a tipo di ruote da adottare (cilindriche a denti dritti, elicoidali, bielcoidali, coniche, ecc.) e nel caso si utilizzi un rotismo a più ingranamenti, il rapporto di trasmissione da adottare per le singole coppie di ruote. Infine si sceglie il materiale da utilizzare per la costruzione delle ruote (materie plastiche, alluminio, acciaio, ghisa, ecc) e i relativi parametri fondamentali (diametro primitivo e di testa, larghezza, modulo della dentatura).

### 3.3 Rotismi epicicloidali

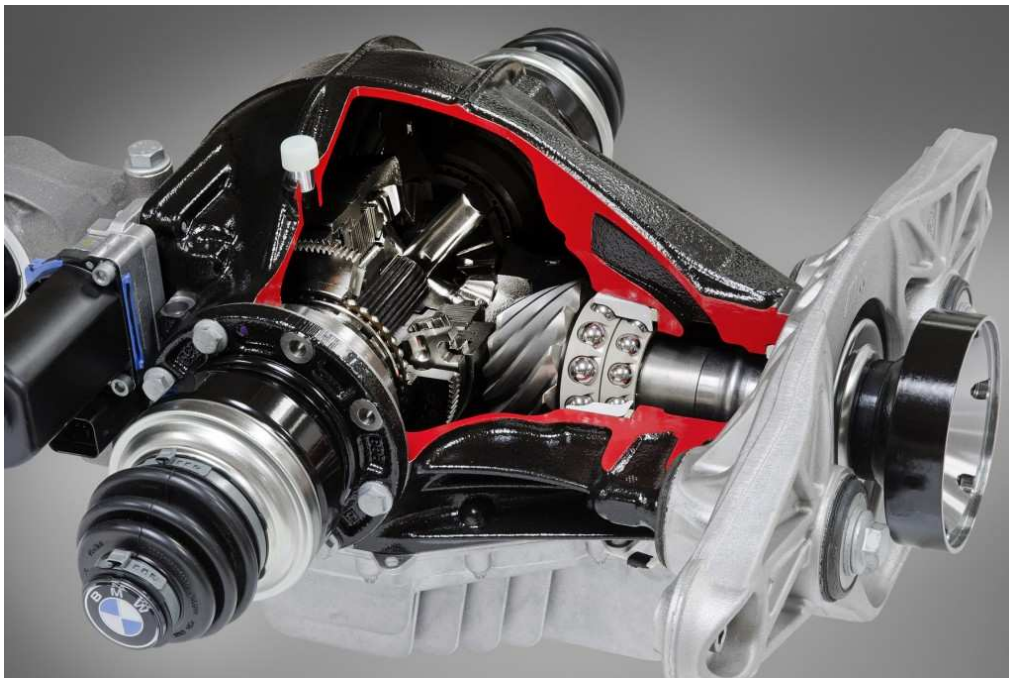


Fig. 3.3.1 – Differenziale autobloccante motorsport montato su BMW M5

Come si è già detto, un rotismo viene definito epicicloidale quando almeno uno degli alberi su cui sono calettate le ruote sia in moto durante il funzionamento. Tale albero prende il nome di *portatreno* o *portasatelliti* mentre le ruote su di esso sono dette *satelliti*. Un meccanismo del genere non avrà più un solo grado di libertà come



avveniva per i rotismi ordinari, ma ne avrà uno in più per ognuno degli assi che sono mobili. Uno dei modi più semplici in cui può essere realizzato un rotismo epicicloidale è rappresentato in fig. 3.3.1, in cui i satelliti sono quelli a cui si fa riferimento con i pedici 2 e 3, mentre le ruote indicate con i pedici 1 e 4 prendono il nome, in modo generico, di prima ed ultima ruota del rotismo epicicloidale; se una delle ruote che ingranano con i satelliti è a dentatura interna, ad essa si dà il nome di *corona*, diversamente prende il nome di *solare*. Le velocità angolari caratteristiche sono quelle dei tre membri principali: quella della prima ruota,  $\omega_1$ , quella dell'ultima ruota,  $\omega_2$ , e quella del braccio portatreno,  $\Omega$ .

Con questo tipo di rotismi non può essere utilizzata, per il calcolo del rapporto di trasmissione, la formula scritta in precedenza. Infatti per prima cosa bisogna trasformare il rotismo epicicloidale in uno ordinario, eseguendo la cosiddetta *inversione cinematica*. Si va a sottrarre la velocità angolare del portasatelliti alla velocità angolare di ogni singola ruota e successivamente si calcola il rapporto di trasmissione con la seguente formula:

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

detta formula di Willis, nella quale  $\omega_n$  è la velocità angolare della ruota n-esima,  $\omega_p$  la velocità angolare del portasatelliti e con  $\omega_1$  la velocità angolare della prima ruota.

### 3.4 Rotismo trattato

Cominciamo ora ad illustrare il rotismo da noi considerato, ovvero un riduttore *meccanico di velocità*. Con questo termine, si indica un meccanismo a uno o più ingranamenti, il quale è in grado di variare la velocità ricevuta in ingresso. Trattandosi per l'appunto di un riduttore,

come il nome stesso suggerisce, la velocità angolare in uscita diminuisce. Infatti, come già ricordato, il *rapporto di trasmissione* in questi dispositivi sarà sempre inferiore a 1.

Nel nostro caso la consegna prevede la progettazione di due coppie di ingranaggi:

- La prima possiede una velocità angolare di *input* di 6000 rpm e deve generare una velocità di *output* di 2500 rpm, dunque basandoci su ciò il rapporto di trasmissione sarà di:  $2500 / 6000 = 0.416$  ovvero un rapporto tra ingresso e uscita di 1 a 2.4.
- La seconda possiede una velocità angolare di *input* di 5200 rpm e deve generare la medesima velocità di *output* cioè 2500 rpm, allora il rapporto di trasmissione sarà di:  $2500 / 5200 = 0.481$  ovvero un rapporto tra ingresso e uscita di 1 a 2.08.

I restanti dati di progetto riguardano invece sia le specifiche del motore a cui il riduttore è asservito, sia vincoli costruttivi riguardanti il riduttore stesso:

- Potenza in ingresso al movente 150 HP;
- Sviluppo verticale del rotismo inferiore ai 200 mm, richiesta la massima compattezza;
- Peso complessivo non superiore a 2,5 kg (vincolo progettuale che, come si vedrà nella conclusione, non sarà rispettato).

Scendendo nei particolari e studiando i dati di progetto si è scelto per prima cosa di adottare la stessa soluzione del riduttore precedente in materia di ruote dentate, ovvero anche in questo caso esse posseggono una dentatura elicoidale per favorire resistenza, durata e affidabilità.

Il particolare considerato ha inoltre la peculiarità di essere monostadio, ovvero di possedere un solo ingranamento, tutto questo a vantaggio della leggerezza.

### Principali caratteristiche:

#### Prima coppia di ruote:

- Numero denti ruota motrice: 14

- Numero denti ruota condotta: 29
- Angolo di pressione ( $\alpha$ ):  $20^\circ$
- Angolo d'elica ( $\beta$ ):  $20^\circ$
- Modulo (m): 3,25 mm
- Larghezza faccia ruote dentate: 30 mm
- Interasse: 75 mm
- Rendimento teorico ( $\eta$ ): 0.97

Seconda coppia di ruote:

- Numero denti ruota motrice: 13
- Numero denti ruota condotta: 30
- Angolo di pressione ( $\alpha$ ):  $20^\circ$
- Angolo d'elica ( $\beta$ ):  $20^\circ$
- Modulo (m): 3,25 mm
- Larghezza faccia ruote dentate: 30 mm
- Interasse: 75 mm
- Rendimento teorico ( $\eta$ ): 0.97

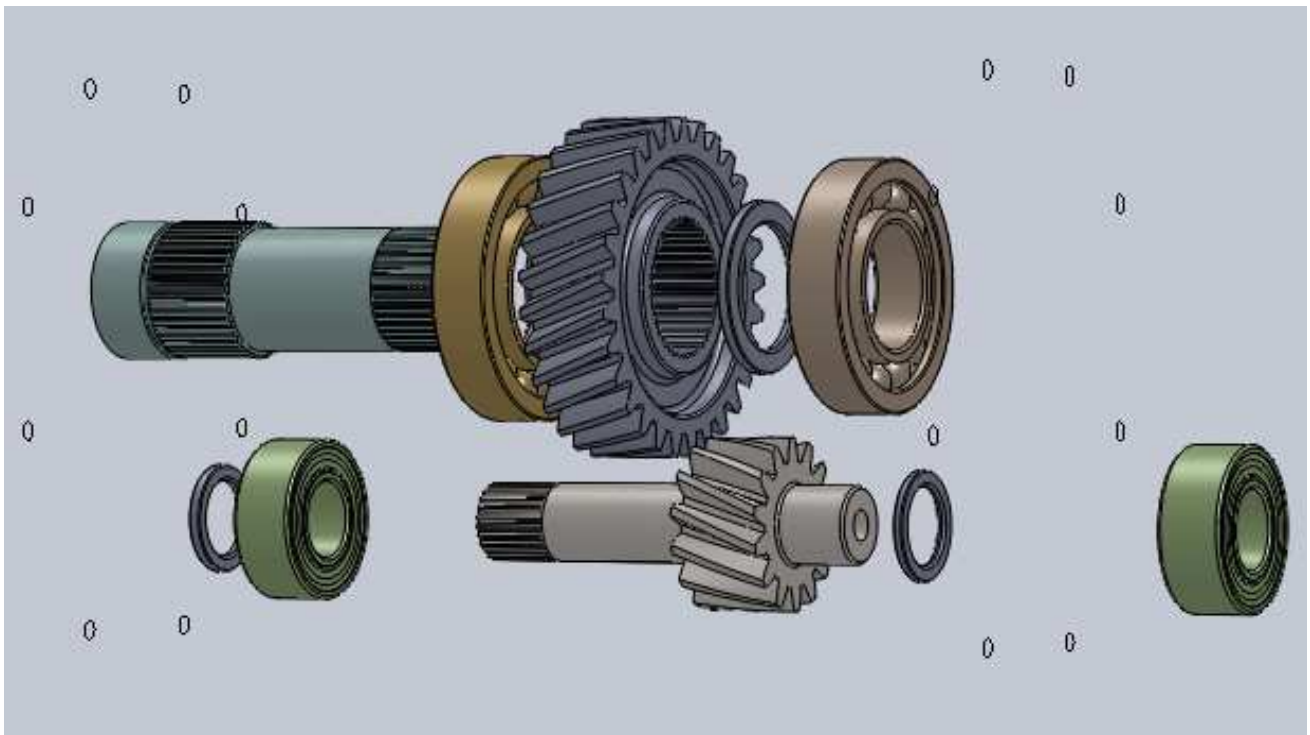


Fig. 3.4.1 – Esploso del rotismo considerato, comprensivo di anelli di ritenuta, spessori e cuscinetti

# CAPITOLO 4

## GUASTI NEI RIDUTTORI

### 4.1 Introduzione

Per la complessità e quindi il grande numero di particolari impiegati, ma anche e soprattutto per gli impegni gravosi a cui questi dispositivi si trovano a fare fronte, possono essere soggetti a guasti più o meno frequenti, anche in relazione alla loro destinazione d'uso finale. Infatti un riduttore come quello da noi considerato si trova a dover svolgere un oneroso lavoro derivante dal dover gestire una potenza e una coppia molto elevate in relazione alle sue dimensioni e un rapporto di trasmissione abbastanza spinto, pur mantenendo un'affidabilità costruttiva totale trattandosi di un prodotto per mezzi aeronautici. Per prima cosa possiamo dire che il nostro riduttore cade nella categoria dei *riduttori veloci* ovvero quei dispositivi la cui velocità di regime è superiore ai 3000 rpm; secondo statistiche, la maggior parte dei guasti si verificano in questo specifico caso per il 50 % sulle ruote dentate e per il 50 % sui cuscinetti. Dunque nei paragrafi successivi verranno analizzate tutte le possibili avarie riguardanti ruote dentate e cuscinetti, cercando di porre l'accento sui possibili rimedi attuabili in fase progettuale per prevenire rotture alle volte catastrofiche.

### 4.2 Avarie nelle ruote dentate

Il progetto o la verifica di una coppia di ruote dentate, dal punto di vista della resistenza strutturale, si basa sulla valutazione delle possibili avarie. Quelle che più frequentemente si verificano nell'esercizio delle trasmissioni di potenza per ingranaggi sono:

- **Erosione superficiale** per eccessiva pressione di contatto fra i fianchi dei denti: è il cosiddetto fenomeno del *pitting*.

- **Rottura da fatica per flessione** del dente.
- **Rottura da sovraccarico** la sezione resistente del dente è inadeguata ai carichi strutturali imposti.
- **Rottura sullo spigolo del dente** è causata da urti e carico irregolare sulla larghezza del dente.
- **Eccessivo surriscaldamento della zona di contatto** tra i denti a causa di insufficiente lubrificazione che comporta microfusioni locali, con profonda alterazione delle superfici coniugate.
- **Usura** causata dal normale ciclo di vita del componente, oltre un certo limite può dare luogo a fenomeni di erosione estremamente dannosi.
- **Grippaggio** dovuta a una mancata o non corretta lubrificazione dei fianchi dei denti.

Di seguito verranno ampliate le tematiche più rilevanti ai fini di garantire la massima affidabilità di questi componenti.

## IL PITTING

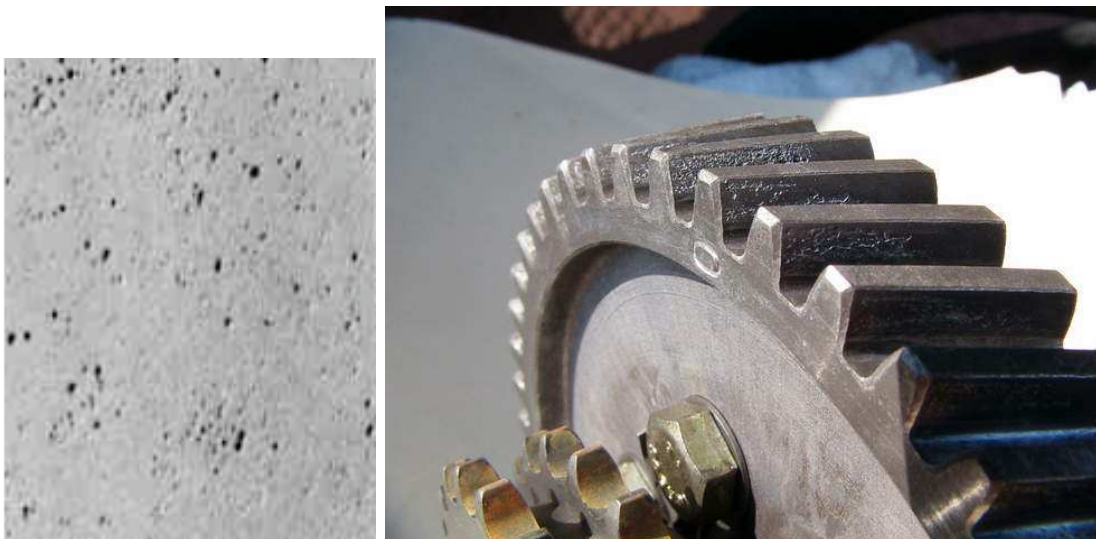


Fig. 4.2.1 e 4.2.2 – Particolare di superficie con pitting e ruota dentata soggetta a pitting

Il danneggiamento da fatica superficiale o pitting è una rottura causata dal superamento del limite di fatica del materiale di cui sono composte le ruote dentate derivante dall'applicazione ripetuta di carichi di

contatto. Chiari esempi sono mostrati nelle figure precedenti. Il pitting si manifesta sulle facce degli ingranaggi come una caratteristica butteratura con incavi e fori ciechi di entità variabile. Gli ingranaggi durante l'esercizio sono sottoposti a tensioni cicliche superficiali o subsuperficiali a causa del continuo impegno e disimpegno dei denti. Se le tensioni indotte sono sufficientemente elevate, dopo un certo numero di cicli di carico, piccoli pezzi di materiale si distaccano producendo crateri di dimensioni ridotte (2-10  $\mu\text{m}$  di diametro). La formazione di questi ultimi è causata dall'innescò di fratture superficiali o sub superficiali, le quali in presenza di elevate tensioni tangenziali variabili nel tempo, si propagano nel materiale. La propagazione di questi *pits* (da cui il termine pitting) di usura avviene inizialmente in modo stabile, fino a quando non raggiungono una dimensione critica che dipende dalla tenacità a frattura del materiale; a questo punto le fessure si propagano rapidamente e si ha l'improvviso distacco di particelle di materiale, come si può notare in figura:

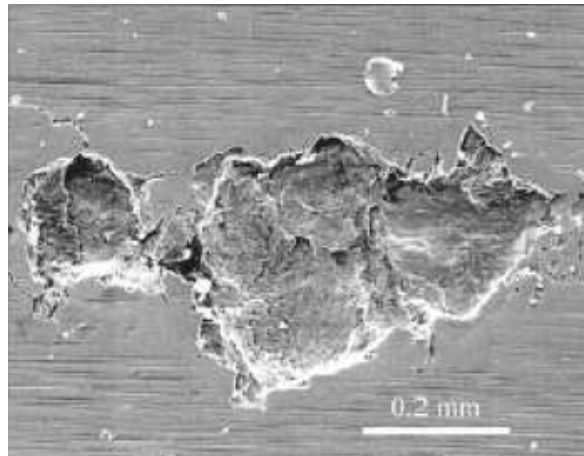


Fig. 4.2.3 – Nucleazione di un pit

La *nucleazione* delle cricche avviene solitamente, in corrispondenza della superficie dove le pressioni di contatto sono molto elevate. Questo è dovuto sia al fatto che il contatto effettivo dei denti avviene su piccole areole, sia all'effetto di concentrazione delle tensioni, indotto dalla rugosità dei profili. I punti maggiormente sollecitati diventano quelli situati appena al di sotto della zona di contatto e questo favorisce la formazione di cricche sulla superficie dei denti. La teoria che sta alla base di questo fenomeno è esplicitata nelle *equazioni di Hertz* che in

realtà forniscono un modello non definitivo e suscettibile di adeguamenti data l'ancora lacunosa comprensione del meccanismo di formazione della "vaiolatura".

L'effetto principale del pitting è quello di aumentare la rumorosità dell'ingranaggio e l'entità delle vibrazioni; inoltre nelle forme più gravi si può giungere alla completa rottura dei denti. Questo fenomeno è incrementato dalla presenza di disomogeneità strutturali, inclusioni e segni di lavorazione alle macchine utensili, ma difetti riguardanti trattamenti termici. L'ubicazione principale dove si possono riscontrare pits è quella relativa alla circonferenza primitiva dove, essendo nulla la velocità di strisciamento, non è possibile instaurare una lubrificazione corretta di tipo idrodinamico. Inoltre la prima ruota a danneggiarsi è quella conduttrice e successivamente si arriva anche alla "butterazione" di quella condotta.

Infine possiamo dare una classificazione delle varie forme di pitting:

- **Pitting iniziale:** è la formazione di piccoli pits di usura ( di diametro superiore ad un micrometro) localizzati in una zona poco estesa in prossimità del centro di istantanea rotazione e tendono a ridistribuire il carico asportando le asperità superficiali.
- **Pitting progressivo:** si manifesta su ruote dentate dove le condizioni superficiali di sovraccarico non hanno permesso una completa redistribuzione del carico durante il pitting iniziale. Quindi le cavità aumentano progressivamente di dimensione e numero rendendo la superficie del dente talmente irregolare da impedire la corretta trasmissione del moto o da arrivare alla sua completa rottura.
- **Flake pitting:** è caratterizzato dalla formazione di pits relativamente poco profondi ma molto estesi che originano crateri di forma triangolare.
- **Spalling:** è un meccanismo di danneggiamento che si verifica quando si combinano elevate tensioni superficiali e rilevanti velocità di strisciamento.

origina in breve tempo danni di rilevante entità ed è causato soprattutto da errori nei trattamenti termici oppure nel processo di creazione della ruota.

- **Micropitting:** si verifica specialmente su superfici indurite e può colpire qualsiasi regione del profilo del dente. Le superfici interessate presentano un aspetto brillante con crateri poco profondi, ma che analisi metallurgiche hanno rilevato essere nuclei di germinazione di fessure a fatica che innescatesi in superficie si propagano verso il cuore del dente.

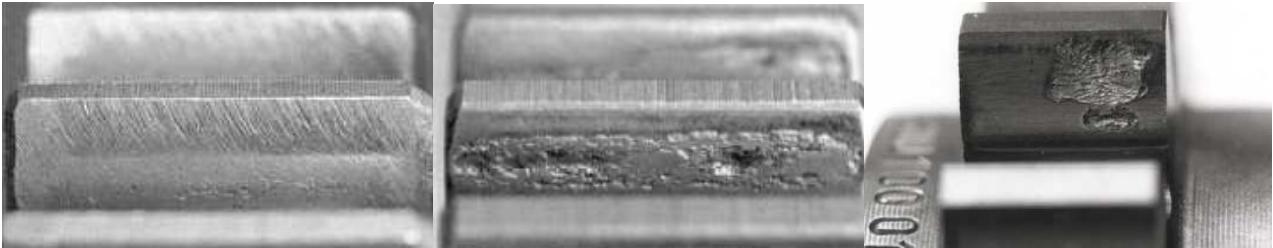


Fig. 4.2.4, 4.2.5, 4.2.6 – Pitting iniziale, pitting progressivo, flake pitting



Fig. 4.2.7, 4.2.8 – Spalling e micropitting

## RIMEDI

I parametri dai quali dipende maggiormente la resistenza a pitting sono quelli che influenzano la distribuzione e l'intensità delle pressioni di contatto e le tensioni subsuperficiali durante l'ingranamento dei denti.

Dunque contro questo fenomeno è auspicabile che si utilizzino:

1. dove possibile lubrificanti ad alta viscosità, con un occhio di riguardo alle temperature di funzionamento dell'insieme le quali sono direttamente proporzionali al limite a fatica del materiale costituente le ruote dentate.



2. trattamenti superficiali (termici o meccanici) tali da garantire la massima durezza superficiale delle ruote dentate contro la nucleazione dei pits sulle facce dei denti.
3. minima rugosità superficiale degli ingranaggi in modo da non favorire la germinazione di cricche a fatica.
4. numero elevato di denti e grande angolo di contatto (entro i limiti costruttivi) per favorire la corretta ripartizione dei carichi tra le ruote in presa.

## ROTTURA DA FATICA PER FLESSIONE DEL DENTE

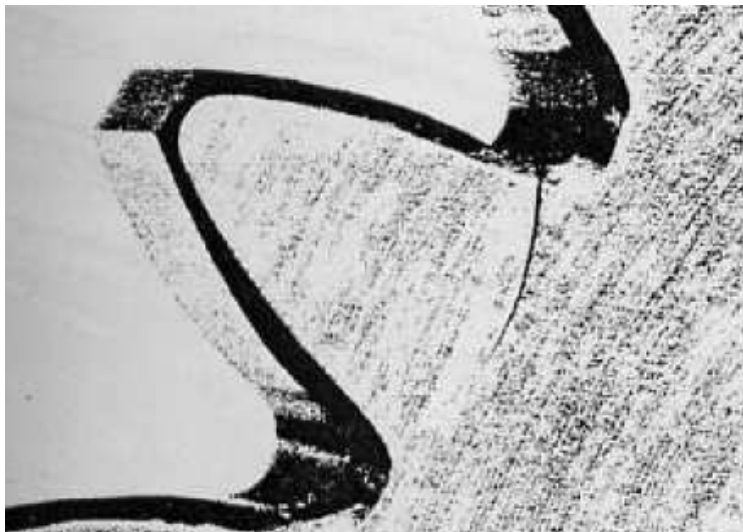


Fig. 4.2.9 – Cricca di fatica in un dente

La rottura da fatica per flessione alternata del dente o *bending* è caratterizzata dall'accrescimento e dalla formazione di cricche, che si innescano di solito in prossimità del raccordo tra il profilo del dente e la circonferenza di piede. Lo sforzo flessionale è in questo caso pulsante e ciò è dovuto al fatto che il punto di contatto dove si scarica la forza scorre lungo il profilo del dente, rendendo variabile il braccio con cui calcolare il momento flettente. La sollecitazione massima che è ubicata nel piede del dente è inoltre ulteriormente accresciuta dalla presenza di un coefficiente d'intaglio dovuto alla realizzazione del raccordo trocoidale.

Questo tipo di danneggiamento è piuttosto insidioso perché la rottura non è preannunciata da alcun segnale evidente, infatti questa avviene in modo del tutto inatteso quando la cricca raggiunge dimensioni critiche per la resistenza della sezione del dente in corrispondenza dei carichi di esercizio. L'innesco della fessura avviene in genere nella zona di raccordo dove si raggiungono elevate tensioni flessionali che vengono amplificate in seguito alla variazione della sezione resistente.

La presenza di rigature superficiali indotte dal processo di rettifica, la disomogeneità della struttura e della composizione del materiale, le inclusioni, favoriscono la enucleazione e la propagazione del difetto che può avvenire anche per valori nominali della tensione inferiori al limite di durata.

Per quanto riguarda i fattori che influenzano la resistenza al bending, i risultati sperimentali mettono in evidenza l'importanza della rugosità superficiale in corrispondenza del raggio di raccordo, in particolare se le rigature sono in direzione longitudinale. L'aumento della finitura superficiale, l'assenza di rigature di rettifica e di fenomeni ossidativi, consente di incrementare la resistenza a flessione.

Altri parametri funzionali di grande importanza sono la durezza e la microstruttura in prossimità del raggio di raccordo e l'entità delle tensioni residue.

## USURA

Con il termine usura si intende definire quel fenomeno superficiale nel quale strati di metallo sono rimossi, più o meno uniformemente, dalla superficie in contatto dei denti. In modo molto più generale possono essere chiamati fenomeni di usura tutti quelli che, per qualche motivo, anche di fatica, modificano in qualche modo la *superficie attiva* del dente. Le cause più comuni dell'usura dei denti degli ingranaggi sono rappresentate dal contatto metallo-metallo dovuto ad un film d'olio inadeguato, da particelle abrasive nell'olio, dalla rottura del film d'olio nella zona di contatto, da particolari additivi caratterizzanti la composizione dell'olio.

Si possono verificare gradi diversi di usura, che vengono misurati in termini di millesimi di pollice, per milione o 10 milioni di cicli di contatto. Si può parlare di usura moderata quando con bassi carichi, velocità e temperature non elevate persistono gli strati di ossido che a loro volta riducono l'interazione dei corpi a contatto; i detriti di usura sono di dimensioni molto ridotte (dell'ordine di pochi  $\mu\text{m}$ ), di solito quasi completamente costituiti da ossidi e le superfici usurate risultano quasi lisce. Con il crescere dei carichi e delle velocità si può verificare la distruzione dello strato di ossido, con conseguente contatto ed usura diretti; in tal caso si è in presenza di usura severa, ed in particolare i detriti di usura possono raggiungere centinaia di  $\mu\text{m}$  e le superfici abrase risultano molto ruvide. L'usura severa può però essere ridotta dalla velocità di riformazione dell'ossido. A questo punto si è quindi di fronte a due meccanismi: l'uno di danneggiamento, l'altro di ricostituzione delle superfici. Con una crescita ulteriore del carico e della velocità, il danneggiamento tenderebbe ad aumentare, ma questo può essere impedito dalla riformazione dell'ossido favorita adesso dalle alte temperature di funzionamento. Esistono vari modi in cui si può manifestare l'usura:

- **Per adesione:** si intende il trasferimento di materiale da una superficie all'altra dei denti, a causa di *micro-saldature* tra le areole di contatto, piuttosto deboli se dovute a legami fisici, ma molto forti se dovute ad affinità chimica. Questo fenomeno è ristretto al meato del fluido lubrificante e agli strati ossidati sulla superficie del dente e si può dividere in usura per adesione leggera, per adesione moderata e per adesione severa.
- **Per abrasione:** si intende la *solcatura* o *micro-taglio* del materiale causato da protuberanze dure o particelle dure. Questa si sviluppa generalmente tra corpi di differente durezza, ed ancor più se non affini chimicamente, ad esempio tra materiali plastici e metallici. Si verifica in seguito a contaminazione del sistema di lubrificazione da parte di materiale estraneo, come trucioli da lavorazione, ossido proveniente dalle tubature, materiale abrasivo residuo proveniente da processi di pulizia.

- **Lucidatura (polishing):** consiste in un processo lento di asportazione del materiale a causa del contatto metallo-metallo, che genera durante il funzionamento superfici estremamente lisce sui fianchi dei denti. Durante il funzionamento a bassa velocità dove il film d'olio è molto sottile, la lucidatura è il fenomeno più comune. Una volta che gli ingranaggi abbiano subito lucidatura, un'ulteriore azione di usura può essere ridotta utilizzando un lubrificante altamente viscoso o riducendone la temperatura; altre possibili soluzioni riguardano la riduzione del carico trasmesso o l'incremento della velocità operativa per realizzare uno spessore maggiore di film lubrificante.
- **Corrosione:** si tratta di un processo di usura dove le interazioni chimiche o elettrochimiche con l'ambiente circostante di due corpi a contatto e in moto relativo possono essere predominanti. La causa di questo tipo di usura è anche in questo caso la contaminazione del sistema di lubrificazione da parte di solventi, sgrassatori, sale, possibili reazioni con l'umidità, elementi lubrificanti o materiale di base dei componenti.

## GRIPPAGGIO

Il grippaggio parziale detto anche *scuffing*, si verifica quando, in presenza di combinazioni critiche di carico applicato, velocità di strisciamento e temperatura di ingresso del lubrificante, il film d'olio protettivo, che separa fisicamente le superfici dei denti in presa, si rompe e si ha contatto diretto. Se le pressioni di contatto e le velocità di strisciamento sono sufficientemente elevate si possono formare delle *saldature superficiali* che vengono rotte durante la rotazione dell'ingranaggio; da questo punto di vista il danneggiamento per *scuffing* è un meccanismo di usura adesiva in condizioni di lubrificazione elastoidrodinamica, mista o limite inadeguata. L'effetto principale dello *scuffing* è la presenza di striature superficiali orientate nella direzione di strisciamento, e disposte in prossimità della radice e dell'apice del dente.

Tali striature sono l'effetto della continua adesione e distacco del materiale con lo spostarsi del punto di contatto lungo il profilo dei denti. Dal punto di vista funzionale, l'usura della superficie dei denti causa un aumento del coefficiente di attrito e della potenza dissipata sotto forma di calore e causa delle azioni tangenziali che si trasmettono i denti in presa.

Nelle forme di danneggiamento più gravi, lo scuffing determina la modifica del profilo della dentatura, con conseguente funzionamento irregolare e rumoroso che può mettere fuori uso l'ingranaggio velocemente. Il fenomeno si manifesta prevalentemente in *addendum* e *dedendum*, dove si raggiungono le pressioni di contatto più elevate e maggiori velocità di strisciamento. Di solito l'addendum del pignone è maggiormente soggetto ad usura in quanto, anche se la velocità di strisciamento è minore, lo è pure la capacità di smaltimento del calore che è favorito nelle zone in prossimità del corpo del pignone.

In particolare il raffreddamento dei denti è favorito nelle zone di estremità nel senso della larghezza di fascia, per cui ci sarà da aspettarsi un'usura maggiore nella zona centrale.

Lo scuffing si verifica frequentemente in corrispondenza di una delle estremità a causa delle maggiori pressioni di contatto dovute ai disallineamenti assiali delle ruote coniugate.

La probabilità di scuffing aumenta al crescere del carico, della rugosità superficiale, della velocità di strisciamento e della temperatura d'ingresso dell'olio, mentre diminuisce al crescere della viscosità dell'olio, dello spessore del film di lubrificante e della durezza dei materiali. A seconda dell'intensità con la quale si manifesta il danneggiamento in esame, o delle particolari condizioni in cui esso si verifica, si parla di *frosting*, *scuffing leggero*, *scuffing moderato*, *scuffing severo* e *scuffing localizzato*.

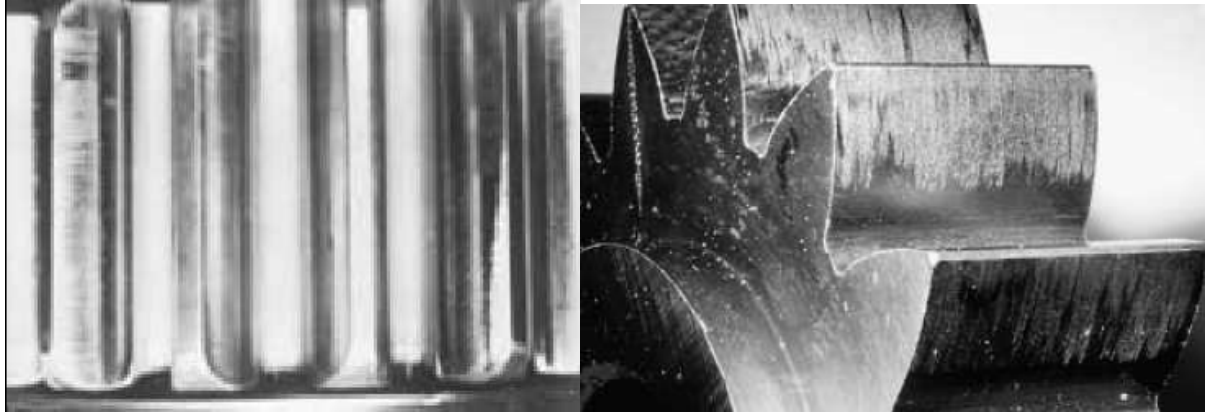


Fig. – 4.2.9, 4.2.9 Scuffing moderato e scuffing sulla faccia degli ingranaggi di una ruota dentata

- *Frosting*: nel caso in cui le microsaldature si ottengono limitatamente alle asperità superficiali in corrispondenza dei picchi di rugosità, il danneggiamento del materiale interessa una zona piuttosto ristretta del fianco del dente. Infatti la superficie del dente appare cristallina, irregolare in piccola scala, e le striature lungo la direzione di strisciamento sono del tutto assenti.
- *Scuffing leggero*: se si arriva alla rottura del film di lubrificante si possono indurre delle saldature sul fianco del dente piuttosto evidenti. Quindi la rotazione dell'ingranaggio produce la continua asportazione e formazione delle areole di saldatura, che vanno a formare così le caratteristiche striature orientate nella direzione dello strisciamento dei denti; tale condizione è progressiva e genera un'alterazione del profilo, anche se in qualche caso lo scuffing leggero riesce ad arrestarsi durante l'esercizio.
- *Scuffing moderato*: se lo scuffing leggero progredisce, il fenomeno va avanti e in tal caso la maggior parte della superficie del dente risulta danneggiata; questo tipo di scuffing si può presentare anche in presenza di *disallineamenti* delle ruote dentate.
- *Scuffing severo*: nella condizione in cui si hanno elevati carichi, velocità periferiche e temperature di ingresso del lubrificante, il danneggiamento progressivo per scuffing può portare velocemente alla distruzione del profilo del dente. Poiché la quantità di materiale asportato per usura adesiva è proporzionale alla velocità di strisciamento, saranno le zone lontane dal centro di istantanea rotazione ad usurarsi in misura maggiore. Tale rimozione non uniforme di materiale altera il profilo del dente e produce fenomeni di

concentrazione delle tensioni superficiali e subsuperficiali, quando il contatto avviene al *pitch point*. Lo scuffing severo è quindi in grado di favorire l'insorgere di fenomeni di fatica superficiale come il pitting.

Inoltre a causa dell'alterazione del profilo del dente si ha un funzionamento irregolare dell'ingranaggio che produce rumore e vibrazioni, e che nei casi più gravi determina la rottura alla base del dente a causa dei sovraccarichi dinamici.

□ *Scuffing localizzato*: Si può generare un danneggiamento localizzato sulla superficie del dente a causa di disallineamenti, imperfezioni della dentatura, e tutte le altre condizioni che favoriscono una distribuzione non omogenea del carico sul fianco della dentatura. Con l'intensificazione dello stato di tensione lo scuffing si manifesta a carichi minori di quelli critici ottenuti per ingranaggi funzionanti in modo corretto.

#### 4.2.1 Precauzioni e rimedi contro i guasti

Data l'importanza del corretto funzionamento delle ruote dentate ai fini di garantire l'affidabilità del nostro riduttore e quindi la sicurezza dell'aeromobile, possiamo citare alcune precauzioni da considerare con attenzione relative alla fabbricazione e all'impiego degli ingranaggi.

Per evitare gli inconvenienti sopra citati un provvedimento efficace consiste nel ridurre le forze esterne utilizzando dimensioni maggiori, in particolare interassi delle ruote più grandi e di conseguenza forze periferiche minori. In molti casi anche la velocità gioca un ruolo fondamentale, dunque bisogna cercare di limitarle il più possibile (rispettando ovviamente parametri e necessità di progetto) per evitare pericolosi grippaggi ma anche eccessivo rumore. Le forze secondarie esterne come per esempio quelle dovute alla coppia di spunto, possono essere limitate con innesti idraulici, elastici a torsione oppure a frizione. Le forze secondarie interne invece (forze oscillatorie) si riducono utilizzando denti di elevata qualità, dentatura elicoidale o il rapido attraversamento del numero critico di giri. Attenzione anche alla

ripartizione irregolare della forza sui denti che può causare rotture di spigoli dei denti stessi oppure guasti su fianchi.

Un ruolo fondamentale è giocato anche dai trattamenti termici, i quali se eseguiti correttamente rendono la superficie dei denti, dura, omogenea, e resistente quanto basta per ottenere il funzionamento ottimale dell'ingranamento. La cementazione e la rettifica della dentatura sono procedimenti efficaci contro la formazione di pitting e cricche da fatica, come anche la tempra per induzione, la quale però richiede una scelta dei materiali molto accurata e uno studio del trattamento in modo che questo sia riproducibile con precisione. Contro la vaiolatura e il grippaggio si ottengono eccellenti risultati con la nitrurazione, anche se in questo caso le dentature sono più sensibili agli urti e ai danni sugli spigoli. Da ultimo possiamo affermare che un corretto sistema di lubrificazione degli ingranaggi (magari coadiuvato da elementi filtranti) si rivela nella stragrande maggioranza dei casi la carta vincente per prolungare la vita di sistemi con alti carichi e al tempo stesso velocità di funzionamento elevate, ma è ovviamente applicabile ovunque si cerchi la massima affidabilità, come nel nostro caso.

## 4.3 Problemi nei cuscinetti

### 4.3.1 Breve introduzione ai cuscinetti



Fig. 4.3.1 – Vari tipi di 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.

**Cuscinetti radenti:** devono il loro funzionamento alla pellicola di lubrificante che sostiene il perno rotante, sono detti anche bronzine.

**Cuscinetti volventi:** detti anche a rotolamento, il movimento è facilitato dall'interposizione di elementi volventi come sfere o rulli. Si può effettuare un'ulteriore suddivisione in:

- *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, posso avere rulli di forma cilindrica, conica, a botte.

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

#### 4.3.2 Avarie nei cuscinetti

Trattiamo ora dei possibili guasti che possono colpire i cuscinetti. Un normale cuscinetto, anche di qualità non eccelsa è "garantito" per almeno un milione di cicli ma tanti sono i fattori che posso porre fine alla sua vita utile in anticipo. Secondo recenti studi della casa produttrice FAG relativi a cuscinetti automobilistici il 70 % delle rotture avviene per una lubrificazione inadeguata (eccessiva o insufficiente) oppure per l'utilizzo di un lubrificante inadeguato. Nel 18 % dei casi si tratta di sporcizia o fuoriuscita di lubrificante dalle tenute del cuscinetto. La restante parte riguarda errori di montaggio come montaggio eccessivamente forzato o eccessivo riscaldamento, regolazione o serraggio inadeguati.



Fig. 4.3.2 - Cuscinetti con evidenti segni di danneggiamento

Ecco una raccolta delle principali avarie possibili su cuscinetti:

### **SURRISCALDAMENTO**



Fig. 4.3.3 - Corona interna con evidenti segni di surriscaldamento

Le cause principali sono forte calore esterno e insufficiente lubrificazione oppure anche un non corretto dimensionamento del particolare. Le conseguenze di ciò risultano essere un elevato indebolimento delle capacità di carico e un crollo della durezza sopra i 200 °C, in casi estremi si ha la dilatazione del cuscinetto stesso con effetti deleteri sulla sua resistenza.

## **ROTTURA DELL'ANELLO ESTERNO**



Fig. 4.3.4 - Cedimento della corona esterna

In questo caso ciò è dovuto a uno scarso appoggio degli anelli nelle sedi di ritenuta, oppure ad un precarico assiale dovuto ad un gioco errato del particolare durante l'esercizio. La rottura si propaga uniformemente lungo la circonferenza, spesso in corrispondenza di parti danneggiate e l'anello più grande presenta molto spesso una superficie di lavoro irregolare, segnale di imminente cedimento.

## **INCLINAZIONE DELLA PISTA DI SCORRIMENTO**



Fig. 4.3.5 - Pista evidentemente inclinata rispetto a quella originale

Causata da alberi di trasmissione piegati, non correttamente centrati o allineati, imprecisioni produttive su sedi o spallamenti dei cuscinetti infine filettature non parallele rispetto all'asse passante per il centro della sede del cuscinetto. Le conseguenze di ciò sono un anomalo

consumo delle piste di scorrimento che possono generare rumori e vibrazioni.

### **SERRAGGIO ECCESSIVO**

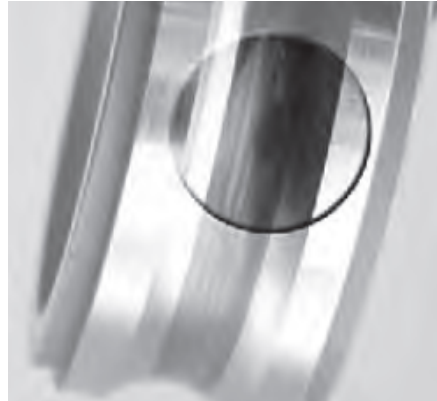


Fig. 4.3.6 - Particolare di pista segnata in senso longitudinale

In questo caso sono presenti sulla pista notevoli tracce perimetrali che fanno crollare la resistenza a fatica del cuscinetto, il quale può cedere anche per carichi inferiori rispetto a quello nominale. Ciò si verifica in assenza di corretta lubrificazione, ma soprattutto quando vengono utilizzati giochi di montaggio errati.

### **AFFATICAMENTO (USURA DA FATICA)**



Fig. 4.3.7 - Dettaglio di una pista con evidenti segni di usura

Questo tipo di guasto si verifica o quando il cuscinetto è prossimo alla fine del suo ciclo di vita oppure quando si montano cuscinetti inadeguati agli scopi preposti.

Il fenomeno, detto anche *sfogliatura*, si manifesta in special modo sui cuscinetti ad alta velocità sebbene possano anche essere sottoposti a carichi non elevati. Essa è causata da screpolature nella superficie di scorrimento e usura da piccoli pezzi provenienti dagli anelli o da corpi volventi. La sfogliatura è progressiva e si espande rapidamente, una volta iniziata, per effetto dell'utilizzo continuo; è sempre accompagnata da rumore più o meno intenso.

### **IMPRONTE DEI CORPI VOLVENTI**



Fig. 4.3.8 - Piste con impronte di sfere

E' una deformazione plastica delle superfici di rotolamento, con conseguente funzionamento anormale e aumento dell'attrito. Aumenta anche il rumore di funzionamento perché le ammaccature delle pista causate dai corpi volventi amplificano le vibrazioni. Questo fenomeno è causato da sovraccarico statico del cuscinetto oppure da forti impatti su di esso e può portare a guasti precoci. In questa circostanza il montaggio e lo smontaggio del particolare assume grande rilevanza.

### **LUBRIFICAZIONE INADEGUATA**



Fig. 4.3.9 – Segni di sfregamento da mancata lubrificazione

Questo fenomeno riguarda sia l'utilizzo di lubrificanti non adatti, sia una portata d'olio inferiore alle necessità di funzionamento. Oltretutto la lubrificazione può essere inficiata anche dal raggiungimento di temperature elevate che vanno a modificare le caratteristiche dell'olio, prima su tutte la sua viscosità. Ciò può comportare una dannosa alterazione del film protettivo fra gli elementi del cuscinetto. Come conseguenza ne risulta un'usura eccessiva di corpi volventi, anelli e gabbie, causata da surriscaldamento e rottura. Possibili rimedi sono la scrupolosa scelta del lubrificante e il controllo del precarico del cuscinetto per ridurre giochi e temperature di funzionamento.

### **ROTTURA DEI BORDI**



Fig. 4.3.10 – Danneggiamento del bordo di un cuscinetto

Le principali cause sono, il carico assiale che eccede il limite ammesso, oppure il sostegno non adeguato del bordo del cuscinetto, non raramente entrano in gioco anche errori di montaggio. Come conseguenza i bordi dapprima si indeboliscono fino poi a rompersi staccandosi del tutto dal corpo del cuscinetto con conseguenze disastrose. L'unico rimedio in questa circostanza è prestare particolare attenzione al dimensionamento del particolare come al suo montaggio.

## 4.4 Calcoli su ruote dentate

### 4.4.1 Teoria di Lewis

Il metodo di Lewis poggia su un'ipotesi estremamente semplificativa: il dente, infatti, viene considerato semplicisticamente come una mensola incastrata soggetta a flessione semplice per effetto dello sforzo trasmesso dall'unica coppia di denti in presa. A fronte di ciò si teorizza che lo spessore  $s_f$  della sezione resistente, la sua distanza  $h_f$  dalla testa del dente e la larghezza  $b$ , siano tutte proporzionali al modulo  $m$  della ruota dentata. In tali ipotesi si perviene, per il modulo, alla seguente formula risolutiva:

$$m = C \cdot \sqrt[3]{\frac{M}{\lambda \cdot z \cdot f_v \cdot \sigma_{am}}}$$

In cui:

■  $M$  è il momento da trasmettere ricavato dalla potenza di calcolo  $N_f$   
 $N_c s = \times$  dove  $N$  è la potenza effettiva ed  $f_s$  il fattore di servizio tratto dalla seguente tabella:



Tipo di utilizzazione	Generatori, piccoli ventilatori, piccole pompe centrifughe, miscelatori, trasportatori a cinghia, comando avanzamento macchine utensili, ecc.	Grandi ventilatori, grandi pompe centrifughe, pompe di circolazione, pompe a pistoni multipli, comando principale macchine utensili, azionamento di gru, ecc.	Pompe a pistone semplice, elevatori, estrusori e miscelatori per gomme e materie plastiche, molini, ecc.	Escavatori, laminatoi, macchine pesanti per siderurgia, frantumatori per miniera, ecc.
Motore elettrico a bassa coppia di spunto; turbine	1	1,25	1,5	1,75
Motore elettrico ad elevata coppia	1,1	1,35	1,6	1,85
Motori endotermici pluricilindrici	1,25	1,5	1,75	2
Motori endotermici monocilindrici	1,5	1,75	2	2,25

$\lambda = \frac{b}{m}$  si assume secondo il seguente prospetto:

- $\lambda = 10, 15$  costruzione poco rigida
- $\lambda = 15, 25$  supporti scatolati
- $\lambda = 25, 30$  costruzione accurata e rigida

$z$  è il numero di denti del pignone e dovrà essere  $z \geq z_{min}$  dove  $z_{min}$  è il numero minimo di denti per evitare l'interferenza ricavabile o dalla formula:

$$z_{min} = \frac{2}{\sqrt{u^2 + (1 + 2u) \cdot \sin^2 \theta} - u}$$

$f_v$  è il coefficiente di velocità che tiene conto dei sovraccarichi relativi alla velocità d'urto, all'inerzia ed alle eventuali vibrazioni. Esistono formule empiriche tra cui le seguenti:

$$f_v = 12 / (12 + v^{1/2}) \text{ per dentature molto precise}$$

$$f_v = 6 / (6 + v^{1/2}) \text{ per dentature di buona qualità}$$

$$f_v = 3 / (3 + v^{1/2}) \text{ per dentature correnti}$$

■  $\sigma_{am}$  è la tensione ammissibile per la sollecitazione di flessione del dente; si può ricavare dal carico di rottura  $\sigma_R$  del materiale.

■ C è il coefficiente di Lewis ricavabile dalla seguente tabella per angolo di pressione

$\theta = 20^\circ$ :

z	y	$c = \sqrt[3]{\frac{2}{y}}$
12	0,245	2,01
13	0,261	1,97
14	0,275	1,94
15	0,285	1,91
16	0,295	1,89
17	0,302	1,88
18	0,309	1,86
19	0,315	1,85
20	0,321	1,84
21	0,327	1,83
22	0,322	1,82
24	0,34	1,81
26	0,346	1,79
28	0,352	1,78
30	0,358	1,77
34	0,371	1,75
38	0,383	1,73
43	0,396	1,72
50	0,408	1,70

#### 4.4.2 Pressione di contatto

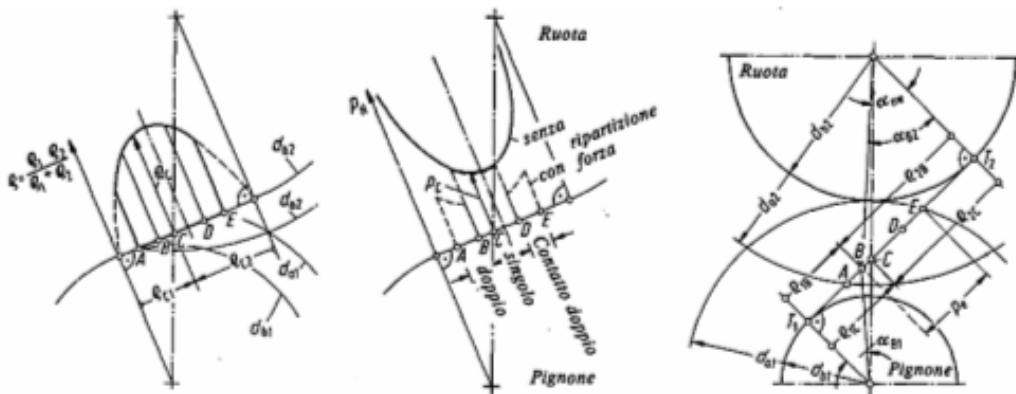
La ripartizione della pressione nei fianchi dei denti (che sono degli accoppiamenti rotolamento strisciamento) si discosta da quanto si potrebbe prevedere in base alle equazioni di hertz in presenza di un lubrificante. Per questo motivo e per il fenomeno citato in precedenza della craterizzazione, il calcolo della pressione di Hertz non è un metodo esatto per la valutazione del pericolo di avaria, ma costituisce un buon indice della sollecitazione locale nel punto di contatto. Dalla teoria dell'andamento locale della pressione di contatto, la pressione di Hertz vale:

$$p_H = \sqrt{\frac{F_n}{l} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

Con  $\rho$  raggio equivalente di curvatura:

$$\rho = \frac{1}{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

Dato che i danni sul pignone si verificano perlopiù al piede del dente, cioè tra A e C come da figura sottostante, si utilizza la pressione di Hertz nel punto di contatto singolo interno del pignone B come criterio determinante per la sollecitazione.



## 4.5 Calcolo dei cuscinetti

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

- *Tipo di carico*: può essere statico o dinamico
- *Direzione e intensità dei carichi*: distinguere dunque tra carichi di tipo assiale ( $F_a$ ) oppure di tipo radiale ( $F_r$ ).
- *Durata prevista*: espressa in ore ( $L_h$ )

- *Numero di giri al minuto*: indicato con n.

Successivamente si andrà a consultare un catalogo di cuscinetti (come per esempio FAG o SKF) per cercare quello più adatto.

**Tabella 5 VALORI ORIENTATIVI DELLA DURATA TEORICA ( $L_h$ ) PER DIVERSI TIPI DI MACCHINE**

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

Tabella 4.5.1 – Durata teorica di cuscinetti per diversi tipi di macchine

### Calcolo per carico statico:

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 tabulato qui sopra:

Tipi di funzionamento	Cuscinetti rotanti						Cuscinetti non rotanti	
	<i>Esigenze relative alla silenziosità</i>							
	<i>non importanti</i>		<i>normali</i>		<i>elevate</i>		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	$\geq 1.5$	$\geq 2.5$	$\geq 1.5$	$\geq 3$	$\geq 2$	$\geq 4$	$\geq 1$	$\geq 2$

Tabella 4.5.2 – Valori orientativi del coefficiente di sicurezza

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.

**Calcolo per carico dinamico:**

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 *rappporto fra carico assiale e  $C_0$*  stesso, tramite la tabella sottostante possiamo determinare i fattori  $X$  e  $Y$ :

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

Tabella 4.5.3 Fattori  $X$  e  $Y$  tabulati

3. Si calcola il *rappporto 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*  $C$ :

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

con  $p$  che è l'esponente di Palmgren e varia a seconda che il cuscinetto sia a sfere o a rulli.

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

## CAPITOLO 5

### DESCRIZIONE DEL RIDUTTORE

#### 5.1 Descrizione del riduttore di partenza

In questo paragrafo ci si propone di dare un'efficace ed esaustiva descrizione del riduttore dal quale si è partiti per giungere infine al nostro elaborato. Il dispositivo originale è stato progettato da Luca Strada come argomento del suo elaborato finale di laurea. In questa sede tratteremo solamente l'ultima versione del riduttore, precisamente quella a denti elicoidali, dato che in principio ne fu progettata una a denti dritti che però si rivelò non rispondente alle aspettative di progetto.

Per cominciare analizziamo una foto che ritrae l'esploso del riduttore originale, per avere un'idea di come è fatto.



Fig. -5.1.1 Esploso del riduttore a denti elicoidali

Parliamo dunque dei vari componenti che costituiscono il riduttore. Per prima cosa iniziamo con l'**albero** che riceve il moto dal motore (movente). In questo caso, come visibile dalla figura sottostante, si è deciso di fare l'albero in pezzo unico con la ruota dentata (**pignone**), in modo da rendere tutto più rigido e aumentarne resistenza e durata. Il pignone originale, per questioni legate al peso, ha una larghezza di faccia di 24 mm.

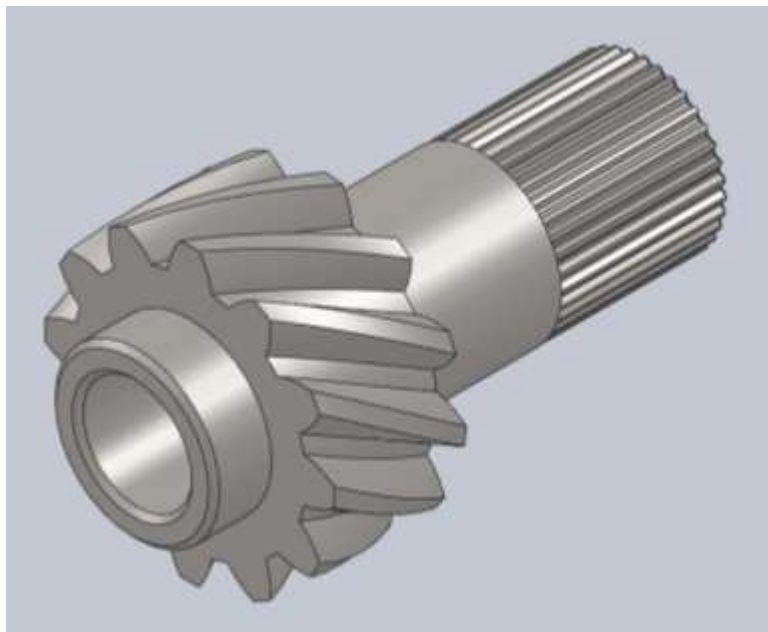


Fig. 5.1.2 – Albero primario con pignone ricavato su di esso

Caratteristiche principali:

- *Materiale di costruzione* → Acciaio 14 NiCr 18
- *Diametro esterno* → 30 mm
- *Diametro interno* → 20 mm
- *Diametro esterno della ruota dentata* → 53.132 mm
- *Diametro di lavoro ruota dentata* → 45.033 mm
- *Larghezza faccia ruota dentata* → 24 mm

L'albero verrà poi montato sul carter tramite l'utilizzo di due **cuscinetti radiali** a sfere, denominati 61906 – RS1, e di due **spessori**.





Fig. 5.1.3 – Spessore

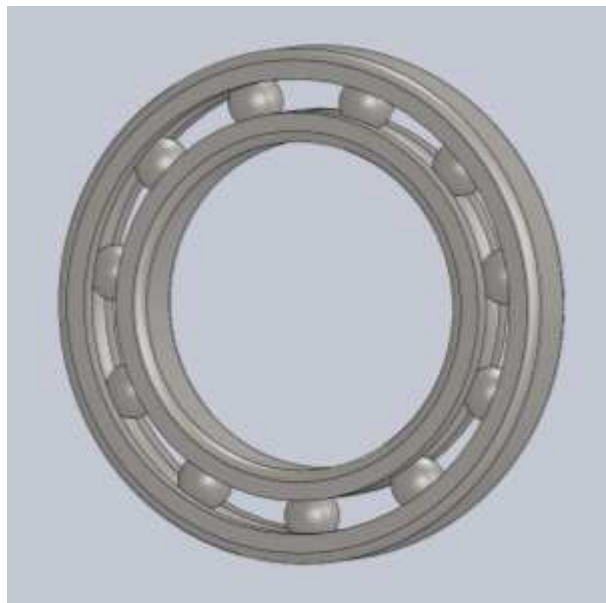


Fig. 5.1.4 – Cuscinetto radiale a sfere

Caratteristiche principali:

- *Diametro esterno* → 47 mm
- *Diametro interno* → 30 mm
- *Larghezza faccia* → 9 mm

Introduciamo adesso l'**albero elica**. In questo caso si è deciso di calettare la ruota dentata all'albero attraverso un profilo scanalato, realizzato grazie all'utilizzo del software Solid Edge (più precisamente l'applicazione Handbook). La ruota è trattenuta in sede da un seeger e da uno spallamento. Come si può ben notare nella figura successiva sono presenti due profili scanalati, uno (quello a sinistra) per l'alloggiamento della flangia di fissaggio dell'elica, mentre l'altro (quello di destra) per l'alloggiamento della ruota dentata.

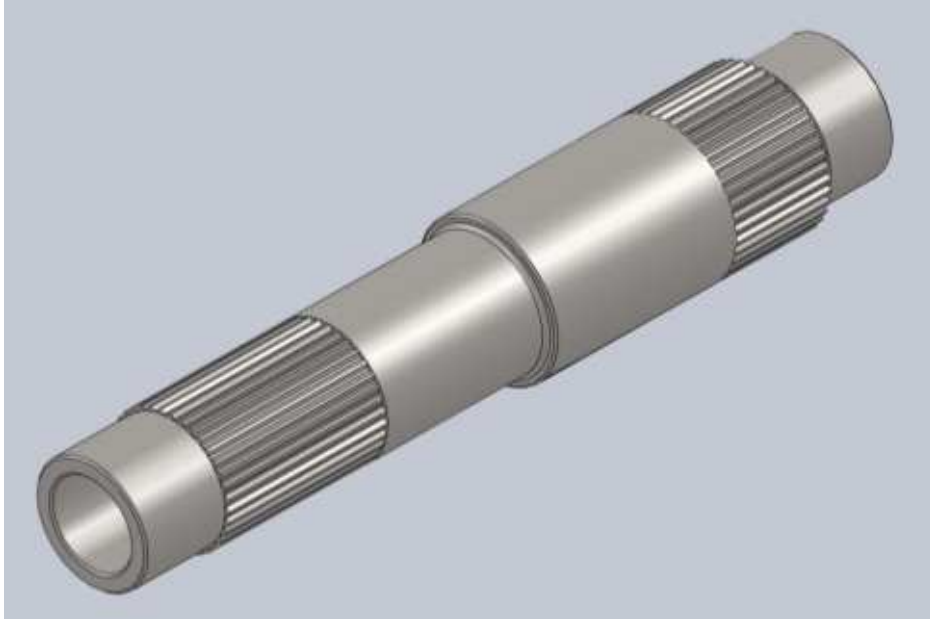


Fig. 5.1.5 – Albero cedente, si notino i profili scanalati

Caratteristiche principali:

- *Materiale* → Acciaio 14 NiCr 18
- *Diametro interno* → 20 mm
- *Diametro del profilo scanalato di destra* → 35 mm
- *Diametro profilo scanalato di sinistra* → 30 mm

Passiamo ora alla **corona** (o ruota cedente):



Fig. 5.1.6 – ruota cedente

Caratteristiche principali:

- *Materiale* → Acciaio 14 NiCr 18

- *Diametro interno profilo scanalato* → 35 mm
- *Diametro esterno* → 84.324 mm
- *Diametro di lavoro* → 75.056 mm
- *Larghezza faccia* → 24 mm

**Seeger** di ritenuta:



Fig. 5.1.7 – Seeger

Analizziamo l'assieme **albero elica – corona**:

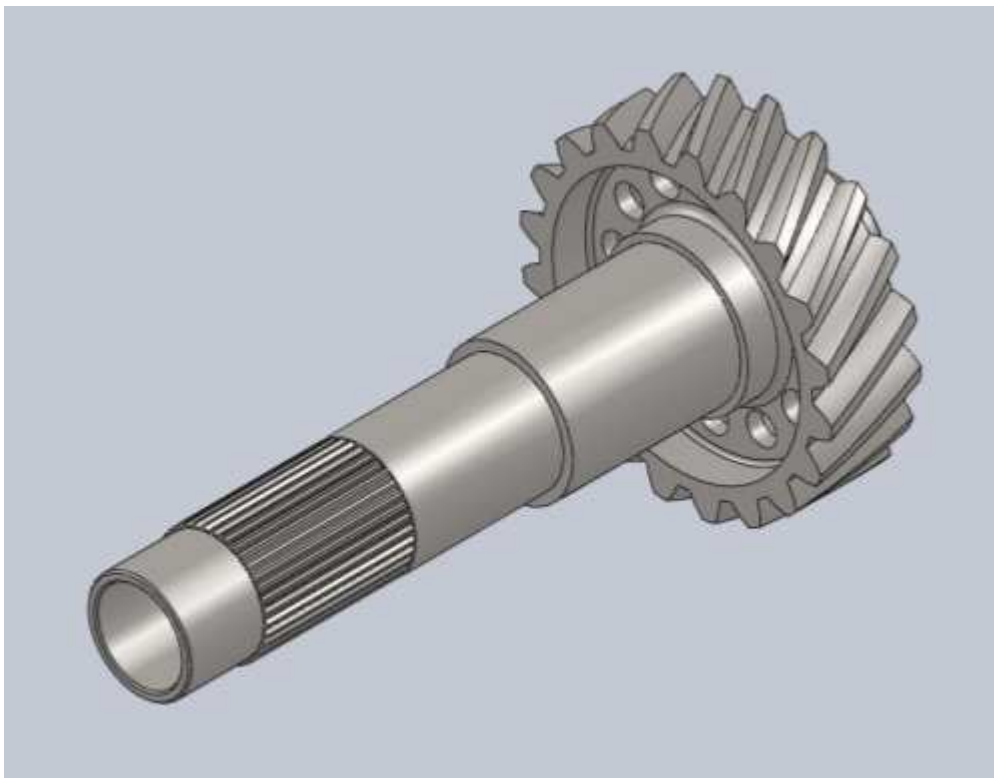


Fig. 5.1.8 – Albero elica completo

In questo caso, il montaggio di questo particolare sul carter viene fatto attraverso l'utilizzo di due *cuscinetti obliqui a sfere* in quanto, essendo

presenti due ruote dentate a dentatura obliqua, si generano, spinte assiali che un cuscinetto radiale non riuscirebbe a reggere.

Tramite il catalogo SKF si è deciso di utilizzare un cuscinetto denominato 7206 BE, con le seguenti caratteristiche:

- *Diametro esterno* → 62 mm
- *Diametro interno* → 30 mm
- *Larghezza di faccia* → 16 mm

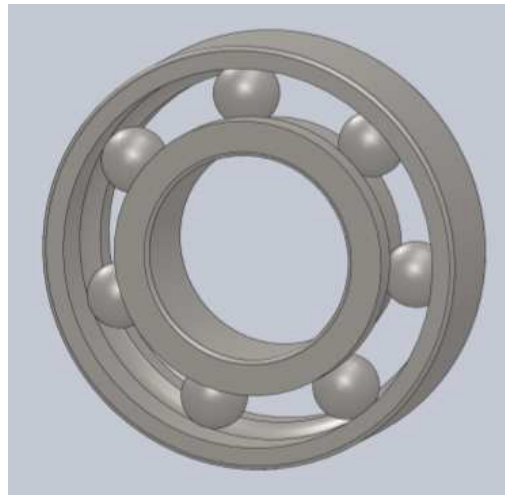


Fig. 5.1.9 – Cuscinetto obliquo a sfere per albero cedente

Tutti i componenti sopra citati, vengono montati nei due **semicarterm** ottenuti per fusione. Il materiale di costruzione è la lega di alluminio AlSi9Mg, chiamata anche Silafont 30 con spessori di 5 mm. Nella parte bassa della struttura è presente la vaschetta per l'olio di lubrificazione nella quale sono stati ricavati due fori: uno per il rabbocco/svuotamento/livello dell'olio, nella parte sinistra del carter (lato elica), e uno nella parte destra per l'alloggiamento del sensore di pressione del lubrificante. Inoltre i due semicarterm sono anche stati dotati delle opportune sedi per alloggiare i relativi cuscinetti e guarnizioni di tenuta.

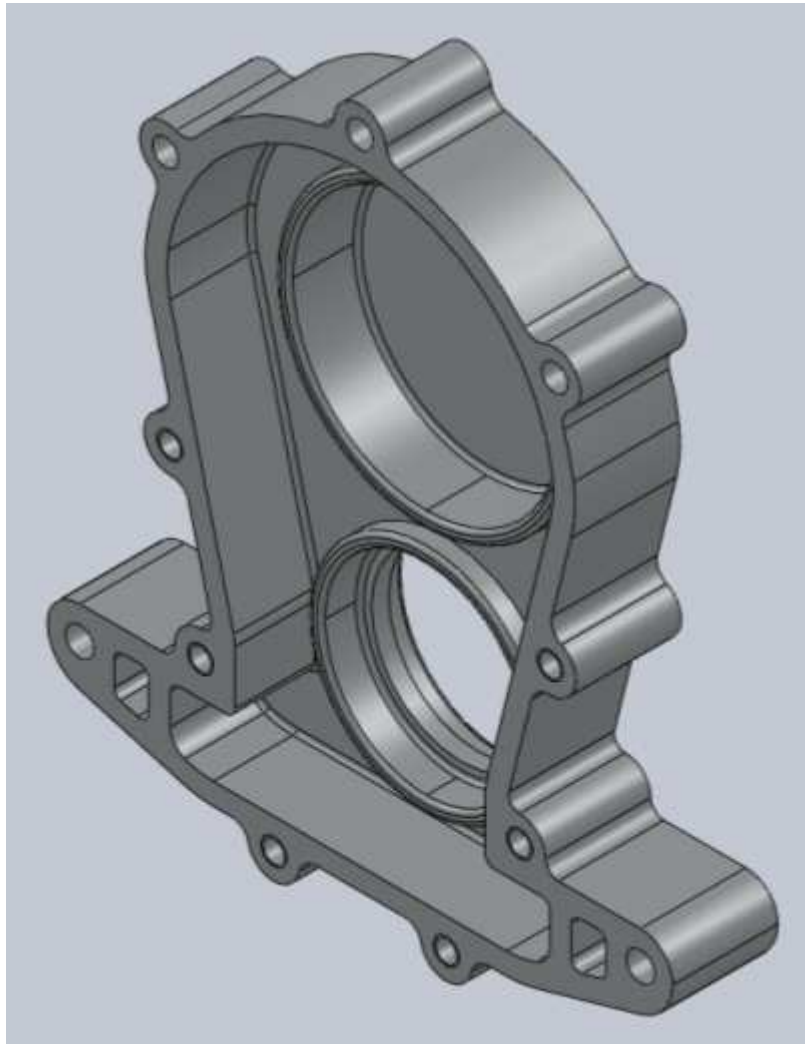


Fig. 5.1.10 – Carter lato motore

Nella figura precedente, oltre a quanto già menzionato, si possono notare nella parte bassa due appendici, utilizzate per l'ancoraggio del semicarter al telaio in titanio, che poi andrà collegato al blocco motore del 1.3 Multijet.

Nella figura sottostante si può invece vedere il carter lato elica, caratterizzato dalla protusione che alloggia l'albero su cui sarà collocata l'elica stessa.

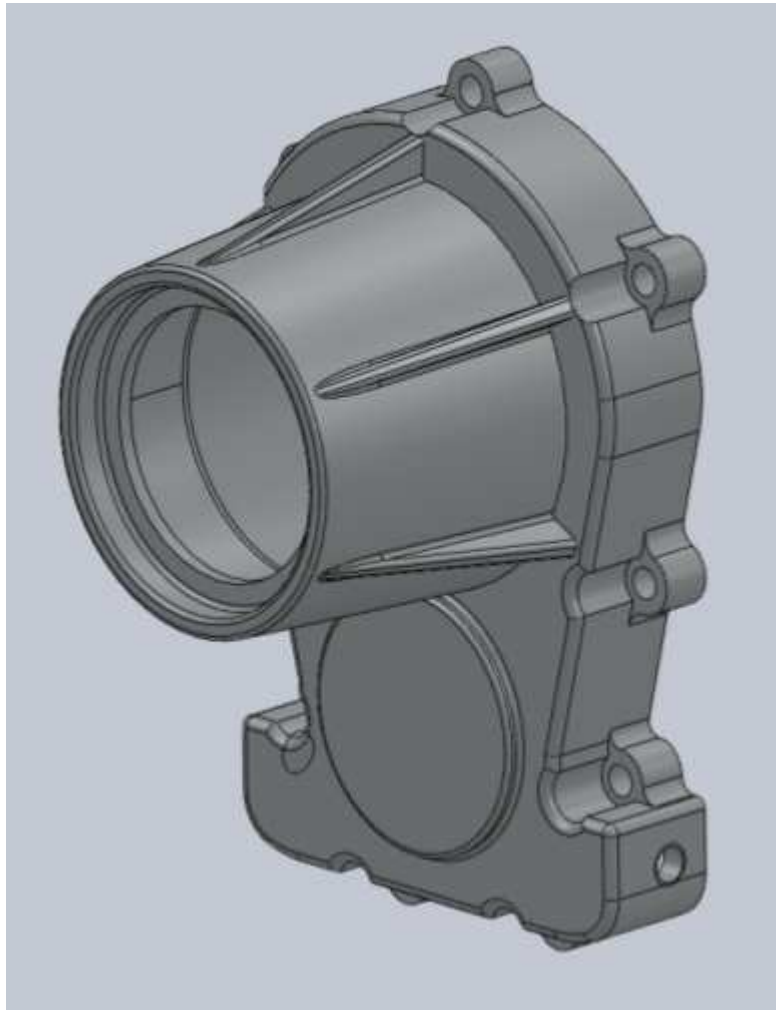


Fig. 5.1.11 – Carter lato elica

I due semicarter che costituiranno il riduttore sono in questo caso uniti tramite l'utilizzo di 9 viti M6 con elicoide interno.



Fig. 5.1.12 – Vite M6

Passiamo infine a mostrare le tenute, le quali hanno il doppio scopo di isolare l'interno del dispositivo dalla penetrazione di sporco, acqua ed altri elementi nocivi, ma allo stesso tempo di impedire la fuoriuscita dell'olio posto in movimento dalle ruote dentate.

Ecco la tenuta montata sul carte lato motore, all'uscita dell'albero primario, denominata CR 30X47X6 HM S5 V:

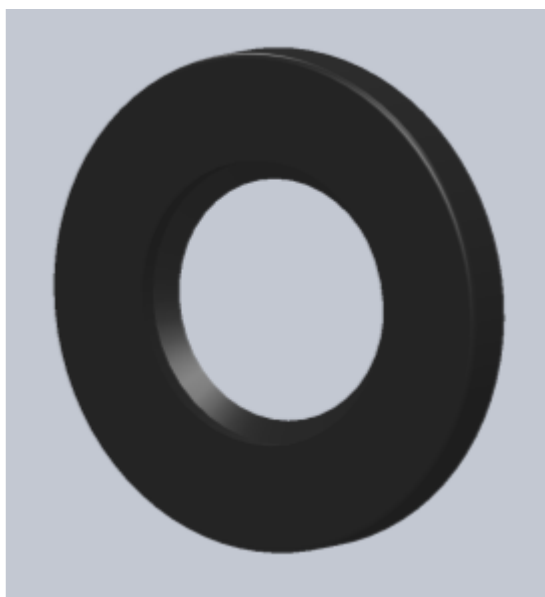


Fig. 5.1.13 – Tenuta albero primario

Poi quella montata sul lato elica, all'uscita dell'albero cedente, denominata CR 30X62X7 HMS5 V:

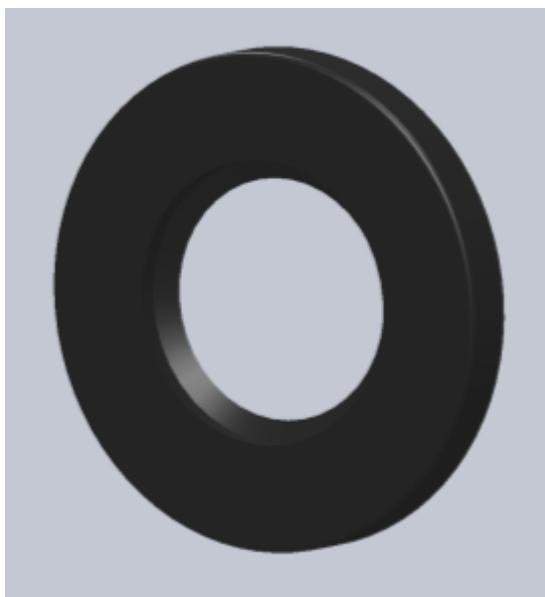


Fig. 5.1.14 – Tenuta Albero secondario

Infine proponiamo una panoramica di quanto analizzato:

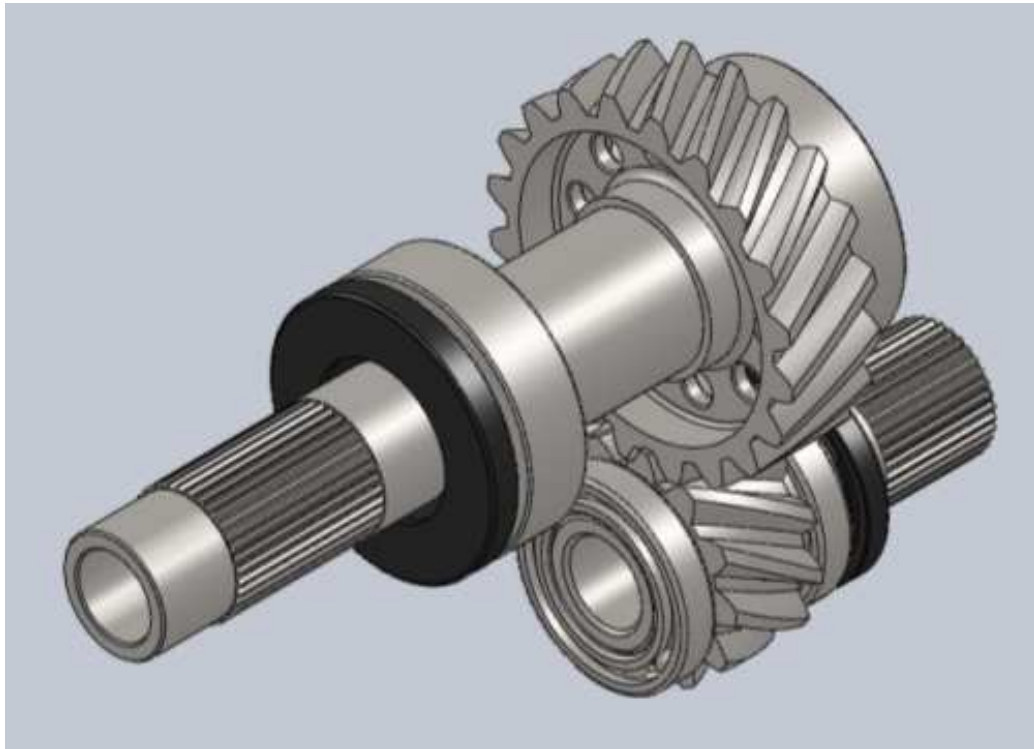


Fig. 5.1.15 – Riduttore senza carter

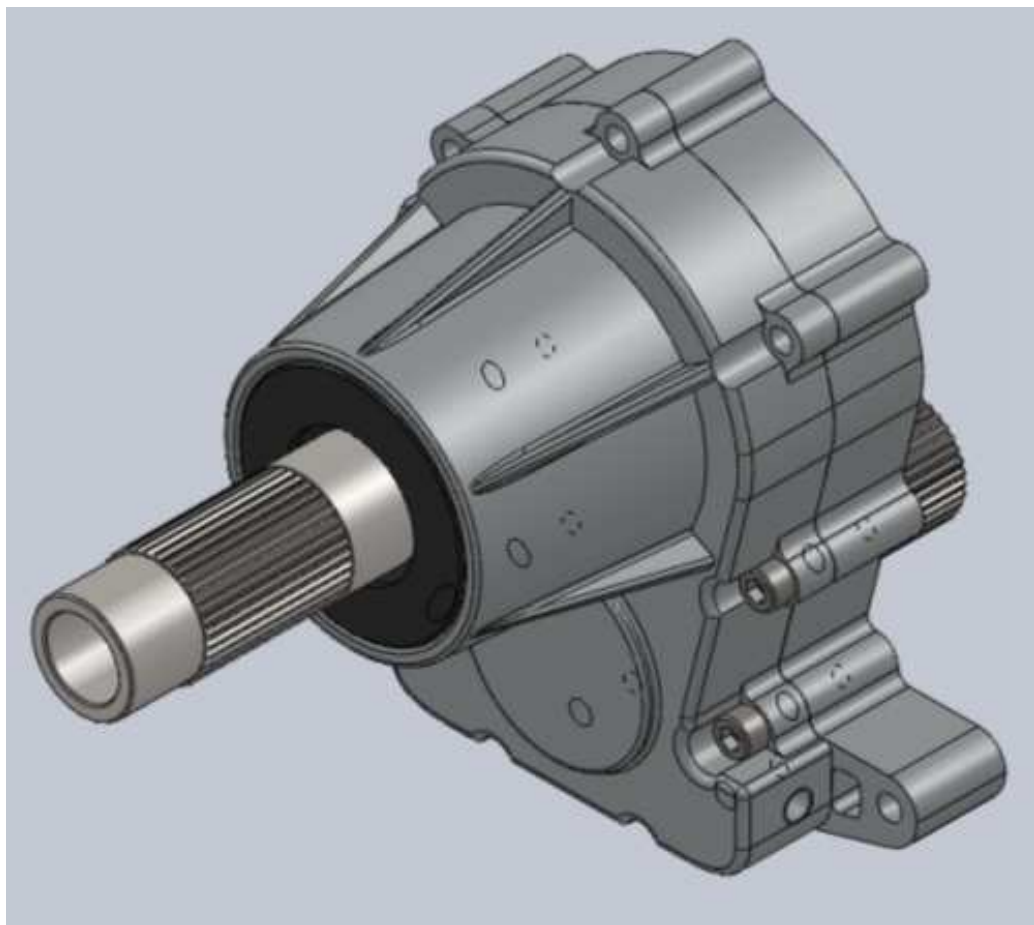


Fig. 5.1.16 – Riduttore completo



## 5.2 Giunto Giubo

In questo paragrafo si vuole proporre una breve trattazione relativa al giunto Giubo montato sul riduttore di partenza che sarà utilizzato anche per quest'ultima versione. Esso costituisce l'interfaccia di collegamento tra il riduttore e il motore 1.3 Multijet.

In generale i giunti sono dispositivi utilizzati per collegare fra loro due alberi disposti l'uno di seguito all'altro qualora non sia possibile o conveniente realizzare un unico albero con un estremo sottoposto a forza motrice e l'altro collegato all'utilizzatore.

Dunque sarà a maggior ragione necessario impiegare giunti quando fra motore e utilizzatore sono interposti dispositivi quali innesti, riduttori, rinvii e componenti simili. I giunti si classificano in base alle modalità con le quali vengono acquisite le libertà di movimento eventualmente richieste; si possono avere, quindi:

- *Giunti rigidi*: non è permesso alcun tipo di disallineamenti, quindi i due alberi devono essere perfettamente allineati.
- *Giunti deformabili*: lasciano la possibilità di qualche movimento relativo, permettendo un certo grado di disallineamenti.
- *Giunti mobili*: permettono disallineamenti anche molto elevati, permettendo uno spostamento relativo fra le parti del giunto.

Il giunto giubo fa parte della famiglia dei giunti deformabili, in particolare appartiene all'insieme dei giunti cedevoli torsionalmente. Questo significa che oltre alle caratteristiche già indicate si introduce un parametro di cedevolezza torsionale elastica concentrata la quale risulta molto utile nei collegamenti motore-macchina operatrice quando vi sia un'irregolarità della coppia trasmessa.

Questo particolare giunto è costituito da tasselli di gomma disposti a forma di poligono (esagonale oppure ottagonale); in ogni vertice del poligono, allo scopo di consentire il collegamento agli alberi per mezzo di crociere, sono incorporate nella gomma apposite parti

metalliche con foro passante, solitamente in acciaio, ma se si vuole ridurre la forza centrifuga sui bulloni si può utilizzare anche alluminio. Per quanto riguarda il montaggio, questo deve essere effettuato con la gomma in condizioni di precompressione per mantenere entro limiti prudenziali gli spazi di trazione generati dalla coppia torcente, a tutto vantaggio della sicurezza e della durata. Il limite di deformazione a torsione è molto elevato di questo ne beneficia il funzionamento di tutto il sistema meccanico anche e soprattutto per il fatto che il giunto assolve al compito di parastrappi, smorzando i picchi di coppia eccessivi.

Per il nostro riduttore si è scelto un giunto prodotto dall'azienda Ortlinghaus con coppia massima trasmissibile di 400 nm a fronte dei 240 circa sviluppati dal motore 1.3 Multijet. Per ragioni pratiche tra motore e riduttore sono stati applicati due giunti in serie vincolati tra loro mediante crociere.

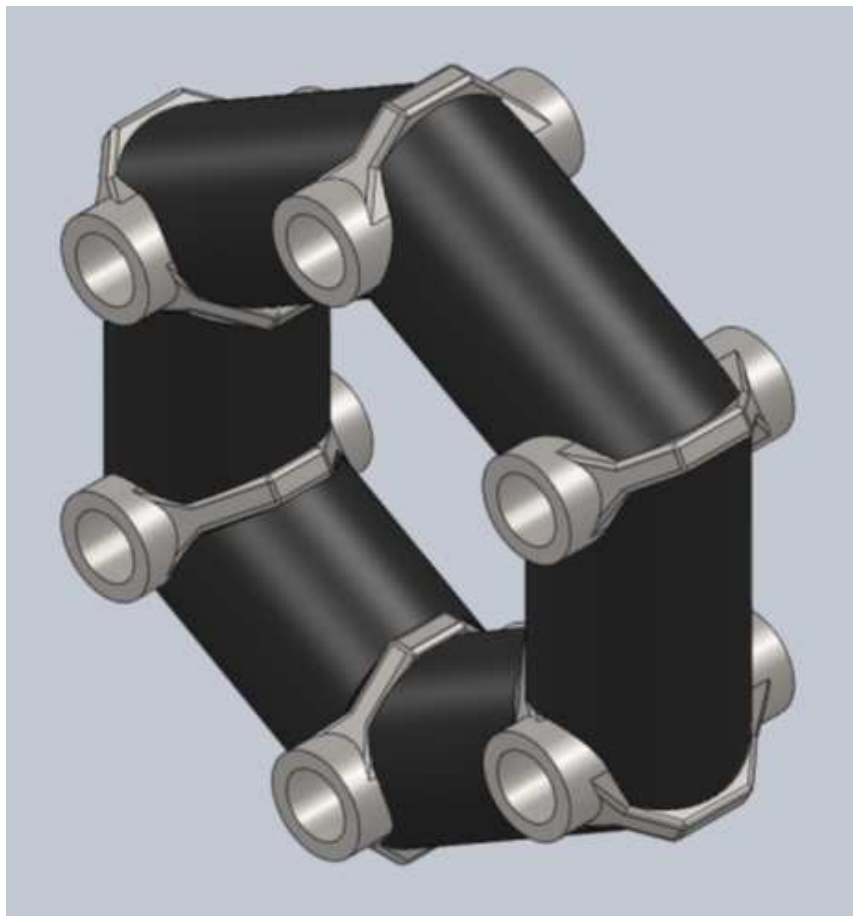


Fig. 5.2.1 – Giunto Giubo

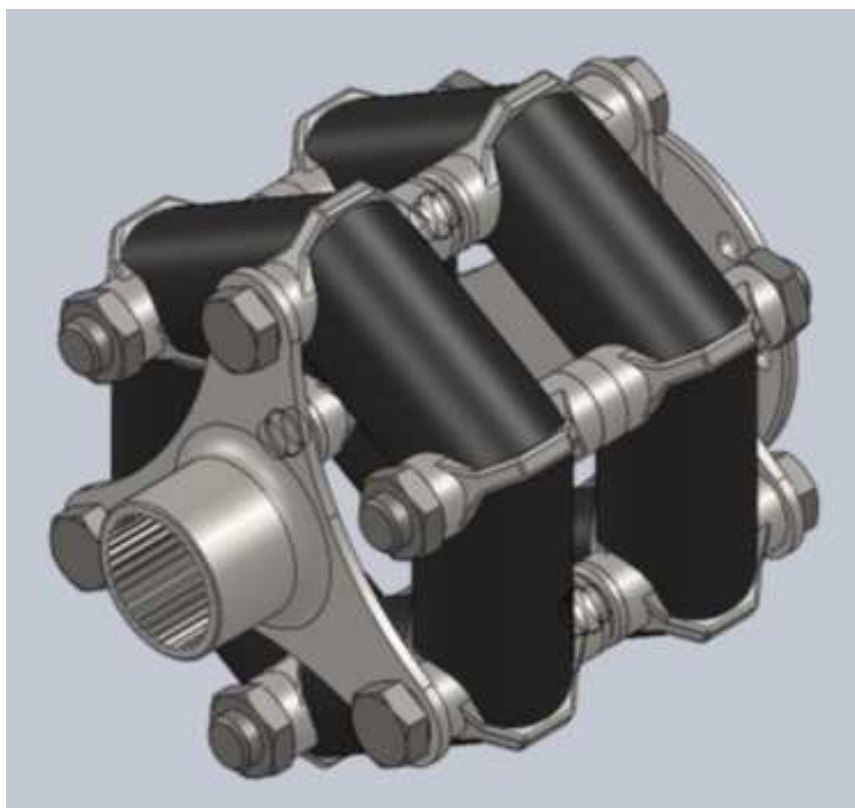


Fig. 5.2.2 – Giunto Giubo completo , si notino i due giunti collegati in serie da crociere imbullonate

### 5.3 Descrizione del riduttore modificato

La mia tesi, come si evince facilmente dal titolo, riguarda il miglioramento di quanto già si è progettato. In particolare l'intervento è avvenuto su tre principali aree:

**1.** La realizzazione di un riduttore monostadio che potesse generare due diversi rapporti di trasmissione tramite l'utilizzo di due differenti coppie di ruote dentate. Il target di progetto è stato fornito dal numero di giri in input e output, 5200- 2500 rpm per il primo rotismo, 6000-2500 rpm per il secondo.

Anche in questo caso, per motivi di robustezza, sono state scelte ruote dentate a denti elicoidali, con un angolo d'elica non superiore a  $20^\circ$  per non sovraccaricare i cuscinetti e in generale la struttura.

**2.** La "revisione" dei carter del riduttore, prodotti in lamiera di titanio grado 2 dello spessore di 1 mm e opportunamente nervati, in

modo da ottenere una struttura al contempo estremamente leggera ma comunque resistente. Questa scelta è stata fatta principalmente per due motivi: facilitare la costruzione del particolare e limitarne il costo, dato che venendo prodotto in piccola serie non sarebbe stato economico progettare e industrializzare una sua realizzazione mediante l'uso di parti fuse.

3. Modificare il sistema di cuscinetti che supporta la rotazione degli alberi e, di questi ultimi, irrobustirne il secondo ovvero quello cedente, portandolo da un diametro interno di 20 mm ed esterno di 30, a 22 mm di misura interna e 45 di esterna. Per quanto riguarda i cuscinetti sono stati scelti i migliori che il catalogo SKF proponesse per i nostri scopi, in particolare per entrambi gli alberi si è scelta una coppia da montare ad "O" date le relativamente basse velocità in gioco.

Partiamo per prima cosa da una visione d'insieme dell'elaborato:

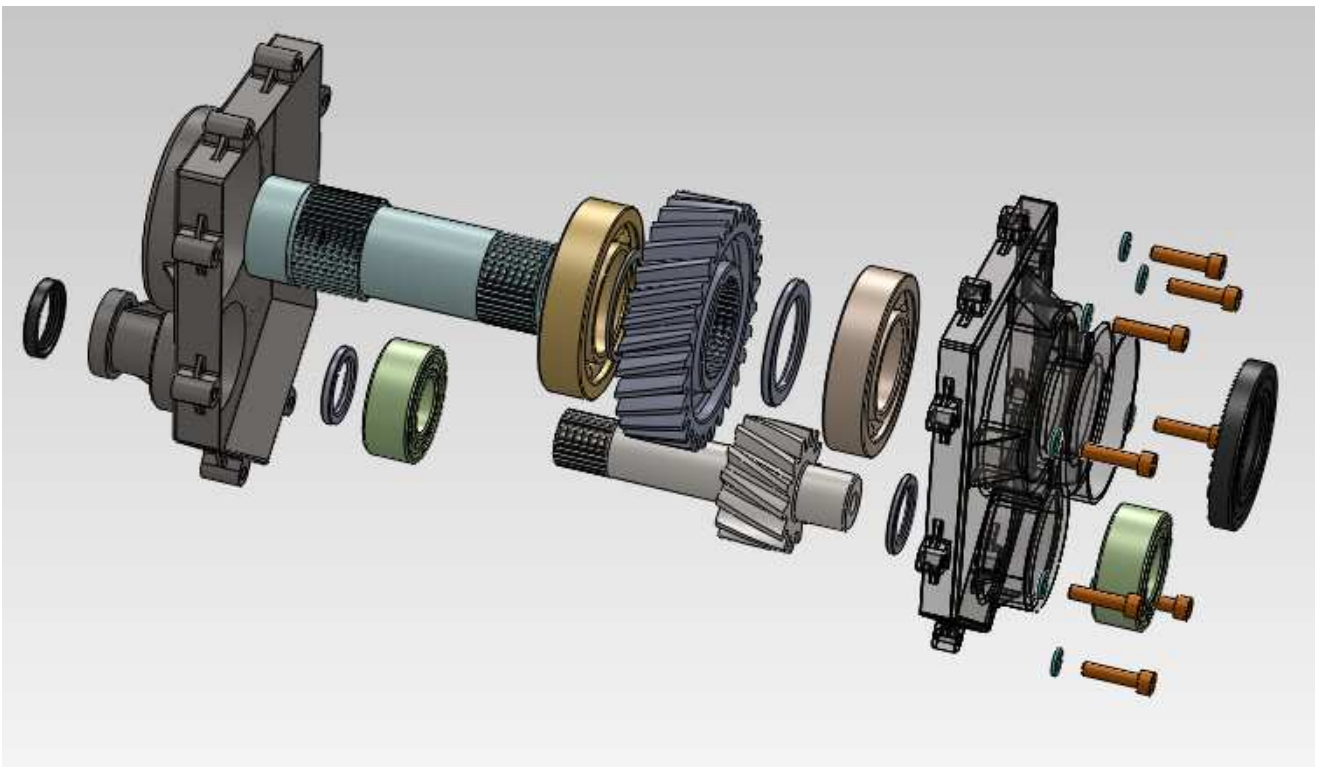


Fig. 5.3.1 – Esploso del riduttore

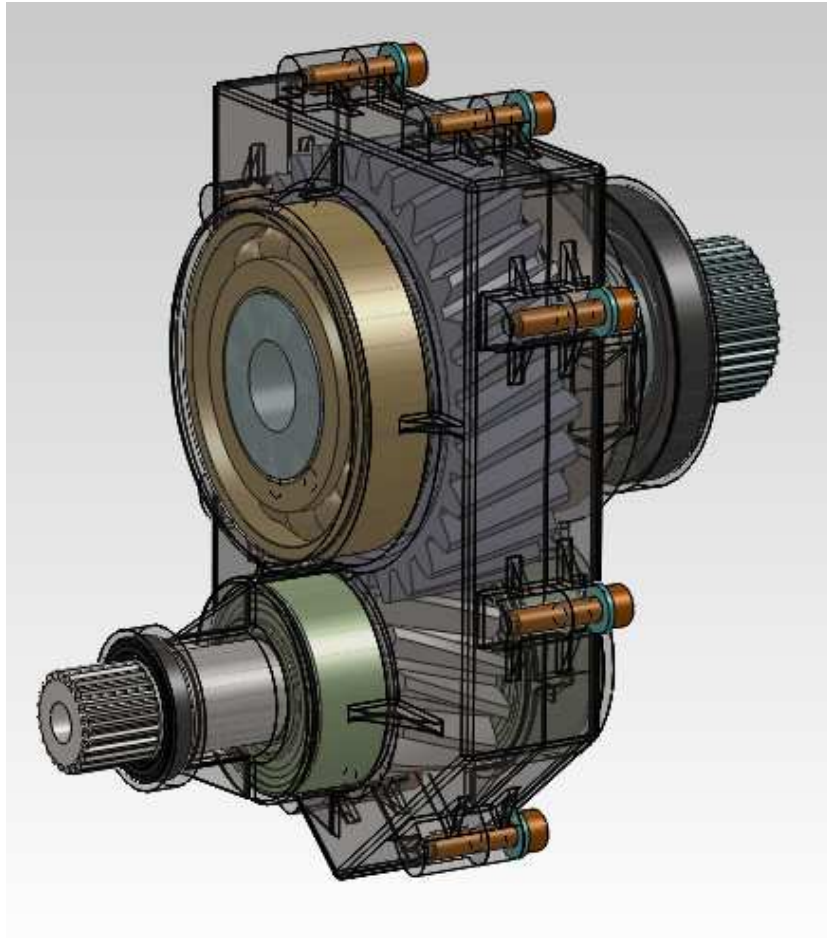


Fig. 5.3.2 – Vista posteriore con risalto dei particolari interni

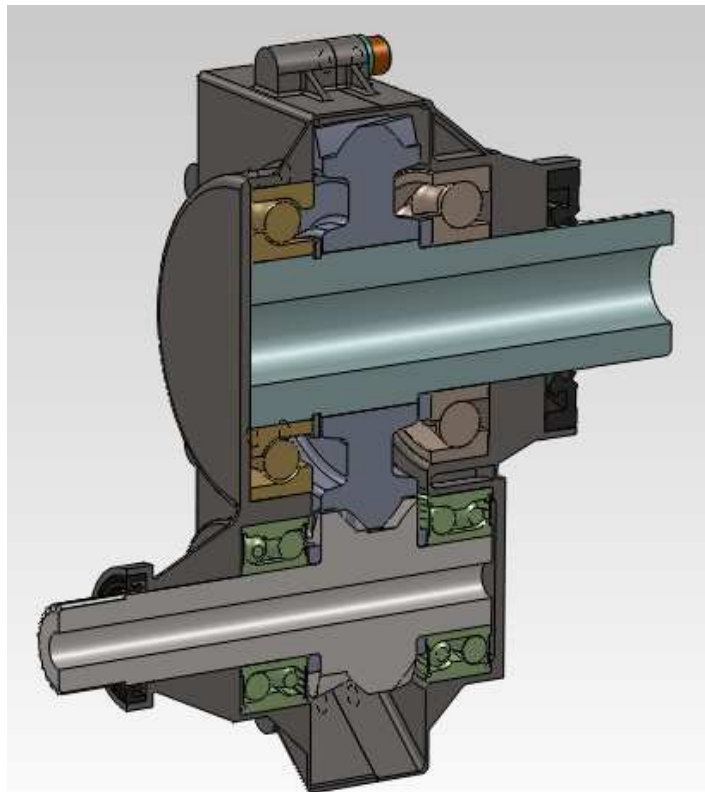


Fig. 5.3.3 – Sezione del riduttore con risalto dei particolari interi

Analizzeremo ora ogni singolo componente definendo le sue caratteristiche principali.

### ***ALBERO MOVENTE***

Questo componente di fondamentale importanza è quello che riceve il moto dal motore Fiat multijet da 150 hp; data l'elevata potenza in gioco ma anche la necessità di contenere il più possibile pesi e gli ingombri, si è pensato, anche in questo caso, di realizzarlo in pezzo unico con il pignone in modo da disporre di una struttura solida e al contempo rigidissima. Tuttavia a causa delle migliorie apportate sul fronte cuscinetti, gli accresciuti diametri di questi ultimi hanno imposto un ridimensionamento della sezione dell'albero che però non ne ha pregiudicato le qualità di resistenza. Possiamo infine notare sulla destra di entrambe le figure il profilo scanalato che funge da collegamento con il propulsore.

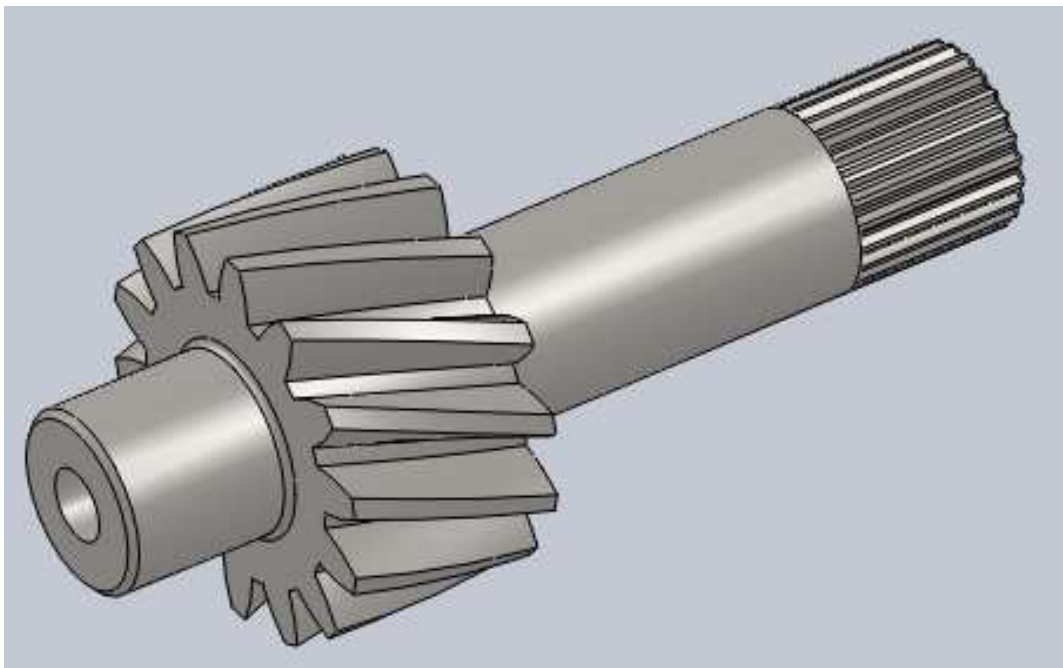


Fig. 5.3.4 – Albero movente con pignone a 14 denti

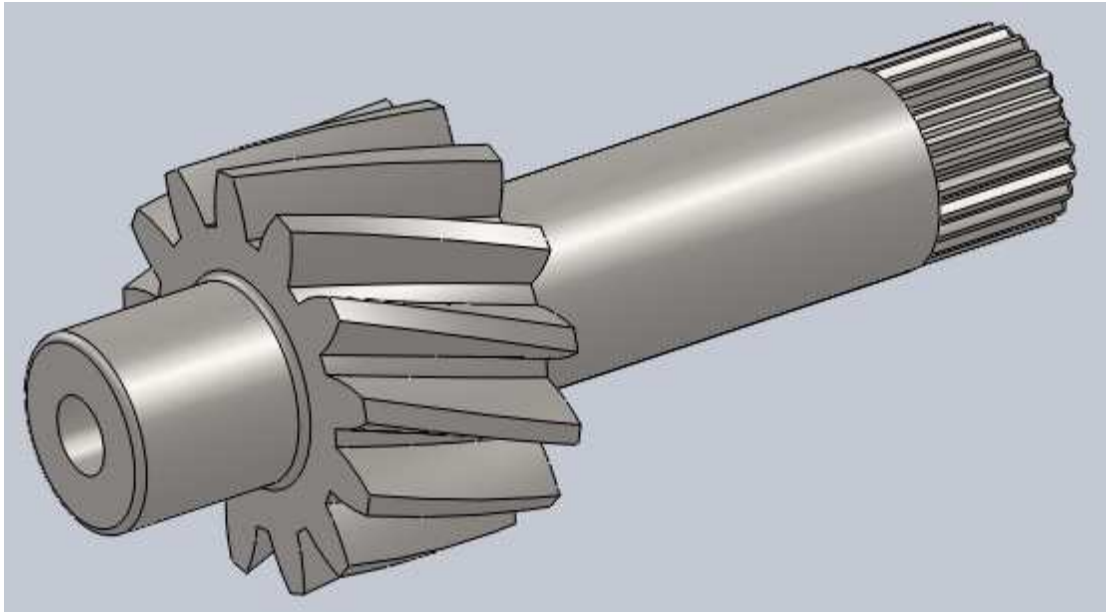


Fig. 5.3.5 – Albero movente con pignone a 13 denti

**Caratteristiche principali:**

- *Materiale* → Acciaio 14 NiCr 18
- *Diametro esterno* → 25 mm
- *Diametro interno* → 10 mm
- *Diametro esterno pignone da 14 denti* → 54.88 mm
- *Diametro esterno pignone da 13 denti* → 51.43 mm
- *Diametro di lavoro pignone da 14 denti* → 48.42 mm
- *Diametro di lavoro pignone da 13 denti* → 44.96 mm
- *Larghezza di faccia pignone da 14 denti* → 30 mm
- *Larghezza di faccia pignone da 13 denti* → 30 mm

***CUSCINETTI ALBERO MOVENTE***

Come precedentemente esposto, nel “vecchio” riduttore l’albero movente veniva montato su due cuscinetti radiali SKF 61906 RS1, i quali dopo alcuni studi però si sono rivelati inadatti a sopportare simili carichi. Dunque essi sono stati sostituiti con altri cuscinetti di tipo obliquo a doppia corona di sfere appositamente prodotti per essere montati in coppia con schema ad “O”.

Si è scelta la doppia corona di sfere per minimizzare al massimo l’altezza del riduttore e allo stesso tempo massimizzare i coefficienti di carico.

Dunque i cuscinetti usati ora sono degli SKF 5205 E - 2Z.



Fig. 5.3.6 – Cuscinetto a doppia corona di sfere SKF 5205 E – 2Z

Caratteristiche principali:

- *Diametro interno* → 25 mm
- *Diametro esterno* → 52 mm
- *Larghezza di faccia* → 20.6 mm
- *Limite di giri* → 11000 rpm

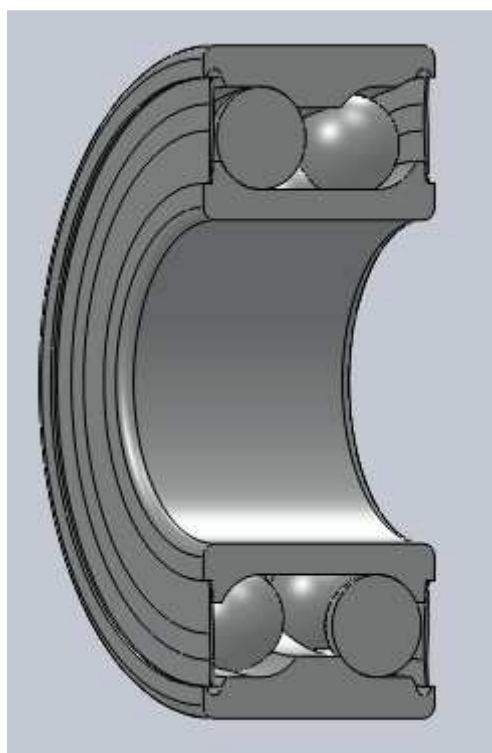


Fig. 5.3.7 – Sezione del cuscinetto SKF 5205 E – 2Z



### ***SPESSORI ALBERO MOVENTE***

Per tenere in sede i cuscinetti e centrare le ruote dentate sono stati utilizzati, sull'albero movente, due spessori in acciaio con diametro interno di 25 mm:

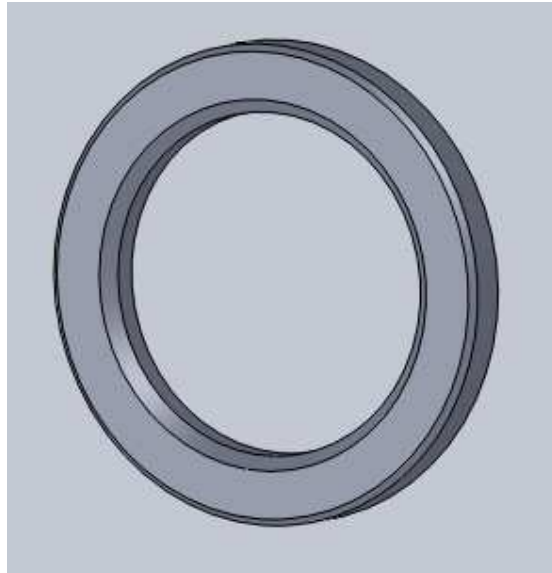


Fig. 5.3.8 – Spessore in acciaio con diametro interno 25 mm

### ***GUARNIZIONE ALBERO MOVENTE***

Con lo scopo di impedire l'ingresso di polvere, sporco o sostanze nocive (come solventi) dentro ai carter del riduttore, l'albero movente è stato dotato di una guarnizione a labbro SKF HSA10 V inoltre essa svolge anche l'importante funzione di impedire la fuoriuscita dell'olio di lubrificazione.



Fig. 5.3.9 – Tenuta a labbro SKF HSA 10 V

Caratteristiche principali:

- *Diametro interno* → 25 mm
- *Diametro esterno* → 35 mm
- *Larghezza di faccia* → 6 mm



Fig. 5.3.10 – Sezione della tenuta

### ***ALBERO CEDENTE***

Come quello movente, anche l'albero cedente è stato rivisitato rispetto alla "vecchia" versione del riduttore. Per garantire una maggiore robustezza e resistenza si è pensato di portare il diametro esterno da 30 a 45 mm per quanto riguarda il lato motore, mentre per il lato elica si è optato per un diametro esterno di 40 mm in modo che fosse possibile ricavare uno spallamento per tenere in sede il cuscinetto lato elica.

In questo caso, entrambe le ruote dentate vengono montate tramite un profilo scanalato mentre i cuscinetti sono tenuti in sede tramite seeger per il cuscinetto del lato motore (il quale mantiene in posizione anche la ruota dentata) e come già anticipato una combinazione di spallamento e distanziale per il cuscinetto del lato elica. Sulla destra dell'immagine seguente si può inoltre notare il profilo scanalato utile al montaggio dell'elica.

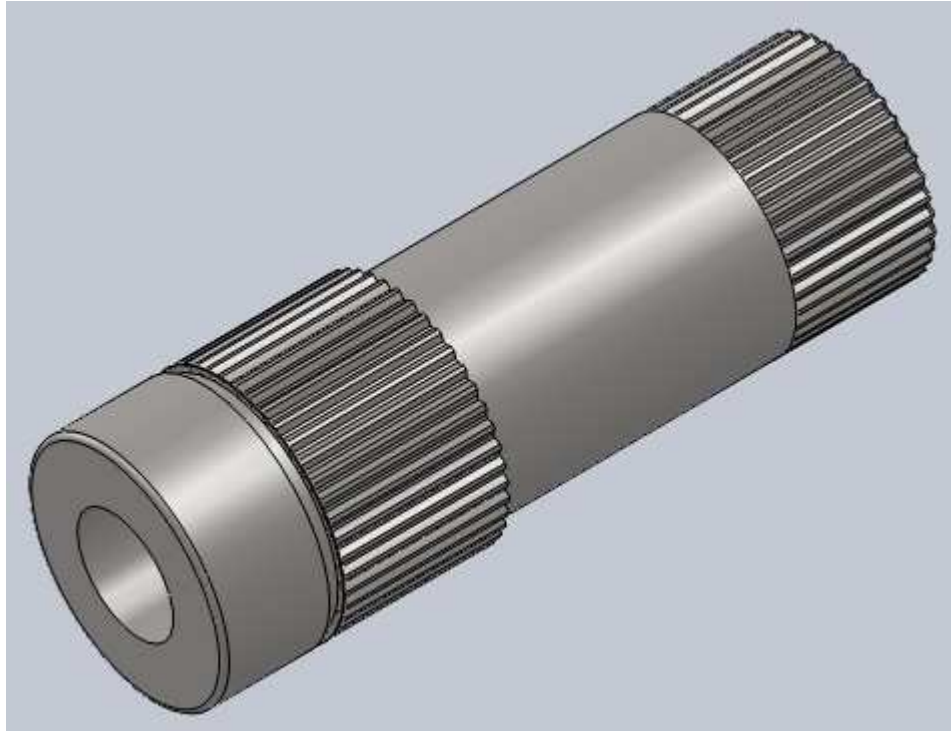


Fig. 5.3.11 – Albero cedente

**Caratteristiche Principali:**

- *Materiale* → Acciaio 14 NiCr 18
- *Diametro esterno lato motore* → 45 mm
- *Diametro esterno lato elica* → 40 mm
- *Diametro interno* → 22 mm
- *Lunghezza di faccia del profilo scanalato* → 30 mm

***RUOTE DENTATE***

Per realizzare i due diversi rapporti di trasmissione, sono state utilizzate due corone da 29 e 30 denti elicoidali, le quali vengono alleggerite il più possibile ricercando però la massima affidabilità.

Esse vengono montate sul profilo scanalato ricavato sull'albero cedente e dunque non sono più in pezzo unico come per l'asse motore. Contribuiscono a mantenerle in sede, come nel caso dei cuscinetti, un seeger dal lato motore e uno spallamento dal lato elica.

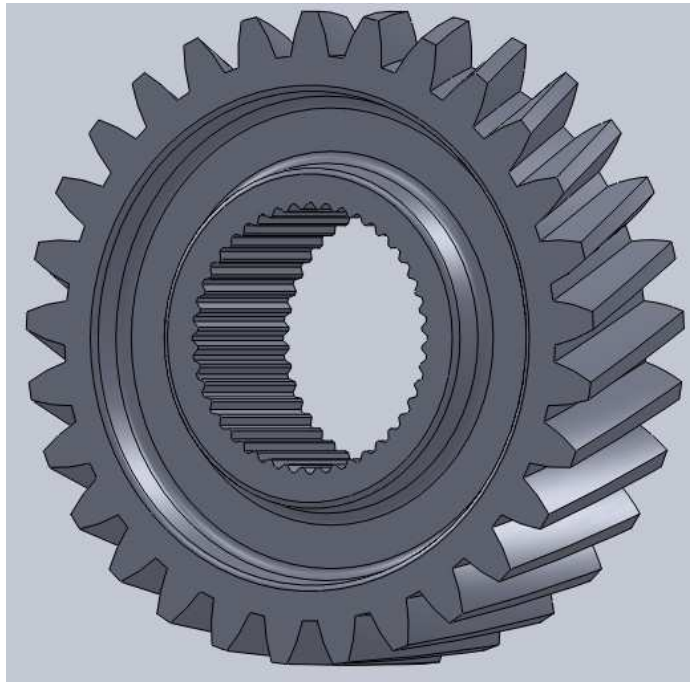


Fig. 5.3.12 – Corona da 29 denti

Caratteristiche principali:

- *Materiale* → Acciaio 14 NiCr 18
- *Numero di denti* → 29
- *Diametro principale* → 108.28 mm
- *Diametro di lavoro* → 100.29 mm
- *Larghezza di faccia* → 30 mm
- *Larghezza del profilo scanalato* → 30 mm

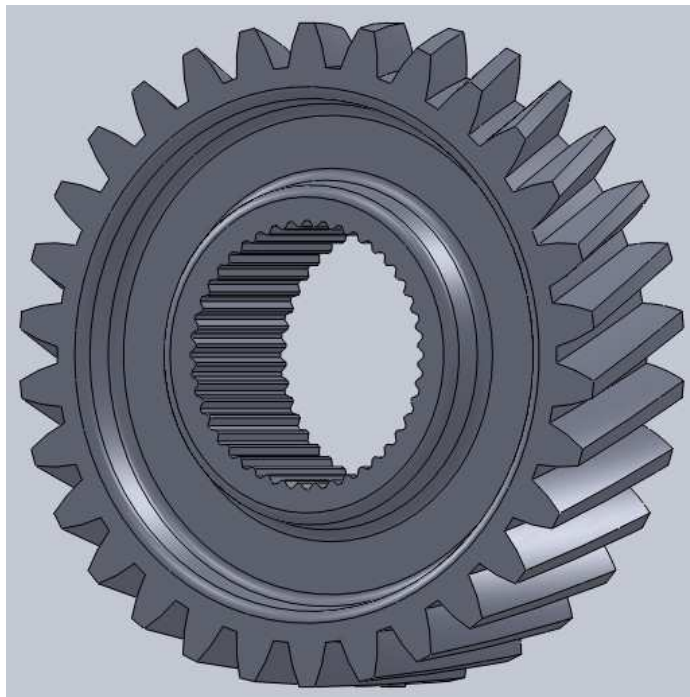


Fig. 5.3.13 – Corona da 30 denti

Caratteristiche principali:

- *Materiale* → Acciaio 14 NiCr 18
- *Numero denti* → 30
- *Diametro principale* → 110.53 mm
- *Diametro di lavoro* → 103.76 mm
- *Larghezza di faccia* → 30 mm
- *Larghezza profilo scanalato* → 30 mm

### ***CUSCINETTI ALBERO CEDENTE***

Nella vecchia versione del riduttore la scelta di questi componenti era ricaduta su cuscinetti a sfere SKF 7206 BE, ottimi per prestazioni e durata. Questi erano con corpi volventi a disposizione obliqua in quanto l'ingranamento elicoidale produce spinte assiali che un normale cuscinetto radiale non può sostenere, a maggior ragione nel nostro caso dati gli elevati valori di potenza e coppia. Oltretutto dato che i diametri esterni dell'albero sono stati modificati per ragioni tecniche si è optato per una coppia di cuscinetti SKF 7209 BECBJ per il lato motore e SKF 7208 BECBJ per il lato elica, i quali sono stati montati anche in questo caso ad "O".

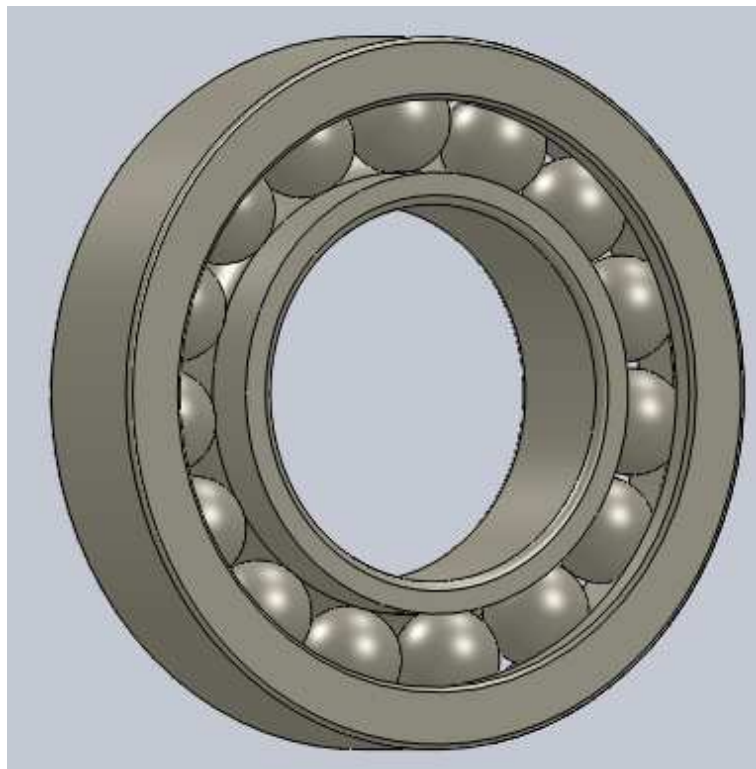


Fig. 5.3.14 – Cuscinetto SKF 7209 BECBJ

Caratteristiche principali:

- *Diametro interno*→ 45 mm
- *Diametro esterno*→ 85 mm
- *Larghezza di faccia*→ 19 mm
- *Limite di giri*→ 9000 rpm

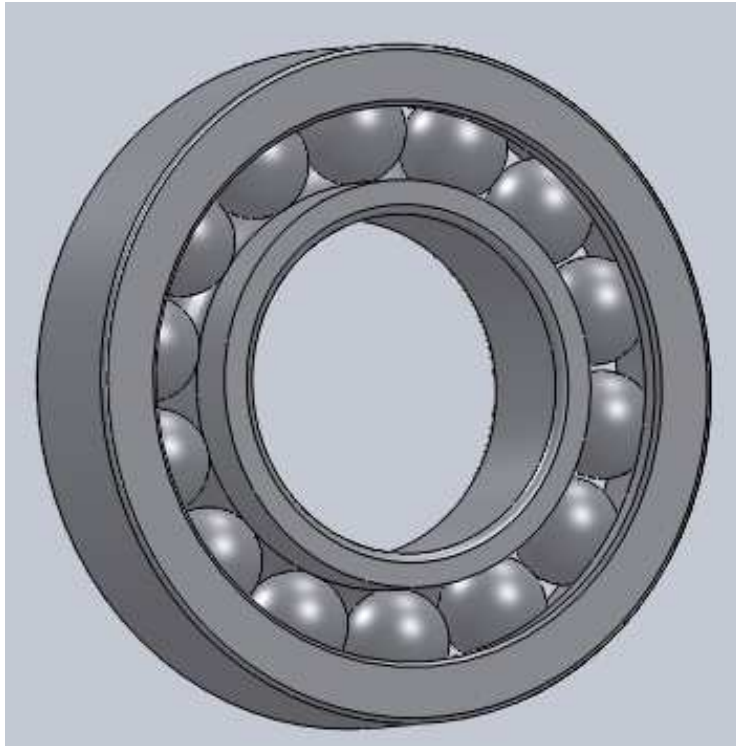


Fig. 5.3.15 – Cuscinetto SKF 7208 BECBJ

Caratteristiche principali :

- *Diametro interno*→ 40 mm
- *Diametro esterno*→ 80 mm
- *Larghezza di faccia*→ 18 mm
- *Limite di giri*→ 10000 rpm

### ***DISTANZIALE E ANELLO DI RITENUTA***

Come prima anticipato, contribuiscono al mantenimento della corretta posizione delle ruote dentate e dei cuscinetti un seeger e un distanziale appositamente calcolati e coadiuvati nella loro azione dallo spallamento ricavato sull'albero cedente.



Fig. 5.3.16 – Seeger di ritenuta

Caratteristiche principali:

- *Normativa di appartenenza* → DIN 471 (serie normale)
- *Materiale* → Acciaio
- *Spessore seeger* → 1.75 mm
- *Spessore cava* → 1.85 mm



Fig. 5.3.17 – Distanziale albero movente

### ***TENUTA ALBERO CEDENTE***

Anche in questo caso si è voluto sigillare il carter da sporcizia ed altre possibili fonti di mal funzionamento con l'utilizzo di una tenuta SKF HRSA 10 R6, che funge inoltre da ritenuta per l'olio lubrificante.



Fig. 5.3.18 – Tenuta SKF HRSA 10 R6



Fig. 5.3.19 – Sezione tenuta SKF HRSA 10 R6



Ecco ora una visione d'insieme dei vari particolari citati:

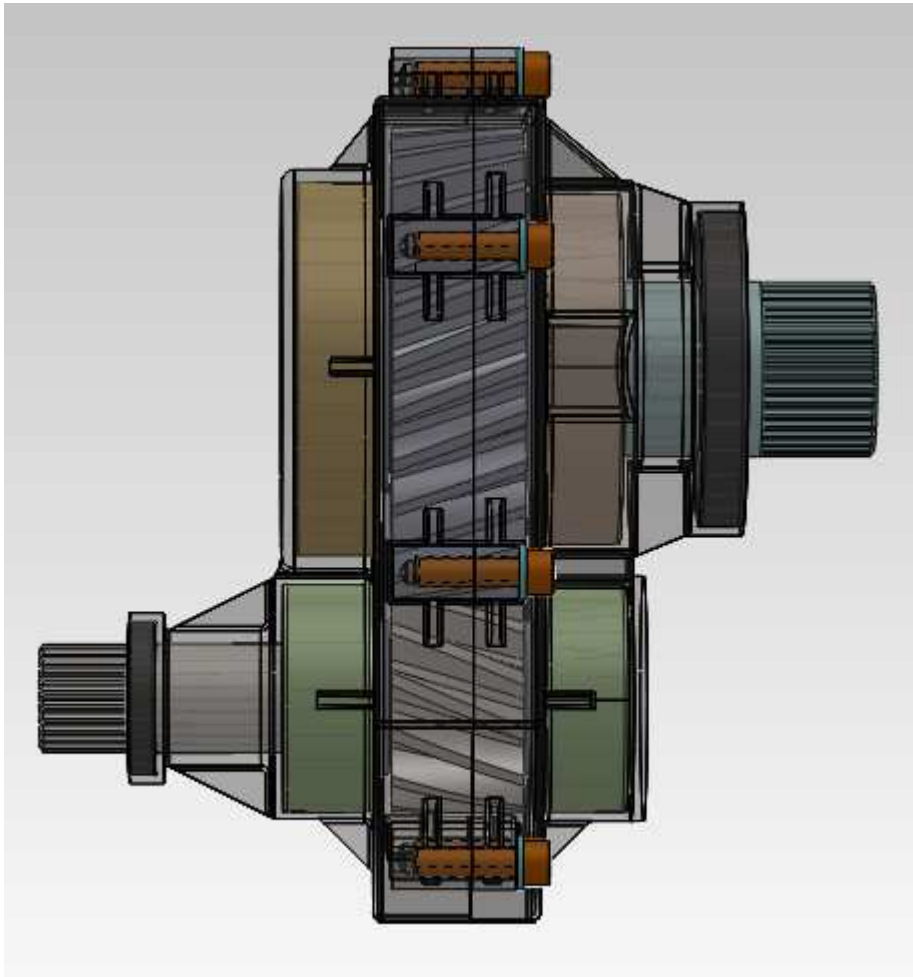


Fig. 5.3.20 – Trasparenza del riduttore con organi di trasmissione in evidenza

### ***CARTER DEL RIDUTTORE***

Lo studio più complesso del progetto è stato sicuramente quello relativo alla modellazione dei carter. Questi sono stati ottenuti da elementi di lamiera di titanio grado 2 opportunamente saldata con spessore di 1 millimetro su consiglio del Professor Piancastelli. In un primo momento si è pensato di costruire una struttura con alloggiamenti dei cuscinetti interni, ma successivamente si è passati alla configurazione ad alloggiamenti esterni principalmente per motivi legati al peso.

Ecco un prototipo dei carter con sedi dei cuscinetti interne:

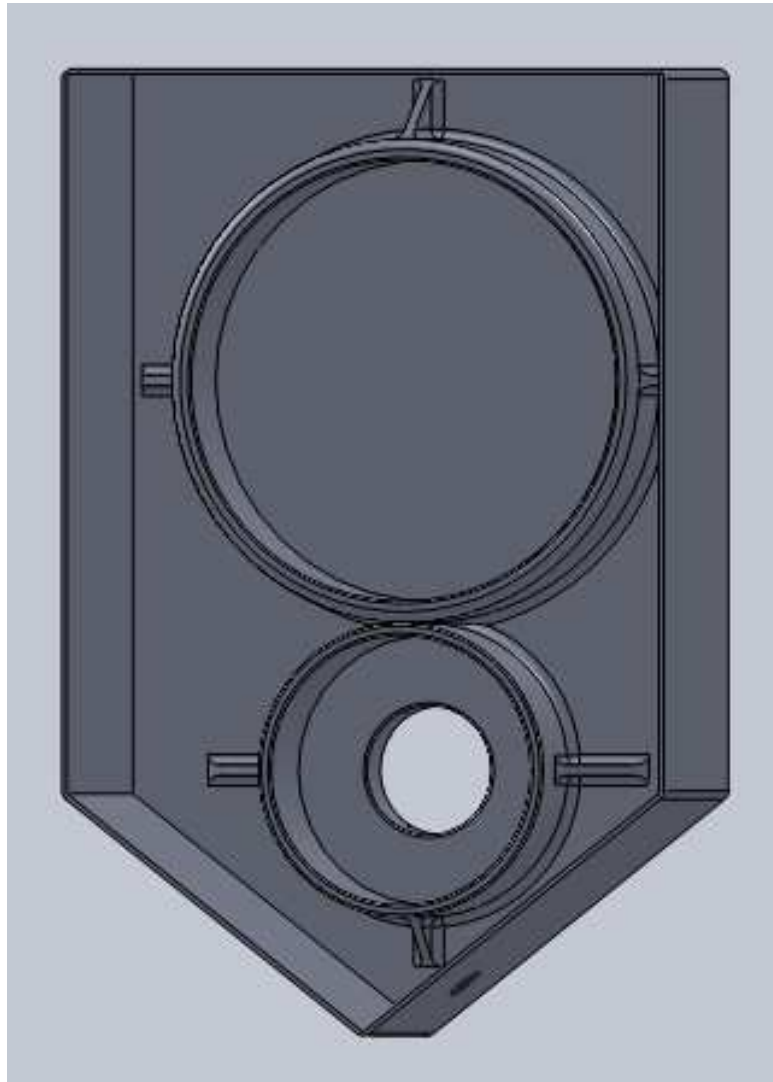


Fig. 5.3.21 – Prototipo carter lato motore con cuscinetti interni

Da questa immagine possiamo notare le nervature di irrigidimento interne, le sedi dei cuscinetti e la particolare conformazione a V della parte bassa del carter la quale funge da pozzetto di raccolta dell'olio lubrificante, provvisto di foro per il carico e lo scarico del fluido. A ben guardare e confrontandolo con il vecchio, è palese anche un aumentato interasse tra le sedi dei cuscinetti e quindi delle ruote dentate. Per ragioni legate all'affidabilità si è infatti deciso di passare dai circa 64 mm della versione precedente ai 75 mm di questa in modo da minimizzare le spinte sugli ingranaggi e di conseguenza le forze su cuscinetti, alberi e supporti ottenendo coefficienti di sicurezza anche superiori a 5 per gli ingranamenti. Di tutto ciò non ne ha minimamente risentito la compattezza in quanto grazie all'ottimale centraggio delle

coppie di ruote e al ridotto spessore delle pareti di lamiera lo sviluppo verticale rimane pressoché invariato.

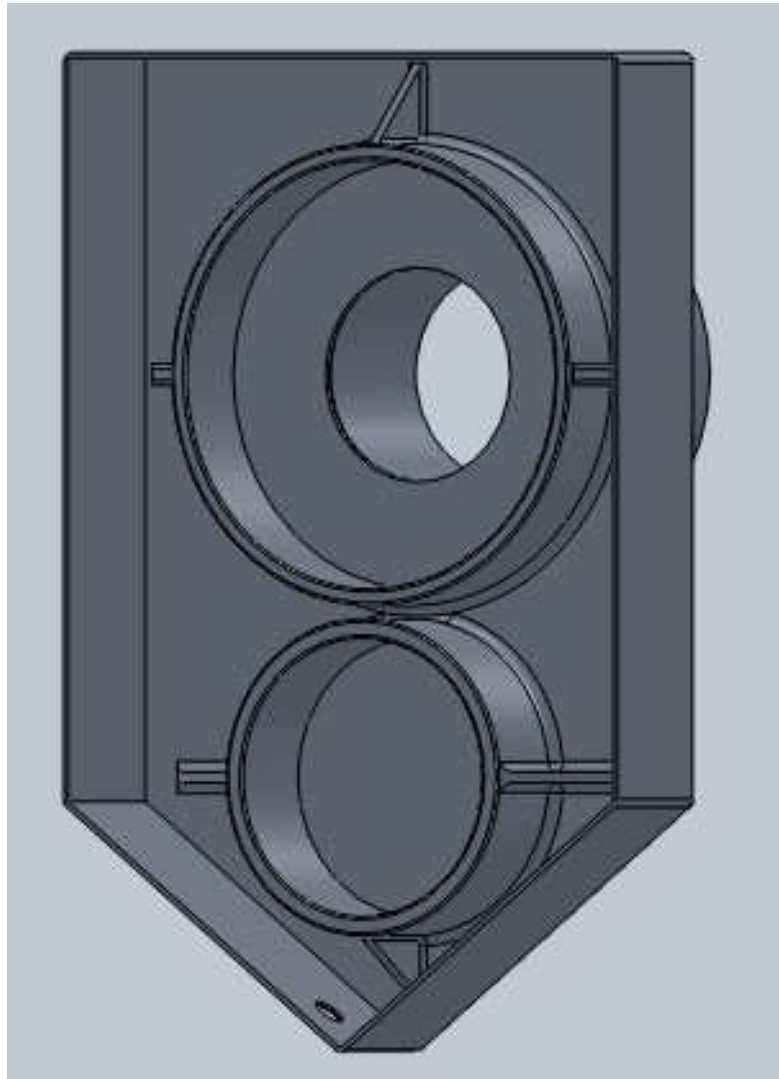


Fig. 5.3.22 – Prototipo carter lato elica con cuscinetti interni

Ecco infine i carter definitivi, comprensivi di attacchi per viti M6 (8) saldati e nervati, alloggiamenti dei cuscinetti esterni e relative portate. Anche in questo caso si possono notare le frequenti nervature di irrigidimento esterne, persino fra le protusioni dei cuscinetti stessi. Tutto questo è reso possibile dall'ottima saldabilità del titanio di grado 2. Si è inoltre deciso, per ragioni di resistenza strutturale di non forare anche il carter lato elica per inserirvi un sensore di pressione dell'olio, che verrà integrato nel tappo di carico e scarico.

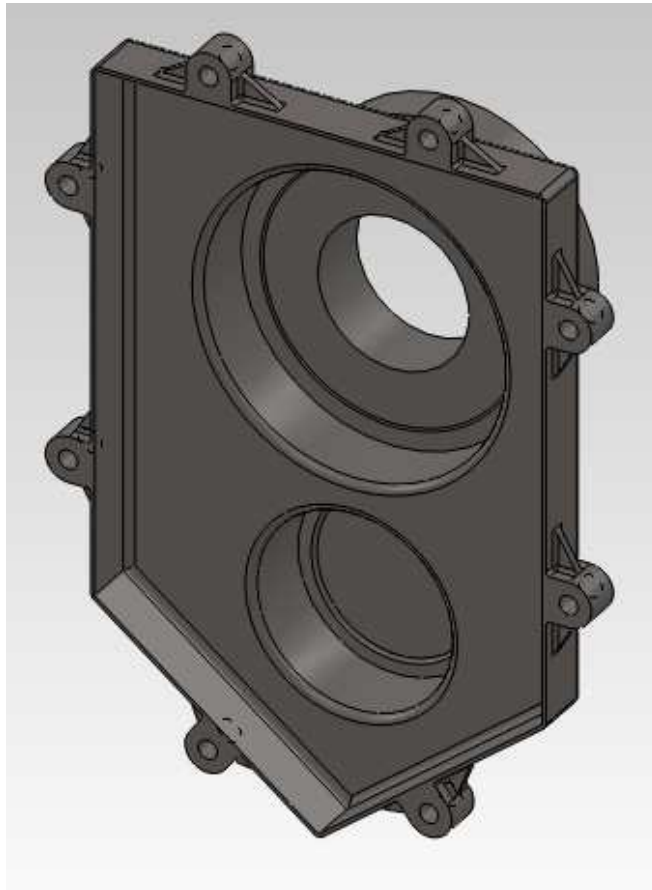


Fig. 5.3.23 – Carter lato elica definitivo

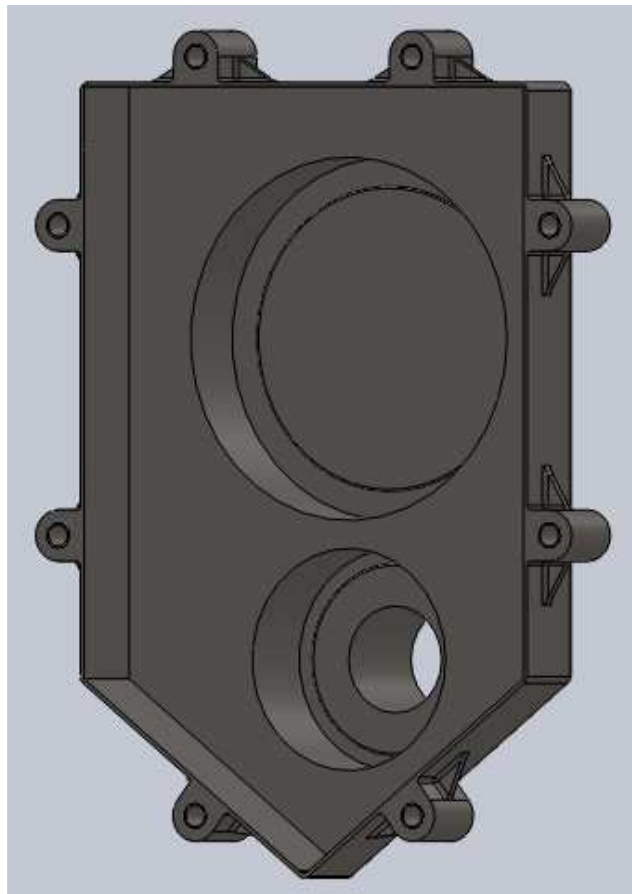


Fig. 5.3.24 – Carter lato motore definitivo

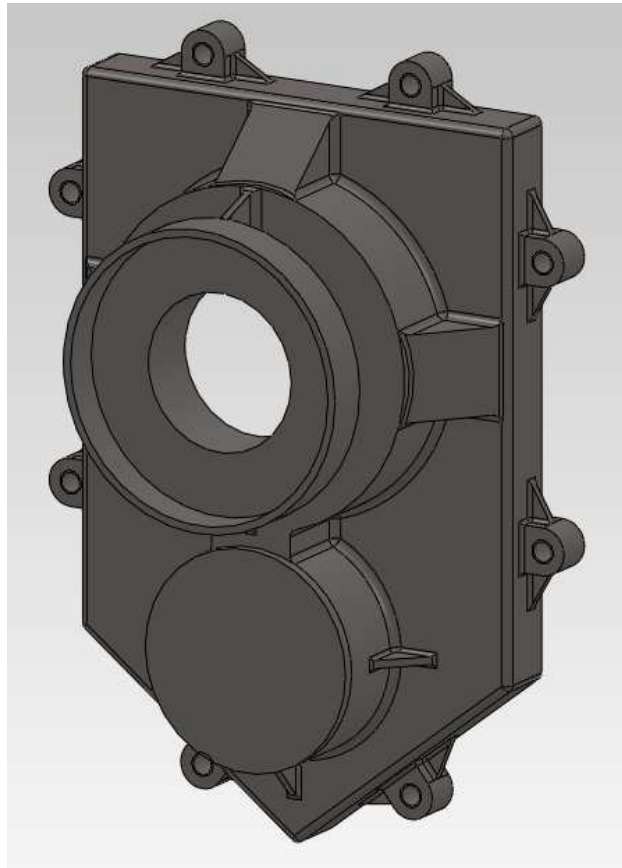


Fig. 5.3.25 – Carter lato elica definitivo

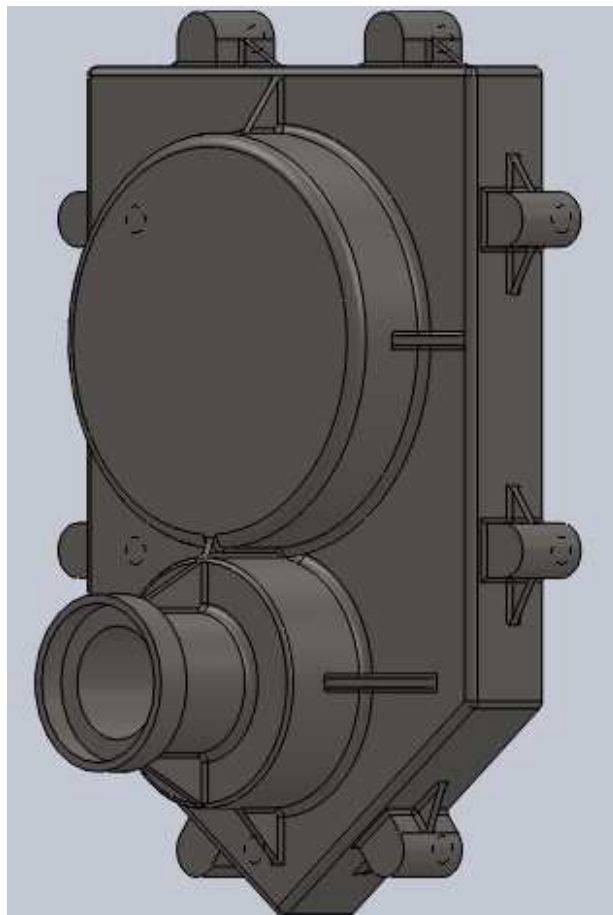


Fig. 5.3.26 – Carter lato motore definitivo

## ***MEZZI DI COLLEGAMENTO***

Per vincolare assieme i due semicarter sono state utilizzate delle viti M6 a normativa ISO, con filetto a passo di 1 mm e lunghezza di 25 mm visibili nell'immagine sottostante.



Fig. 5.3.27 – Vite ISO M6x1x25

Proponiamo ora un immagine del dispositivo nel suo complesso:

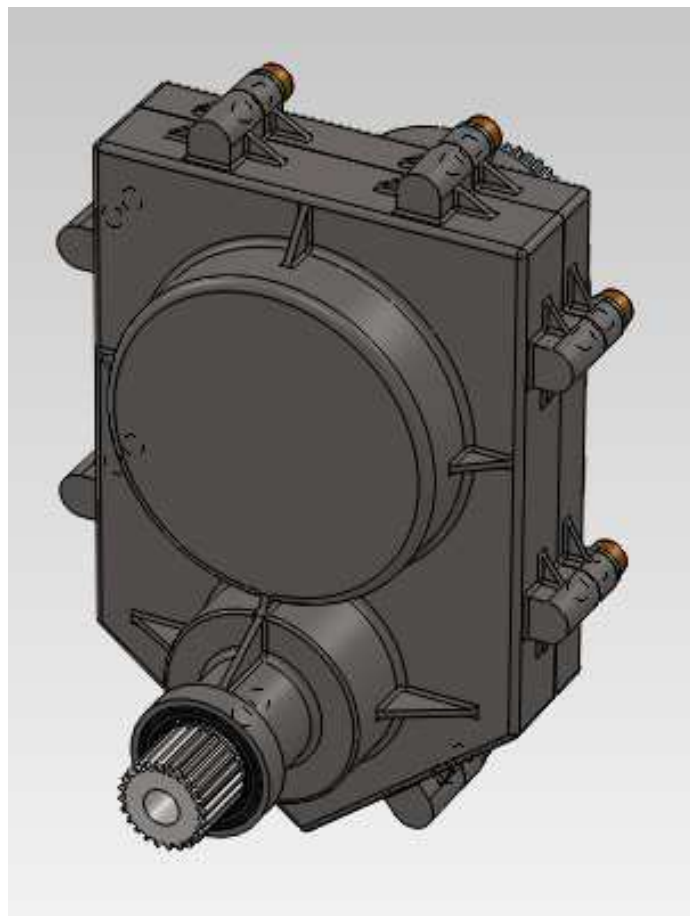


Fig. 5.3.28 - Riduttore completo definitivo, lato motore

# CAPITOLO 6

## VERIFICHE SUL RIDUTTORE

### 6.1 Introduzione

Per prima cosa parliamo di come sono state effettuate le verifiche inerenti ai componenti del riduttore. Come facile intuire i particolari più stressati durante il funzionamento sono sicuramente gli alberi e le ruote dentate. Successivamente verranno controllati anche i semicarterm per assicurarsi della loro tenuta. Innanzitutto prendiamo in considerazione il materiale con cui sono state costruite le ruote dentate e gli alberi di trasmissione: **acciaio 14 NiCr 18** (nomenclatura DIN 1.5860).

Esso ha le seguenti caratteristiche:

- *Carico di rottura:*  $R_{p0.2} = 1130 \text{ MPa}$
- *Carico di snervamento:*  $R_m = 785 \text{ MPa}$
- *Modulo elastico:*  $E = 206000 \text{ MPa}$

Per quanto concerne i carter, sono state utilizzate lamiere di **titanio di grado 2**. Questo materiale, molto utilizzato in ambito aeronautico, offre un ottimo compromesso tra resistenza, saldabilità e deformabilità.

Commercialmente parlando può essere indicato con la dicitura Titanio puro, infatti esso risulta esserlo al 99.2 %. Questa lega presenta una densità di 4.51 kg su decimetro cubo, dunque risulta essere a parità di volumi molto più leggera dell'acciaio che si attesta sui 7,5-8 kg per decimetro cubo. Caratteristiche salienti ai fini costruttivi sono:

- *Durezza Rockwell B:* 80 HRB
- *Carico di snervamento:*  $R_m = 345 \text{ MPa}$
- *Elongazione a rottura:* 20 %
- *Rottura a fatica:* 300 MPa ( 10 milioni di cicli )
- *Modulo elastico:*  $E = 105000 \text{ MPa}$

Veniamo ora alle specifiche del propulsore a cui andrà collegato il riduttore, cioè il 1.3 Multijet di derivazione FIAT. I dati per noi rilevanti sono:

- Potenza massima erogata → 150 HP, che equivalgono a circa 110 KW
- Numero di giri motore → 6000 rpm nel primo caso  
→ 5200 rpm nel secondo caso
- Numero di giri elica → 2500 in entrambi i casi

Attraverso questi dati si è arrivati a definire la coppia su entrambi gli alberi, in ciascuno dei due casi.

### **Primo caso:**

Sull'albero motore (movente) agisce la coppia:

$$M_{\text{albero motore}} = ( 110000 \cdot 60 ) / ( 6000 \cdot 2\pi ) = 175 \text{ Nm}$$

Sull'albero dell'elica (cedente), considerando un rendimento del 97 % agisce la coppia:

$$M_{\text{albero elica}} = ( 106700 \cdot 60 ) / ( 2500 \cdot 2\pi ) = 408 \text{ Nm}$$

### **Secondo caso:**

Sull'albero motore (movente) agisce la coppia:

$$M_{\text{albero motore}} = ( 110000 \cdot 60 ) / ( 5200 \cdot 2\pi ) = 202 \text{ Nm}$$

Sull'albero dell'elica (cedente), considerando un rendimento del 97 % agisce la coppia:

$$M_{\text{albero elica}} = ( 106700 \cdot 60 ) / ( 2500 \cdot 2\pi ) = 408 \text{ Nm}$$

A questo punto determinate le coppie in gioco sui vari alberi andremo a calcolare le reazioni vincolari sugli alberi di trasmissione. Ovviamente



prima di fare ciò introduciamo le forze dentate che si scambiano le ruote dentate durante il moto. Grazie all'applicazione Handbook di Solid Edge possiamo ricavarle con precisione inserendo pochi dati.

### Primo caso (13-30):

- *Forza Tangenziale* :  $F_t = 7788 \text{ N}$
- *Forza Radiale* :  $F_r = 3210 \text{ N}$
- *Forza Assiale* :  $F_a = 2834 \text{ N}$
- *Forza Normale* :  $F_n = 8900 \text{ N}$

### Secondo caso (14-29):

- *Forza Tangenziale* :  $F_t = 8344 \text{ N}$
- *Forza Radiale* :  $F_r = 3439 \text{ N}$
- *Forza Assiale* :  $F_a = 3037 \text{ N}$
- *Forza Normale* :  $F_n = 9535 \text{ N}$

## 6.2 Albero motore

Partiamo con l'introduzione delle reazioni vincolari/forze applicate all'albero motore. Iniziamo dal piano x-y, dove vengono scambiate la forza assiale  $F_a$  e la forza radiale  $F_r$  più un momento  $M_{f1}$ , dato dalla forza assiale  $F_a$  moltiplicata per raggio della ruota dentata.

Ovviamente distingueremo due casi, uno per l'albero motore con pignone da 13 denti e uno per l'albero motore con pignone da 14 denti.

### ALBERO MOTORE A 13 DENTI:

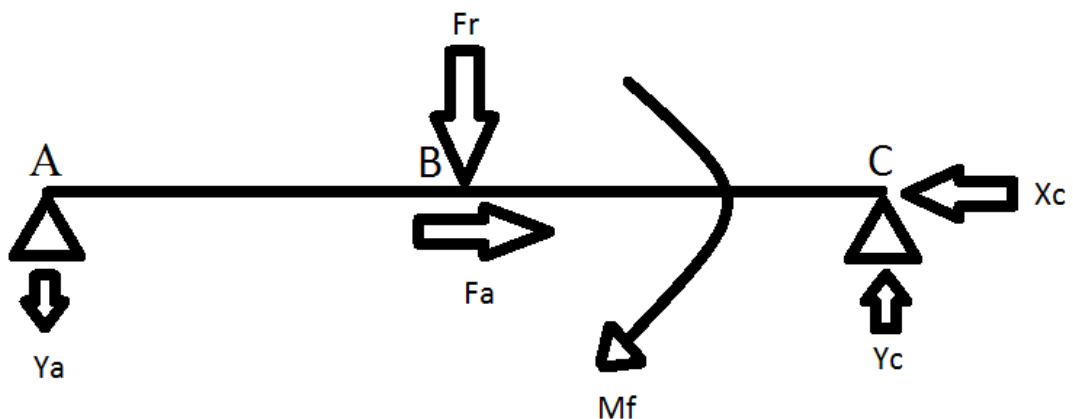


Fig. 6.2.1 – Forze scambiate dall'albero motore (13 denti) sul piano x-y

$$AB = 28.3 \text{ mm} \quad BC = 28.3 \text{ mm} \quad D_{p1} = 51.43 \text{ mm}$$

$$M_f = F_a \cdot (D_{p1} / 2) = 2834 \cdot 25.71 = 72876 \text{ Nmm}$$

$$Y_c = 4331 \text{ N}$$

$$Y_a = 819 \text{ N}$$

Nel piano x-z, invece, vengono scambiate la forza tangenziale  $F_t$  e il momento torcente  $M_t$ , dato dalla forza  $F_t$  per il raggio della ruota dentata.

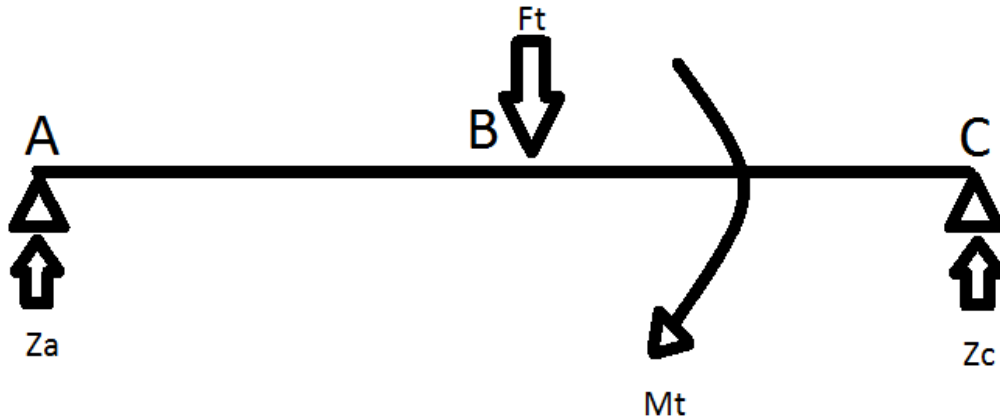


Fig. 6.2.2 – Forze scambiate dall'albero motore (13 denti) sul piano x-z

$$AB = 28.3 \text{ mm} \quad BC = 28.3 \text{ mm} \quad D_{p1} = 51.43 \text{ mm}$$

$$M_t = F_t \cdot (D_{p1} / 2) = 200268 \text{ Nmm}$$

$$Z_c = 3894 \text{ N}$$

$$Z_a = 3894 \text{ N}$$

$$F_t = 7788 \text{ N}$$

#### ALBERO MOTORE A 14 DENTI:

**Piano x-y:**

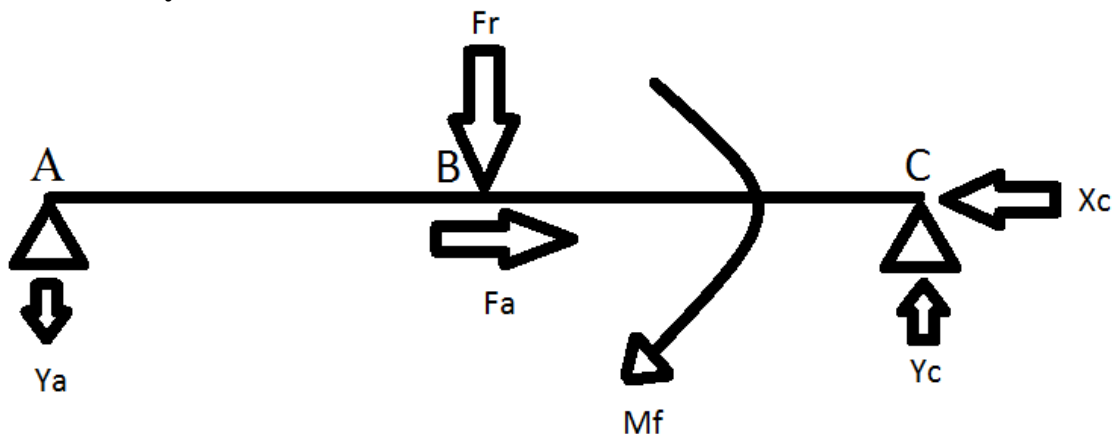


Fig. 6.2.3 – Forze scambiate dall'albero motore (14 denti) sul piano x-y

$$AB = 28.3 \text{ mm} \qquad BC = 28.3 \text{ mm} \qquad D_{p2} = 54.88 \text{ mm}$$

$$M_f = F_a \cdot (D_{p2} / 2) = 3037 \cdot 27.44 = 83335 \text{ Nmm}$$

$$Y_c = 3192 \text{ N}$$

$$Y_a = 247 \text{ N}$$

**Piano x-z:**

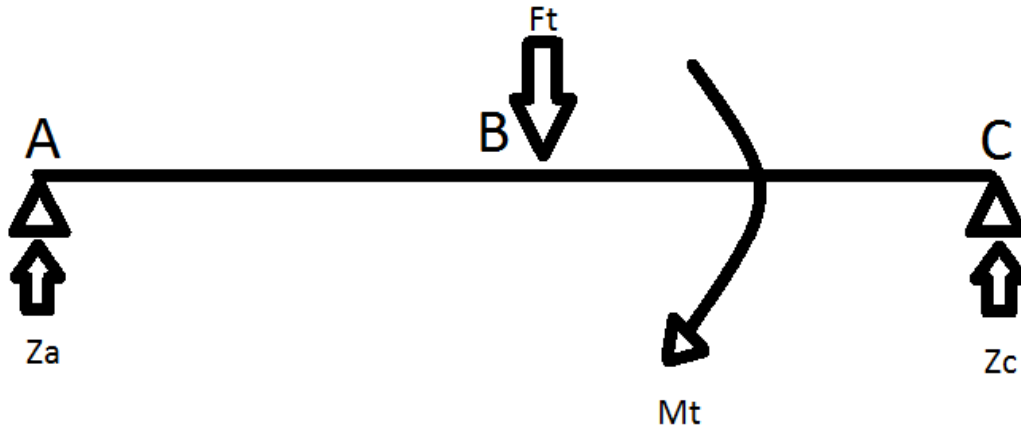


Fig. 6.2.4 – Forze scambiate dall'albero motore (14 denti) sul piano x-z

$$AB = 28.3 \text{ mm} \qquad BC = 28.3 \text{ mm} \qquad D_{p2} = 54.88 \text{ mm}$$

$$M_t = F_t \cdot (D_{p2} / 2) = 8344 \cdot 27.44 = 228959 \text{ Nmm}$$

$$Z_c = 4172 \text{ N}$$

$$Z_a = 4172 \text{ N}$$

$$F_t = 8344 \text{ N}$$

## 6.3 Albero elica

Viene ora trattato l'albero cedente del quale si andranno a calcolare le reazioni vincolari sia nel caso esso monti la ruota dentata da 29 denti oppure quella da 30.

### ALBERO ELICA CON RUOTA DA 29 DENTI

Iniziamo dal *piano x-y*, dove compaiono la forza radiale  $F_r$ , la forza assiale  $F_a$  e il momento  $M_f$  dato dalla forza assiale per il raggio della ruota dentata calettata all'albero elica.

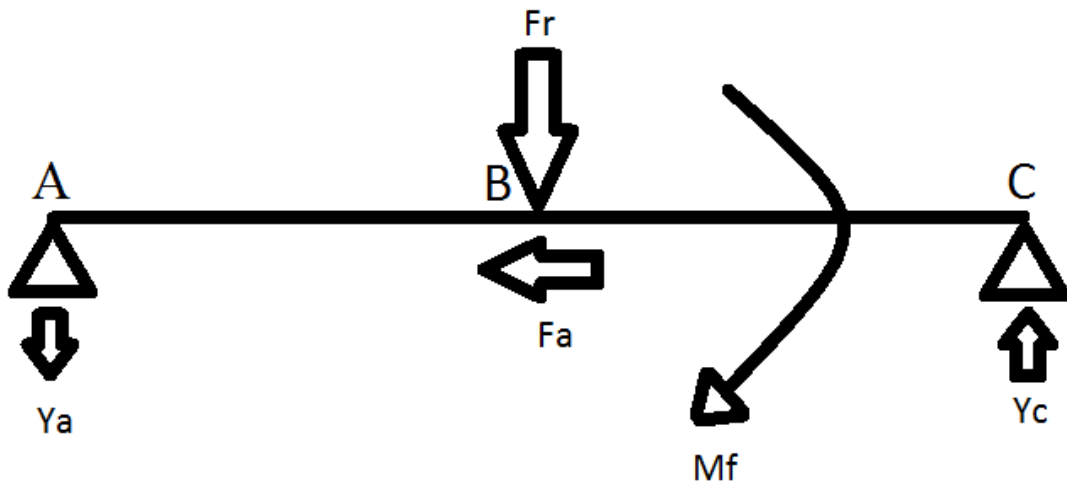


Fig. 6.3.1 – Forze scambiate dall'albero elica sul piano x-y (ruota 29 denti)

$$AB = 28 \text{ mm} \quad BC = 28 \text{ mm} \quad D_{p1} = 108.28 \text{ mm}$$

$$M_f = F_a \cdot (D_{p1} / 2) = 3037 \cdot 54.14 = 164423 \text{ Nmm}$$

$$Y_c = 7242 \text{ N}$$

$$Y_a = 3803 \text{ N}$$

Passiamo al *piano x-z*, dove agiscono la forza tangenziale  $F_t$ , la quale genera un momento torcente sull'albero dato appunto da  $F_t$  per il raggio della ruota calettata all'albero elica.

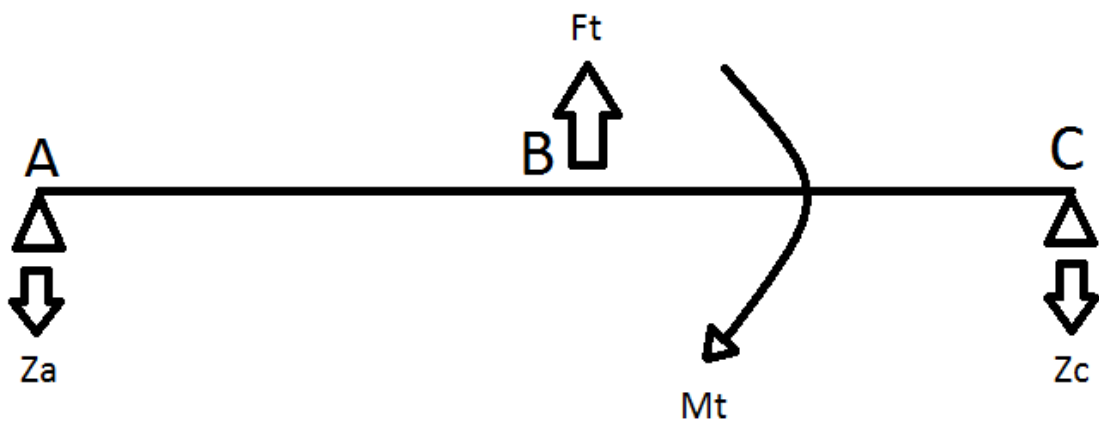


Fig. 6.3.2 – Forze scambiate dall'albero elica sul piano x-z (29 denti)

$$AB = 28 \text{ mm} \quad BC = 28 \text{ mm} \quad D_{p1} = 108.28 \text{ mm}$$

$$M_t = F_t \cdot (D_{p1} / 2) = 8344 \cdot 54.14 = 451744 \text{ Nmm}$$

$$Z_a = 4172 \text{ N}$$

$$Z_c = 4172 \text{ N}$$

## ALBERO ELICA CON RUOTA DA 30 DENTI

Piano x-y:

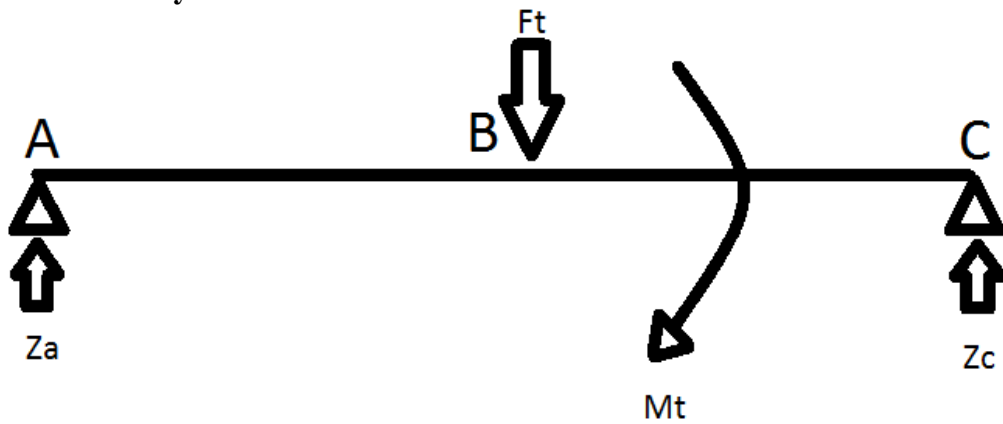


Fig. 6.3.3 – Forze scambiate dall'albero elica sul piano x-y (ruota 30 denti)

$$AB = 28 \text{ mm} \qquad BC = 28 \text{ mm} \qquad D_{p2} = 110.53 \text{ mm}$$

$$M_f = F_a \cdot (D_{p2} / 2) = 2834 \cdot 55.26 = 156607 \text{ Nmm}$$

$$Y_a = 1192 \text{ N}$$

$$Y_c = 4402 \text{ N}$$

Piano x-z :

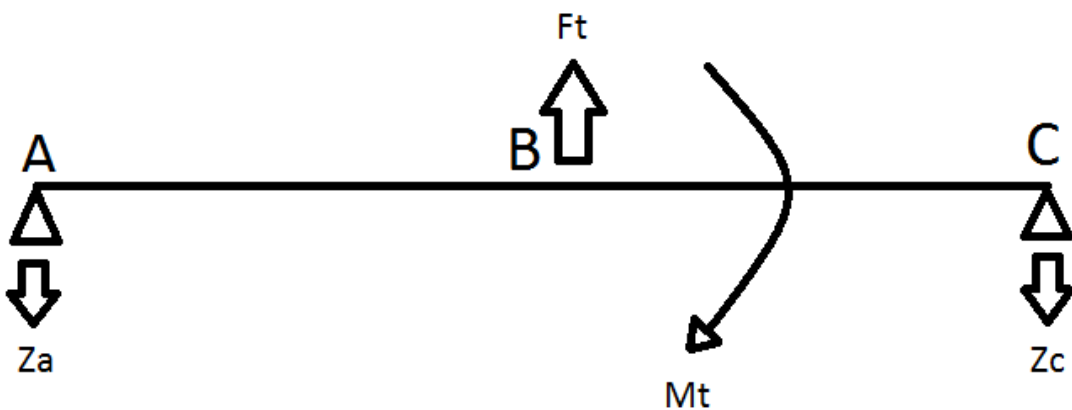


Fig. 6.3.4 – Forze scambiate dall'albero elica sul piano x-z (30 denti)

$$AB = 28 \text{ mm} \qquad BC = 28 \text{ mm} \qquad D_{p2} = 110.53 \text{ mm}$$

$$M_t = F_t \cdot (D_{p2} / 2) = 7788 \cdot 55.26 = 430365 \text{ Nmm}$$

$$Z_a = 3894 \text{ N}$$

$$Z_c = 3894 \text{ N}$$

## 6.4 Semicarter

Particolare rilevanza è stata data allo studio e alla simulazione dei semicarter, ovvero le parti fisse che andranno ad interfacciarsi direttamente al motore dell'aeromobile; in particolare verrà trattato in questa sede quello a *lato elica* poichè sottoposto alle maggiori sollecitazioni, derivanti sia dalla coppia trasmessa dal motore, sia dalle spinte dell'ingranamento elicoidale che dai carichi generati dall'applicazione dell'elica, la quale però non costituisce argomento di questo elaborato. Le forze in gioco sono, nel nostro caso, le reazioni vincolari calcolate precedentemente che verranno applicate negli alloggiamenti dei cuscinetti, ovvero le zone di contatto fra alberi di trasmissione e carter stessi. Per il calcolo delle sollecitazioni è stato quindi utilizzato il software "Simulation" di Solid Works.

Prima di analizzare nello specifico il carter elica facciamo una panoramica delle caratteristiche di questi elementi e delle forze su di essi agenti .

### 6.4.1 Semicarter lato motore

Realizzato in titanio aeronautico di grado 2 dello spessore di 1 millimetro, presenta una struttura in lamiere saldate e nervate con alloggiamenti dei cuscinetti esterni per risparmiare peso. Si possono inoltre notare la sede per la tenuta SKF dell'albero motore e le portate dei cuscinetti. Per questi ultimi, come già detto, la scelta è ricaduta su due modelli SKF di generoso diametro esterno con quello dell'albero cedente a singola corona di sfere obliqua, mentre quello dell'albero movente a doppia corona di sfere obliqua.

Le forze agenti su questo componente sono le seguenti:

- CONFIGURAZIONE RUOTE DENTATE 14-29

***Alloggiamento cuscinetto OBLIQUO A DOPPIA CORONA (albero motore)***

- Piano x-y (carter visto dal fianco) → Forza radiale ( $Y_c$ ) = 3192 N  
Forza assiale ( $X_c$ ) = 3037 N
- Piano x-z (carter visto da sotto) → Forza tangenziale ( $Z_c$ ) = 4172 N

***Alloggiamento cuscinetto OBLIQUO A CORONA SINGOLA (albero elica)***

- Piano x-y (carter visto dal fianco) → Forza radiale ( $Y_c$ ) = 7242 N
- Piano x-z (carter visto da sotto) → Forza tangenziale ( $Z_c$ ) = 4172 N

- CONFIGURAZIONE RUOTE DENTATE 13-30

***Alloggiamento cuscinetto OBLIQUO A DOPPIA CORONA (albero motore)***

- Piano x-y (carter visto dal fianco) → Forza radiale ( $Y_c$ ) = 4331 N  
Forza assiale ( $X_c$ ) = 2834 N
- Piano x-z (carter visto da sotto) → Forza tangenziale ( $Z_c$ ) = 3894 N

***Alloggiamento cuscinetto OBLIQUO A CORONA SINGOLA (albero elica)***

- Piano x-y (carter visto dal fianco) → Forza radiale ( $Y_c$ ) = 4402 N
- Piano x-z (carter visto da sotto) → Forza tangenziale ( $Z_c$ ) = 3894 N

## 6.4.2 Semicarter lato elica

Anche in questo caso siamo di fronte ad una struttura realizzata con titanio aeronautico di grado 2 poi saldata e nervata. Come ricordato pocanzi lo sviluppo di questo “semiguscio” ha richiesto innumerevoli ore di progettazione date le sollecitazioni meccaniche a cui è sottoposto, vediamole in dettaglio.

- CONFIGURAZIONE RUOTE DENTATE 14-29

***Alloggiamento cuscinetto OBLIQUO A DOPPIA CORONA (albero motore)***

- Piano x-y (carter visto dal fianco) → Forza radiale ( $Y_a$ ) = 247 N
- Piano x-z (carter visto da sotto) → Forza tangenziale ( $Z_a$ ) = 4172 N

***Alloggiamento cuscinetto OBLIQUO A CORONA SINGOLA (albero elica)***

- Piano x-y (carter visto dal fianco) → Forza radiale ( $Y_a$ ) = 3803 N  
Forza assiale ( $X_a$ ) = 3037 N
- Piano x-z (carter visto da sotto) → Forza tangenziale ( $Z_a$ ) = 4172 N

- CONFIGURAZIONE RUOTE DENTATE 13-30

***Alloggiamento cuscinetto OBLIQUO A DOPPIA CORONA (albero motore)***

- Piano x-y (carter visto dal fianco) → Forza radiale ( $Y_a$ ) = 819 N

- Piano x-z (carter visto da sotto) → Forza tangenziale ( $Z_a$ ) = 3894 N

***Alloggiamento cuscinetto OBLIQUO A CORONA SINGOLA (albero elica)***

- Piano x-y (carter visto dal fianco) → Forza radiale ( $Y_a$ ) = 1192 N  
 Forza assiale ( $X_a$ ) = 2834 N
- Piano x-z (carter visto da sotto) → Forza tangenziale ( $Z_a$ ) = 3894 N

**EVOLUZIONE DEL COMPONENTE:**

Dapprima il carter è stato pensato con nervature “semplici” ad angolo con spessore 2 mm successivamente raccordate alla “scatola” portante tramite saldatura, tutto ciò per fini di leggerezza. Notare come fin da principio si è cercato di unire i due alloggiamenti esterni dei cuscinetti con una staffa saldata per massimizzare la rigidità torsionale e longitudinale.

Successivamente però ci si è resi conto che la resistenza era stata fin troppo sacrificata sull’altare della leggerezza e la struttura finita anche senza simulazioni difficilmente avrebbe retto.

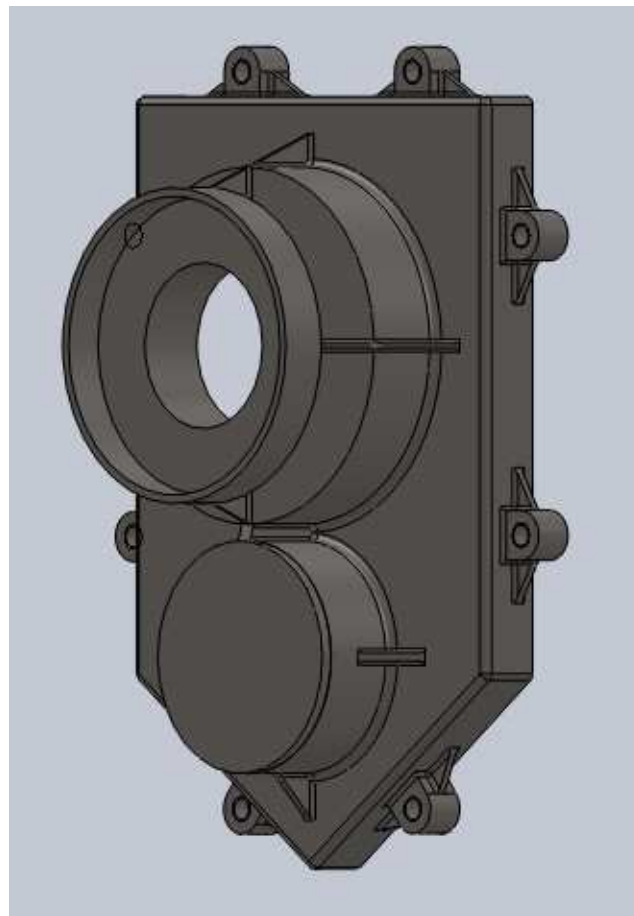


Fig. 6.4.1 – Carter lato elica prima evoluzione



Dunque si è pensato di modificare le nervature nella zona della sede del cuscinetto superiore costruendole “a cassone”. La particolarità di questi elementi è di essere realizzati mediante l’unione di due staffe giustapposte tramite una parete superiore. Tutto ciò con due finalità principali: contenere la leggerezza (essendo la struttura cava al suo interno) e implementare la resistenza (tramite una struttura scatolata) distribuendo gli sforzi su una superficie maggiore. Si è poi proceduto a modificare o aggiungere raccordi e saldature nelle aree più sollecitate, ovvero spigoli e attacchi delle nervi superiori.

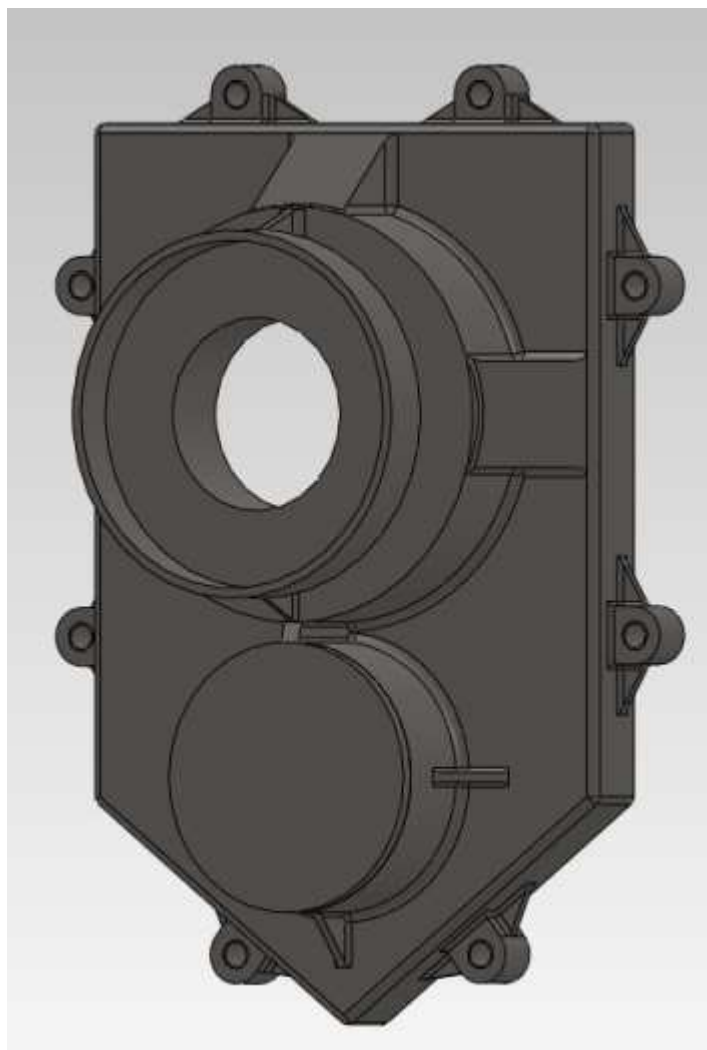


Fig. 6.4.2 – Carter lato elica seconda evoluzione

Ecco i risultati delle simulazioni relative ai principali parametri strutturali:

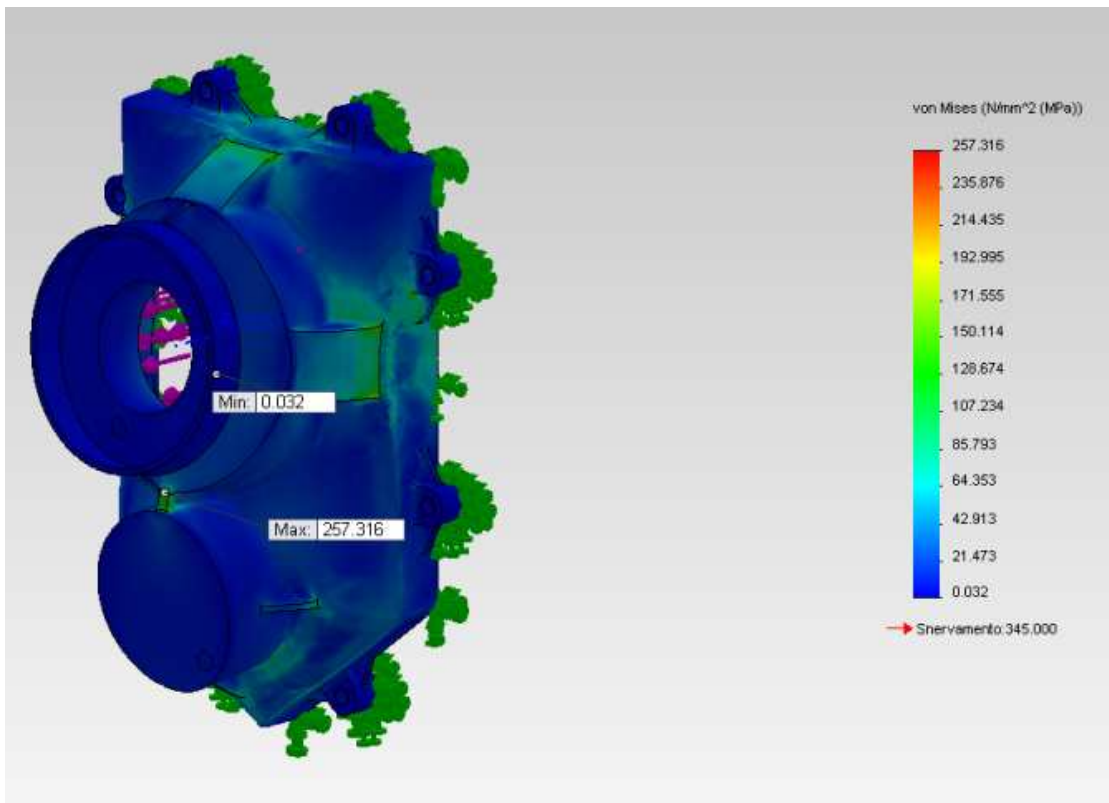


Fig. 6.4.3 – Carter elica seconda evoluzione, Von Mises

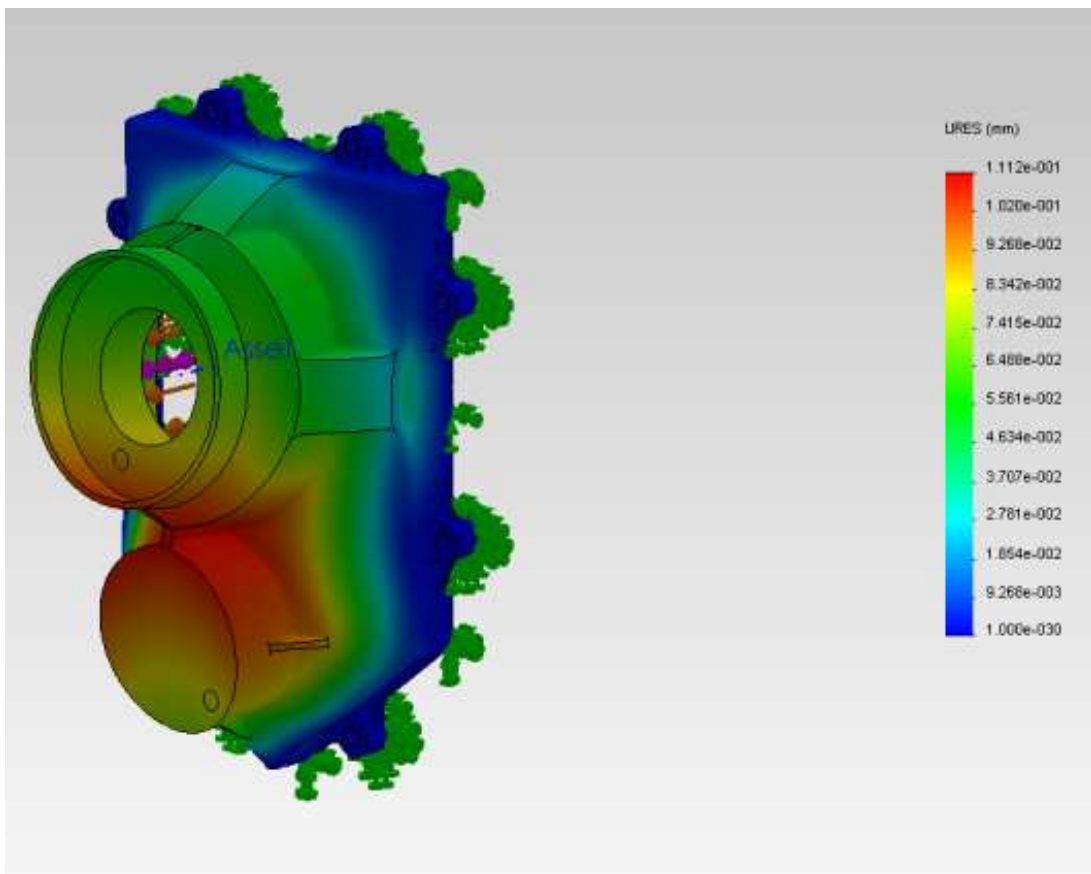


Fig. 6.4.4 – Carter elica seconda evoluzione, spostamento

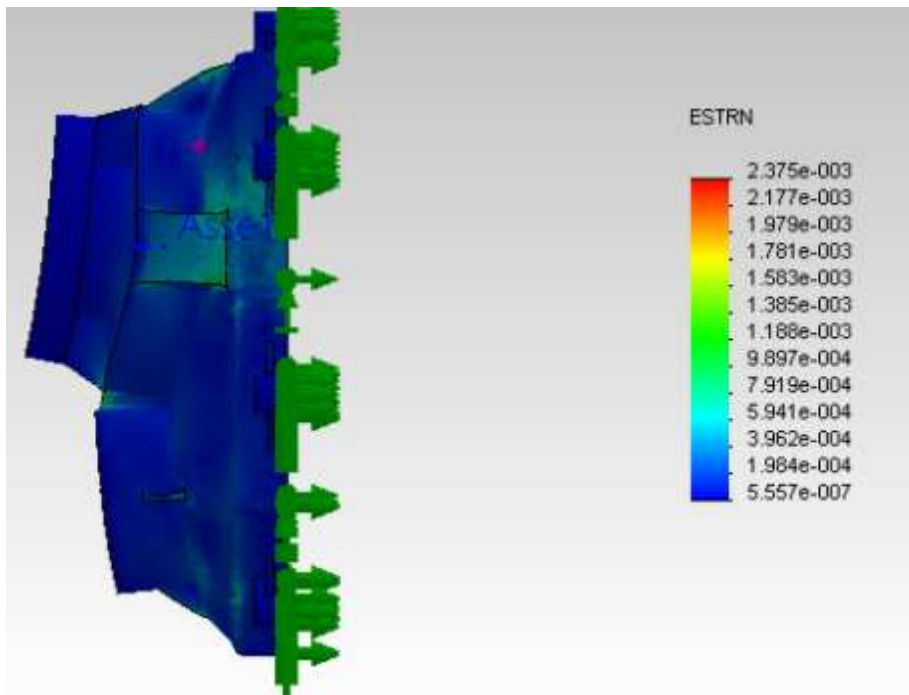


Fig. 6.4.5 – Vista laterale del carter seconda evoluzione con risalto delle deformazioni amplificate al 200%

Nota: sia le simulazioni precedenti che le seguenti sono state effettuate considerando i carichi più elevati prodotti dalle due coppie di ruote, per testare il componente con la massima severità.

Con l'intento di irrobustire ulteriormente la struttura vengono fatte modifiche sulla nerva che congiunge i due semicartermi scatola (anch'essa (la quale viene realizzata con pareti laterali di ben 3 mm di spessore) e modificando gli spessori di alcune pareti e raccordi critici sui fianchi della struttura dove, come le immagini precedenti fanno notare, si concentrano gli sforzi più dannosi. Tuttavia già a questo punto della progettazione si potrebbe essere soddisfatti sia della resistenza a snervamento sia dell'ampiezza delle deformazioni che risultano omogenee in tutta la struttura eccezion fatta per gli spigoli e i raccordi di alcune nervature e in qualche attacco della viteria, del resto dobbiamo sempre tenere presente lo spessore del materiale con cui è costruito il carter: solo 1mm!

Fatti questi presupposti, si giunge quindi alla terza evoluzione:

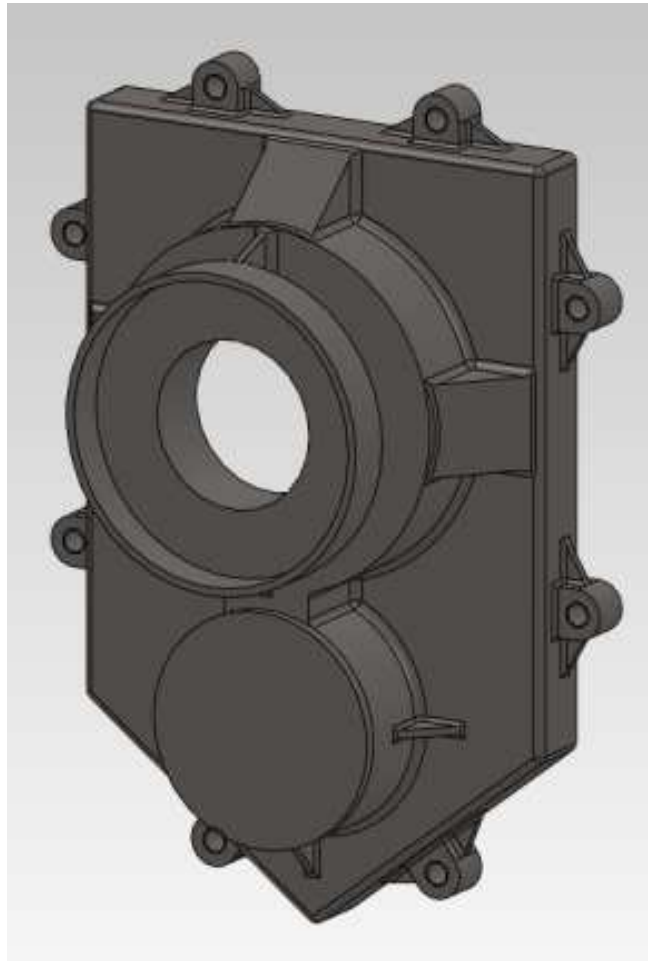


Fig. 6.4.6 – Carter lato elica terza evoluzione

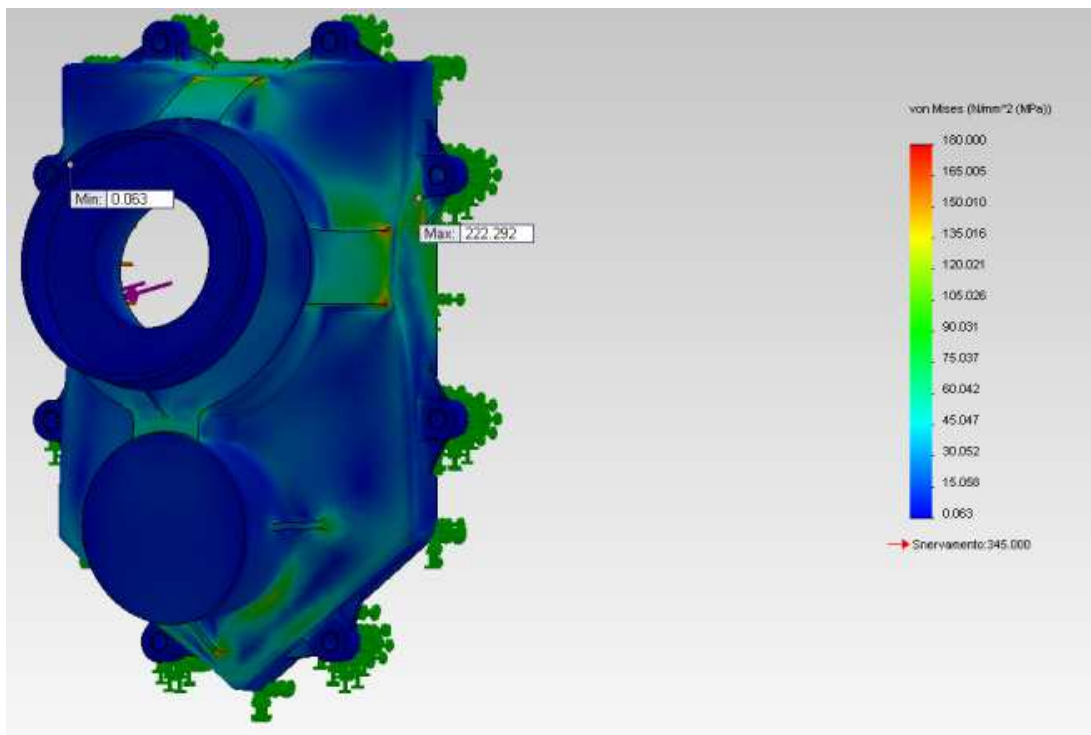


Fig. 6.4.7 – Carter elica terza evoluzione, Von Mises

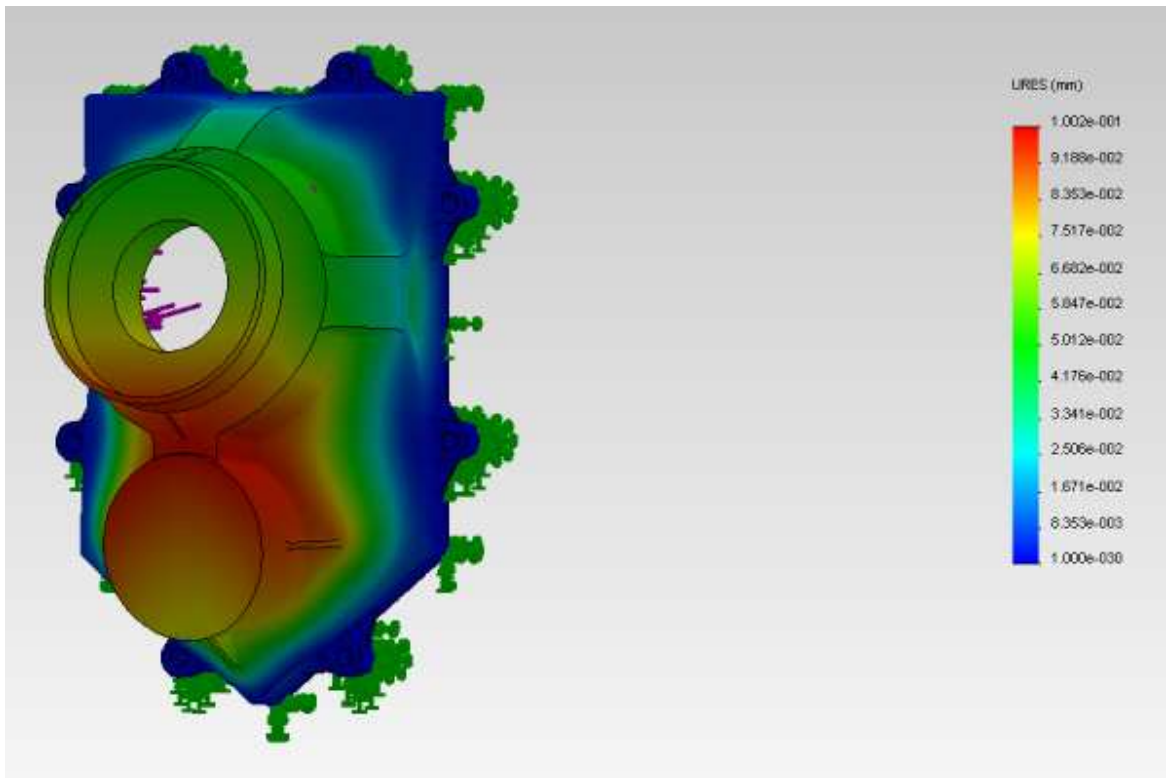


Fig. 6.4.8 – Carter elica terza evoluzione, spostamento

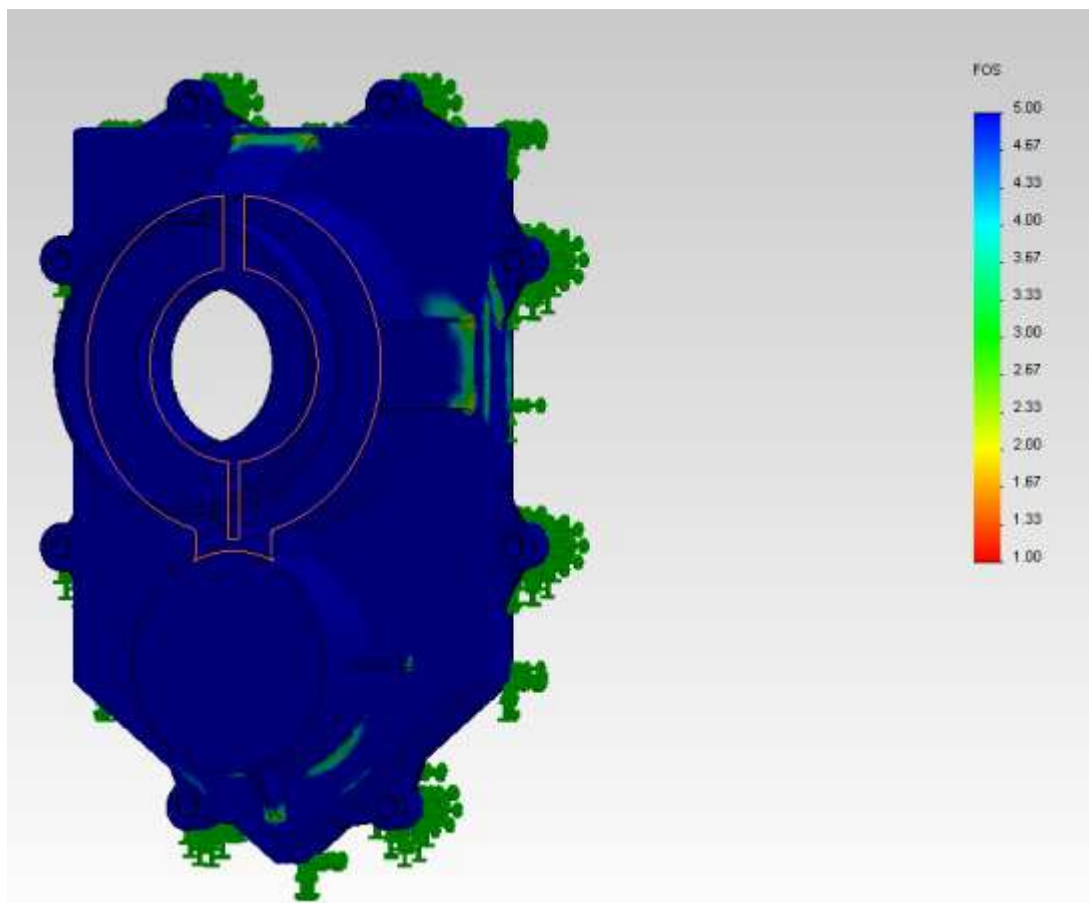


Fig. 6.4.9 – Carter elica terza evoluzione, coefficiente di sicurezza; notare come la parte evidenziata possiede un cs elevato anche in presenza di nervature e spigoli

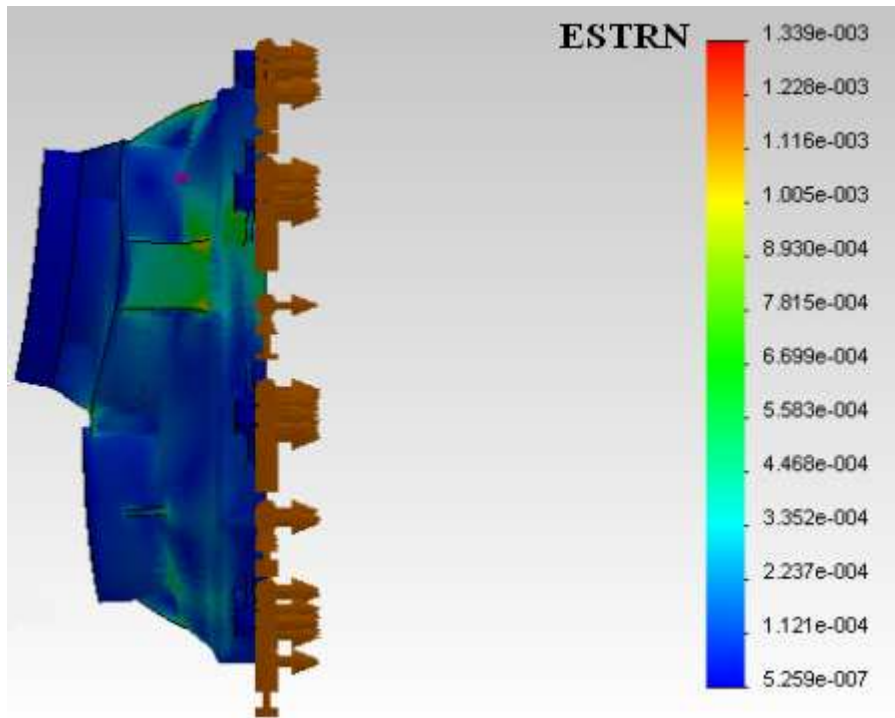


Fig. 6.4.10 – Carter elica terza evoluzione, deformazioni con scala amplificata al 200%

Facendo un breve bilancio sulle due ultime versioni di carter presentate possiamo dire che la terza evoluzione gode di miglioramenti su tutti i fronti:

- La massima tensione di snervamento è passata da 257.36 MPa a 222.29 MPa con un calo di circa il 15 %, a vantaggio del coefficiente di sicurezza
- Il massimo spostamento si è ridotto di oltre il 10 % generando inoltre aree di carico più omogenee, come si può vedere dalle immagini
- Le deformazioni sono diminuite del 45 %

Sulla scia di questo risultato positivo è stata pensata una quarta evoluzione la quale si differenzia dalla terza per lo spessore (da 2 a 3 mm) e la larghezza delle nervature “scatolate” ( da 20 a 40 mm complessivi) a supporto del cuscinetto albero movente e per il mancato inserimento della nervatura “tradizionale” più bassa dato che costituiva un punto di concentrazione delle tensioni anche se opportunamente raccordata.

Ecco la quarta evoluzione:

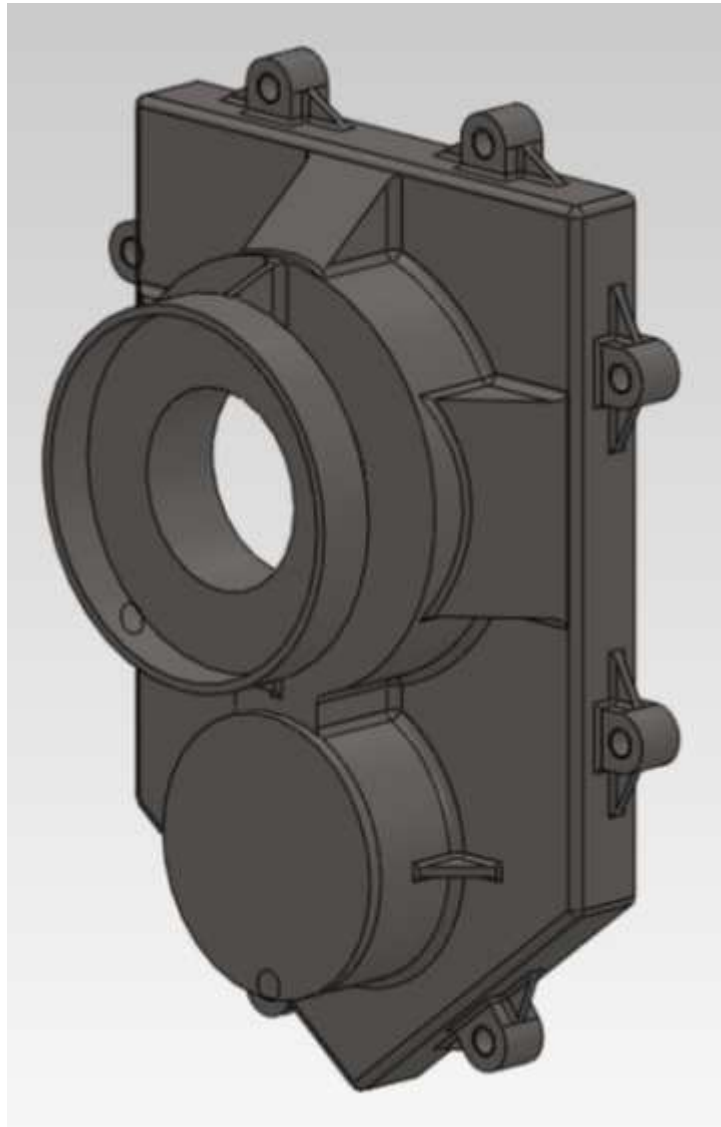


Fig. 6.4.11 – Carter elica quarta evoluzione, si noti la larghezza delle nervi laterali superiori

Prima di analizzare le simulazioni relative a questo componente possiamo già introdurre che la sorpresa è stata grande una volta confrontati i grafici, infatti il particolare presenta una ripartizione dei carichi sulla superficie migliore rispetto al precedente, tuttavia essi in alcuni casi sono più elevati, poiché una quantità più elevata di forza va a caricare gli spigoli già sottoposti a grave stress. Ma vediamo nel dettaglio i risultati ottenuti:

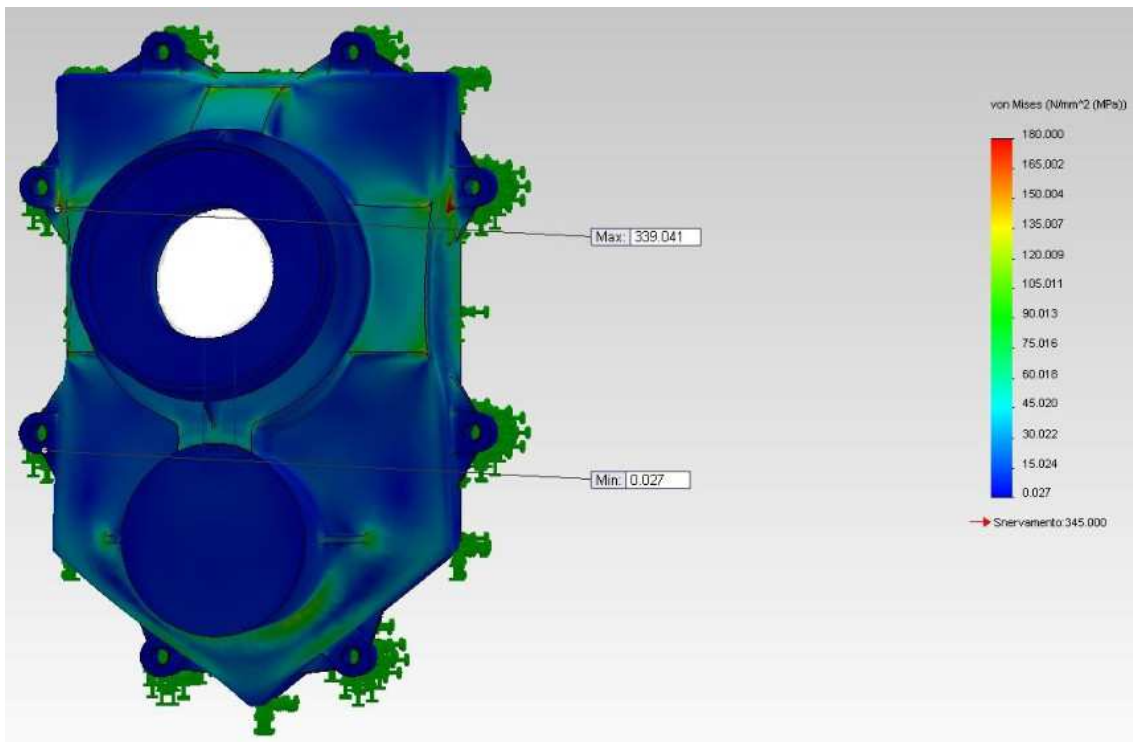


Fig. 6.4.12 – Carter elica quarta evoluzione, Von Mises

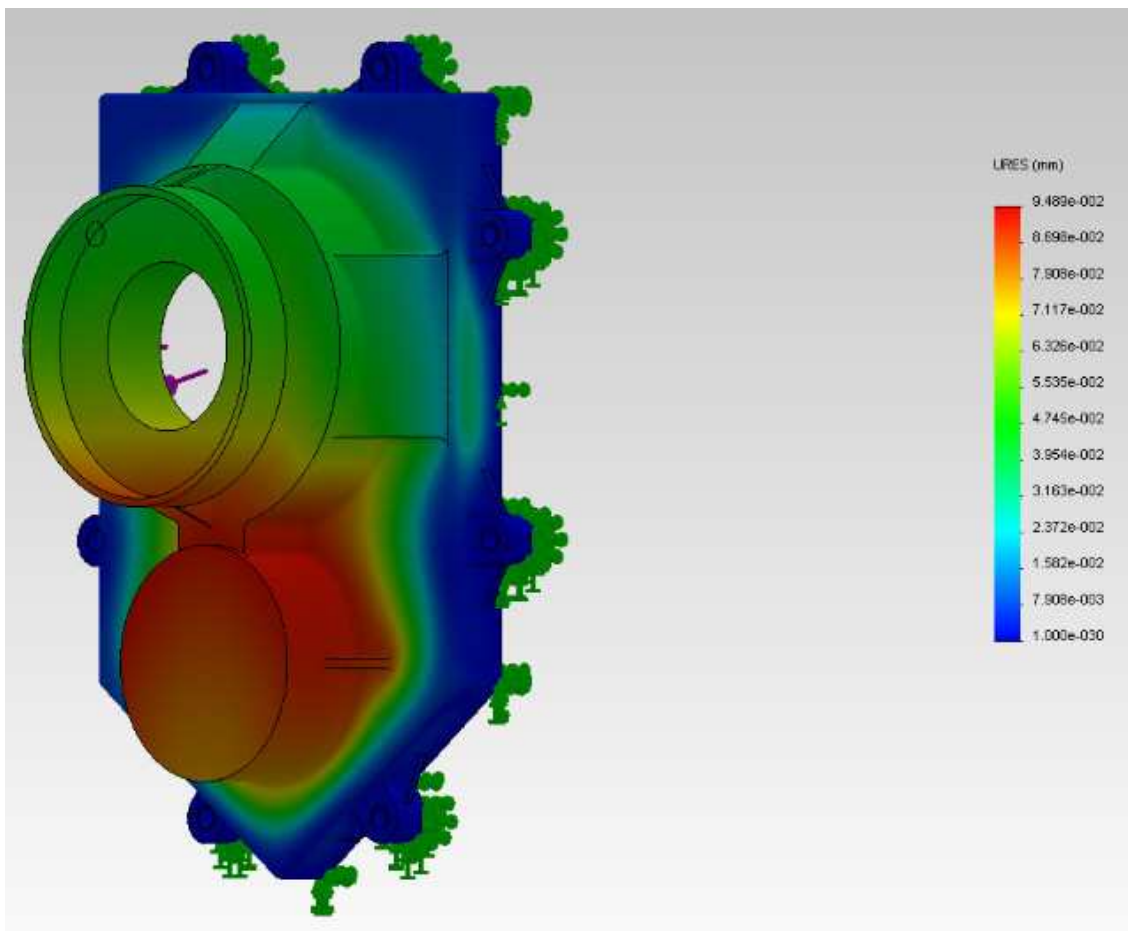


Fig. 6.4.13 – Carter elica quarta evoluzione, spostamento



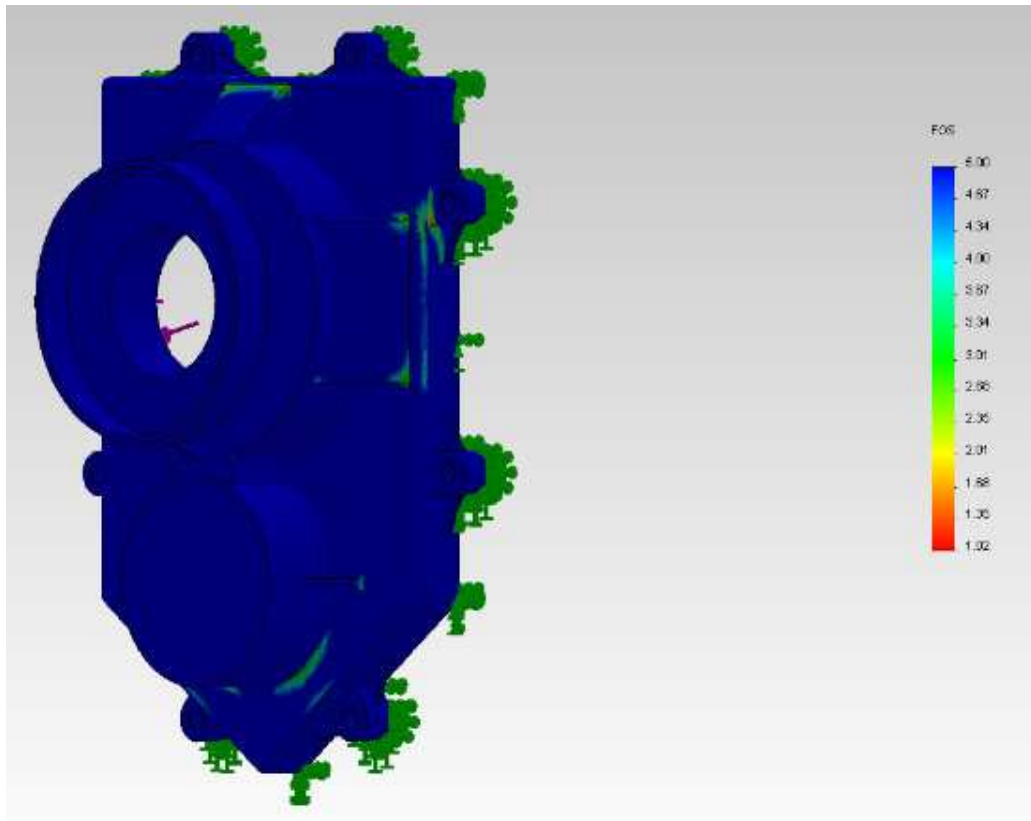


Fig. 6.4.14 – Carter elica quarta evoluzione, coefficiente di sicurezza

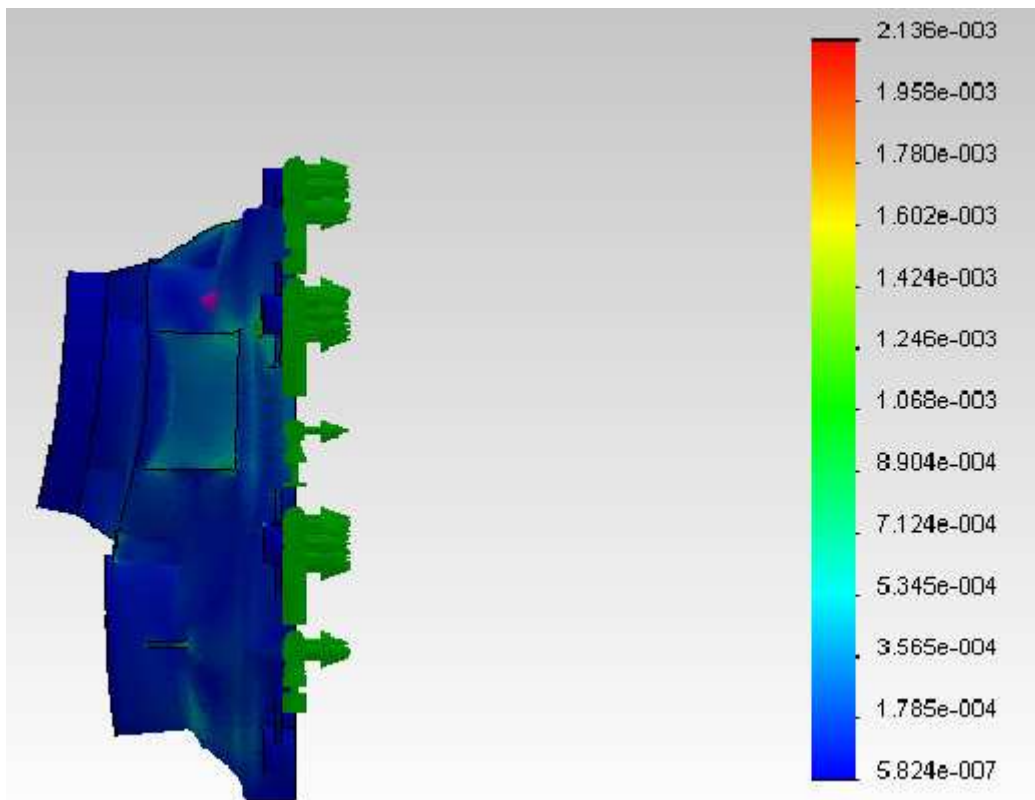


Fig. 6.4.15 – Carter quarta evoluzione, deformazione amplificate con scala al 200%

Alla luce dei test effettuati si vede come nella quarta e ultima evoluzione sebbene in alcune aree ci sia una miglior distribuzione dei carichi si tocchino localmente concentrazioni di tensioni anche oltre 339 MPa, un valore inammissibile poiché prossimo a quello di snervamento del materiale di costruzione che è 345 MPa e dunque inaccettabile anche sotto l'aspetto del coefficiente di sicurezza. Continuando nell'analisi aumentano localmente anche le deformazioni con picchi di quasi il 40 % in più mentre per gli spostamenti la situazione è migliore sia dal punto di vista del valor massimo, che dalla distribuzione.

Alla luce di questi fattori il riduttore proposto utilizza la terza evoluzione del carter.

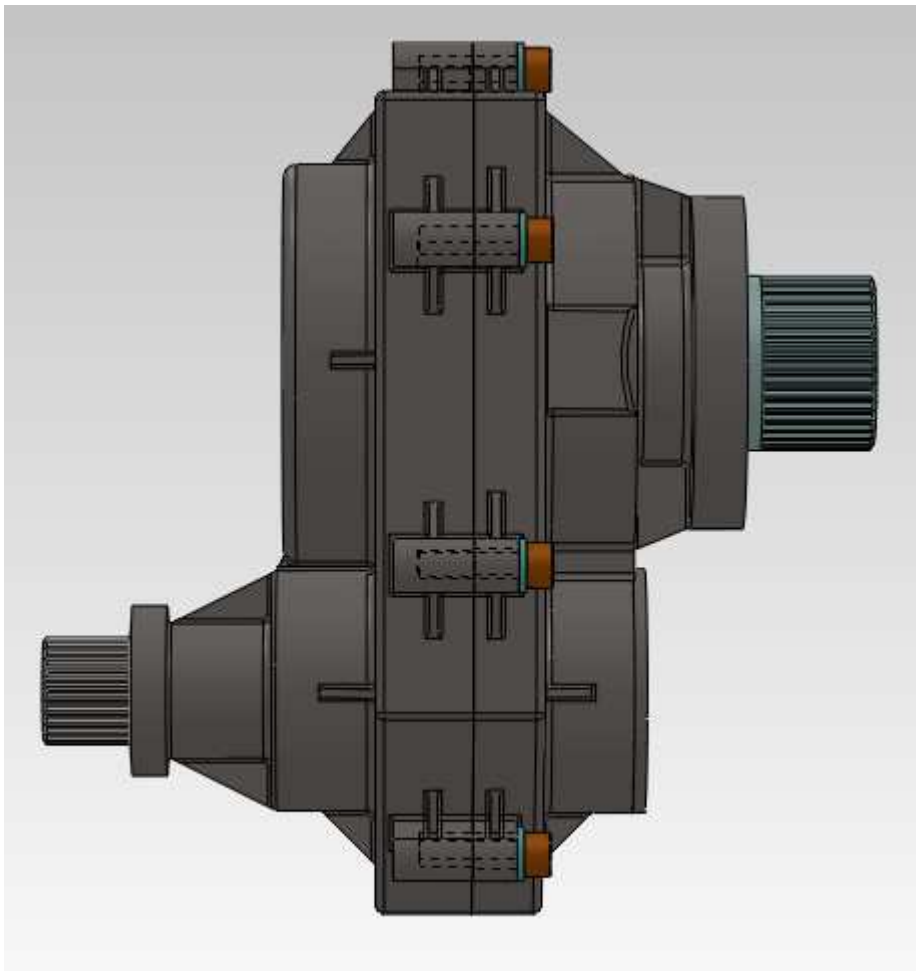


Fig. 6.4.16 – Carter e riduttore completo

## 6.5 Ruote dentate

Nel presente paragrafo si propone una veloce trattazione sul dimensionamento delle ruote dentate, le quali non sono state simulate con Solid Works dal momento che sono state calcolate con l'apposita applicazione "handbook" del programma di disegno Solid Edge, la quale fornisce sia i parametri di resistenza a pitting che il coefficiente di sicurezza ottenuto nonché i rispettivi carichi.

### PRIMA COPPIA DI RUOTE (14 – 29)

#### Geometria:



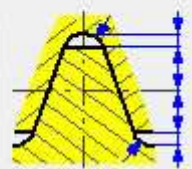
Geometry	Dimensions	Tolerances	Load	Preview
<b>Basic Parameters</b>				
Desired Gear Ratio	<input type="text" value="2.08"/>			
Actual Gear Ratio	<input type="text" value="2.0714"/>	<input type="text" value="-0.41 %"/>		
Number of Teeth	<input type="text" value="14"/>	<input type="text" value="29"/>		
Pressure Angle	$\alpha$ <input type="text" value="20"/>			
Helix Angle	$\beta$ <input type="text" value="20"/>	<input type="text" value="Right"/>		
Module	$m$ <input type="text" value="3.25"/>	<input type="text" value="mm"/>		
Center Distance	$a_w$ <input type="text" value="75"/>	<input type="text" value="mm"/>		
<b>Unit Tooth Sizes</b>				
Addendum	$a^*$ <input type="text" value="1"/>			
Clearance	$c^*$ <input type="text" value="0.25"/>			
Root Fillet	<input type="text" value="0.38"/>			

Fig. 6.5.1 – Tabella di calcolo della geometria di base

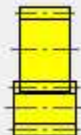
<b>Facewidth</b>				
Facewidth	<input type="text" value="30"/>	<input type="text" value="30"/>	<input type="text" value="mm"/>	
Facewidth Ratio	<input type="text" value="0.6196"/>	<input type="text" value="0.2991"/>		
Contact Ratio	<input type="text" value="2.3966"/>			

Fig. 6.5.2 – Tabella di calcolo con spessore di faccia

#### Carichi:

		Gear 1	Gear 2	
Power	P	110	106.7	kW
Efficiency	$\eta$	0.97		
Speed	n	5200	2510.3448	rpm
Torque	Mk	202.0044	405.8845	Nm

Tangential Force	Ft	8343.8241	N
Radial Force	Fr	3439.4599	N
Axial Force	Fa	3036.9036	N
Normal Force	Fn	9535.3331	N
Circumferential Velocity	v	13.1834	m/s
Resonance Speed	nE1	35587.73	rpm

Fig. 6.5.3 – Tabella dei carichi

### Resistenza:

Factors of Additional Load		User Factors	
Application Factor	KA	1	
Dynamic Factor	KHv	1.094	KFv 1.094
Face Load Factor	KHb	1	KFb 1
Transverse Load Factor	KHa	1	KFa 1
Total	KH	1.094	KF 1.094
One-time Overloading Factor	KAS	1	
Material Values		Durability Lh 2000 hour	
Gear 1	User	IT 6	
Gear 2	User		
Contact Fatigue Limit	$\sigma_{Hlim}$	1140	1140 MPa
Bending Fatigue Limit	$\sigma_{Flim}$	785	785 MPa
Factors for Contact		Factors for Bending	
Elasticity Factor	Ze	189.81	Form Factor YFa 2.925 2.256
Zone Factor	Zh	2.299	Stress Correction Factor YSa 1.494 1.632
Contact Ratio Factor	Zeps	0.848	Teeth with Grinding Notches Factor YSag 1 1
Single Pair Tooth Contact Factor	ZB	1 1	Helix Angle Factor Yb 0.833
Life Factor	Zn	1 1	Contact Ratio Factor Yeps 0.733
Lubricant Factor	Zl	0.962	Alternating Load Factor Ya 1 1
Roughness Factor	Zr	1	Production Technology Factor Yt 1 1
Velocity Factor	Zv	1.009	Life Factor Yn 1 1
Helix Angle Factor	Zb	0.969	Notch Sensitivity Factor Yd 1.212 1.236
Size Factor	Zx	1 1	Size Factor Yx 1 1
Work Hardening Factor	Zw	1	Tooth Root Surface Factor Yr 1
		Results	
		Factor of Safety from Pitting SH	1.011 1.011
		Factor of Safety from Tooth Breakage SF	3.809 4.61
		Static Safety in Contact SHst	2.125 2.125
		Static Safety in Bending SFst	7.856 9.324
		Strength Check	True

Fig. 6.5.4 – Tabella di calcolo della resistenza

## SECONDA COPPIA DI RUOTE (13-30)

### Geometria:


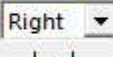

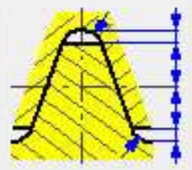
Geometry	Dimensions	Tolerances	Load	Preview
<b>Basic Parameters</b>				
Desired Gear Ratio		2.4		
Actual Gear Ratio		2.3077	-3.85 %	
Number of Teeth	13	30		
Pressure Angle	$\alpha$	20		
Helix Angle	$\beta$	20	Right	
Module	m	3.25	mm	
Center Distance	$a_w$	75	mm	
<b>Unit Tooth Sizes</b>				
Addendum	$a^*$	1		
Clearance	$c^*$	0.25		
Root Fillet		0.38		

Fig. 6.5.5 – Tabella di calcolo della geometria di base

<b>Facewidth</b>				
Facewidth		30	30	mm
Facewidth Ratio		0.6672	0.2891	
Contact Ratio		2.392		

Fig. 6.5.6 – Tabella di calcolo con spessore di faccia

### Carichi:

Geometry	Dimensions	Tolerances	Load	Preview
<b>Load</b>				
		Gear 1	Gear 2	
Power	P	110	106.7	kW
Efficiency	$\eta$	0.97		
Speed	n	6000	2600	rpm
Torque	$M_k$	175.0704	391.8884	Nm
<b>Forces</b>				
Tangential Force	$F_t$	7787.5691		N
Radial Force	$F_r$	3210.1626		N
Axial Force	$F_a$	2834.4434		N
Normal Force	$F_n$	8899.6443		N
Circumferential Velocity	v	14.1251		m/s
Resonance Speed	nE1	40454.13		rpm

Fig. 6.5.7 – Tabella dei carichi

## Resistenza:

Factors of Additional Load		User Factors	
Application Factor	KA	1	
Dynamic Factor	KHv	1.094	KFv 1.094
Face Load Factor	KHb	1	KFb 1
Transverse Load Factor	KHa	1	KFa 1
Total	KH	1.094	KF 1.094
One-time Overloading Factor	KAS	1	

Material Values	
Gear 1	User
Gear 2	User
Contact Fatigue Limit	<input type="radio"/> Hlim 1140   1140 MPa
Bending Fatigue Limit	<input type="radio"/> Flim 785   785 MPa

Factors for Contact		
Elasticity Factor	Ze	189.81
Zone Factor	Zh	2.299
Contact Ratio Factor	Zeps	0.848
Single Pair Tooth Contact Factor	ZB	1   1
Life Factor	Zn	1   1
Lubricant Factor	Zl	0.962
Roughness Factor	Zr	1
Velocity Factor	Zv	1.009
Helix Angle Factor	Zb	0.969
Size Factor	Zx	1   1
Work Hardening Factor	Zw	1

Factors for Bending		
Form Factor	YFa	2.925   2.256
Stress Correction Factor	YSa	1.494   1.632
Teeth with Grinding Notches Factor	YSag	1   1
Helix Angle Factor	Yb	0.85
Contact Ratio Factor	Yeps	0.733
Alternating Load Factor	Ya	1   1
Production Technology Factor	Yt	1   1
Life Factor	Yn	1   1
Notch Sensitivity Factor	Yd	1.212   1.236
Size Factor	Yx	1   1
Tooth Root Surface Factor	Yr	1

Results		
Factor of Safety from Pitting	SH	1.026   1.026
Factor of Safety from Tooth Breakage	SF	3.999   4.841
Static Safety in Contact	SHst	2.156   2.156
Static Safety in Bending	SFst	8.249   9.791
Strength Check		True

Fig. 6.5.8 – Tabella di calcolo della resistenza

Dalle precedenti tabelle si può evincere in maniera limpida come gli ingranaggi progettati siano totalmente affidabili in quanto possiedono coefficienti di sicurezza a fatica che vanno dal 3.8 al 4.8, mentre per quanto riguarda il pitting siamo sempre oltre l'1.

Questo risultato è stato ottenuto innanzi tutto grazie all'utilizzo dell'acciaio 14 Ni Cr 18 dalle ottime caratteristiche meccaniche, dall'aumento della larghezza di faccia a 30 mm, del passo a 3.25 mm e dall'interasse a 75 mm in quest'ultimo caso soprattutto per poter alloggiare nei carter cuscinetti più performanti. Dunque le ruote dentate sono completamente verificate.

## CONCLUSIONI

Concludiamo lo studio in questione con un riassunto di ciò che è stato fatto. Partendo dal riduttore progettato da Luca Strada nel suo elaborato finale, si è completamente modificata sia la struttura esterna che quella interna seguendo come linee guida i due principali vincoli progettuali: uno sullo sviluppo verticale, non superiore a 200 mm, e l'altro sul peso del componente che doveva aggirarsi sui 2,5 kg. Tutto ciò è stato fatto per rispettare le consegne del Professor Piancastelli. La prima era quella di realizzare per il riduttore una doppia coppia di ruote in modo da poter disporre all'occorrenza di due possibili rapporti di trasmissione: il primo di circa 0.42 (da 6000 a 2500 rpm) il secondo di circa 0.48 (da 5200 a 2500 rpm). L'altra consegna principale era quella di realizzare i carter del riduttore in lamiere di titanio di grado 2 saldate tra loro per economizzarne costo, tempi e facilità di produzione dato che il particolare sarebbe stato prodotto in una serie talmente piccola da non giustificare lo studio di appositi stampi di fusione.

Si è cominciato col disegnare una struttura portante con gli alloggiamenti dei cuscinetti all'interno. Da subito però ci si è resi conto che i cuscinetti della "vecchia" versione erano inadatti a sopportare tali carichi, dunque questi sono stati modificati scegliendo, grazie al software di calcolo SKF, per l'albero motore due cuscinetti SKF 5205 E – 2 Z obliqui a doppia corona di sfere, mentre per l'albero elica si è optato per un cuscinetto SKF 7209 BECBJ per il lato motore e un SKF 7208 BECBJ per il lato elica. Essi vengono montati con disposizione ad "O" su entrambi gli alberi. I nuovi cuscinetti però, date le loro dimensioni hanno richiesto una rivisitazione completa del layout dei carter. Per prima cosa sono stati modificati entrambi gli alberi, quello motore è passato da diametro esterno 30 mm ed interno 20 a diametro esterno 25 mm ed interno 10, mentre quello dell'elica presenta ora un diametro interno di 22 mm ed uno esterno massimo di 45 in luogo del precedente 35/20. Conseguentemente a ciò sono state disegnate le due coppie di ruote dentate elicoidali con interasse maggiorato a 75 mm invece dei circa 64 precedenti, inoltre sono state aumentate anche le larghezze di faccia fino a 30 mm (prima 24). Questo irrobustimento ha però causato un generale aggravio di peso sulla

struttura. Dunque per alleggerire il tutto sono stati pensati due carter con alloggiamenti esterni. Successivamente essi sono stati nervati ed irrigiditi. Inoltre per impedire la penetrazione di sporco e polvere all'interno dei due "gusci" e per trattenerne l'olio sono state apposte due particolari guarnizioni a cassetta SKF, una all'ingresso dell'albero motore ed una all'uscita di quello cedente. I due carter sono stati infine uniti tramite l'utilizzo di 8 viti M6 lunghe 25 mm ciascuna.

Completata la struttura in tutte le sue parti mobili e fisse si è dovuto constatare che viene rispettato il vincolo di ingombro verticale con 199 mm di sviluppo totale (200 di limite), ma non quello relativo al peso infatti il particolare ferma l'ago della bilancia sui 4 kg. Data la completa rivisitazione del riduttore e la sostituzione di tutte le sue parti mobili con altre più robuste e quindi più pesanti ciò era inevitabile. Successivamente, una volta calcolate le reazioni vincolari si è volta particolare attenzione al carter lato elica, il più sollecitato. Dopo innumerevoli simulazioni se n'è scelta una versione che si caratterizza per le particolari nervature dette "a cassone" di 20 mm di larghezza. Essa presenta sufficienti caratteristiche meccaniche con una tensione a snervamento massima di circa 222 MPa, contro i 345 del titanio grado 2. In realtà tale valore viene raggiunto solo in zone estremamente localizzate ed è dovuto all'intaglio generato dagli spigoli e dall'attacco delle nervature superiori, fortemente caricate. In questo ridotto numero di punti il coefficiente di sicurezza è 1.6 mentre nella quasi totalità della struttura è uguale o superiore a 5, il che considerate coppia e potenza a cui è sottoposto il dispositivo, nonché lo spessore imposto delle lamiere di 1 mm è un risultato eccezionale.

Per quanto riguarda i futuri sviluppi sarebbe auspicabile una messa a punto sugli attacchi delle nervature del carter lato elica e uno studio del carter motore, infine raccogliendo parametri di funzionamento più precisi, si potrebbe mettere alla prova la resistenza dei "nuovi" cuscinetti per gli scopi preposti.

Concludendo ci si può ritenere più che soddisfatti in quanto anche se un vincolo di progetto non è stato assolto si è prodotta una struttura poco ingombrante e funzionale nonostante le severe specifiche di progetto.



# BIBLIOGRAFIA

**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.

## MANUALI

**SKF**

*Catalogo su Cuscinetti e Tenute*, [www.skf.com](http://www.skf.com)

**FAG**

*Catalogo su Cuscinetti.*