ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA

Classe L-9

Sede di Forlì

ELABORATO FINALE DI LAUREA
in
DISEGNO TECNICO ASSISTITO DAL CALCOLATORE

STUDIO E PROGETTAZIONE DI UN RIDUTTORE PER VELIVOLO LEGGERO A MOTORE 1.3 JTD

CANDIDATO

Stefano Casadei

RELATORE

Chiar.mo *Prof. Ing.*
Luca Piancastelli

Anno Accademico 2011/2012

Sessione II

INDICE

PREMESSA **5**

Capitolo 1: NORMATIVE AERONAUTICHE **7**

- **1.1** Introduzione alla EASA 7
- **1.2** Funzioni 8
- **1.3** Normative 8
  - **1.3.1** Struttura 8
- **1.4** Conseguenze dovute all'EASA 10

Capitolo 2: RUOTE DENTATE **13**

- **2.1** Generalità 13
- **2.2** Nomenclatura 14
- **2.3** Costruzione del profilo ad Evolvente 16
- **2.4** Continuità dell'ingranamento 17
- **2.5** Spinte scambiate nell'ingranamento 20
- **2.6** Ruote a Denti Elicoidali 21
- **2.7** Fabbricazione delle Ruote Dentate 27

Capitolo 3: ROTISMI **29**

- **3.1** Generalità 29
- **3.2** Rotismi Ordinari 29
- **3.3** Rotismi Epicicloidali 32
- **3.4** Rotismi in esame 33
  - **3.4.1** Prima Soluzione di Rotismo 33
  - **3.4.2** Seconda soluzione 35

Capitolo 4: DANNI NEI RIDUTTORI E POSSIBILI RIMEDI **37**

- **4.1** Generalità 37
- **4.2** Cedimenti nelle ruote dentate 38
  - **4.2.1** Vaiolatura (Pitting , Craterizzazione) 38
  - **4.2.2** Scheggiatura (Spalling) 39

- **4.2.3** Rottura dei denti 40
- **4.2.4** Grippaggio 41
- **4.2.5** Usura 41
- **4.2.6** Rimedi 42

- **4.3** Danni nei Cuscinetti 43
- **4.4** Calcoli sulle Ruote Dentate 43
  - **4.4.1** Flessione secondo Lewis 43
  - **4.4.2** Pressione di Contatto 45
- **4.5** Calcolo e Scelta dei Cuscinetti 47
  - **4.5.1** Dati di Calcolo 47
  - **4.5.2** Calcolo per Carico Statico 48
  - **4.5.3** Calcolo per Carico Dinamico 49

Capitolo 5: NOZIONI DI BASE SULL'ELICA 51

- **5.1** Generalità 51
- **5.2** Elica a Passo Variabile 52
  - **5.2.1** Costruzione della Pala 53

Capitolo 6: PRIMA SOLUZIONE DI RIDUTTORE 55

- **6.1** Introduzione 55
- **6.2** Componenti 56
  - **6.2.1** Albero Motore 56
  - **6.2.2** Albero Elica 57
  - **6.2.3** Ruote Dentate 59
  - **6.2.4** Anelli Elastici Seeger 61
  - **6.2.5** Cuscinetti 61
  - **6.2.6** Tappi di rinforzo 64
  - **6.2.7** Carter 66

Capitolo 7: CALCOLI PER IL PRIMO RIDUTTORE 69

- **7.1** Introduzione 69
- **7.2** Dimensionamento degli Alberi 69
  - **7.2.1** Dimensionamento Albero Motore 70
  - **7.2.2** Dimensionamento Albero Elica 74

Capitolo 8: SOLUZIONE FINALE E MIGLIORATIVA DEL RIDUTTORE 79

- **8.1** Le cause del cambiamento del riduttore 79
- **8.2** Le caratteristiche migliorative del nuovo riduttore 80
- **8.3** I componenti del nuovo riduttore 81
  - **8.3.1** Alberi 81
  - **8.3.2** Ruote Dentate 84
  - **8.3.3** Cuscinetti 85
  - **8.3.4** Riduttore completo senza carter 87
  - **8.3.5** Il carter 88
- **8.4** Verifiche del carter con Simulation 96
  - **8.4.1** Simulazione del carter lato motore 96
  - **8.4.2** Simulazione del carter lato elica 100
  - **8.4.3** Considerazioni finali sulla verifica 104

CAPITOLO 9: PESI E COSTI 105

- **9.1** Pesi 105
  - **9.1.1** Peso del primo riduttore 105
  - **9.1.2** Peso del secondo riduttore 106
- **9.2** Costi 107
  - **9.2.1** Confronto dei costi dei due riduttori 107
- **9.3** Considerazioni finali 108

CONCLUSIONI 111

BIBLIOGRAFIA 113

PREMESSA

In questa tesi ci si propone di progettare ed ottimizzare un riduttore meccanico di velocità da applicarsi ad un motore FIAT 1.3 JTD di derivazione automobilistica da 147 HP, che verrà installato,con alcuni adattamenti,su un velivolo leggero.

L'idea di base è quella di minimizzare il peso,il costo di realizzazione e l'ingombro del riduttore,pur mantenendo ottimi risultati in termini di resistenza ed affidabilità.

Lo studio in questione parte da un'analisi di studi precedenti,che proponevano varie soluzioni realizzabili,in modo da trovare una soluzione finale che possa migliorare diversi aspetti ed introdurre alcune modifiche innovative.

In seguito si è arrivati alla fase di progettazione del riduttore che ha portato alla definizione delle dimensioni dei vari componenti,grazie ai calcoli effettuati secondo i principi fondamentali del comportamento meccanico dei materiali e della tecnica di costruzione di macchine.

A questo punto attraverso l'uso del software SolidWorks, si sono realizzati i componenti ed i relativi assiemi in un ambiente tridimensionale.

La tesi sarà divisa in due studi diversi riguardanti due soluzioni di riduttore,in particolare la seconda soluzione risolve delle problematiche della prima,dando perciò il risultato atteso.

La tesi sarà articolata in questo modo: dopo una piccola parte introduttiva sulle normative aeronautiche,si inizierà con alcune nozioni riguardanti le ruote dentate in modo da avere una completa visione sui rotismi e quindi sul riduttore.

Successivamente si parlerà dei problemi che possono colpire i riduttori,come i fenomeni di pitting, la rottura dei denti,l'usura e il grippaggio,fino ad arrivare a fenomeni di sollecitazione per fatica.

Dopo questa parte introduttiva, si inizierà a parlare del riduttore oggetto di studio: prima di affrontare la parte inerente ai calcoli e alle verifiche,si è riportata un'ampia e dettagliata descrizione di ogni elemento meccanico presente nel riduttore,assieme ad un'attenta analisi sul suo peculiare funzionamento. Infine si effettueranno i calcoli dei vari componenti che daranno vita alle loro dimensioni reali,rispettando i vincoli e stando a favore di sicurezza .

Successivamente allo studio del primo riduttore, si è preso atto di una soluzione alternativa che potesse risolvere e migliorare molti aspetti e potesse essere il risultato finale,quello che poi verrà realmente prodotto.

Si daranno anche alcune nozioni base sulla struttura dell’elica e si faranno cenni sul collegamento motore/riduttore.

Per finire,si andranno a fare alcune valutazioni sui risultati ottenuti su pesi e costi delle due soluzioni di riduttore studiate mostrando i pregi e difetti che li distinguono,accompagnate poi dalle conclusioni su ciò che è stato fatto nel progetto.

CAPITOLO 1

NORMATIVE AERONAUTICHE

1.1 Introduzione alla EASA

L'Agenzia europea per la sicurezza aerea (EASA) è la protagonista principale della strategia dell'Unione europea nel campo della sicurezza aerea. La loro missione è quella di promuovere i massimi livelli comuni di sicurezza e di protezione ambientale nel settore dell'aviazione civile.

Poiché il traffico aereo continua ad aumentare, si rende 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'Agenzia 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 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** → questa fase viene fatta per migliorare la sicurezza aerea.

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) 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

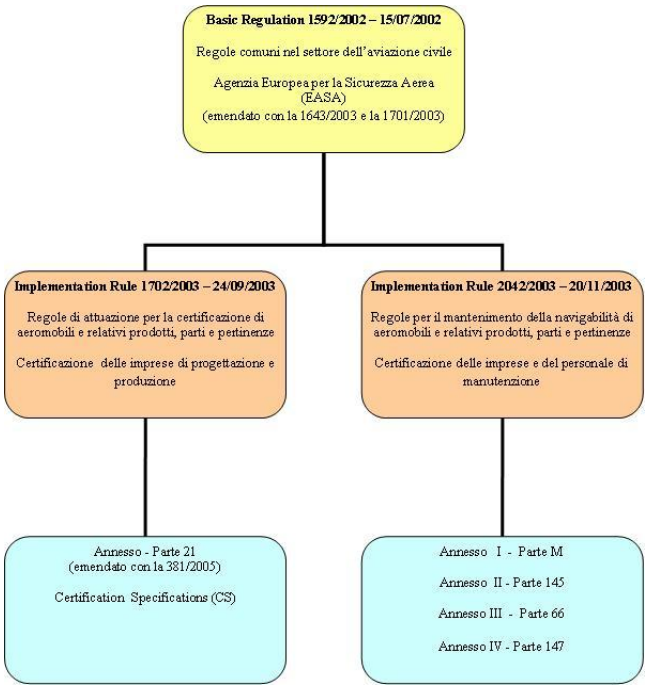
Il primo regolamento di secondo livello pubblicato (1702/2003), concerne i processi di certificazione dei prodotti aeronautici e delle imprese di produzione e progettazione.

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 dovute all'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, 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)/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 nell'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 si stabiliscono priorità, modalità esecutive e un piano di scadenze per attuare le decisioni del meeting di Jalta e giungere per il 1º gennaio 2007 ad un quadro europeo rimodernato.

CAPITOLO 2

RUOTE DENTATE

2.1 Generalità

Le ruote dentate costituiscono un sistema affidabile per la trasmissione del moto rotatorio tra alberi con assi paralleli,incidenti e sghembi,in modo da garantire la costanza del **rapporto di trasmissione.**

Gli ingranaggi sono costituiti da coppie di ruote munite di denti che ingranano tra loro. La forma dei denti deve essere tale per cui ciascun dente di una ruota,durante la rotazione,possa impegnarsi nel vano compreso tra due denti dell'altra ruota,permettendo la trasmissione del moto. Perché questo si possa verificare senza problemi cinematici,occorre che il profilo dei denti sia studiato in modo tale da assicurare la continuità del moto e la costanza del rapporto di trasmissione. Il profilo maggiormente usato per la costruzione dei fianchi dei denti è l'**evolvente di cerchio**.

La ruota dentata che imprime il moto, trascinando dietro di sé l'altra, è detta motrice, o pignone, la ruota che viene trascinata, subendo l'azione dell'altra, è detta condotta,la quale ruota in senso contrario alla motrice. Se si vuole mantenere lo stesso verso di rotazione occorre inserire una terza ruota tra le due,chiamata ruota folle.

Il rapporto di trasmissione è il rapporto tra la velocità angolare della ruota condotta e quella della ruota motrice: $\boldsymbol{\tau = \omega 2/\omega 1}$

Le due principali categorie di ruote dentate sono le ruote dentate cilindriche a denti diritti e cilindriche a denti elicoidali. Nel primo caso i denti sono paralleli all'asse di rotazione e la trattazione teorica risulta abbastanza semplice, nel secondo caso i denti risultano inclinati rispetto all'asse e, rispetto alle prime, garantiscono una minore rumorosità, a causa dell'ingranamento più graduale, e una minore usura da contatto dei denti per la maggiore superficie di contatto offerta a parità di coppia scambiata.

Si riportano due esempi qui di seguito, per fare chiarezza su ciò che è stato appena detto.

Ruota Dentata a Denti Diritti:

Ruota Dentata a Denti Elicoidali:

2.2 Nomenclatura

Ora introduciamo una breve riepilogo sulla nomenclatura riferita a questi componenti meccanici.

Il ***cerchio primitivo*** è una 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).

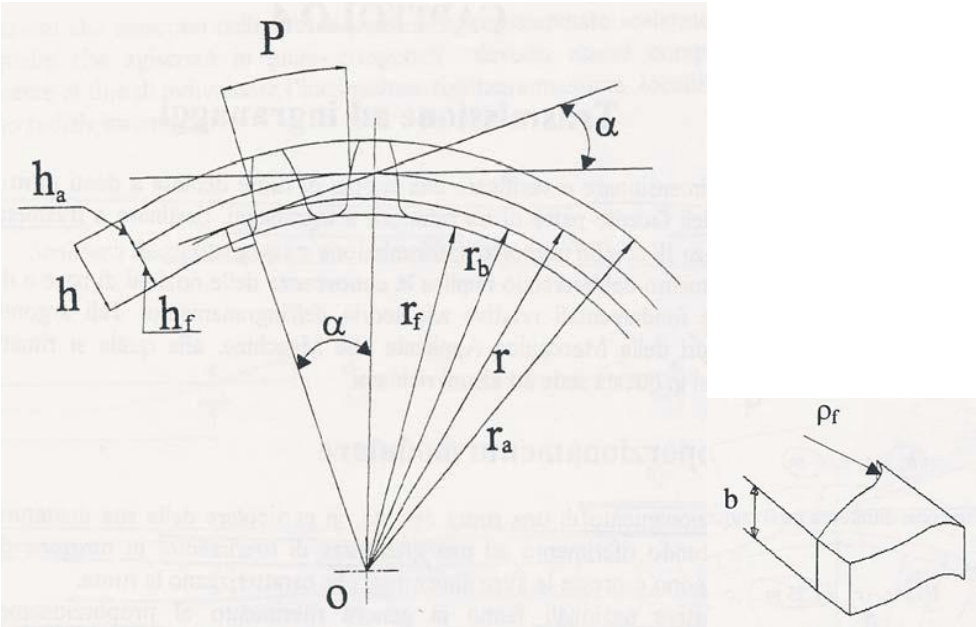
Per costruzione è previsto che per il punto di tangenza tra i cerchi primitivi passi la ***retta d'azione*** (o retta delle pressioni), fissa durante il moto, sulla quale giace, per qualsiasi posizione del punto di contatto durante l'ingranamento, la spinta risultante che si

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*** (α_n). Per proporzionare una ruota dentata si fa riferimento ad una grandezza, detta ***modulo*** (m), attraverso la quale è possibile esprimere tutte le altre dimensioni caratteristiche della ruota mediante sua moltiplicazione per opportuni coefficienti.

Per quanto detto è evidente che la dimensione del modulo è una lunghezza, generalmente espressa in millimetri.

- Il **modulo** (m) è definito dal rapporto tra il diametro primitivo e il **numero di denti** (z) della ruota,oppure dal rapporto fra il passo e il numero π : **m =** $\boldsymbol{d_p}$**/z = p/ π**
- Il **passo primitivo** (p), o semplicemente passo, è l'arco di circonferenza misurato sul cerchio primitivo tra due punti omologhi appartenenti a due denti successivi;
- la **circonferenza di base** (di raggio r_b), utilizzata come geometria di riferimento nella costruzione del profilo ad evolvente di cerchio dei denti e generata dall'inviluppo delle rette di costruzione ad esso normali, legata alla circonferenza primitiva dalla seguente relazione;
- la **circonferenza di testa**, o di troncatura esterna (di raggio r_a), che si ottiene a partire dalla circonferenza primitiva sfalsandola radialmente verso l'esterno di una quantità pari all'**addendum** (h_a), generalmente pari al modulo;
- la **circonferenza di piede**, o di troncatura interna (di raggio r_f), che si ottiene a partire dalla circonferenza primitiva sfalsandola radialmente verso l'interno di una quantità pari al **dedendum** (h_f), generalmente pari a 1.25 volte il modulo;
- l'**altezza del dente** (h), risultante dalla somma di addendum e dedendum
- la **larghezza utile della dentatura** (b), proporzionale tramite il modulo ad un parametro γ tabulato e funzione soprattutto delle tolleranze geometriche e della rigidezza dei supporti;
- il **raggio di raccordo alla base del dente** (ρ_f), indispensabile per limitare l'effetto d'intaglio in tale zona, vale generalmente.

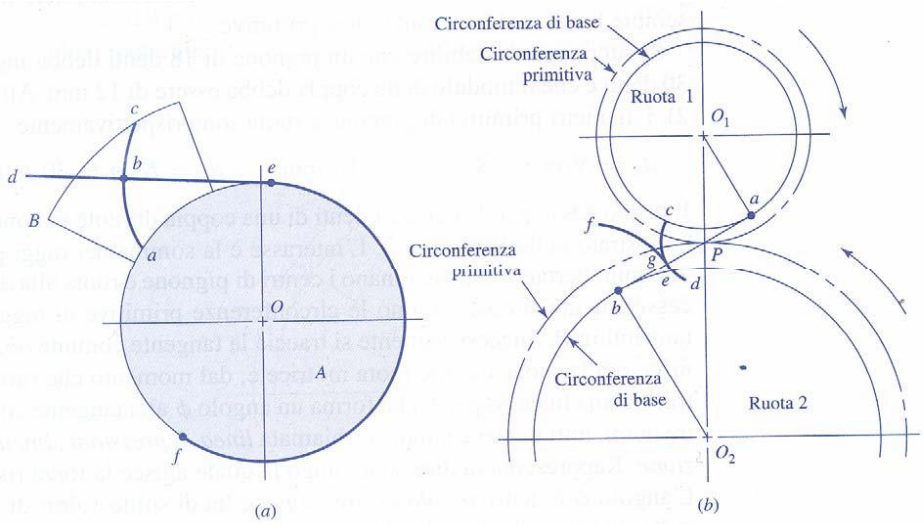
Per una maggiore chiarezza su ciò che è stato appena detto, si faccia riferimento alla figura che segue :



2.3 Costruzione del profilo ad 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.
Perché l'azione scambiata sia sempre ortogonale al profilo è necessario che i due profili siano realizzati secondo un procedimento di inviluppo reciproco. Non necessariamente si devo adottare il profilo ad evolvente come soluzione, 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'atra ruota basta applicare dualmente il procedimento applicato alla prima. In seguito si riporta una figura dimostrativa :



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.

Il punto ***b*** rappresenta la perdita del contatto tra gli stessi denti ed è individuato dall'intersezione tra il cerchi 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 $\boldsymbol{e_1}$**,** 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 $\boldsymbol{e_2}$, misurato, su ciascuna circonferenza primitiva, dal punto di tangenza P tra le circonferenze primitive fino al fianco del dente a fine ingranamento.

La somma dei due archi rappresenta l'**arco di condotta**:

$$e_1 + e_2 = e$$

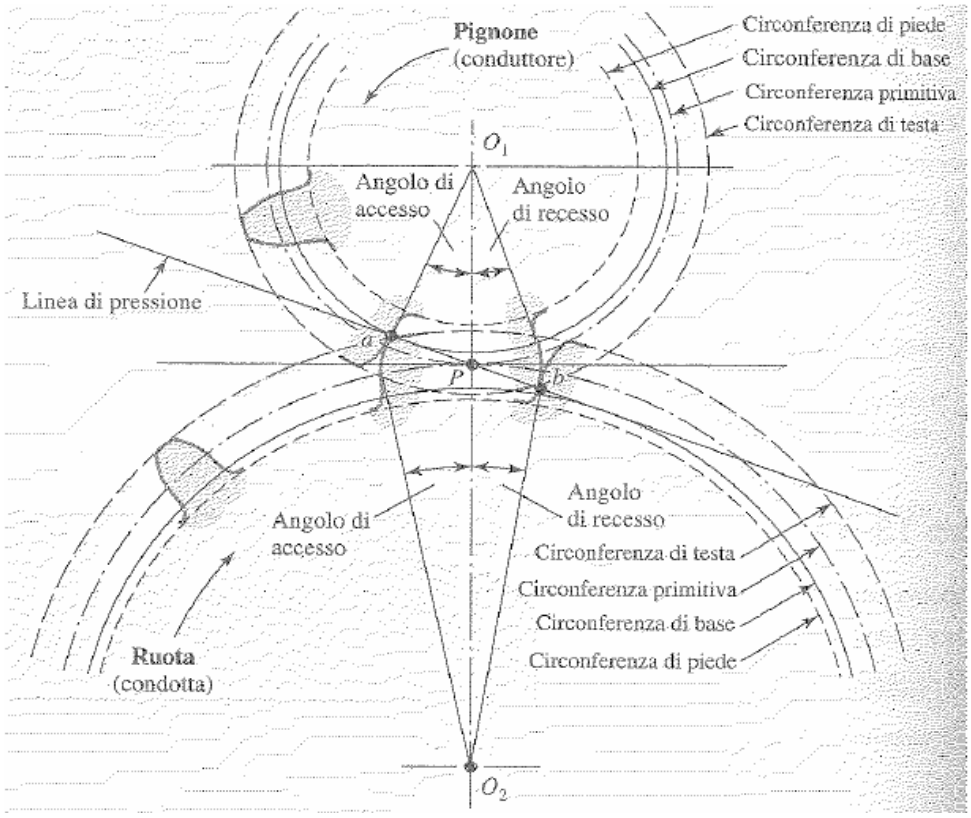
Evidentemente perché si abbia continuità d'ingranamento, ovvero al distacco di una coppia di denti in presa sia già iniziata la fase di ingranamento della coppia successiva, è necessario che l'arco di condotta sia maggiore del passo p.
Generalmente si fa riferimento al rapporto di condotta ($\boldsymbol{\varepsilon_\alpha}$) per verificare la precedente condizione, che deve essere maggiore di 1:

$$\boldsymbol{\varepsilon_\alpha} = \frac{\boldsymbol{ab}}{\boldsymbol{p_b}} > 1$$

in cui $\boldsymbol{p_b}$ 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:

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

Figura 2.4.1 – Ingranamento fra ruote dentate



Con riferimento alla figura 2.4.2 è possibile esprimere la linea di condotta come segue:

$$ab = \sqrt{r_{a_1}^2 - r_{b_1}^2} + \sqrt{r_{a_2}^2 - r_{b_2}^2} - (r_1 + r_2) \cdot sen\ \alpha_n$$

Tenendo conto del proporzionamento modulare si ottiene:

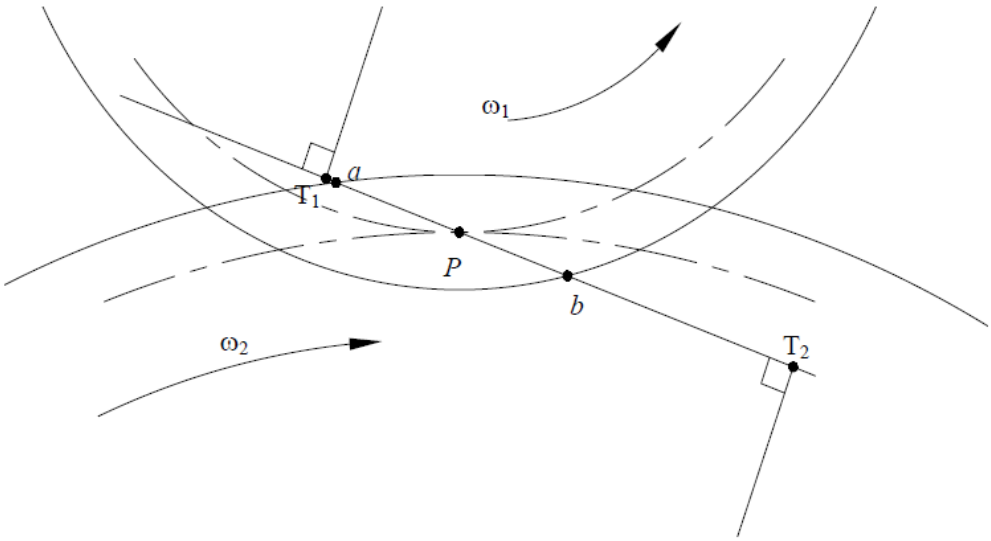
$$ab = \frac{1}{2}\left[\sqrt{(z_1+2)^2 - (z_1 \cdot \cos\alpha_n)^2} + \sqrt{(z_2+2)^2 - (z_2 \cdot cos\ \alpha_n)^2} - (z_1 + z_2) \cdot sen\ \alpha_n\right]$$

Pertanto, sostituendo nell'espressione per il rapporto di condotta, si ha:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\frac{1}{2}\left[\sqrt{(z_1+2)^2 - (z_1 \cdot cos\alpha_n)^2} + \sqrt{(z_2+2)^2 - (z_2 \cdot cos\ \alpha_n)^2} - (z_1 + z_2) \cdot sen\ \alpha_n\right]}{\pi \cdot \cos\alpha_n}$$

E' pertanto interessante osservare che ε_α non è funzione del modulo, dunque è possibile valutarlo anche durante la fase di dimensionamento, quando m non è ancora noto.

Figura 2.4.2 – Punti notevoli sulla retta delle pressioni



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. Si verifica in tal modo un contatto tra fianchi non coniugati, di cui uno, in questi tratti, non è ad evolvente di cerchio, con tendenza da parte di uno dei due denti in presa a scavare l'altro. Realizzando i denti con processi di generazione (tramite dentiera a fianchi diritti) si elimina il problema in quanto l'utensile asporta la porzione di fianco soggetta all'interferenza. Ora però

potrebbe insorgere un altro pericolo, quello del sottotaglio, che comporta un eccessivo indebolimento della sezione resistente alla base del dente, dove la flessione è massima in fase di ingranamento.
Valutando il caso di ingranamento tra il pignone e una dentiera a fianchi diritti, con semplici considerazioni geometriche è possibile determinare la condizione sul numero minimo di denti necessari per evitare fenomeni di interferenza e sottotaglio:

$$h_a < \left(\frac{d_p}{2} \cdot \text{sen}\,\alpha_n\right) \cdot \text{sen}\,\alpha_n = \frac{1}{2} \cdot m \cdot z \cdot \text{sen}^2\alpha_n \Rightarrow z_{min} = \frac{2}{\text{sen}^2\alpha_n}$$

Un valore molto comune per l'angolo di pressione è 20°. In corrispondenza di questo dato si ha un numero minimo di denti richiesti per il pignone pari a:

$$\mathbf{z_{1,min} = \frac{2}{sen^2 20°} \cong 17}$$

Utilizzando il rapporto di trasmissione τ, noto quale dato di progetto, è poi possibile determinare il numero di denti della ruota condotta. Poiché spesso il numero di denti della ruota motrice e della ruota condotta non sono numeri primi tra loro è consigliabile aumentare di una unità il numero di denti della ruota più grossa (tipicamente la condotta) in modo da evitare, rendendo z_1 e z_2 primi tra loro, situazioni di ingranamento preferenziale, cosa che molto probabilmente indurrebbe sui fianchi un fenomeno di usura disuniforme.

2.5 Spinte scambiate nell'ingranamento

Dal punto di vista progettuale è bene tenere in considerazione che, in generale, l'impiego di ruote dentate cilindriche a denti dritti comporta l'esistenza di sole azioni radiali sugli alberi,mentre le ruote a denti elicoidali inducono anche spinte assiali. Di ciò è opportuno tenere conto prevedendo l'adozione di cuscinetti adeguati.
Durante l'ingranamento di una coppia di ruote dentate a denti diritti, 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 $\mathbf{F_{bn}}$, giacente appunto sulla retta d'azione, applicata in corrispondenza del punto di tangenza tra i diametri primitivi.

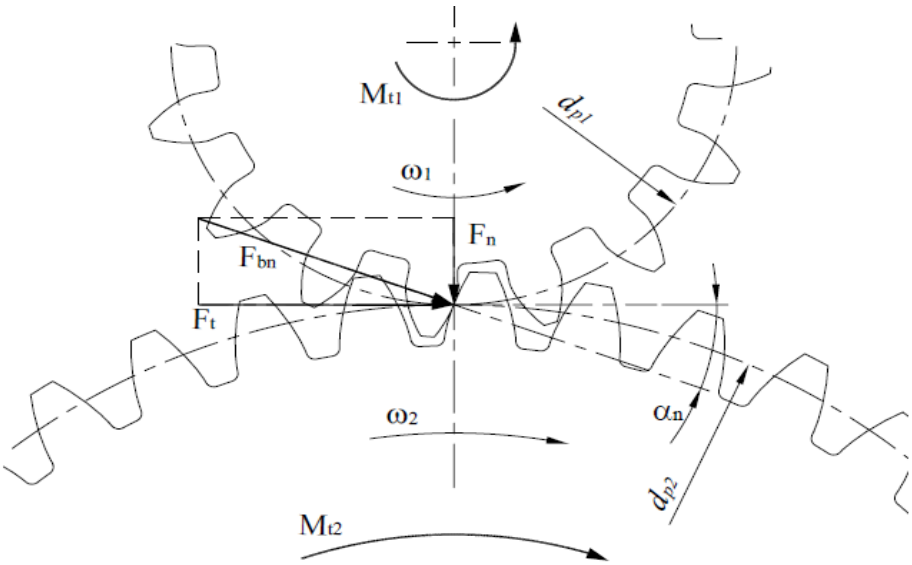
Poiché la coppia torcente che deve essere trasmessa ai rispettivi alberi da parte delle ruote dentate è nota ed è valutabile come la componente tangenziale F_t tra di esse scambiata per il raggio primitivo di ognuna, è facile individuare la seguente relazione tra l'azione tangenziale e la forza complessivamente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

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

In figura 2.5.1 sono mostrate le azioni indicate nella formula appena indicata per una coppia di ruote dentate a denti diritti. Con $\mathbf{F_n}$ si è indicata **l'azione normale** indotta dal carico, la quale determina una componente di compressione nel dente ed un'azione radiale che punta verso l'albero. Evidentemente l'azione radiale appena indicata è legata a F_{bn} e F_t dalla seguente relazione:

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

Figura 2.5.1 – Azioni scambiate da una coppia di ruote a denti diritti



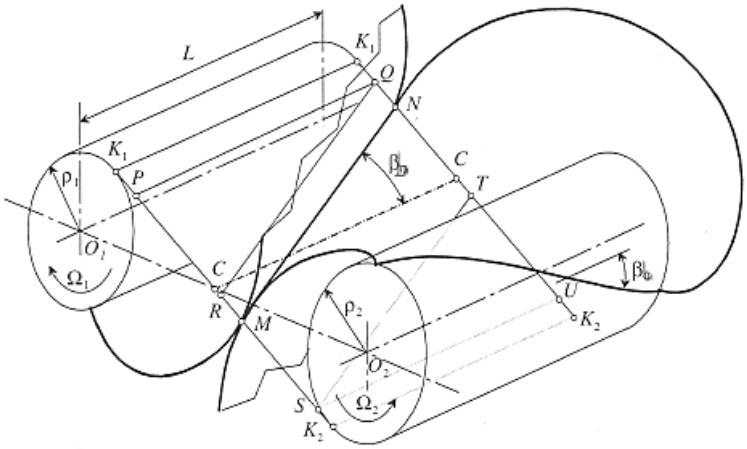
2.6 Ruote a Denti Elicoidali

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

fianchi dei denti sono superfici elicoidali. Queste ruote presentano alcune particolarità che, in molti casi, le fanno preferire alle ruote a denti diritti.

Per lo studio delle proprietà fondamentali delle ruote a denti elicoidali facciamo riferimento alla fig. 2.6.1.

Figura 2.6.1 - Generazione dei fianchi dei denti delle ruote a denti elicoidali



In 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, come abbiamo fatto nei paragrafi precedenti, 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 β_p, rispetto agli assi delle ruote. Nel rotolamento del piano tangente su ciascuno dei due cilindri di base, ogni punto del segmento MN descrive una evolvente di cerchio. Il segmento stesso genera, in ciascuno di questi due rotolamenti, il fianco di un dente. Questa superficie si appoggia sul corrispondente cilindro di base lungo un'elica, la cui tangente forma l'angolo β_p, con l'asse del cilindro stesso; è ovvio che se fosse β_p, il segmento MN genererebbe il fianco di un dente dritto.

I fianchi dei denti delle due ruote coniugate, generati dal segmento MN nel modo ora descritto, si toccano dunque lungo il segmento MN stesso. Intersecando i fianchi dei

denti con un piano ortogonale agli assi, si ottiene una coppia di profili coniugati ad evolvente che si toccano in un punto del segmento MN; in particolare, sulle facce laterali delle due ruote le coppie di profili coniugati sono a contatto in M ed in N.

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

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

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

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

Se indichiamo con L la larghezza delle ruote, il segmento TU = PR vale L· tg β_p. L'arco d'azione riceve un incremento Δs dato da:

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

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

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

Nelle ruote a denti elicoidali. invece, il contatto fra due denti inizia e termina gradualmente. La rigidezza del dente, allorché viene caricato in un solo punto, è relativamente .modesta: di conseguenza il dente prende, all'inizio, solo una porzione modesta del carico totale. In definitiva, i denti si caricano e si scaricano con gradualità, e pertanto i fenomeni vibratori dovuti alla irregolarità dei carichi sono meno accentuati che nelle ruote a denti dritti, con vantaggi dal punto di vista della silenziosità di funzionamento, del rendimento e della durata dell'ingranaggio.

Quando si impiegano ruote a denti elicoidali, occorre tenere presente che nel contatto fra i denti delle due ruote nasce una spinta assiale, che può richiedere f impiego di cuscinetti reggispinta. Osserviamo a questo proposito che, prescindendo dagli attriti, la risultante delle pressioni di contatto fra due denti è una forza S normale alla superficie dei denti (vedi figura 2.6.2) e perciò contenuta nel piano di contatto.

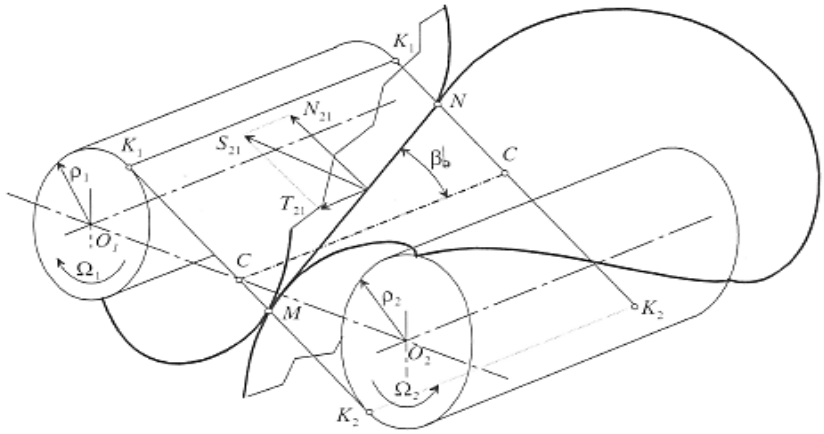
La forza S, normale al segmento MN, può essere scomposta in una componente N ortogonale all'asse delle ruote, di modulo:

$$\mathbf{N = S\cos\beta_p}$$

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

$$\mathbf{T = S\,sen\,\beta_p = N\,tg\,\beta_p}$$

Figura 2.6.2 – Forze trasmesse fra i denti delle ruote a denti elicoidali



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

$$\mathbf{N = \frac{M}{R\cos\alpha}}$$

$$\mathbf{T = \frac{M\,tg\,\beta_p}{R\cos\alpha}}$$

Per quanto riguarda il proporzionamento dei denti, osserviamo che anche nel caso delle ruote a denti elicoidali possiamo distinguere ruote di tipo normale e ruote corrette. Nel primo caso, il dente viene proporzionato in base al modulo, come per le ruote a denti dritti: adesso, però, il modulo a cui si fa riferimento non è più definito come rapporto fra diametro primitivo e numero dei denti, bensì è il cosiddetto modulo normale (nel senso di "ortogonale").

Il modulo normale è definito come rapporto fra il passo normale e π; a sua volta, il passo normale è la distanza fra due eliche primitive omologhe consecutive valutata lungo un'elica ad esse normale. Se facciamo riferimento ad una dentiera, il passo

normale si può anche definire come distanza fra due spigoli omologhi di due denti consecutivi misurata secondo la perpendicolare agli spigoli stessi. Si ha cioè, indicando con p_n, il passo normale (vedi figura 2.6.3 a):

$$\mathbf{p_n = p \cos \beta}$$

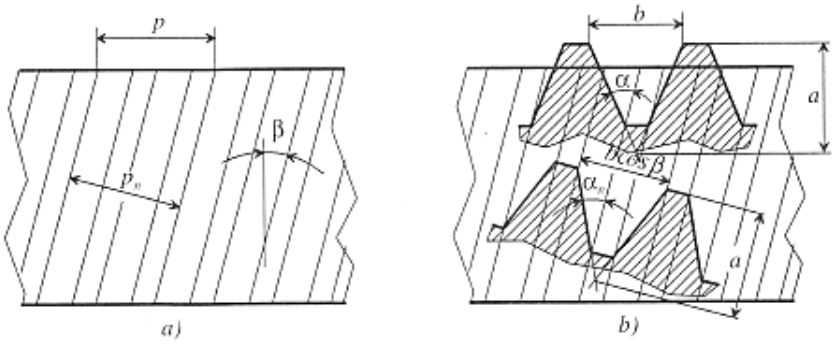
continuando ad indicare con p il rapporto $2\pi R/Z$.
Indicando con m il modulo normale, con m il rapporto p/π, si ha analogamente:

$$\mathbf{m_n = m \cos \beta}$$

Nella sezione eseguita con un piano perpendicolare al piano primitivo e alla direzione dell'asse dei denti, l'angolo α_n di semiapertura di un dente (di sezione trapezia) di una dentiera elicoidale è diverso dall'angolo di pressione α. Chiamiamo α_n angolo di pressione normale.
Risulta chiaramente dalla figura 2.6.3 b che fra α e α_n, esiste la relazione:

$$\mathbf{tg\, \alpha_n = tg\, \alpha \cdot \cos \beta}$$

Figura 2.6.3



I denti di una ruota elicoidale sono proporzionati in base al modulo normale, per cui uno stesso utensile dentiera può essere usato per tagliare ruote elicoidali di qualunque inclinazione che abbiano 1o stesso modulo normale e lo stesso angolo di pressione normale: questi. ovviamente, si riducono al modulo e all'angolo di pressione nel caso di denti dritti.

2.7 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

3.1 Generalità

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

Vi sono due principali classi di rotismi:

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

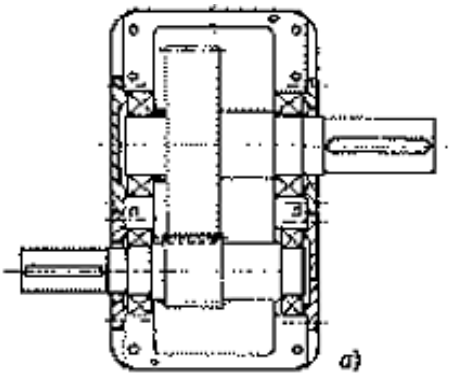
La principale caratteristica di un rotismo è il così detto **rapporto di trasmissione**. Viene definito come il rapporto fra la velocità angolare del **cedende** (cioè la velocità angolare dell'albero in uscita dal rotismo) e quella del **movente** (cioè la velocità angolare dell'albero in ingresso al rotismo). Si identifica con la lettera greca τ. In formula:

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

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

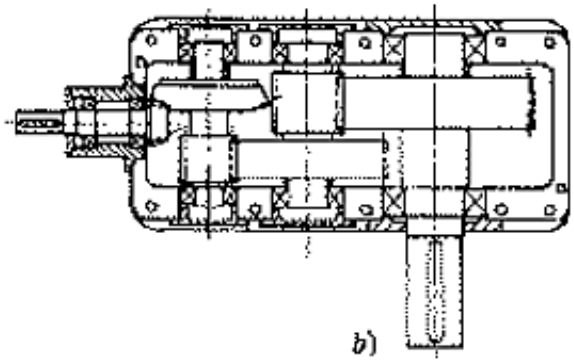
3.2 Rotismi Ordinari

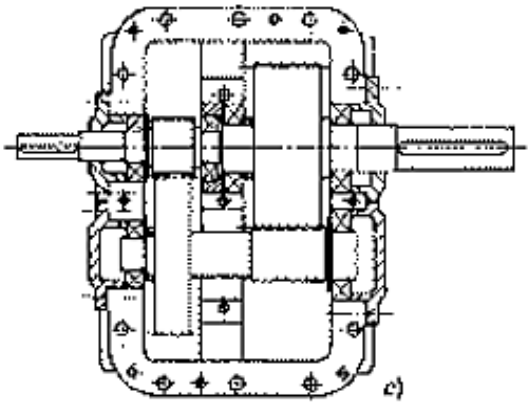
Il rotismo ordinario più semplice è costituito da due ruote dentate che ingranano fra di loro, come quello mostrato nella figura 3.2.1 sottostante:



Altri esempi di rotismi ordinari, costituiti da più ingranamenti, posso essere quelli mostrati in figura 3.2.2 b) e c):

Figura 3.2.2 – Rotismi ordinari a più ingranamenti





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

Se prendiamo, ad esempio, il rotismo di figura 3.2.1, indicando con Z_1 il numero di denti del movente e con Z_2 il numero di denti del cedente, il rapporto di trasmissione si può scrivere :

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

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

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

e quindi anche :

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

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

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

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

$$\boldsymbol{C_m\omega_1 = C_r\omega_2}$$

e quindi possiamo anche scrivere:

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

Si vede allora che un rotismo riduttore è un **moltiplicatore di coppia** se vale che **Cr>Cm**, mentre un rotismo moltiplicatore è un **riduttore di coppia** se vale che **Cr<Cm.**

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

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

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

Infine parliamo della fase di progettazione di un rotismo.

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

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

3.3 Rotismi Epicicloidali

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

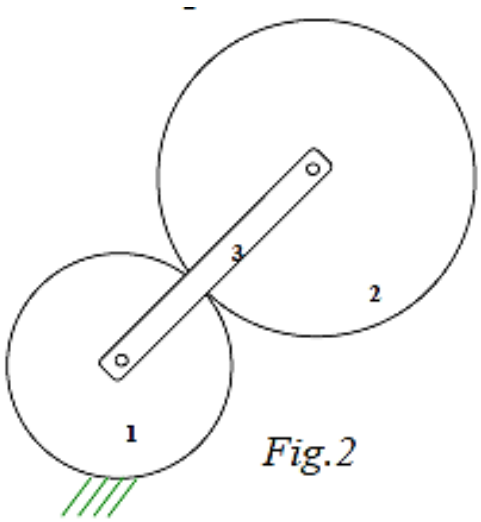


Fig.2

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

Perciò,con questo tipo di rotismi non può essere utilizzata, per il calcolo del rapporto di trasmissione, la formula scritta in precedenza per i rotismi ordinari.
Infatti bisogna prima trasformare il rotismo epicicloidale in un rotismo ordinario, eseguendo la così detta **inversione cinematica**. Si va cioè a sottrarre la velocità angolare del portasatellite alla velocità angolare di ogni singola ruota. Successivamente si calcola il rapporto di trasmissione con la seguente formula:

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

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

3.4 Rotismi in esame

3.4.1 Prima soluzione di Rotismo

Parliamo ora del primo rotismo analizzato per il progetto.
Si tratta,nello specifico,di un **riduttore meccanico di velocità,** vale a dire un meccanismo in grado di variare la velocità angolare in ingresso al rotismo.
Come dice la parola stessa,la velocità angolare,nel caso di un riduttore, diminuisce, ovvero la velocità in uscita è minore di quella di ingresso. Infatti il rapporto di trasmissione di un riduttore è sempre inferiore a uno.
Nel nostro caso abbiamo un rapporto di trasmissione pari a 0.429 , Conoscendo la velocità angolare massima in ingresso al riduttore, pari a 6000 rpm (dato di progetto), e il rapporto di trasmissione, si può ottenere la velocità angolare dell'albero in uscita tramite la seguente formula inversa:

$$\boldsymbol{\omega_2 = \tau\, \omega_1}$$

Quindi sostituendo i valori avremmo:

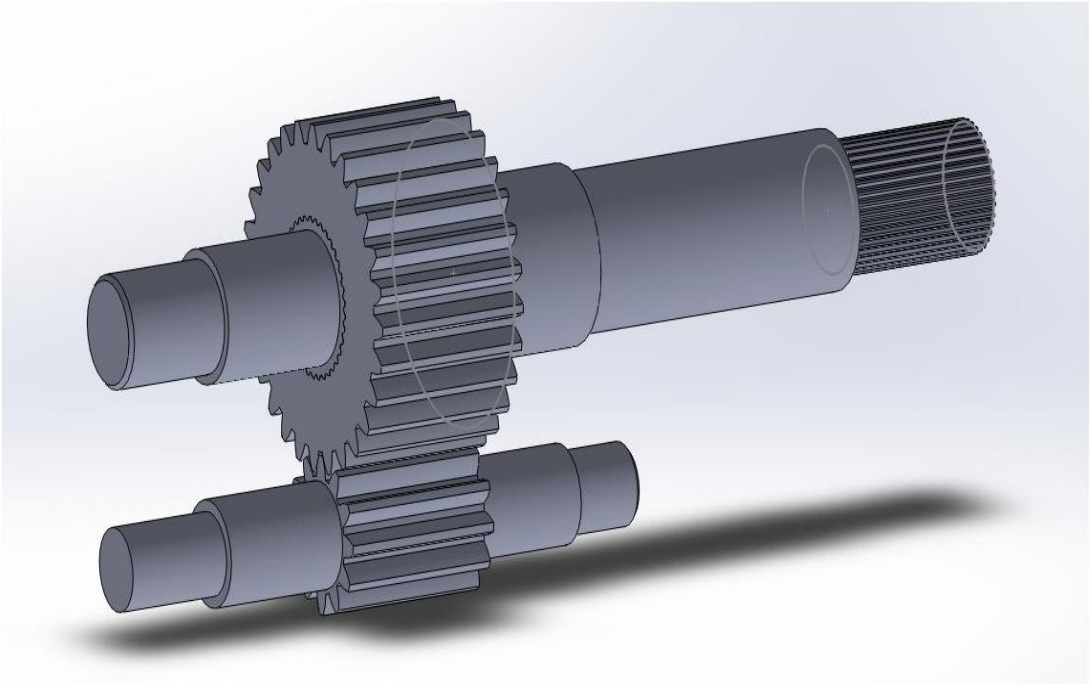
$$0.429 \times 6000 = 2574 \text{ rpm}$$

Altri dati di progetto erano la potenza in ingresso al movente, pari a 147 HP, lo sviluppo verticale del riduttore, inferiore a 20 centimetri, in quanto, come scritto nella parte introduttiva, doveva essere il più compatto possibile e infine il peso, inferiore ai 2.5 kg.

Partendo da questi dati, si è arrivati a definire il layout del riduttore.

Si è deciso, allora. di utilizzare un riduttore a singolo stadio, quindi con due sole ruote dentate (un solo ingranamento) a denti diritti, mostrato nella figura 3.4.1 che segue :

Figura 3.4.1 _ Riduttore con ruote a denti diritti



Le principali caratteristiche del rotismo utilizzato sono:

- Numero di denti pignone = 12
- Numero di denti ruota condotta = 28
- Angolo di pressione = 20°
- Modulo = 3,5 mm
- Diametro primitivo pignone = 42 mm
- Diametro primitivo ruota condotta = 98 mm
- Larghezza facce ruote dentate = 60 mm
- Interasse = 70 mm
- Rendimento = 0,97
- Materiale ruote = 14NiCr18

3.4.2 Seconda soluzione

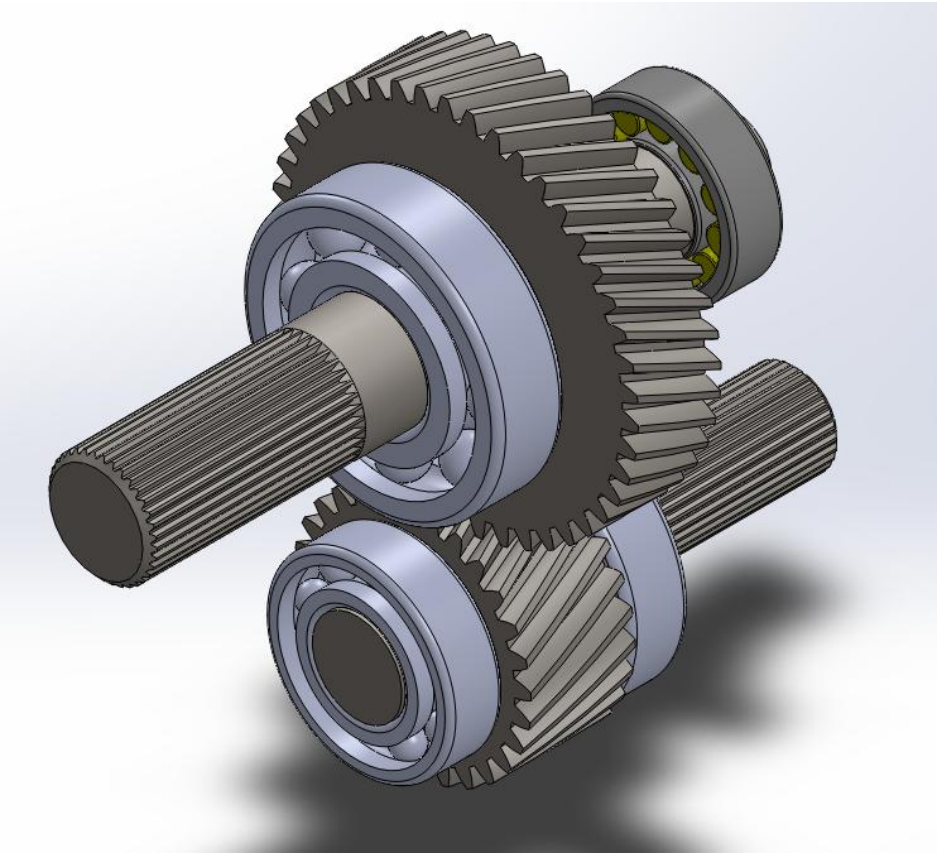
Questa soluzione vede un rotismo ben diverso dal precedente (vedi figura 3.4.2).

Si tratta sempre di un riduttore di velocità che utilizza però ruote cilindriche a denti elicoidali con un numero diverso di denti. Il rapporto di trasmissione è variato passando ad un valore pari a 0.62,fornendo perciò in uscita una velocità pari a 2728 rpm, tenendo conto in ingresso una velocità pari a 4400 rpm (dato di progetto).

In tal caso le principali caratteristiche del riduttore sono :

- Numero di denti pignone = 28
- Numero di denti ruota condotta = 45
- Angolo di pressione = 20°
- Modulo = 2 mm
- Diametro primitivo pignone = 60.836 mm
- Diametro primitivo ruota condotta = 97.772mm
- Larghezza facce ruote dentate = 60 mm
- Interasse = 80 mm
- Rendimento = 0,97
- Materiale ruote = Acciaio 300M (Acciaio da bonifica nitrurato)

Figura 3.4.2_Soluzione finale del riduttore



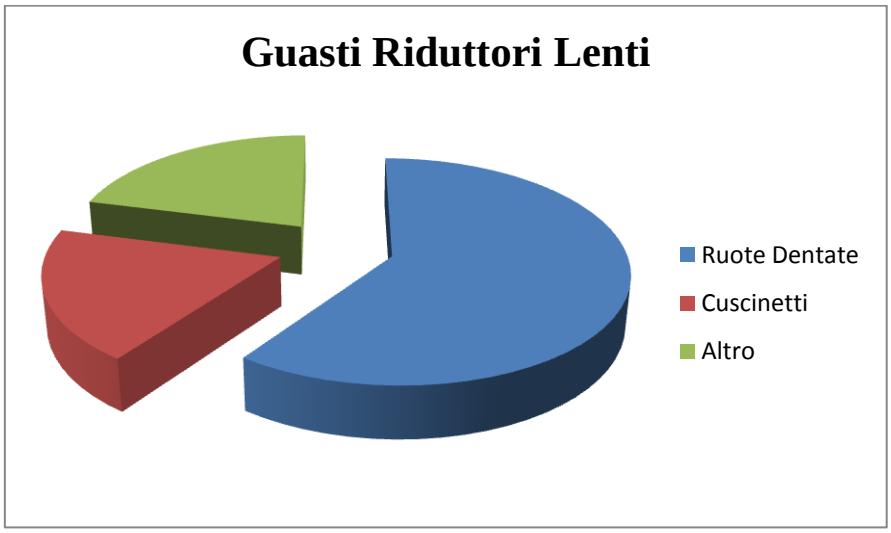
CAPITOLO 4

DANNI NEI RIDUTTORI E POSSIBILI RIMEDI

4.1 Generalità

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

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



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

4.2 Cedimenti nelle ruote dentate

4.2.1 Vaiolatura (Pitting , craterizzazione)

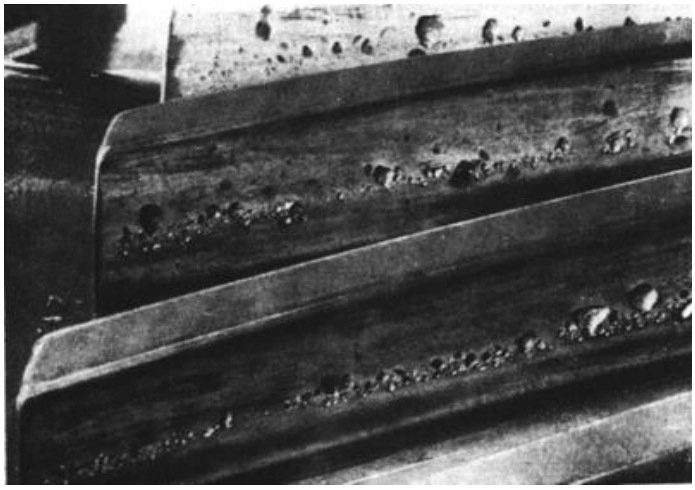
Tale fenomeno consiste nella formazione di cavità sui fianchi attivi dei denti per distacco di particelle di materiale a seguito di ripetute ed elevate pressioni di contatto durante l'ingranamento; tale danno da affaticamento interviene solo dopo almeno $50*10^3$ cicli di carico.

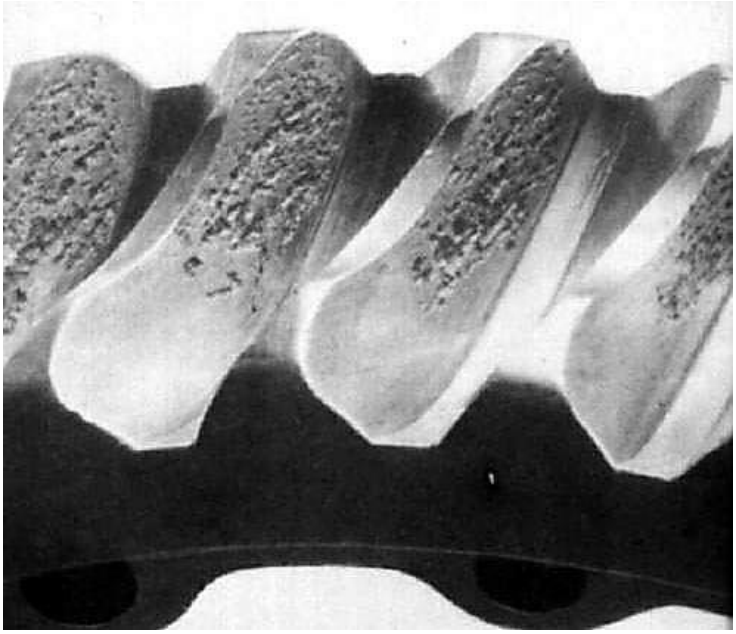
Il fenomeno di **pitting** è legato alle pressioni di contatto tra due corpi a differente curvatura e trova una spiegazione concettuale nella teoria di **Hertz** secondo la quale si raggiungono le condizioni critiche (di massima tensione) al di sotto della superficie di contatto; da qui partono delle cricche verso l'alto dove il lubrificante tende ad incunearsi e formare dei crateri.

In realtà il meccanismo della vaiolatura è ben più complicato e non ancora del tutto chiarito; si consideri ad esempio come la presenza del lubrificante negli accoppiamenti rotolamento/strisciamento, ossia anche nei fianchi dei denti, determini una ripartizione della pressione differente da quanto si potrebbe prevedere in base alle equazioni di Hertz.

Quindi il calcolo della pressione mediante la teoria di Hertz non è un metodo esatto per la valutazione del pericolo di avaria ma costituisce lo stesso un buon indice della sollecitazione locale nel punto di contatto, per questo motivo viene assunto come legge di modello per il calcolo pratico della resistenza a vaiolatura introducendo poi dei fattori correttivi per tener conto delle reali condizioni di carico, di funzionamento, e delle molteplici semplificazioni effettuate.

Nelle figure seguenti sono raffigurati degli alveoli da pitting,tipici per questo tipo di danno:





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

Per migliorare le capacità resistenziali si può intervenire in diversi modi sulla geometria della dentatura,sul materiale e sulle proprietà del lubrificante.

Alcuni rimedi possibili sono:

- Elevato numero di denti ; ossia modulo piccolo, rapporto di contatto trasversale più elevato, nessuna zona di forte curvatura dei fianchi in prossimità del cerchio base, minori scostamenti di forma del fianco
- Uno spostamento positivo del profilo (con piccoli numeri di denti)
- Grande angolo di contatto (attenzione al minor rapporto di contatto trasversale)
- Dentatura alta (attenzione al pericolo di grippaggio)
- Rugosità ridotta dei fianchi; è soprattutto efficace un'elevata durezza dei fianchi, in particolare la durezza superficiale.

Per quanto riguarda le proprietà del lubrificante devono essere tali da favorire la formazione di un velo portante.

4.2.2 Scheggiatura (spalling)

Con le ruote dentate a indurimento superficiale possono formarsi rotture di fianchi estese di tipo a rottura fragile, queste partono dalle stesse incrinature e pori che pure precedono la vaiolatura; in genere però sono più profonde e arrivano fin sotto lo strato

indurito. Cause possibili sono il materiale difettoso, difetti nel trattamento termico o autotensioni dovute ad un forte sviluppo di calore alla rettifica della dentatura.

4.2.3 Rottura dei denti

Le più comuni tipologie di rotture dei denti sono:

- **Rottura da Fatica** → Consiste nella rottura per fessurazione progressiva sotto carico variabile. Negli ingranaggi i denti sono sottoposti ad un carico periodicamente variabile in prevalenza flessionale (pulsante o alternato) che determina alla base del dente stesso una tensione ripetuta tale da poter generare una rottura da fatica.

  La superficie di rottura presenta normalmente due zone distinte; una liscia e setosa che costituisce la zona di fatica propriamente detta, quella in cui la fessurazione è progressiva, e una zona detta a grani che corrisponde alla rottura finale di schianto. Da un attento studio di tali superfici si possono ricavare importanti informazioni sulle modalità e cause del guasto, ad esempio capire se l'incrinatura sia partita da un intaglio (dovuto a rettifica o rasatura),o all'uscita della zona indurita al piede del dente, o su un'inclusione di scoria, o un'ossidazione limite, ecc.
- **Rottura da Sovraccarico** → E' una rottura che si verifica sotto carico monotono crescente o statico per superamento del carico massimo ammissibile o anche sotto l'effetto di un urto (ad esempio prove di resilienza); sono situazioni che raramente si riscontrano (ad esempio in caso di bloccaggio).

  La superficie di rottura è scabra e fessurata, si sviluppa sull'intera sezione traversale del piede.
- **Rottura allo spigolo del dente** → Rottura da sovraccarico o da fatica, a causa di un carico irregolare sulla larghezza del dente; è la causa più frequente della rottura.

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

- Adozione di grandi moduli
- Spostamenti positivi di profilo (con piccoli numeri di denti)
- Maggiore angolo di pressione trasversale (entro i limiti)
- Dentatura alta (pericolo di grippaggio)
- Indurimento superficiale, compreso il raccordo di piede del dente
- Grande raccordo di base senza scanalature

4.2.4 Grippaggio

Questo tipo di anomalia è dovuta a una non corretta lubrificazione dei fianchi dei denti.

Contrariamente alla vaiolatura e alla rottura dei denti, il grippaggio non rappresenta alcun danno da affaticamento, mentre un sovraccarico di breve durata può già portare a danni da grippaggio.

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

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

Eventuali rimedi possono essere:

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

4.2.5 Usura

L'usura da strisciamento è considerata positivamente fintanto che essa porta a un livellamento delle punte di rugosità per asportazione o deformazione, migliora la superficie di lavoro e poi non progredisce ulteriormente (rodaggio).

A seconda della causa, possiamo distinguere due meccanismi di usura:

Usura a marcia lenta:

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

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

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

Usura per abrasione:

Si produce a causa di impurità contenute nell'olio lubrificante (abrasione, polvere da molatura, terra da fonderia, scorie, polvere, ecc.).

Possibili rimedi sono un buon filtraggio dell'olio e una tenuta stagna.

4.2.6 Rimedi

Presentiamo ora una serie di accorgimenti per evitare questi tipi di inconvenienti.

- **Forze applicate ai denti** → Un provvedimento efficace consiste nel ridurre le forze esterne: dimensioni maggiori, in particolare interassi più grandi (e quindi forze periferiche minori). In parecchi casi, comunque, le velocità maggiori possono avere ripercussioni negative (pericolo di grippaggio, rumore). Le forze secondarie esterne (ad esempio dovute alla coppia di spunto) possono essere limitate con innesti idraulici, elastici a torsione o a frizione. Le forze secondarie interne (forze oscillatorie) possono essere ridotte mediante una qualità elevata dei denti, la dentatura elicoidale, la spoglia di testa, o l'attraversamento rapido del numero critico di giri. La ripartizione irregolare della forza sulla larghezza dei denti è una causa frequente della rottura di spigoli di denti e dei guasti unilaterali sui fianchi. Si può intervenire sulla qualità della dentatura, larghezza limitata di dente, alberi rigidi, carcasse e supporti rigidi, ecc.
- **Trattamenti di indurimento superficiali** → La **cementazione** e la **rettifica** della dentatura si sono dimostrate un processo di lavorazione sicuramente controllabile (con dimensioni e serie piccole si preferisce la rasatura prima dell'indurimento al posto della rettifica). La **tempra** per induzione e alla fiamma richiedono una preparazione e una scelta dei materiali accurata, come anche un trattamento termico sicuramente riproducibile. Solo in tal caso di possono evitare insuccessi. La rettifica della dentatura generalmente non è necessaria. La n**itrurazione** permette di raggiungere una resistenza elevata al grippaggio. Con le ruote dentate nitrurate si ottengono le resistenze massime alla vaiolatura. Nella pratica è però fondamentale un'elevata qualità del materiale, della lavorazione e del trattamento termico. Bisogna osservare inoltre che le dentature nitrurate (in particolare poi quelle carbonitrurate) sono meno sovraccaricabili agli urti e alla portanza sugli spigoli rispetto a quelle bonificate e cementate.

4.3 Danni nei Cuscinetti

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

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

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

4.4 Calcoli sulle Ruote Dentate

4.4.1 Flessione secondo Lewis

Secondo Lewis, il dente è da considerarsi come una trave a mensola caricato sul suo spigolo estremo (fig. 1).

Si ipotizza una sola coppia di denti in presa ed, inoltre, lo spessore s_f della sezione resistente, la sua distanza h_f dalla testa del dente e la larghezza b, sono tutte proporzionali al modulo m. In tali ipotesi si perviene, per il modulo, alla seguente formula risolutiva:

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

Dove:

- **M** è il momento da trasmettere ricavato dalla potenza di calcolo $\mathbf{N_c = f_s \cdot N}$, in cui **N** è la potenza effettiva ed $\mathbf{f_s}$ il fattore di servizio tratto dalla seguente tabella 1:

Tab. 1 – Fattore di servizio f_s (calcolo a flessione)

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

- $\boldsymbol{\lambda} = \frac{b}{m}$ si assume secondo il seguente prospetto:
  - λ =10/15 → costruzione poco rigida
  - λ =15/25 → supporti scatolati
  - λ = 25/30 → costruzione accurata e rigida
- **z** è il numero di denti del pignone
- $\mathbf{f_v}$ è il coefficiente di velocità che tiene conto dei sovraccarichi relativi alla velocità d'urto, all'inerzia ed alle eventuali vibrazioni
- $\boldsymbol{\sigma_{am}}$ è la tensione ammissibile per la sollecitazione di flessione del dente
- **C** è il coefficiente di Lewis ricavabile dalla seguente tab. 2 per angolo di pressione α = 20°

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

Tabella 2

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 quanto detto sopra a proposito del fenomeno di 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.

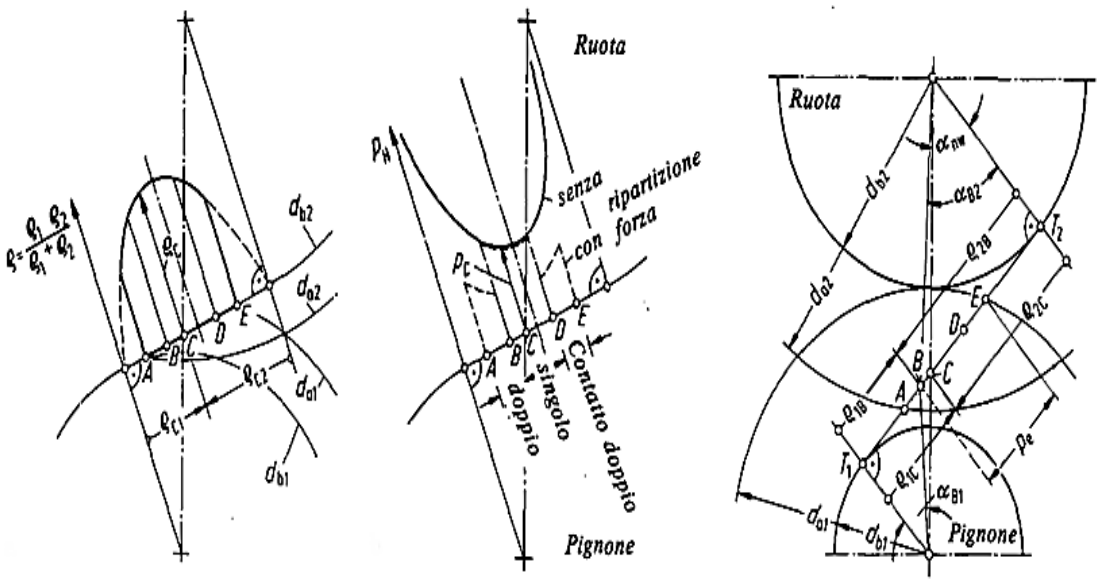
Dalla teoria dell'andamento locale della pressione di contatto, la pressione di Hertz p_H vale:

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

Con ρ 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, ossia tra A e C nel campo dello slittamento negativo (vedi figura sottostante), si utilizza la pressione di Hertz nel punto di contatto singolo interno del pignone B come criterio determinante di sollecitazione.



Il raggio equivalente ρ_B si può calcolare in relazione col raggio equivalente nel primitivo di funzionamento ρ_c :

$$\rho_B = \frac{\rho_{1B}\rho_{2B}}{\rho_{1B}+\rho_{2B}} \cdot \frac{\rho_{1C}\rho_{2C}}{\rho_{1C}\rho_{2C}} = \rho_C \frac{\rho_{1B}\rho_{2B}}{\rho_{1C}\rho_{2C}} = \rho_C \frac{1}{Z_B^{\ 2}}$$

Si dimostra che il fattore di contatto singolo Z_B vale:

$$Z_B = \frac{\tan\alpha\cos\beta}{\left(\tan\alpha_{B1}\tan\alpha_{B2}\right)^{\frac{1}{2}}} \geq 1$$

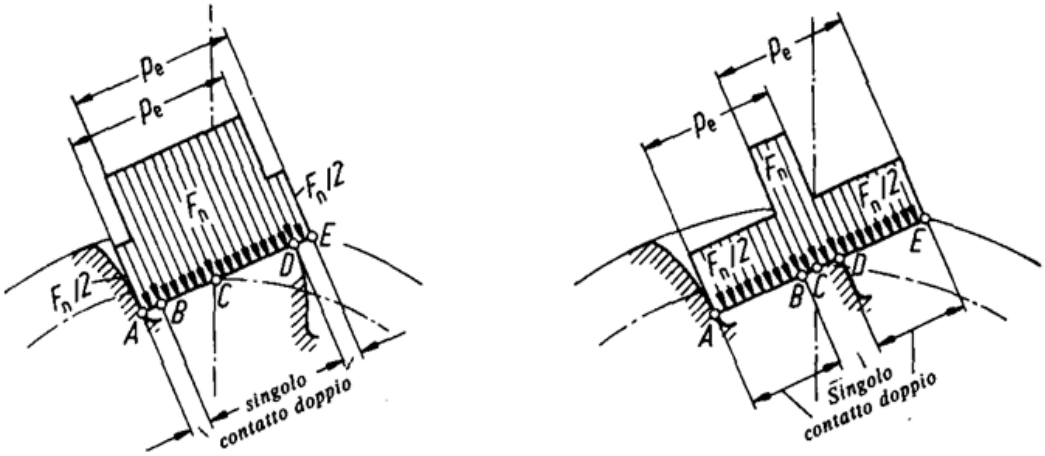
Con numeri di denti del pignone $z_1 > 20$ la pressione nel punto di contatto singolo interno si discosta poco dal punto primitivo di funzionamento, per cui si può porre $Z_b = 1$.

Con la dentatura diritta durante il rapporto di contatto trasversale una, e alternativamente due coppie di denti sono generalmente a contatto , ossia la lunghezza dell'asse istantaneo oscilla tra 1 e 2 volte la larghezza di dente b. Quanto maggiore è il rapporto di contatto trasversale, tanto maggiore è la lunghezza dell'asse istantaneo effettivo mediato nel tempo.

Si considera quindi la seguente equazione per la larghezza effettiva di dente:

$$l_m = b_{eff} = b \cdot \frac{3}{4 - \varepsilon_\alpha}$$

Figura 4.4.1 - Andamento della forza di contatto lungo la retta d'azione



4.5 Calcolo e Scelta dei Cuscinetti

4.5.1 Dati di Calcolo

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

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

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

Tabella 4.5.1 - Valori indicativi della durata teorica per diversi tipi di macchine (L_h)

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

4.5.2 Calcolo per Carico Statico

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

- Si inizia calcolando il **carico equivalente P_0**.

  Se siamo solo in presenza di un carico radiale F_r, avremo che il carico equivalente sarà uguale al carico radiale → $\mathbf{P_0=F_r}$

  Se invece siamo sia in presenza di un carico radiale che di un carico assiale, allora in questo caso P_0 sarà uguale a → $\mathbf{P_0 = 0.6 \cdot F_r + 0.5 \cdot F_a}$.

  Se si dovesse ottenere un P_0 inferiore a F_r, allora si pone $P_0=F_r$

- Si procede calcolando il **coefficiente di carico statico C_0** con la seguente formula → $\mathbf{C_0= s_0 \cdot P_0}$ dove $\mathbf{s_0}$ è il coefficiente di sicurezza che si ricava con la seguente tabella:

Tabella 4.5.2 - Coefficiente di sicurezza s_0

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

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

4.5.3 Calcolo per Carico Dinamico

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

- Si inizia calcolando il **carico dinamico equivalente** P.

  Se siamo in presenza di una carico radiale F_r, avremo che $\mathbf{P = F_r}$

  Se, invece, siamo in presenza di un carico sia radiale che assiale, si eseguono gli stessi calcoli precedentemente descritti per il calcolo in condizione statiche, per arrivare a calcolare il coefficiente di carico statico $\mathbf{C_0}$.
- Dopo aver calcolato il C_0, si calcola il **rapporto fra il carico assiale F_a e C_0**. Tramite la tabella sottostante, si trovano i fattori e **X** ed **Y**.

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

- Successivamente si calcola il **rapporto fra F_a ed F_r**.

  Si possono avere due casi:

  1) Se esso risulta inferiore a e → $P = F_r$
  2) Se, invece, risulta superiore → $P = F_r \cdot X + F_a \cdot Y$
- Ora si va a calcolare il **coefficiente di carico dinamico** C

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

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

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

CAPITOLO 5

NOZIONI DI BASE SULL'ELICA

5.1 Generalità

L'elica (in termine tecnico inglese detta **" Air screw")** è un organo intermediario in grado di trasformare la potenza meccanica di un albero rotante in variazione della quantità di moto di un fluido, allo scopo di generare una propulsione secondo il principio di azione e reazione. Il moto impresso al fluido è detto elicoidale e risulta essere la combinazione di un moto assiale e di un moto rotazionale.

Per cui l'elica è quella "macchina aerodinamica" che trasforma il lavoro di coppia del motore in lavoro di spinta propulsiva dell'aereo. Per questo, si parla di "rendimento" dell'elica, proprio come per i processi di trasformazione di energia in generale.

Un'elica è costituita da uno o più elementi fluidodinamici chiamati **pale** che impongono una variazione di quantità di moto nella direzione della velocità di avanzamento.

Le pale sono calettate su un mozzo collegato all'albero rotante.

A caratterizzare il funzionamento dell'elica sono:

- Il profilo delle pale (per il rendimento);
- Le dimensioni dell'elica (per la potenza motore);
- La struttura (per l'affidabilità).

Nel Volo Ultraleggero, le prime eliche sono state realizzate nel modo più semplice disponibile : come materiale veniva utilizzato il legno e come geometria veniva adottata l'elica monoblocco bipala a passo fisso. Tutto questo era compatibile con le varie esigenze: costo limitato, flessibilità costruttiva, basse potenze disponibili e, soprattutto, basse velocità di volo.

Successivamente, sono comparse eliche a passo regolabile, (anche tripala) con pale realizzate in materiale composito, ma che prevedevano costi più elevati.

Recentemente si sono sviluppati velivoli ultraleggeri evoluti, più veloci e con più lunghi spazi di decollo. L'elica a passo fisso (o regolabile) rimaneva ancora una soluzione ma non permetteva di utilizzare completamente le caratteristiche di questi velivoli.

In seguito parleremo più nello specifico dell'**elica a passo variabile**.

5.2 Elica a Passo Variabile

L'elica a passo variabile,come dice la parola stessa,permette di modificare l'angolazione delle pale a proprio arbitrio,anche durante il volo.

Nell'immagine seguente viene illustrata una particolare elica a passo variabile:

Figura 5.2.1- Elica quadripala a passo variabile

Con questo tipo di eliche si ottengono, in genere, migliori possibilità di accoppiamento tra la curva di potenza del motore e la resistenza aerodinamica del velivolo, regolando (a terra) la posizione angolare della pala nel mozzo. Concettualmente, il profilo delle pale viene disegnato considerando l'elica a passo fisso.I materiali compositi consentono di limitare i pesi ma richiedono un progetto strutturale della pala che ne garantisce l'affidabilità.

Per un breve periodo vi furono tentativi di aumentare la potenza del motore installato, senza considerare l'importanza dell'elica.

Poi, più correttamente, fu introdotta l'elica a passo variabile in volo. L'elica a passo variabile è stata sviluppata, come dice il termine stesso, per poter variare il suo passo durante il volo.

In pratica, la variazione di passo si ottiene ruotando ogni pala intorno al suo asse longitudinale mentre l'elica stessa è in rotazione sull'albero. Ovviamente tale movimento è comandato elettricamente dal pilota a proprio arbitrio, infatti l'albero elica montato all'interno del riduttore viene forato all'interno per consentire il passaggio dell'ausilio che porta il comando della corrente elettrica all'elica stessa.

Rispetto al passo fisso, il passo variabile consente di ottenere vantaggi in termini di prestazioni.

5.2.1 Costruzione della Pala

La sperimentazione ha permesso di definire una tecnologia per lo stampaggio della pala superleggera con struttura a corpo unico, priva di linee di giunzione.

L'interno della pala è di materiale espanso e leggero. Il rivestimento della pala è in materiale composito del tipo fibra continua + tessuto di fibra + resina .

Inoltre, lo spessore dello strato composito è dimensionato in proporzione al campo degli sforzi cui la pala si trova sottoposta durante il suo funzionamento. In questo modo si abbina la resistenza meccanica della struttura portante con la leggerezza dell'intera pala. Il rendimento ottimale è ottenuto mediante un accurato studio dei profili e una attenta verifica sperimentale.

L'affidabilità funzionale è assicurata mediante una precisa costruzione della meccanica del mozzo, realizzato esclusivamente con macchine a controllo numerico.

La struttura della pala consiste in un'anima interna di materiale espanso, dentro e intorno al quale viene stratificato il materiale composito portante.

Il composito è costituito da fibra e tessuto di vetro legati da resina. Si nota che, impiegando fibra in carbonio invece che di vetro, la pala sarebbe ulteriormente più leggera a causa della minore densità di questa fibra. Tuttavia, è noto che il carbonio è completamente inerte alle reazioni e non aderisce alla resina, diversamente dal vetro. Per questo aspetto, la fibra in carbonio darebbe minori garanzie per le tenuta alla delaminazione tra gli strati di composito e, quindi, non viene impiegata.

La costruzione della pala in composito è la fase più complessa nella realizzazione dell'elica. Secondo le tecniche moderne di costruzione, la pala in composito si ottiene a partire da una preforma di materiale espanso. La preforma si realizza introducendo in uno stampo apposito la miscela intimamente mescolata dei 2 componenti liquidi. La miscela si espande (in qualche decina di secondi) e assume la forma voluta. La preforma ha dimensioni inferiori rispetto alla pala finita là dove vanno inseriti il rivestimento e il rinforzo portante. In accordo con la figura seguente, la preforma è ancorata al gambo di acciaio in fase di colata.

Figura 5.2.2-Preforma della pala

Le principali fasi di lavorazione sono:

- si applica sullo stampo della pala (aperto) uno strato sottile che ha la funzione di finitura estetica;
- Si applica il rivestimento di roving e tessuto sulla preforma di espanso
- Si posiziona la pala fresca nello stampo, si allinea il gambo di acciaio con il perno eccentrico. L'eccesso di resina sulla fibra fluisce dai contorni dello stampo e viene espulso durante la chiusura.
- Dopo qualche minuto, lo stampo viene immesso nel forno a riscaldamento programmato, dove inizia il ciclo di riscaldamento programmato. Questo trattamento termico ha lo scopo di ottenere la completa reazione di reticolazione e indurimento della resina, nonché la stabilizzazione dimensionale della schiuma interna.
- A stampo raffreddato, la pala viene estratta dallo stampo, vengono rifilati i bordi e l'apice, viene stuccata la punta e, dopo attento esame, a pala viene carteggiata e verniciata. L'aspetto finale è riportato nella figura che segue:

Figura 5.2.3- Pala per elica a passo variabile finita

La costruzione di questo componente richiede un'accurata precisione dimensionale per poter ottenere un preciso allineamento delle pale e la variazione di passo privo di gioco meccanico. Per garantire questo risultato, le parti critiche vengono realizzate con precisione di classe h-g 7.

Il motore elettrico che effettua le variazioni di passo viene alloggiato nel corpo centrale dell'elica. Vengono poi montati i fine corsa e il corpo viene alloggiato all'interno del mozzo. Le pale vengono alloggiate nelle rispettive sedi, all'interno del mozzo. L'anello di serraggio che le aggancia al mozzo viene avvitato e serrato a coppia fissata. Le viti di bloccaggio dell'anello vengono serrate. Infine si procede all'equilibratura dinamica dell'elica, che viene montata sulla macchina equilibratrice con le pale a incidenza neutra e messa in rotazione a circa 700 rpm.

CAPITOLO 6

PRIMA SOLUZIONE DI RIDUTTORE

6.1 Introduzione

Come è già stato detto,in questa tesi ci si propone di progettare un riduttore meccanico di velocità da applicarsi ad un motore FIAT 1.3 JTD di derivazione automobilistica che eroga una potenza massima di 147 HP ed arriva ad un massimo di 6000 giri/min .

L'obiettivo di questo studio riguarda l'adattamento di tale riduttore all'installazione su un velivolo leggero,che necessita di un'accurata scelta dei materiali,delle dimensioni,ma soprattutto dell'affidabilità che deve essere messa sempre al centro di ogni calcolo.

Proprio per questo,per poter mettersi in favore di sicurezza,si è deciso di adottare per il calcolo dell' albero motore del riduttore un coefficiente di sicurezza pari a 5,mentre per gli altri componenti calcolati,si è adottato un coefficiente pari a 3 in modo che i dimensionamenti finali abbiano un margine di sicurezza.

Il risultato che ci si attende da questo progetto,è un riduttore affidabile che sia un'ottima combinazione tra costo,peso e ingombro limitati.

Per fare ciò si è fatta un'analisi accurata dei materiali,che hanno dato frutto a componenti resistenti e talvolta leggeri;in particolare una soluzione diversa rispetto agli studi già esistenti, è stata quella di realizzare il carter del riduttore con una lega di alluminio,mentre nelle parti del carter più sollecitate (dove sono presenti i sostegni degli alberi), si è deciso di realizzare dei "tappi" in lega di Titanio che garantiscono leggerezza ed alta resistenza.

Per quel che riguarda il layout del riduttore,si è deciso di utilizzare un rotismo a singolo stadio (un solo ingranamento dato da due ruote) costituito da ruote dentate a denti diritti.

Questo tipo di ruote garantiscono una buona resistenza ed affidabilità,riuscendo a contenere le dimensioni ed i costi rispetto a ruote a denti elicoidali.

Infine si è voluto dare una soluzione anche per la realizzazione dell'interfaccia motore/riduttore,che ha una funzione di sostegno e nello stesso tempo richiede un'attenta disposizione nei rispetti del basamento del motore.

Questo primo studio di un possibile riduttore ha dato tuttavia un risultato che vede alcuni difetti in termini di peso,ingombro e resistenza rispetto invece alla soluzione finale che andremo ad analizzare più avanti.

Andremo ora a visualizzare tutti i componenti che costituiscono il riduttore ,facendone una descrizione accurata assieme ad un'attenta analisi sul loro peculiare funzionamento.

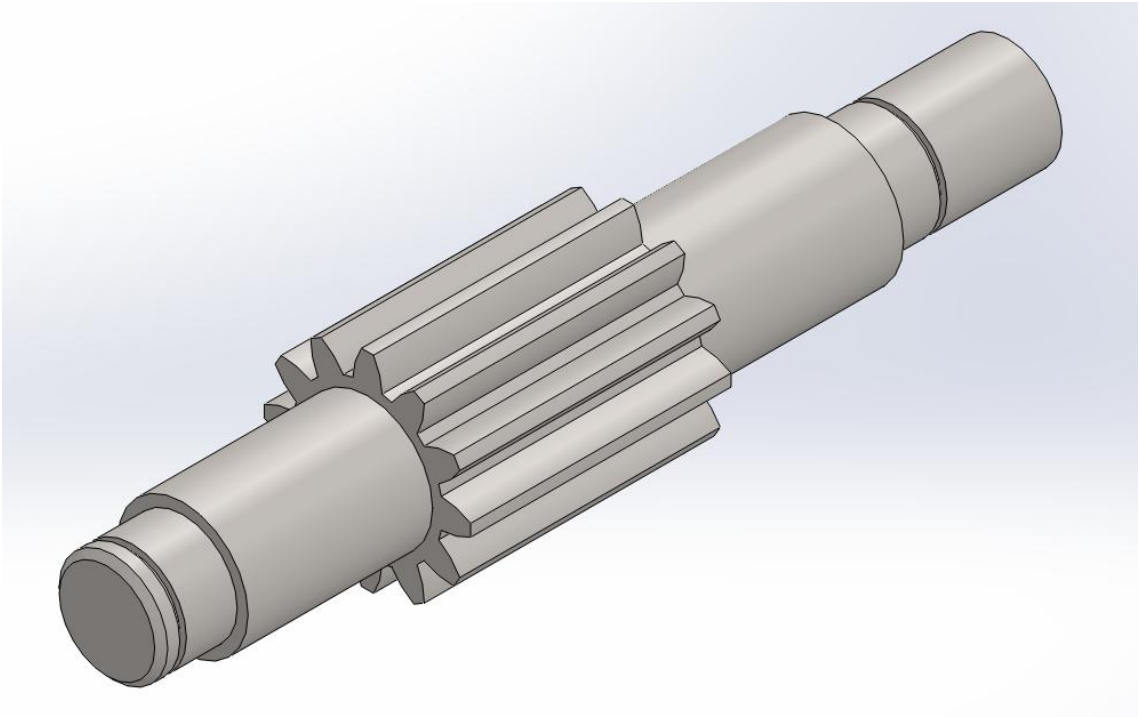
6.2 Componenti

6.2.1 Albero Motore

L'albero motore ha la particolare caratteristica di essere realizzato tutto di un pezzo con il pignone,in questo modo si evita la realizzazione del bloccaggio della ruota sull'albero. Presenta inoltre due gole che fungono da sedi per gli anelli Seeger,i quali garantiscono il bloccaggio dei cuscinetti sull'albero.

In seguito si riporta una figura dimostrativa dell'albero:

Figura 6.2.1_Albero motore

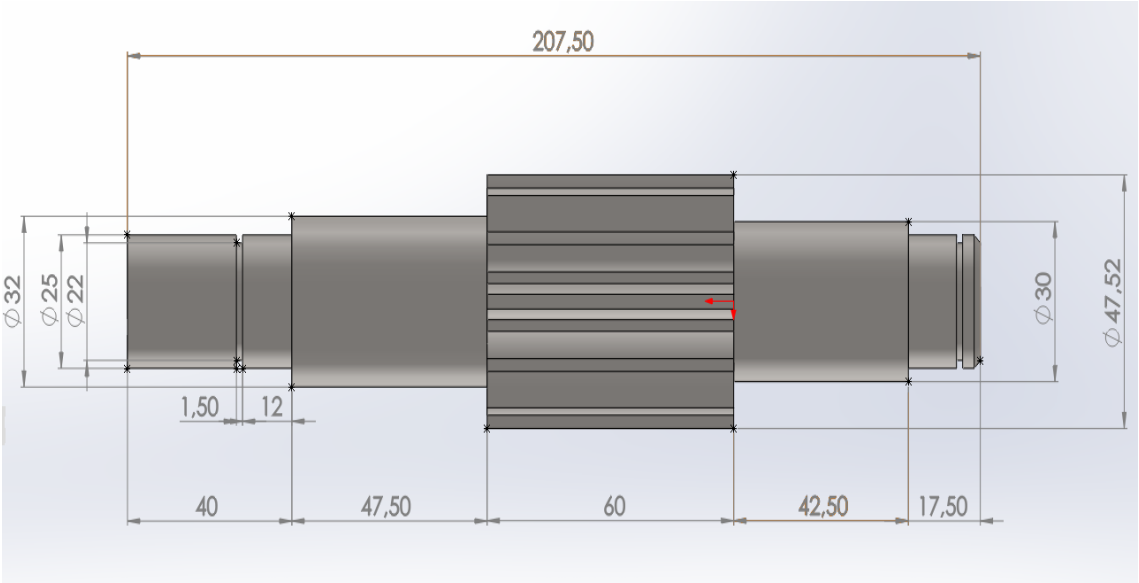


Come materiale si è scelto di adottare un acciaio legato da cementazione 14NiCr18 che possiede le seguenti caratteristiche:

- Carico di Rottura = 1130 MPa
- Carico di Snervamento = 785 MPa
- Resistenza a fatica = 740 MPa
- Modulo Elastico = 206000 Mpa
- Durezza 150 HB-250 HB
- Alta resistenza all'usura
- Alta resistenza a flessione

L’albero motore riceve il moto dal motore,il quale può imprimere una velocità massima di 6000 giri/min,tale velocità verrà poi abbassata e trasferita all’albero elica grazie al rotismo. Le dimensioni principali dell’albero,(i cui calcoli dimensionali sono rappresentati nel capitolo successivo),sono raffigurate nella seguente figura:

Figura 6.2.2_Albero motore quotato



6.2.2 Albero Elica

L’albero elica a differenza di quello motore,non è realizzato tutto di un pezzo con la ruota,ma quest’ultima viene fissata all’albero grazie ad un profilo scanalato e ad un distanziale. In sostanza alla ruota viene creato un foro dello stesso profilo del profilo scanalato dell’albero,in modo che essa possa scorrere su di esso fino ad andare in battuta contro lo spallamento dell’albero. A questo punto il bloccaggio della ruota viene ultimato grazie all’ausilio di un distanziale che si interpone tra il cuscinetto posto sull’albero e la ruota.

Anche l’albero elica,come quello motore, presenta delle gole per gli anelli seeger che andranno a bloccare i cuscinetti ed è realizzato con lo stesso materiale 14NiCr18 (con le caratteristiche viste precedentemente).

L’albero elica presenta inoltre un secondo profilo scanalato che serve per calettare l’elica all’albero stesso.

Per fare chiarezza sulla descrizione dell’albero,si riportano di seguito alcune figure dimostrative.

Figura 6.2.3_Albero elica

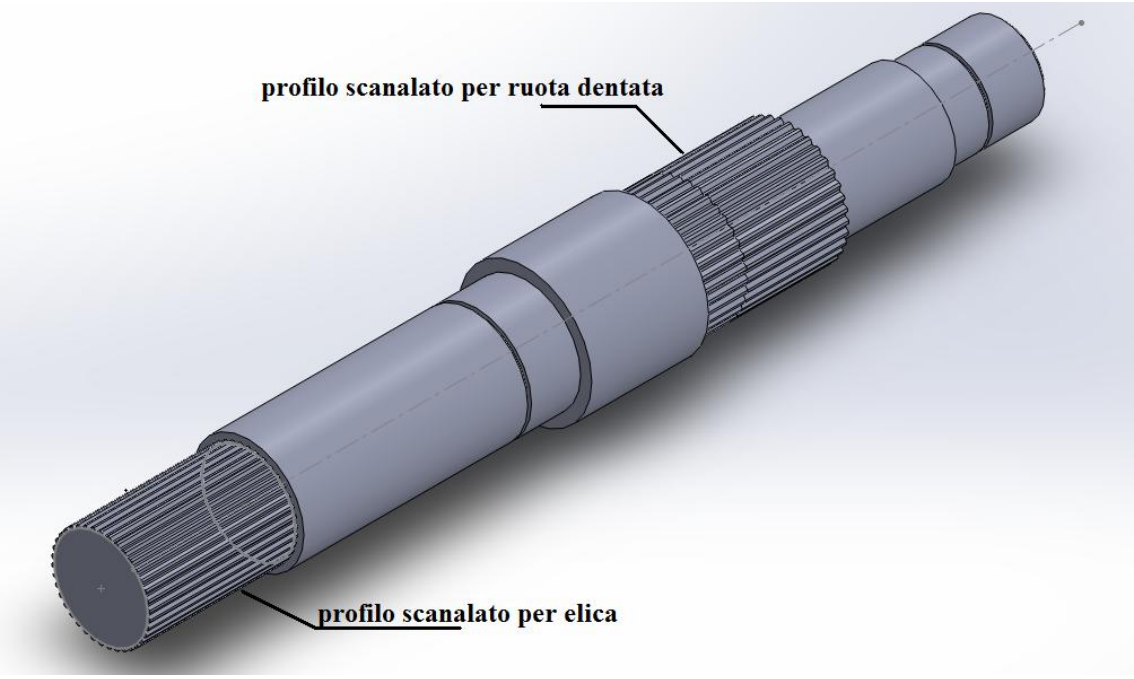
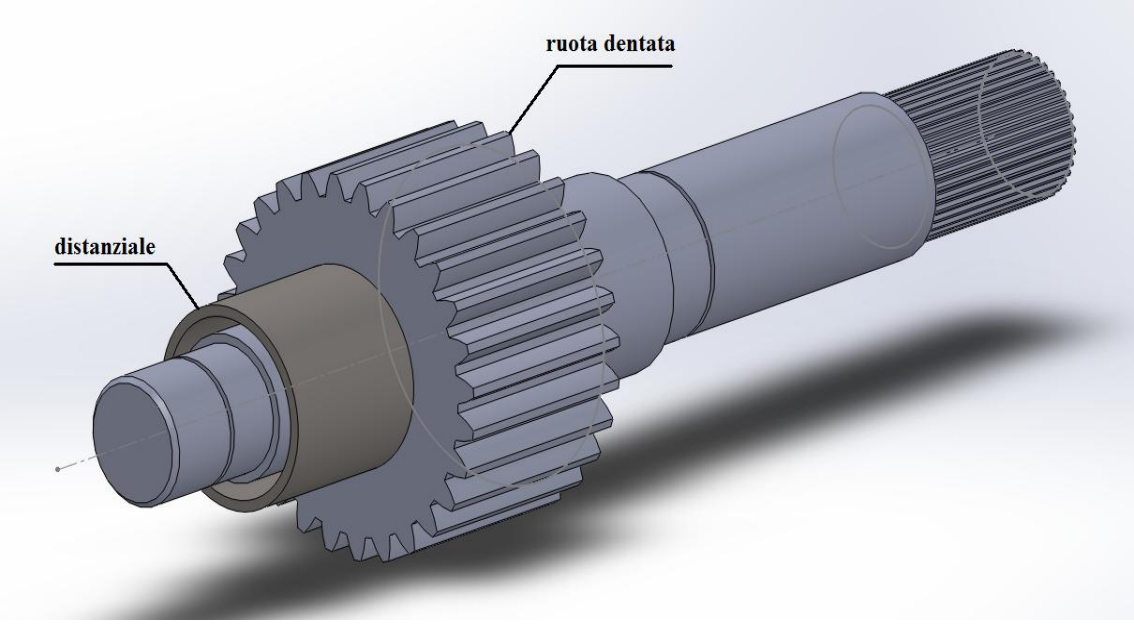


Figura 6.2.4_Albero elica con ruota e distanziale

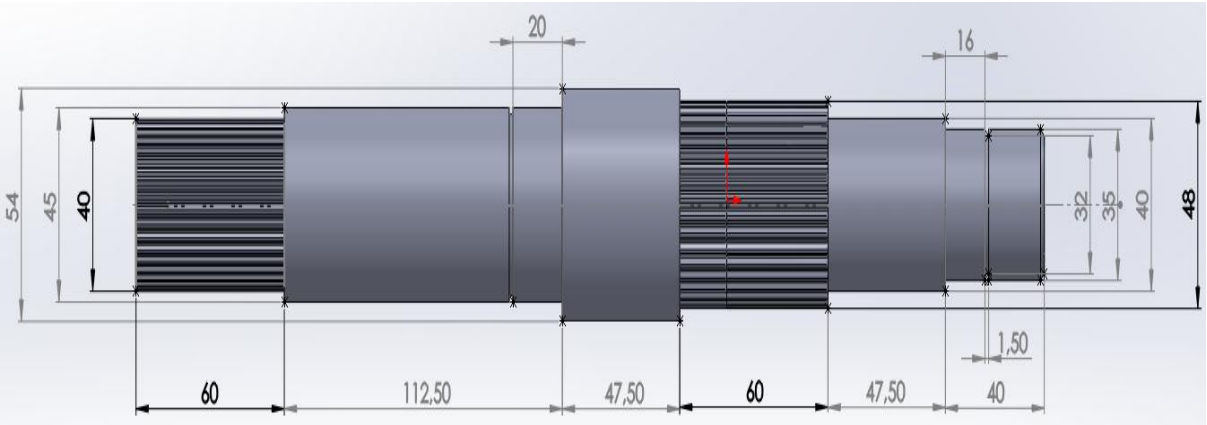


Per via del rotismo che riduce la velocità d'ingresso,l'albero elica ruota ad una velocità massima di 2574 giri/min,che trasferisce poi all'elica.

Quest'ultima produce per via della spinta sull'aria,uno sforzo di trazione sull'albero,pari a 3000 N ,a causa di questa spinta si sono scelti appositi cuscinetti che potessero sopportare anche questo tipo di carico.

Le dimensioni dell'albero vengono riportate nella figura seguente.

Figura 6.2.5_Albero Elica quotato



6.2.3 Ruote Dentate

Per questo riduttore si è deciso di utilizzare ruote dentate a denti diritti. Esse permettono di trasmettere il moto soddisfacendo i vincoli di resistenza ed ingombro.

Sono ruote che rispetto a quelle di tipo elicoidale hanno un ingranamento peggiore e una maggiore rumorosità,ma nello stesso tempo hanno un costo e un ingombro minori.

Il materiale utilizzato è sempre l'acciaio legato da cementazione 14NiCr18 che per le ruote dentate ha ottime qualità,infatti grazie al trattamento termico si raggiungono elevate resistenze a Pitting dei denti.

Questo tipo di ruote a differenza di quelle elicoidali,non trasmettono nessun sforzo assiale che andrà quindi totalmente scaricato sui cuscinetti.

Come abbiamo già detto in precedenza,il pignone (ruota motrice) è ricavato in un pezzo unico con l'albero,per cui non necessita di nessun tipo di bloccaggio; mentre la ruota condotta viene bloccata sull'albero elica tramite un profilo scanalato e un distanziale.

Per questo motivo la ruota condotta sarà forata con lo stesso profilo del profilo scanalato.

Le dimensioni principali delle due ruote sono:

- Numero di denti pignone = 12
- Numero di denti ruota condotta = 28
- Angolo di pressione = 20°
- Modulo = 3,5 mm
- Diametro primitivo pignone = 42 mm
- Diametro primitivo ruota condotta = 98 mm
- Larghezza facce ruote dentate = 60 mm
- Interasse = 70 mm

- Diametro di base pignone = 39.467 mm
- Diametro di base ruota condotta = 92.09 mm
- Diametro esterno pignone = 47.601 mm
- Diametro esterno ruota condotta = 103.6 mm

Per quel che riguarda il Layout del riduttore, una dimensione che ha fortemente vincolato il progetto, è stata quella dell'interasse fra le ruote,infatti come vedremo sarà uno dei motivi per cui si è adottata una soluzione migliorativa.

Il problema è dovuto al fatto che tale dimensione vincola soprattutto le dimensioni dei cuscinetti,non permettendo perciò una libera scelta di quest'ultimi.

In seguito vengono riportate due figure rappresentative delle ruote dentate:

Figura 6.2.6_Routa Condotta

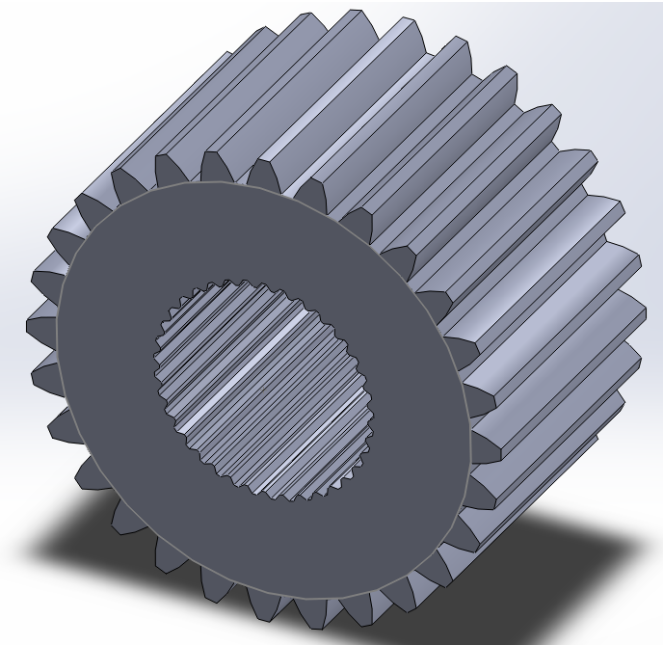
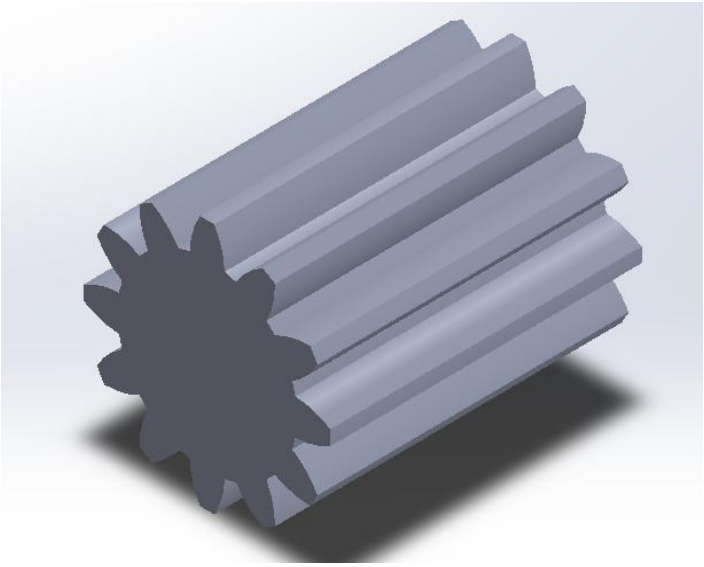


Figura 6.2.7_Pignone

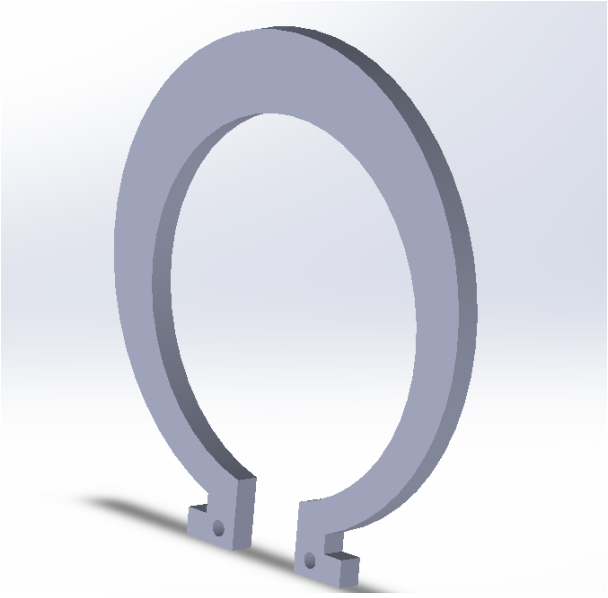


6.2.4 Anelli Elastici Seeger

Il **seeger** o **anello d'arresto**, è un anello d'acciaio elastico la cui circonferenza non è completa. In corrispondenza delle due estremità si possono trovare diversi tipi di sistemi di innesto per la pinza seeger.

Il seeger da noi utilizzato è quello di tipo esterno,fortemente utilizzato per cave ricavate sugli alberi. Il compito del seeger in questo caso è quello di bloccare i cuscinetti posizionati sugli alberi,per evitare degli spostamenti assiali. Disponiamo di quattro seeger di tre dimensioni diverse : due di diametro interno 25 mm,uno di diametro interno 35 mm, e uno di diametro interno 45 mm.

Figura 6.2.8_Anello seeger



6.2.5 Cuscinetti

Il cuscinetto è quell'organo meccanico utilizzato per ridurre l'attrito tra due oggetti in movimento rotatorio tra loro. Nel nostro caso gli alberi hanno un moto rotatorio,ed i cuscinetti sono alloggiati negli appositi spazi ricavati nei tappi in titanio che andremo successivamente ad analizzare.

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

La scelta di un cuscinetto dipende da diversi fattori,ma quello più importante è senz'altro la disposizione e l'entità delle forze a cui deve far fronte. Individuare quali fossero i cuscinetti più adatti è stato un compito non semplice soprattutto per

l'ingombro radiale al quale si era vincolati per via dell'interasse delle ruote dentate. Per arrivare alla scelta dei cuscinetti,si sono affrontate le seguenti fasi:

- Per prima cosa si è partiti tenendo conto del vincolo dato dalla durata in ore minima richiesta (300 ore a carico massimo).
- Un parametro base per la scelta è il diametro interno del cuscinetto ,ovvero il diametro dell'albero nella zona in cui andrà accoppiato il cuscinetto; i diametri li si deve conoscere a priori,infatti i calcoli degli alberi vengono fatti precedentemente alla scelta dei cuscinetti.
- A questo punto si fa un'analisi delle forze in gioco,ovvero si valutano le loro direzioni ed entità. Questa è una fase importante perché permette di individuare al meglio il tipo di cuscinetto più adatto.
- Si è fatto affidamento al sito dell' **skf** ,una nota azienda produttrice di cuscinetti, che fornisce un servizio di calcolo e conseguente scelta dei cuscinetti. Si è optato per il calcolo della durata in ore (in modo da verificare che fossero maggiori di 300); oltre al tipo di cuscinetto,si sono poi ipotizzati due parametri che servono per il calcolo,ovvero il rendimento pari a 0.9 e la viscosità pari a 60 mm^2/s.
- A questo punto inserirti i carichi agenti nel punto in cui è presente il cuscinetto,si riesce a calcolare le ore di vita;e se queste superano il limite minimo richiesto,la scelta è avvenuta con successo.

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

ALBERO MOTORE :

- Due cuscinetti **a rulli cilindrici ad una corona NU1005** , con le seguenti caratteristiche:
    - Diametro interno = 25 mm
    - Diametro esterno = 47 mm
    - Larghezza = 12 mm
    - Numero di giri di calcolo = 6000 giri/min
    - Viscosità = 60 mm^2/s
    - Carico radiale = 4.3 kN
    - Carico assiale = 0 kN
    - Durata a carico massimo = 330 ore

ALBERO ELICA :

- Un cuscinetto **a rullini o a gruppi rullini e gabbia K35x42x16** ,con le seguenti caratteristiche:
  - Diametro interno = 35 mm
  - Diametro esterno = 42 mm
  - Larghezza = 16 mm
  - Numero di giri di calcolo = 2500 giri/min
  - Viscosità = 60 mm^2/s
  - Carico radiale = 7.9 kN
  - Carico assiale = 0 kN
  - Durata a carico massimo = 1450 ore
- Un cuscinetto **a rulli conici ad una corona 32009X/Q** , con le seguenti caratteristiche:
  - Diametro interno = 45 mm
  - Diametro esterno = 75 mm
  - Larghezza = 20 mm
  - Numero di giri di calcolo = 2500 giri/min
  - Viscosità = 60 mm^2/s
  - Carico radiale = 11.4 kN
  - Carico assiale = 3 kN
  - Durata a carico massimo = 18200 ore

Figura 6.2.9_cuscinetto a rulli cilindrici

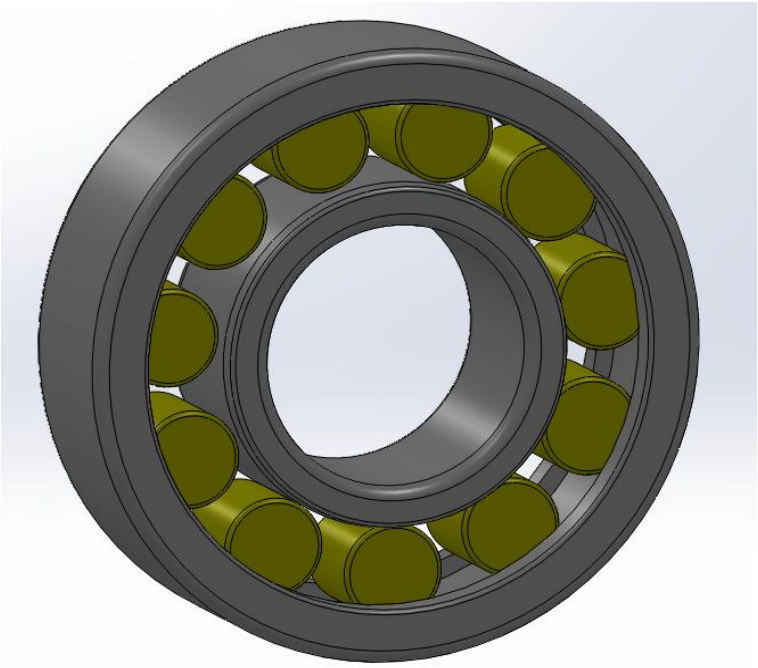
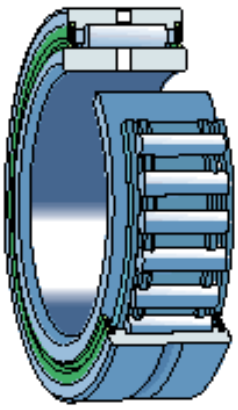
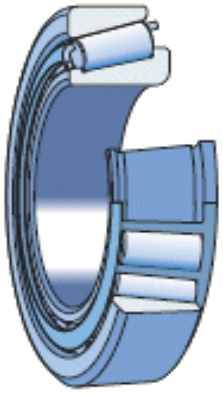


Figura 6.2.10_cuscinetto a rullini (a), cuscinetto a rulli conici (b)

a) b)





6.2.6 Tappi di rinforzo

I tappi di rinforzo costituiscono una nota migliorativa del carter rispetto agli studi già esistenti,in quanto si è voluto dare una risposta più efficace in termini di rapporto leggerezza-resistenza. I carter già studiati vedevano una scocca totalmente realizzata in un unico materiale (alluminio o altri materiali),che potevano rischiare di non fornire nelle zone più sollecitate (le zone di sostegno degli alberi) la resistenza desiderata.
L'idea nasce dal fatto che il carter è costituito per lo più da parti che non sono soggette a grandi sollecitazioni e quindi fungono semplicemente da copertura,mentre nelle zone di sostegno degli alberi,si concentrano sollecitazioni importanti.
Per questo motivo si è pensato all'introduzione di tappi realizzati in lega di titanio **gr2** , i quali verranno installati all'interno di apposite sedi create nel carter in cui si concentrano le maggiori sollecitazioni.
In questo modo avremmo un carter totalmente in alluminio,che per la semplice funzione di copertura è molto adatto,con l'aggiunta poi di tappi di rinforzo nelle zone più critiche. Questa soluzione permette un risparmio in termini di costi e pesi,in quanto l'alluminio pur non resistendo molto ha un basso costo di realizzazione e un peso limitato;la lega di titanio è costosa ma impiegandola soltanto per i tappi non incide in modo particolare sul costo generale.
Per quel che riguarda il montaggio di questo componente,si sono realizzate delle "appendici" che fuoriescono dal carter e che costituiscono l'alloggio del tappo,il quale essendo fornito di quattro fori filettati M8,viene fissato al carter che ospita le sedi per le viti di fissaggio. Il diametro interno del tappo è lo stesso di quello esterno dei cuscinetti,che vengono bloccati grazie alla presenza di uno spallamento.

Si è cercato infine di dare una forma semplice a questo componente,per poter facilitare la sua realizzazione.

Vediamo ora qualche immagine dimostrativa del componente:

Figura 6.2.11_Tappo di rinforzo

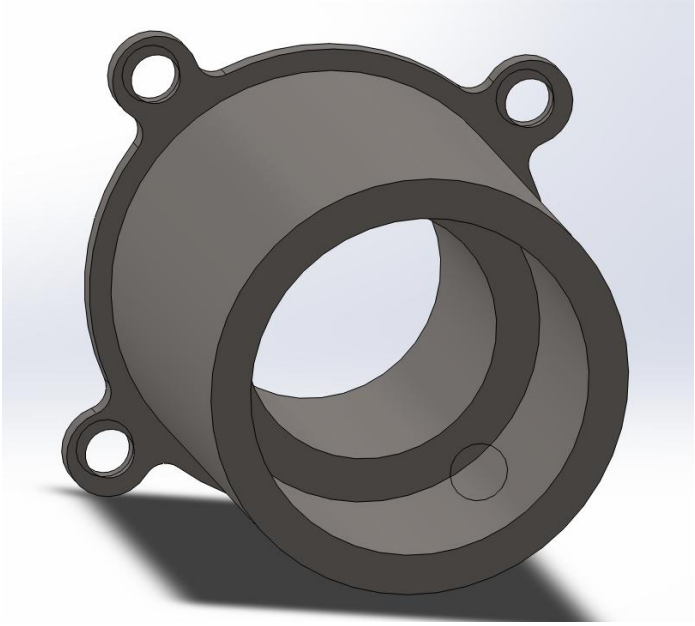
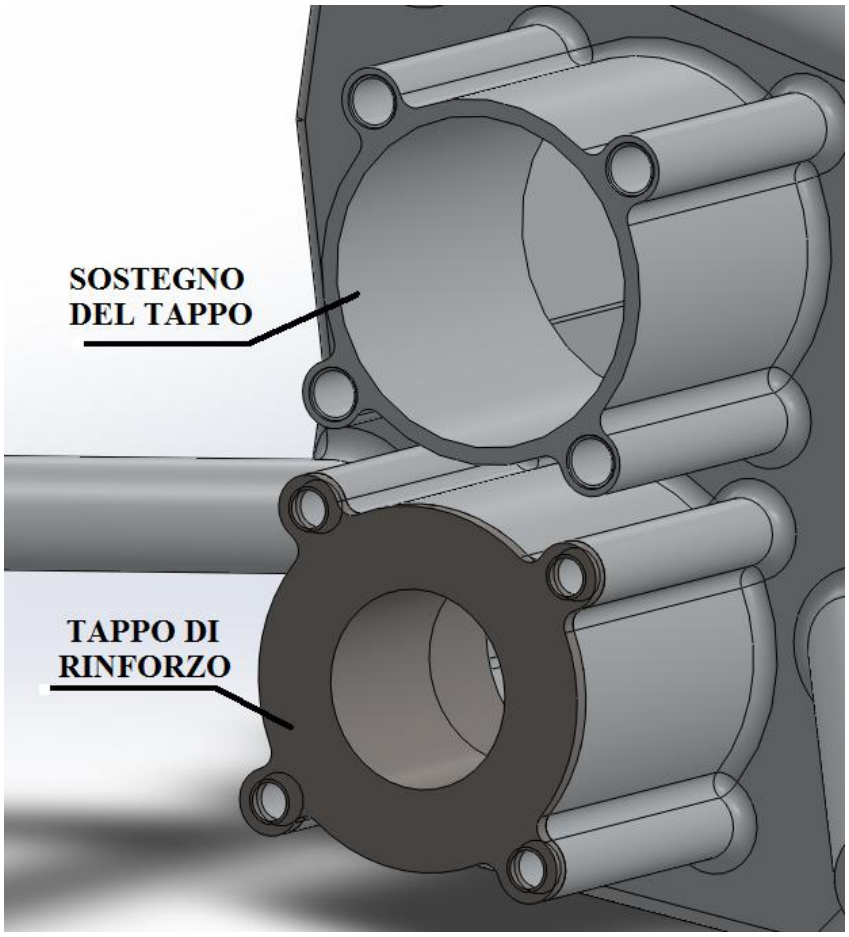


Figura 6.2.12_Assemblaggio del tappo nel carter



6.2.7 Carter

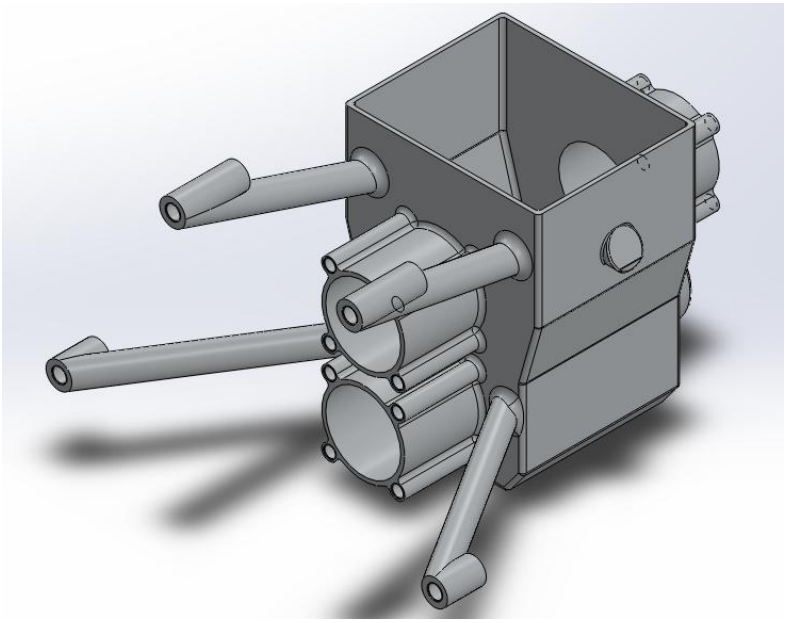
Il carter è quell'elemento del riduttore che funge da copertura e da sostegno di tutto il meccanismo.

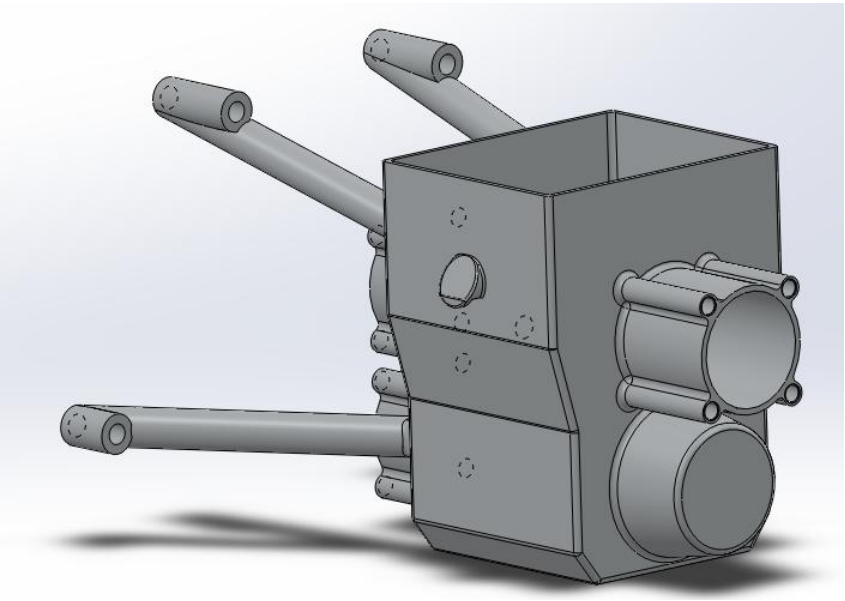
Questo componente è interamente realizzato in lega di alluminio **5086 Peraluman ,**una lega leggera e resistente.

La costruzione del carter avviene attraverso la saldatura di piastre dello stesso spessore che vengono appositamente posizionate nel rispetto del layout del meccanismo e nel rispetto dei vincoli dimensionali .

Si riportano due viste del carter per poter fare maggiore chiarezza:

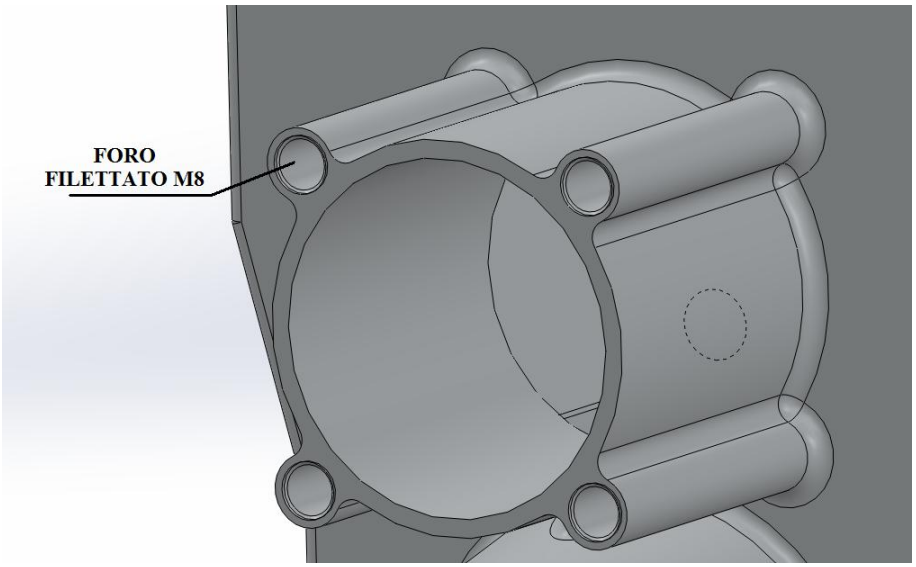
Figura 6.2.13_Le due viste del carter





Una particolarità del carter è data dalla presenza dei sostegni per i tappi in titanio,che non sono altro che dei cilindri saldati alle facce laterali del carter sui quali giacciono quattro cilindretti con foro filettato che ospiteranno poi le viti di fissaggio dei tappi (vedi figura 6.2.14).

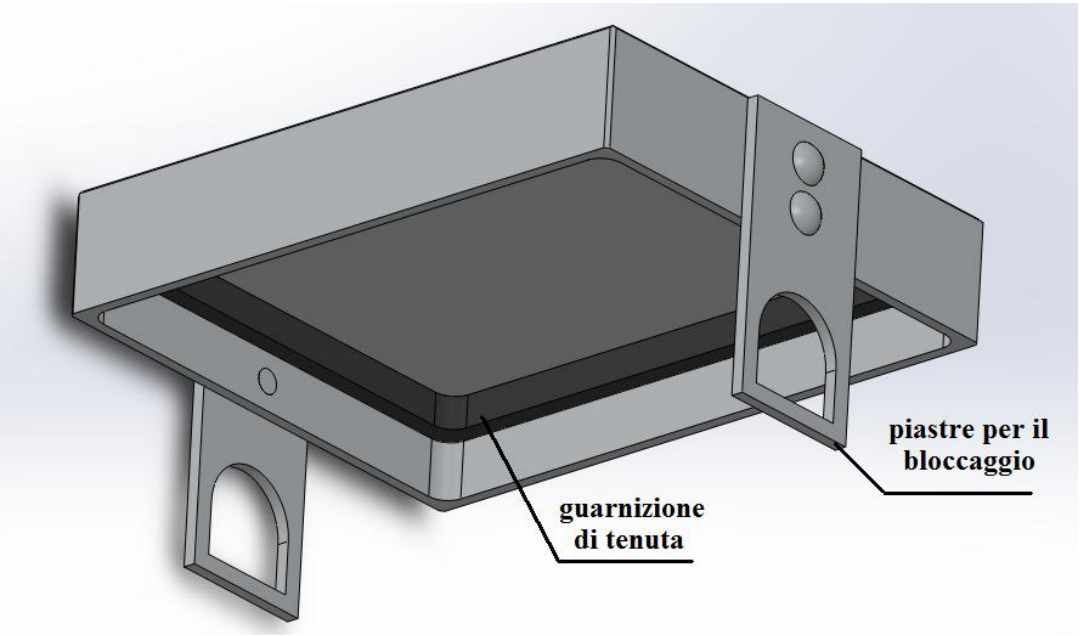
Figura 6.2.14_Sostegni per i tappi



Inoltre è stato realizzato un coperchio dello stesso materiale che ha la funzione di chiudere la parte superiore del carter; per il bloccaggio del coperchio al carter si sono realizzate delle particolari piastre sottili in alluminio bloccate al coperchio con dei rivetti,che si accoppiano con due appendici presenti sulle superfici del carter,in modo da garantire una chiusura sicura.

Il coperchio poi dispone di una guarnizione di tenuta che serve per non far fuoriuscire l'olio e la sporcizia presenti nel riduttore.

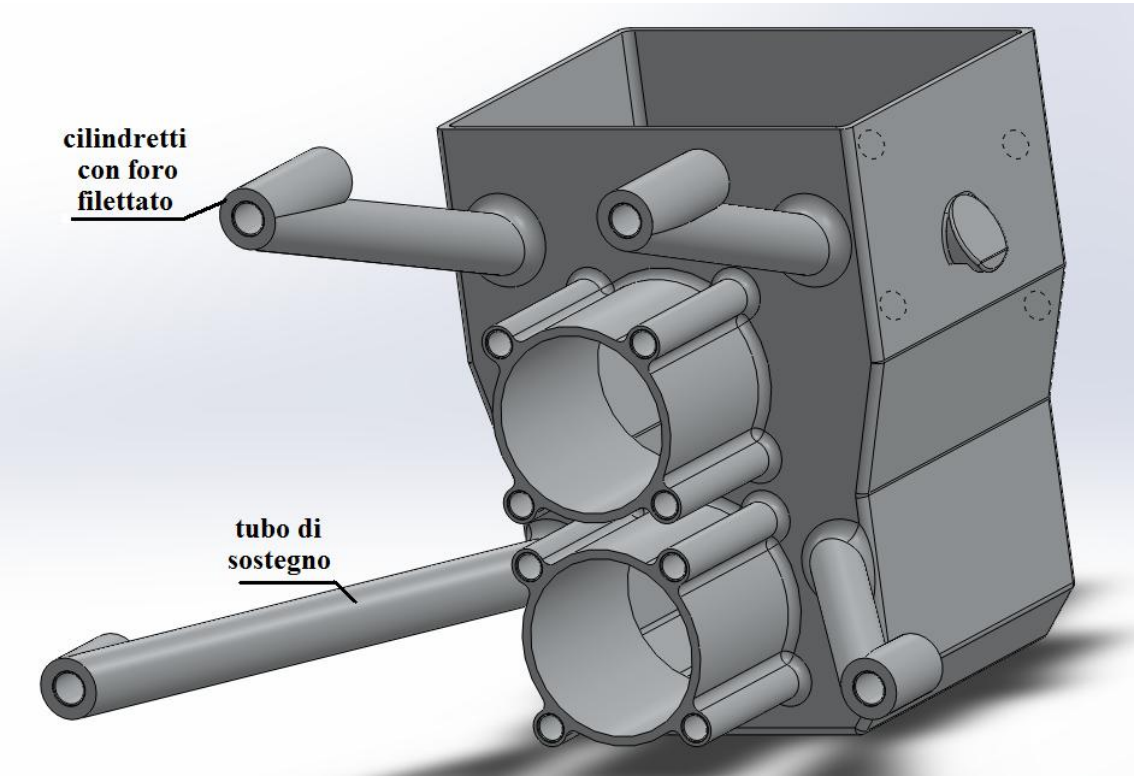
Figura 6.2.15_Coperchio



Un altro elemento fondamentale è il sostegno che collega il carter con il basamento del motore : l'obbiettivo era quello di creare un collegamento che non andasse ad invadere o interferire con altri componenti,ma che soprattutto avesse una struttura resistente e nello stesso tempo leggera e poco ingombrante.

L'idea quindi è stata quella di realizzare quattro sostegni costituiti da tubi di alluminio forati che da una parte presentano dei profili cilindrici con foro filettato per permettere l'accoppiamento con i fori presenti sul basamento,e dall'altra sono saldati alla parete verticale del carter.

Figura 6.2.16_Collegamento Carter-Basamento motore



CAPITOLO 7

CALCOLI PER IL PRIMO RIDUTTORE

7.1 Introduzione

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

- Potenza del motore = 147 hp (equivale a circa 110 kW)
- Numero di giri massimo motore = 6000 giri/min
- Numero di giri massimo elica = 2574 giri/min
- Durata minima dei cuscinetti = 300 ore
- Coefficiente di sicurezza albero motore = 5
- Coefficiente di sicurezza albero elica = 3
- Carico assiale elica = 3000 N
- Inerzia elica = 0.1 $kg \cdot m^2$
- Forza peso elica = 7000 N

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

7.2 Dimensionamento degli alberi

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

- Carico di rottura = 1130 Mpa
- Carico di Snervamento = 785 Mpa
- Modulo elastico = 206000 Mpa

A questo punto occorre conoscere le forze scambiate tra le ruote,grazie alle quali potremmo costruire uno schema di forze agenti sugli alberi :

- Forza Tangenziale **Ft** = 8337 N
- Forza Radiale **Fr** = 3035 N
- Forza Assiale **Fa** = 0 N
- Forza Normale **Fn** = 8872 N

Infine grazie alle dimensioni già note delle ruote,ricaviamo i diametri primitivi necessari ai calcoli:

- Diametro primitivo pignone **Dp** = 42 mm
- Diametro primitivo ruota condotta **Dp** = 98 mm

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

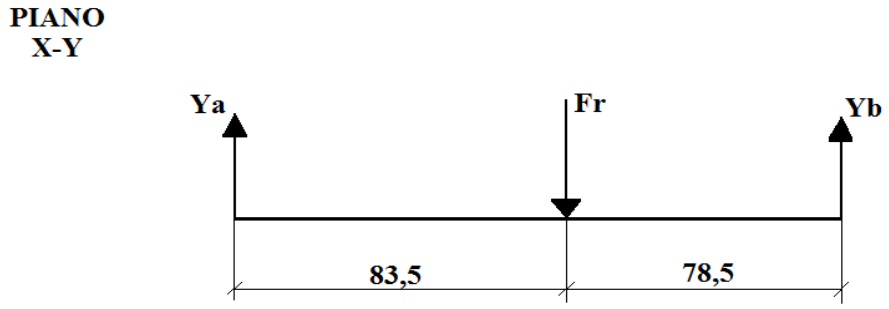
7.2.1 Dimensionamento Albero Motore

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

Come prima cosa viene calcolato il momento torcente agente sull'albero motore nella condizione limite di funzionamento (6000 giri/min),dato dalla seguente formula:

$$\mathbf{Mt_{albero\ motore}} = \frac{\mathbf{P \cdot 60}}{\boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{2\pi}} = \frac{\mathbf{110000 \cdot 60}}{\mathbf{6000 \cdot 2\pi}} = \mathbf{175070\ Nmm}$$

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



Su questo piano viene scambiata la forza radiale Fr, mentre la forza assiale è nulla,in quanto le ruote a denti diritti non scambiano questo tipo di forze. Essendo la Fr nota,si sono calcolate le reazioni vincolari Ya e Yb facendo due equazioni di equilibrio riguardanti:

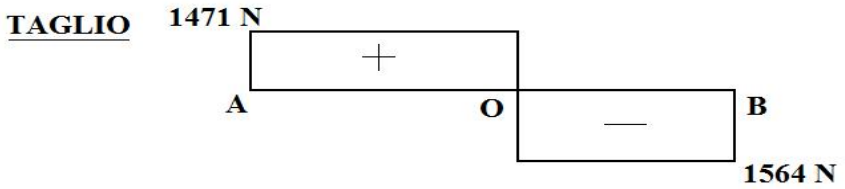
- Momento flettente => $\mathbf{Fr \cdot 83,5\ - Yb \cdot 162}$

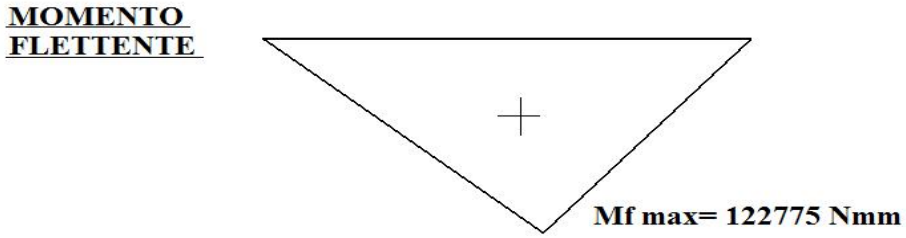
$$=> Yb = \frac{\mathbf{Fr \cdot 83,5}}{\mathbf{162}} = \frac{\mathbf{3035 \cdot 83,5}}{\mathbf{162}} = \mathbf{1564\ N}$$

- Taglio => $\mathbf{Ya - Fr + Yb = 0} => Ya = Fr - Yb = 3035 - 1564 = 1471\ N$

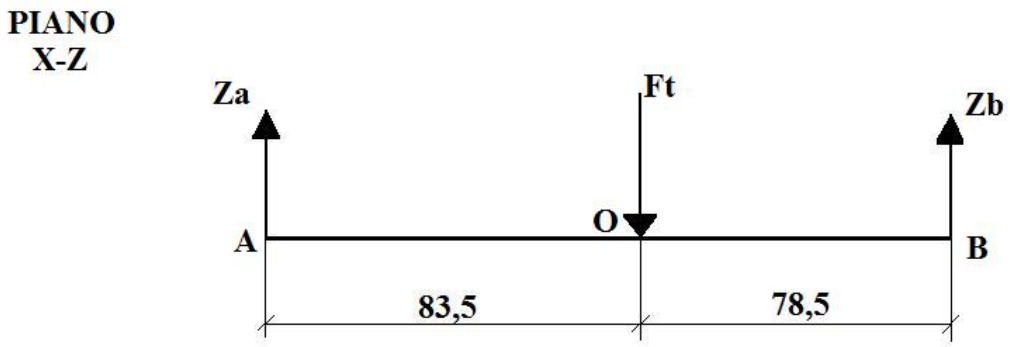
A tal punto conosciamo le reazioni vincolari,che si trovano poi in corrispondenza delle parti dell'albero sostenute dal cuscinetto.

Passiamo ora alla rappresentazione dei diagrammi delle sollecitazioni:





Ora passiamo al calcolo riguardante il piano x-z:



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

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

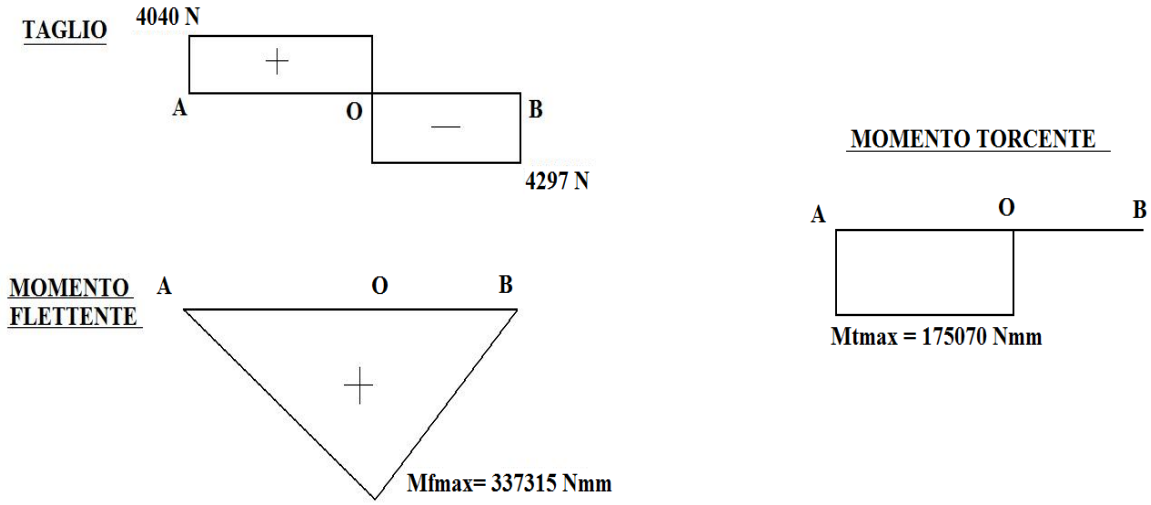
- Momento flettente =>$Ft \cdot 83{,}5 - Zb \cdot 162 = 0$

$$=> \mathbf{Zb} = \frac{\mathbf{Ft \cdot 83,5}}{\mathbf{162}} = \frac{\mathbf{8337 \cdot 83,5}}{\mathbf{162}} = \mathbf{4297\ N}$$

- Taglio => $\mathbf{Za - Ft + Zb = 0}$ $=> Za = Ft - Zb = 8337 - 4297 = 4040N$
- Momento torcente => $\boldsymbol{Ft}$ **·Dp/2 = 8337·21= 175070 Nmm**

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

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



Dai grafici fatti si possono trarre due conclusioni:

- Il tratto OB dell'albero è scarico in termini di momento torcente
- Il punto più sollecitato dell'albero è il punto "O";in tale punto sono presenti le seguenti sollecitazioni:
    - Taglio => $\mathbf{T} = \sqrt{3035^2 + 8337^2}$ = **8872 N**
    - **Mf max** = $\sqrt{337315^2 + 122775^2}$ =**358964Nmm**
    - **Mt max = 175070 Nmm**

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

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

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

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

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

Dove $\boldsymbol{\sigma_{lim}}$ rappresenta la **tensione di snervamento** del materiale e **CS** rappresenta il **coefficiente di sicurezza.**

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

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

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

Questa tensione va poi confrontata con quella ammissibile:

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

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

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

$$\boldsymbol{CS_{verifica} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{eq}} \geq CS_{richiesto}}$$

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

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

- ⇨ L'albero in questo punto è soggetto per lo più da uno sforzo torsionale dato dal momento **Mt = 175070 Nmm**, in quanto il momento flettente e il taglio sono trascurabili.
- ⇨ Conoscendo quindi Mt,calcolo la tensione massima in quel punto:

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

Ora ipotizziamo un diametro D = 25 mm,in questo modo avrò:

$$\boldsymbol{\tau_{max} = 57\ MPa}$$

- ⇨ A questo punto andiamo a calcolare la tensione ammissibile:

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

- Si può verificare dunque che:

$$\boldsymbol{\tau_{max}} \leq \boldsymbol{\tau_{amm}} \Rightarrow 57 < \mathbf{157}$$

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

$$\mathbf{D} \geq \sqrt[3]{\frac{\mathbf{16 \cdot Mt}}{\boldsymbol{\pi} \cdot \boldsymbol{\tau_{amm}}}} = \mathbf{18}$$

Questo ci fa capire che potremmo anche prendere un diametro più piccolo,ma per ragioni di sicurezza,viene scelto comunque il **D=25 mm**

- Infine facciamo la verifica per il CS:

$$\mathbf{CS_{verifica}} = \frac{\boldsymbol{\sigma_{lim}}}{\boldsymbol{\tau_{max}}} \geq \mathbf{CS_{richiesto}} \Rightarrow \frac{\mathbf{785}}{\mathbf{57}} = \mathbf{13}$$

$\mathbf{13} > 5$ per cui abbiamo verificato largamente il risultato

- La progettazione è dunque ben riuscita.

Come abbiamo visto in precedenza,in corrispondenza del **punto B,** l'albero non subisce alcun sforzo torsionale ed il taglio lo si trascura per via del suo valore troppo basso. Il dimensionamento vedrebbe come risultato un diametro più piccolo rispetto a quello nel punto A,ma per ragioni di sicurezza e di semplicità costruttiva,si è deciso di adottare comunque un diametro **D = 25 mm**, che contribuirà sicuramente ad una migliore scelta del cuscinetto (più resistente).

7.2.2 Dimensionamento Albero Elica

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

$$\mathbf{P_{mot}} = \mathbf{P_{elica}} \rightarrow \mathbf{C_m \omega_m} = \mathbf{C_e \omega_e} \rightarrow \mathbf{C_e} = \frac{\mathbf{C_m \omega_m}}{\boldsymbol{\omega_e}} = \frac{\mathbf{175070 \cdot 6000}}{\mathbf{2574}} = \mathbf{408090\ Nmm}$$

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

- Forza di trazione generata durante la rotazione dell'elica,è una spinta che essa produce sull'aria e che si scarica sottoforma di trazione sull'albero,tale forza la indichiamo con $\mathbf{F_{elica}}$ e vale 3000 N.

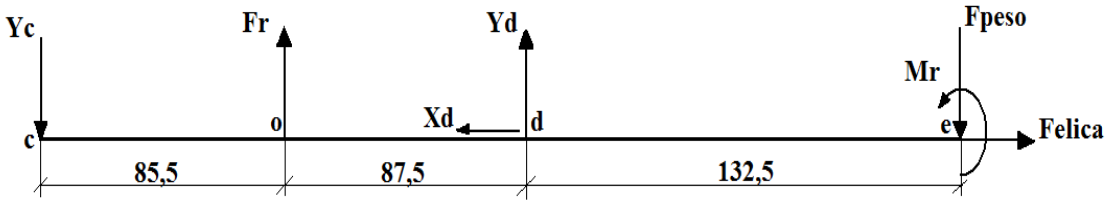
- Forza peso dell'elica che genera una flessione dell'albero,la indichiamo con $\mathbf{F_{peso}}$ e vale 7000 N.
- È poi presente un momento flettente che si genera a causa dell'elica;esso viene chiamato **Momento di Ribaltamento** che lo indicheremo con $\mathbf{M_R}$ e lo si ricava con la seguente formula:

$$\mathbf{M_R = B \cdot J \cdot \omega = \frac{\pi}{3} \cdot 0,1 \cdot \frac{2500 \cdot \pi}{30} = 27500\ Nmm}$$

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

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

PIANO X-Y



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

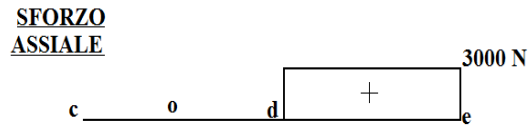
- Sforzo assiale => $\mathbf{F_e - X_d = 0 \rightarrow X_d = F_e = 3000\ N}$

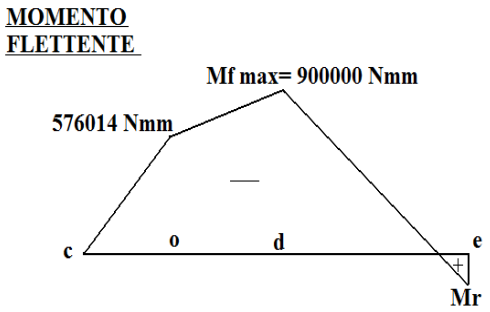
  da notare che nel punto C non alcun sforzo assiale,per cui si scarica tutto in D (dove poi si posizionerà il cuscinetto).
- Momento Flettente => $\mathbf{-Y_c \cdot 173 + F_r \cdot 87,5 + F_{peso} \cdot 132,5 - M_R = 0}$

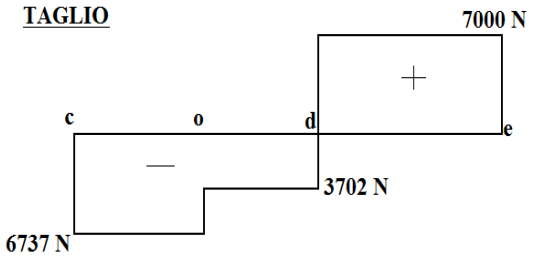
$$\mathbf{Y_c = \frac{3035 \cdot 87,5 + 7000 \cdot 132,5 - 27500}{173} = 6737\ N}$$

- Taglio =>$\boldsymbol{-Y_c + F_r + Y_d - F_{peso} = 0 \rightarrow}$ $\mathbf{Y_d = F_{peso} - F_r + Y_c = 10702\ N}$

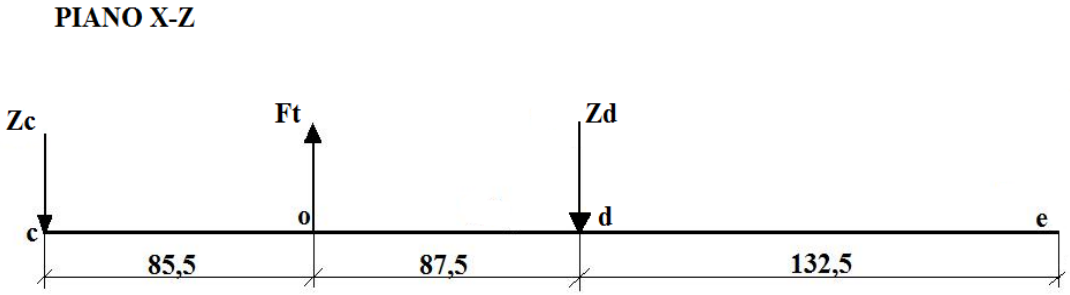
Passiamo ora alla rappresentazione dei diagrammi delle sollecitazioni:







Ora passiamo al piano x-z:



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

- Momento Flettente => $-\mathbf{F_t \cdot 85,5 + Z_d \cdot 173 = 0}$

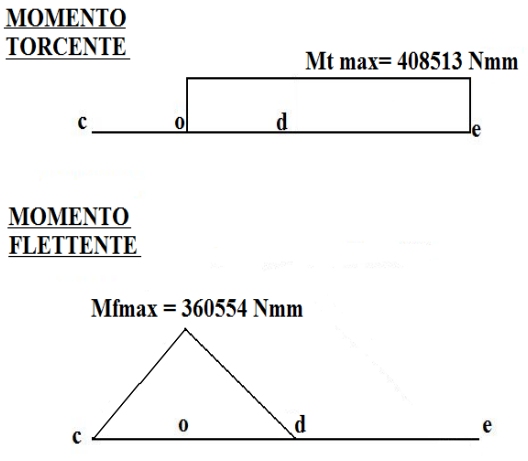
$$=> \mathbf{Z_d = \frac{F_t \cdot 85,5}{173} = \frac{8337 \cdot 85,5}{173} = 4120\ N}$$

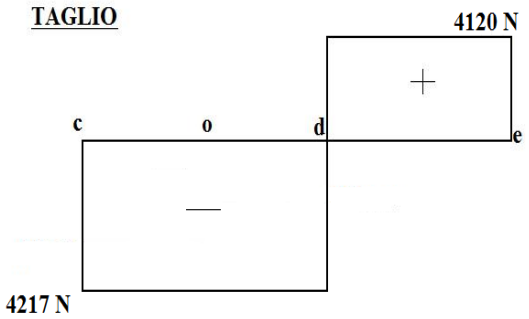
- Taglio => $-\mathbf{Z_c + F_t - Z_d = 0 \rightarrow Z_c = F_t - Z_d = 4217N}$

- Momento Torcente => $\mathbf{M_t = F_t \cdot \frac{D_p}{2} = 8337 \cdot 49 = 408513\ Nmm}$

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

Ora andiamo a rappresentare i diagrammi delle sollecitazioni:





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

- Taglio => $\mathbf{T} = \sqrt{\mathbf{Y_d}^2 + \mathbf{Z_d}^2} = \sqrt{\mathbf{10702^2 + 4120^2}} = \mathbf{11468\ N}$
- Momento flettente massimo => $\mathbf{Mf_{max} = 900000\ Nmm}$
- Momento torcente massimo => $\mathbf{Mt_{max} = 408513\ Nmm}$

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

1) Come prima cosa vengono calcolate le tensioni dovute al momento torcente ($\boldsymbol{\tau_{Mt}}$) e al momento flettente ($\boldsymbol{\sigma_{Mf}}$):

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

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

A tal punto ipotizziamo un diametro ,ma la scelta è vincolata dalla presenza nelle vicinanze al punto D di un profilo scanalato che un diametro esterno di 40 mm,perciò si è scelto un **D=45mm** per poter assicurare uno spallamento tra albero e profilo scanalato. Sostituendo il diametro ipotizzato otteniamo le tensioni:

$\boldsymbol{\tau_{Mt} = 22,8\ MPa}$

$\boldsymbol{\sigma_{Mf} = 101\ MPa}$

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

$$\boldsymbol{\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{Mf}{}^2 + 3 \cdot \tau_{Mt}{}^2} = 108\ MPa}$$

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

$$\boldsymbol{\sigma_{amm} = \frac{\sigma_{lim}}{CS} = \frac{785}{3} = 262\ MPa}$$

Possiamo facilmente constatare che la disuguaglianza è verificata:

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

3) Infine facciamo la verifica per il coefficiente di sicurezza:

$$\boldsymbol{CS_{verifica} = \frac{\sigma_{lim}}{\tau_{max}} \geq CS_{richiesto}} \Rightarrow \boldsymbol{\frac{785}{57} = 13} > 3$$

Come si può vedere dalle verifiche,il progetto è largamente riuscito.

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

In particolare grazie al diametro degli alberi,posso determinare le dimensioni dei cuscinetti,i quali a loro volta mi determinano i diametri dei tappi in titanio che andranno inseriti nelle apposite sedi ricavate nel carter.

Questo ci fa capire che le dimensioni dei vari pezzi,sono spesso derivate da altri componenti,formando così una catena; tuttavia come abbiamo detto già in precedenza,il vincolo maggiore è dato dalla dimensione delle ruote che ci sono state assegnate,le quali determinano un certo interasse. Proprio per questo motivo,si è sollevato un problema che è poi stato la causa principale per cui si è valutata una seconda opzione di riduttore,ovvero che le dimensioni dei cuscinetti non rispettano l'interasse delle ruote. Di conseguenza anche il layout del riduttore non coincide con il risultato sperato;da qui dunque si è presa in considerazione una nuova soluzione che ci portasse fuori da queste problematiche,e di cui si parlerà nel capitolo successivo.

CAPITOLO 8

SOLUZIONE FINALE E MIGLIORATIVA DEL RIDUTTORE

8.1 Le cause del cambiamento del riduttore

La soluzione di riduttore studiato fino ad ora vede una serie di problematiche che ci danno un risultato non realizzabile sotto diversi punti di vista,e può essere migliorato in diversi aspetti.

Le principali cause che hanno portato all'adottare una nuova soluzione sono le seguenti:

- **Materiali :** per il primo riduttore si è utilizzato l'acciaio legato 14NiCr18 per le ruote e gli alberi,tale materiale ha una buona resistenza meccanica,ma il peso è un suo punto debole.

  Il carter è realizzato per lo più in lega di alluminio 5086 Peraluman ,un materiale leggero ma non molto resistente,anche se come avevamo già detto,per la sua funzione può essere una buona soluzione.
- **Dimensioni :** il motivo principale per cui si è cercata una nuova soluzione di riduttore è proprio il problema legato alle dimensioni.

  In particolare il problema nasce dal fatto che il progetto era vincolato dall'interasse delle ruote dentate (che erano note a priori),ma tale dimensione non veniva rispettata da quella dei cuscinetti,che erano stati dimensionati successivamente al calcolo dei diametri degli alberi (la dimensione dei cuscinetti era inevitabile).

  Proprio perché i vari dimensionamenti come abbiamo già specificato fanno parte di una catena,era inevitabile il risultato finale,che dava un layout non realizzabile sotto alcuni punti di vista. Per questo nasce l'esigenza di un nuovo riduttore,che rispetti i vincoli strutturali.
- **Peso :** uno tra gli obiettivi iniziali del progetto,era proprio la minimizzazione del peso. Nel progetto del primo riduttore questo obiettivo non viene raggiunto,per via dei materiali non abbastanza leggeri e per alcune scelte dimensionali che non hanno sicuramente contribuito ad un alleggerimento del nostro riduttore.

8.2 Le caratteristiche migliorative del nuovo riduttore

Per i motivi sopra elencati , si è pensato di adottare una nuova soluzione di riduttore che potesse risolvere i problemi presenti nel progetto,portando così ad un risultato ottimale.
Sono dunque stati fatti i seguenti miglioramenti:

- **Materiali :**la scelta dei nuovi materiali hanno sicuramente dato un forte cambiamento positivo al nostro riduttore,in particolare il carter che prima era realizzato in lega di alluminio saldata,con l'aggiunta di tappi in titanio,ora è realizzato interamente in lega di magnesio ottenuto per fusione in terra. Il magnesio ha ottime qualità di resistenza e soprattutto garantisce un peso molto limitato. Inoltre il carter ,in questo caso, è monoscocca, privo quindi di saldature che potrebbero dare dei problemi di resistenza strutturale. L'utilizzo del magnesio fino a poco tempo fa era vietato per le installazioni aeronautiche,ma dal gennaio 2013 ci sarà un aggiornamento della **normativa FAR 33** che prevede l'utilizzo di questo materiale per componenti aeronautici.
  Per quanto riguarda gli alberi e le ruote,si è adottato un acciaio legato da bonifica nitrurato **300 M**,che è uno dei materiali migliori in commercio per questo tipo di applicazioni. Tale acciaio presenta le seguenti caratteristiche:
  - Carico di rottura = 1980 MPa
  - Carico di snervamento = 1860 Mpa
  - Durezza HB = 520
- **Dimensioni :** le dimensioni del nuovo riduttore risultano più limitate grazie all'uso dei materiali detti sopra, in quanto seppur con dimensioni minori riescono a dare lo stesso una maggiore resistenza rispetto ai componenti del primo progetto ;infatti gli alberi (come le ruote) hanno un diametro più piccolo e di conseguenza anche l'ingombro dei cuscinetti risulta minore. Per cui avremo un riduttore più limitato ,con una struttura più compatta e con l'interasse delle ruote che in questo caso viene rispettato dalle dimensioni dei cuscinetti.
- **Peso :**per via delle dimensioni più limitate e per qualche semplificazione strutturale rispetto alla prima soluzione, ma soprattutto per l'utilizzo del carter in magnesio,il peso del riduttore risulta altamente minorato ,e si è arrivati a **4,5 kg .**Questo fornisce alla nuova soluzione ancor più valore, perché il peso risulta una prerogativa fondamentale per le caratteristiche di un velivolo leggero.

- **Ruote dentate :** nel nuovo riduttore si è scelto di utilizzare delle ruote dentate a denti elicoidali,esse garantiscono diversi pregi rispetto a quelle a denti diritti. In particolare le ruote a denti diritti, 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. Si può risolvere l'inconveniente facendo in modo che l'ingranamento avvenga con maggiore gradualità. Questo lo si ottiene con l'utilizzo di ruote a denti elicoidali che, oltretutto, consentono di ottenere la massima gradualità dell'ingranamento con un sensibile aumento dell'arco d'azione ed il conseguente vantaggio della massima silenziosità oltre ad una efficace riduzione del numero minimo di denti. Una differenza sostanziale poi sta nella presenza di una forza assiale che viene scambiata tra le ruote e che quindi richiede ,rispetto al progetto precedente,una diversa scelta dei cuscinetti che dovranno quindi rispondere anche a questo sforzo.

8.3 I componenti del nuovo riduttore

Da quanto appena detto,si può capire che la componentistica del riduttore è completamente cambiata, andremo ora a descrivere i vari componenti facendone un'analisi accurata.

8.3.1 Alberi

Gli alberi che vengono impiegati in tale riduttore sono realizzati tutti di un pezzo con le ruote in modo da avere una maggiore semplicità strutturale garantendo oltretutto una maggiore stabilità;vengono di seguito mostrate due figure dimostrative:

Figura 8.3.1_Albero motore e pignone

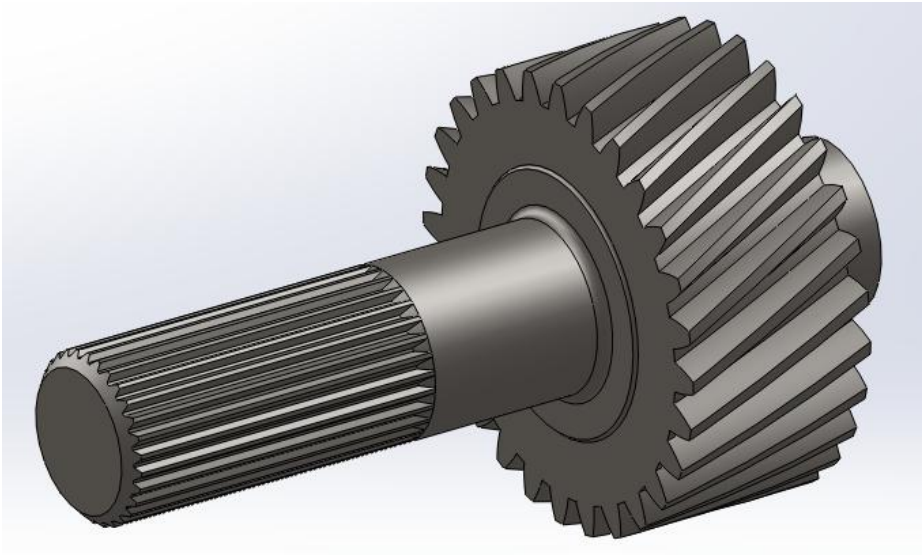
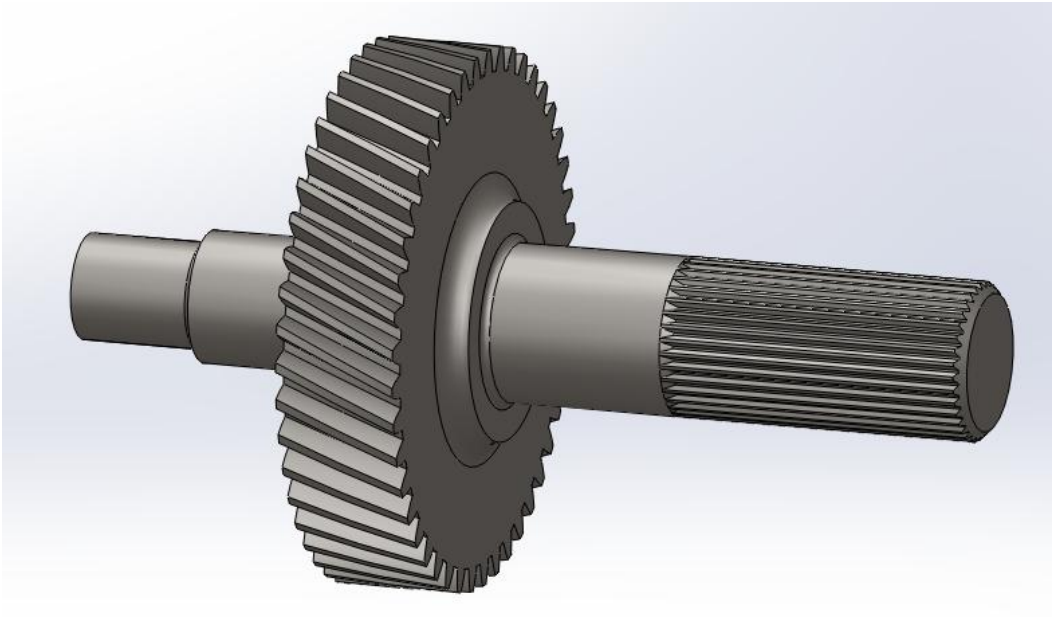


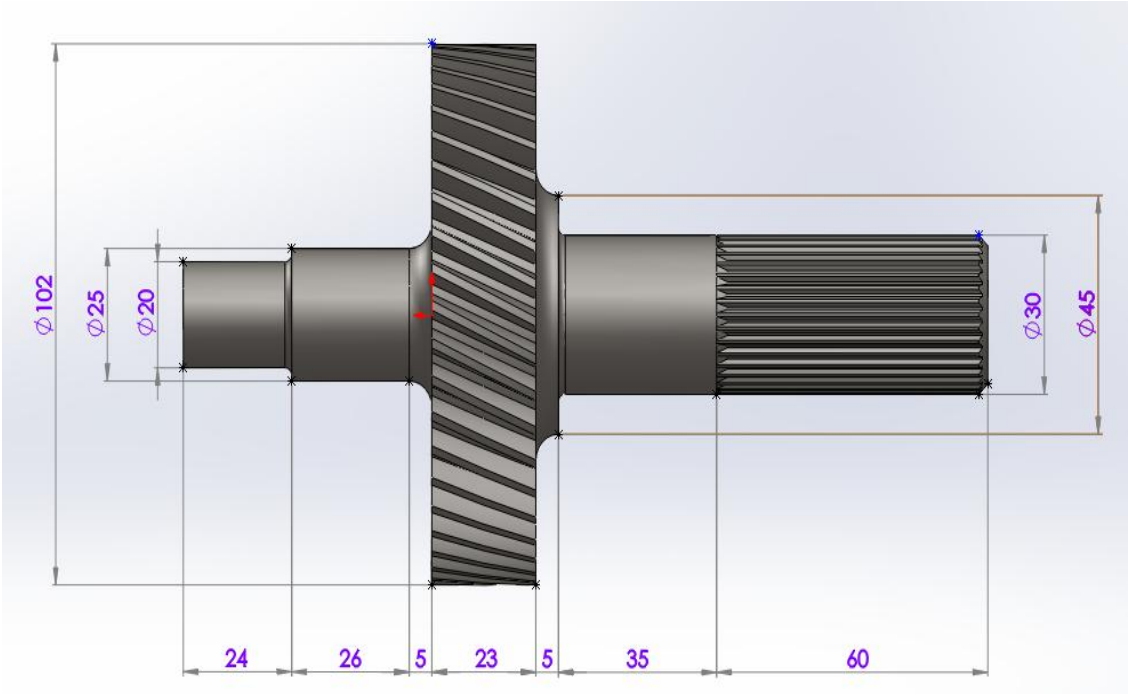
Figura 8.3.2_Albero elica e ruota condotta (corona)

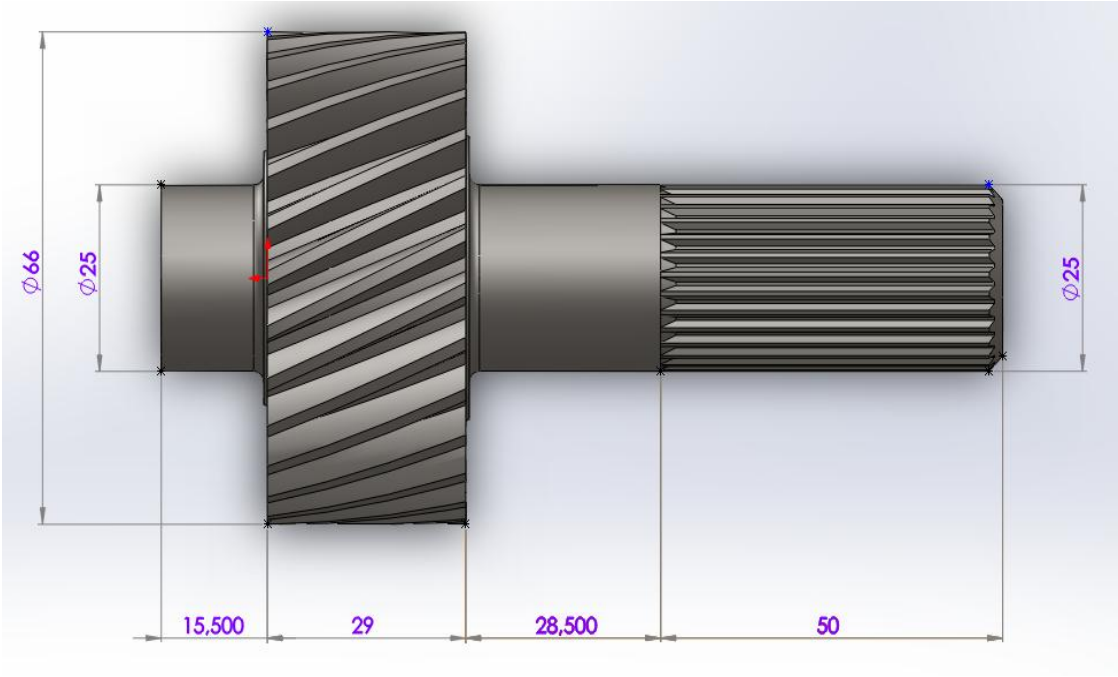


Gli alberi sono realizzati con una **lega di acciaio da bonifica nitrurato** di nome **300 M** che presenta delle sensazionali qualità in termini di resistenza (le caratteristiche sono state dette sopra).

Il nuovo riduttore prevede delle diverse velocità di ingresso ed uscita,in particolare l'albero motore riceve il moto dal motore ad una velocità di 4400 giri/min,tale velocità viene poi ridotta dal rotismo e trasferita all'albero elica che da in uscita una velocità pari a 2738 giri/min. Le principali dimensioni degli alberi sono rappresentate nelle seguenti figure:

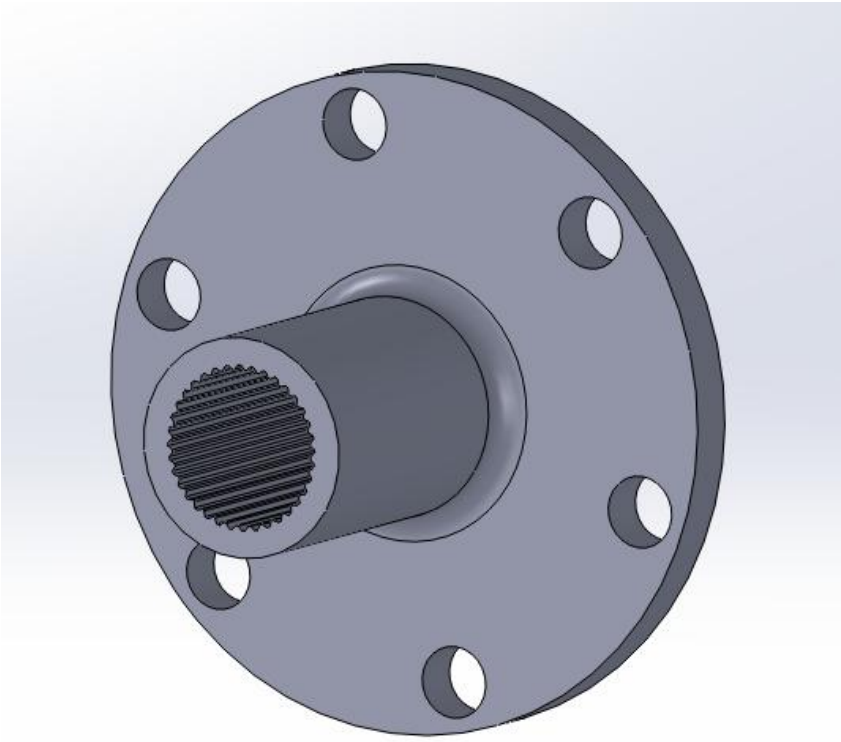
Figura 8.3.3 Alberi quotati





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

Figura 8.3.4_Flangia per fissaggio elica



8.3.2 Ruote Dentate

Per il nuovo riduttore come abbiamo detto si è scelto di utilizzare delle ruote dentate a denti elicoidali,che garantiscono un funzionamento migliore rispetto a quelle a denti diritti. Tali ruote trasmettono anche uno sforzo assiale,per cui la scelta dei cuscinetti ne dovrà tener conto. Sono realizzate con l'acciaio legato 300 M, che essendo uno dei materiali migliori in commercio,permette di avere delle eccellenti qualità in termini di resistenza,garantendo un usura più lenta.

Andiamo ora ad analizzare le principali caratteristiche delle ruote utilizzate:

- Rapporto di trasmissione = 1.62
- Numero di denti pignone = 28
- Numero di denti ruota condotta = 45
- Angolo di pressione = 20°
- Modulo = 2 mm
- Diametro primitivo pignone = 60.836 mm
- Diametro primitivo ruota condotta = 97.772 mm
- Larghezza faccia pignone = 29 mm
- Larghezza faccia ruota condotta = 23 mm
- Interasse = 80 mm
- Diametro di base pignone = 56.574 mm
- Diametro di base ruota condotta = 90.923 mm
- Diametro esterno pignone = 66 mm
- Diametro esterno ruota condotta = 102 mm
- Rendimento dell'ingranamento = 0.97

Le forze in gioco sono:

- Forza assiale = 3331 N
- Forza radiale = 3300 N
- Forza tangenziale = 7848 N
- Forza normale = 9159 N

L'interasse ,che nel primo studio di riduttore era il motivo principale per cui non si poteva realizzare, in questo caso non costituisce alcun problema, ed il layout vede combaciare tutte le dimensioni.

In seguito vengono riportate due figure rappresentative delle ruote dentate appena discusse:

Figura 8.3.5_Pignone

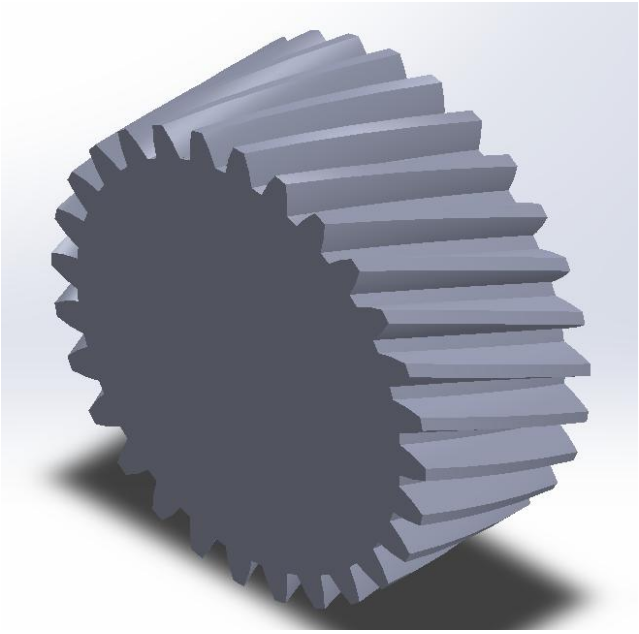
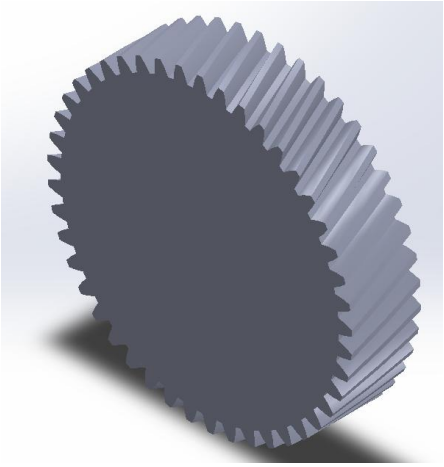


Figura 8.3.6_Ruota Condotta



8.3.3 Cuscinetti

La scelta dei cuscinetti si differenzia dal primo riduttore, per via dei carichi differenti e delle dimensioni degli alberi più ridotte.

Proprio per quest'ultimo motivo,le dimensioni dei cuscinetti sono a loro volta più piccole,dunque anche il layout finale risentirà in modo positivo di questa riduzione di dimensioni,dando vita ad un riduttore più compatto.

Per quanto riguarda l'albero motore si sono utilizzati due cuscinetti radiali ad una corona di sfere,mentre per l'albero elica si sono utilizzati un cuscinetto radiale ad una corona di sfere ed un cuscinetto a rulli cilindrici.

In seguito si riportano due figure dimostrative:

Figura 8.3.7_Cuscinetto radiale ad una corona di sfere

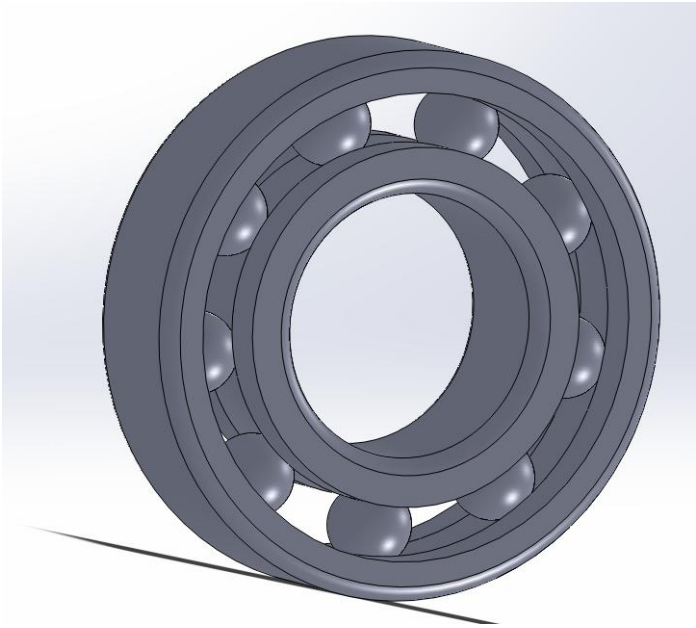
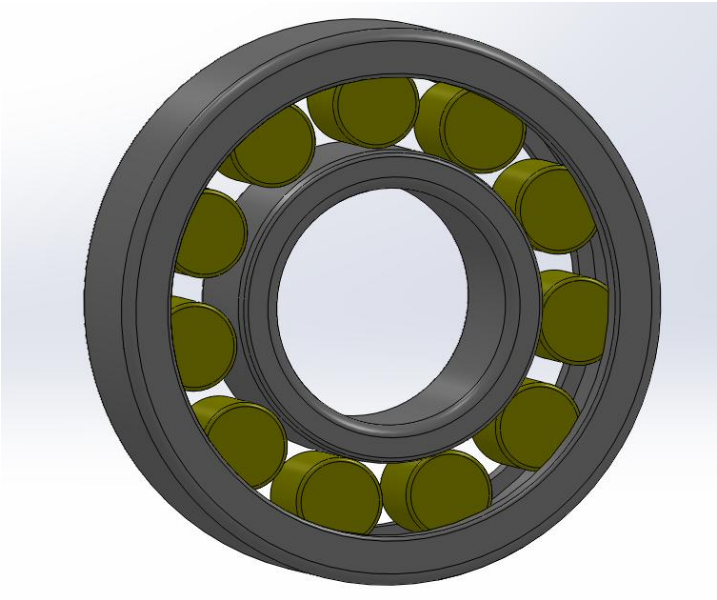


Figura 8.3.8_Cuscinetto a rulli cilindrici



Per renderci conto delle dimensioni dei cuscinetti,e quindi dell'ingombro che occupano nel riduttore vengono riportati i rispettivi diametri interni ed esterni:

- Cuscinetto a rulli cilindrici: Diametro interno = 20 mm
  Diametro esterno = 47 mm
- Cuscinetto a sfere albero elica: Diametro interno = 30 mm
  Diametro esterno = 72 mm
- Cuscinetto a sfere albero motore anteriore: Diametro interno = 25 mm
  Diametro esterno = 52 mm
- Cuscinetto a sfere albero motore posteriore: Diametro interno = 25 mm
  Diametro esterno = 62 mm

8.3.4 Riduttore completo senza carter

Prima di parlare del carter,si vuole rappresentare graficamente il riduttore completo,con i componenti detti fino ad ora,in modo da rendersi conto del layout complessivo e delle dimensioni.

Questo ci servirà poi per poter progettare da zero il carter,il quale dovrà rispettare al meglio la disposizione e l'ingombro del riduttore.

Figura 8.3.9 _ Riduttore completo,vista 1

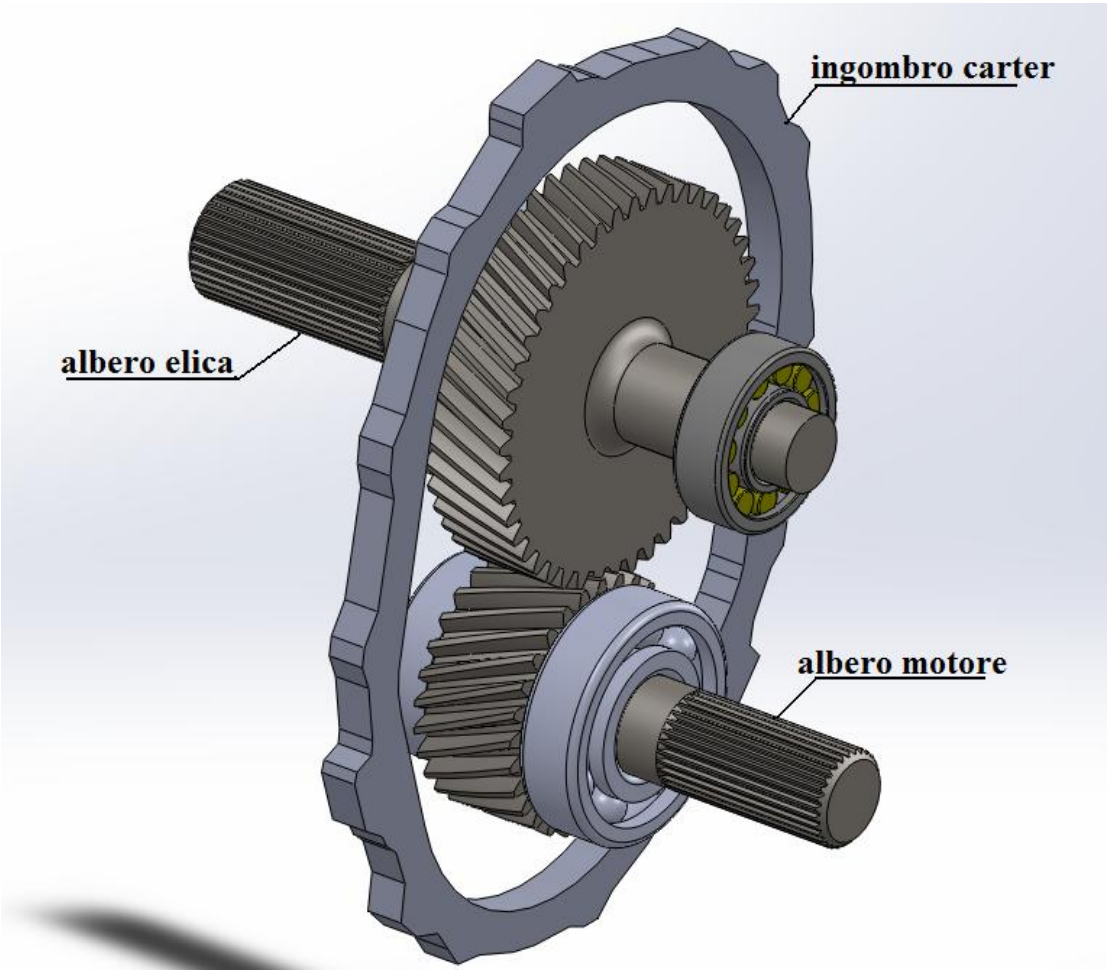
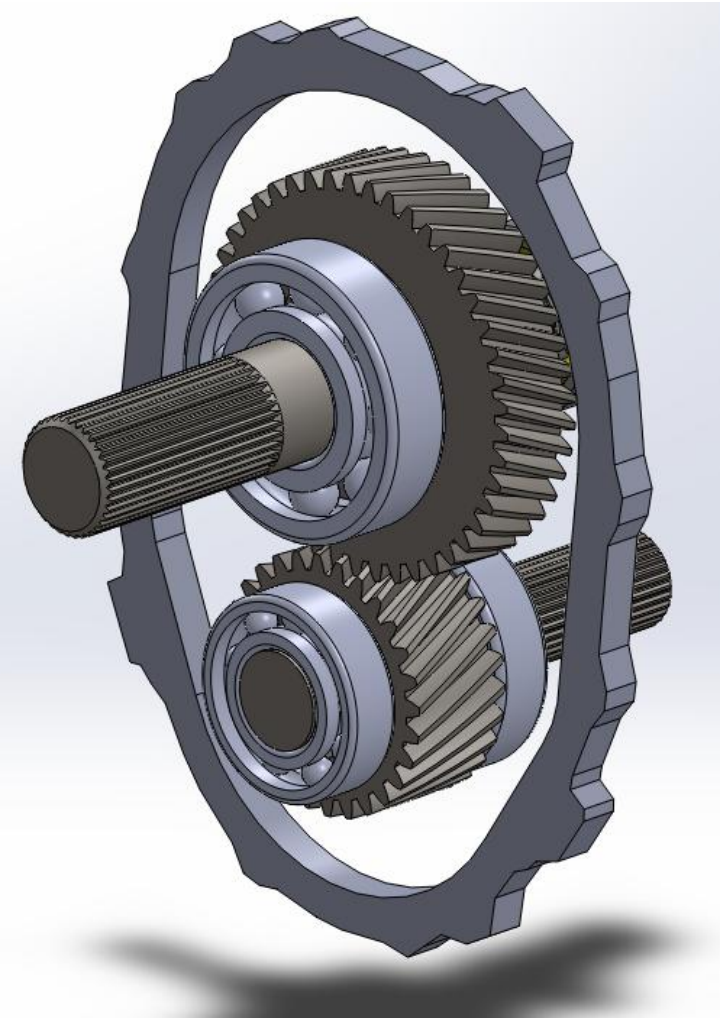


Figura 8.3.10_Riduttore completo,vista 2



8.3.5 Il carter

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

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

Il carter è stato studiato da zero, per cui per prima cosa si è fatta un'attenta analisi sulle distanze dei cuscinetti,e sul loro ingombro radiale in modo da dare un'idea su dove realizzare le loro sedi ; su queste misure quindi si sono basate tutte le altre dimensioni.

Per quel che riguarda la forma,si è adottato un profilo semplice, che rispetta tutti i vincoli che si devono tenere per la fusione (come il sottosquadro), e che rispetta l'ingombro del riduttore al suo interno,minimizzando gli spazi morti per avere un peso minore (nella figura precedente si può notare l'ingombro del carter nei confronti del riduttore).

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

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

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

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

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

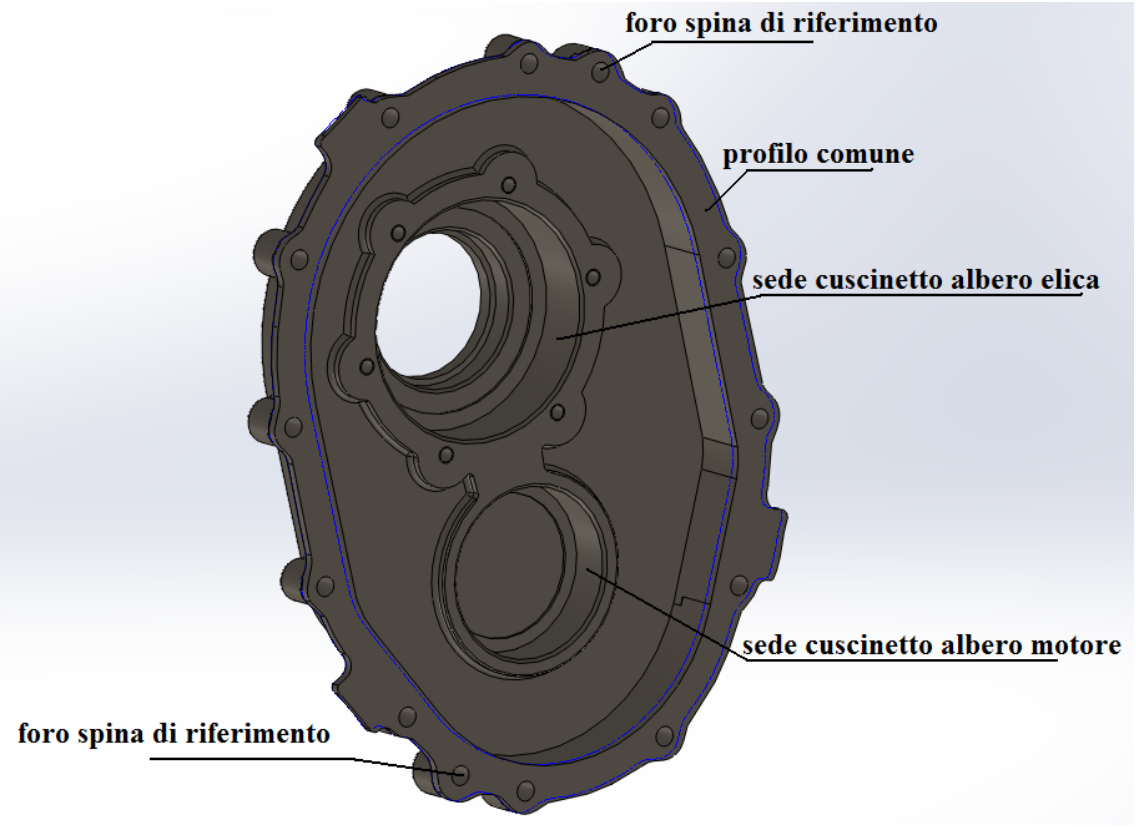
Queste caratteristiche hanno fatto del magnesio un materiale appetibile per la realizzazione del carter che gode ora di ottime qualità;in più si è riusciti ad ottimizzare tutti gli aspetti,quali il peso, l'ingombro e la resistenza,che facevano parte degli obbiettivi iniziali di questa tesi.

Se si va ad analizzare ora il vecchio carter,ci si può ancor più rendere conto dei sui difetti,quali:

- Il peso è di 8,7 kg, elevatissimo rispetto agli obbiettivi iniziali
- La saldatura delle lamiere può dare dei problemi di resistenza strutturale
- L'ingombro è elevato,soprattutto per via del collegamento con il basamento
- L'ingombro radiale arriva a circa 295 mm, rispetto ai 233 mm del nuovo carter
- Per la costruzione bisogna incorrere a lavorazioni più onerose e complicate rispetto alla fusione, aumentando così il costo di realizzazione
- La stabilità strutturale è dubbia

Ora andremo a visualizzare una serie di figure che ci permettono di comprendere ancor meglio quanto detto fin'ora.

Figura 8.3.11_Parte carter lato elica



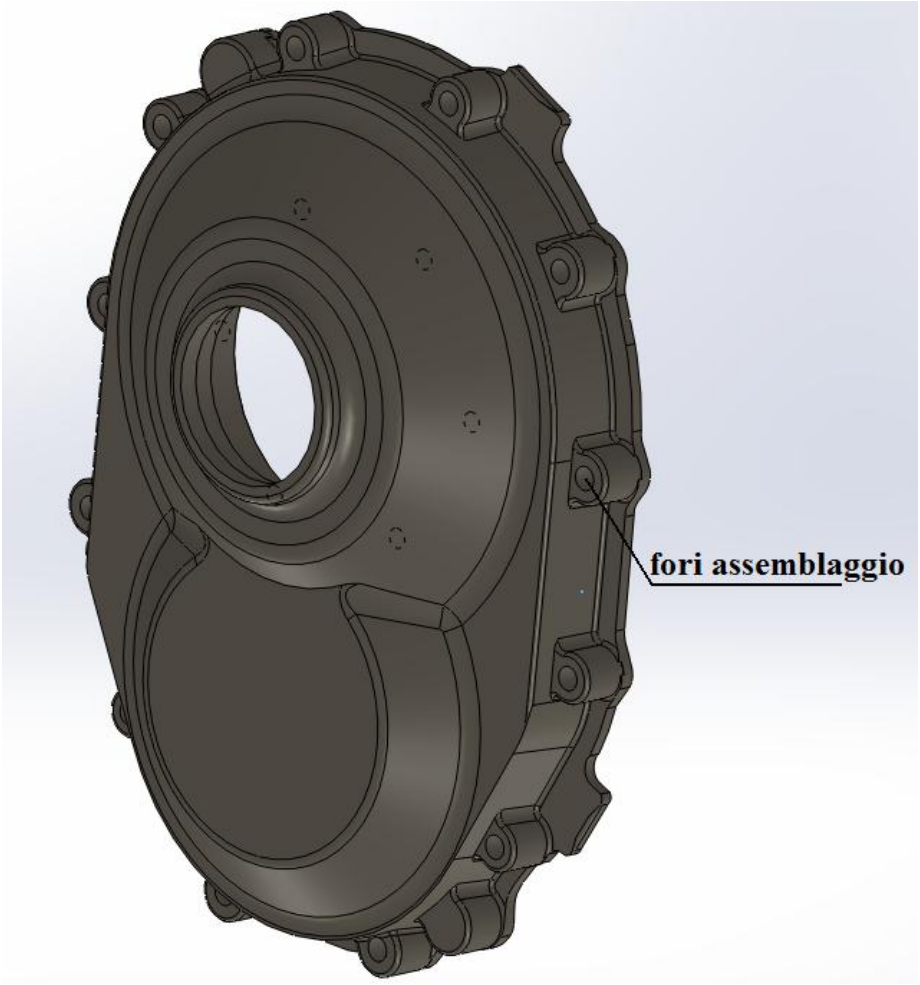
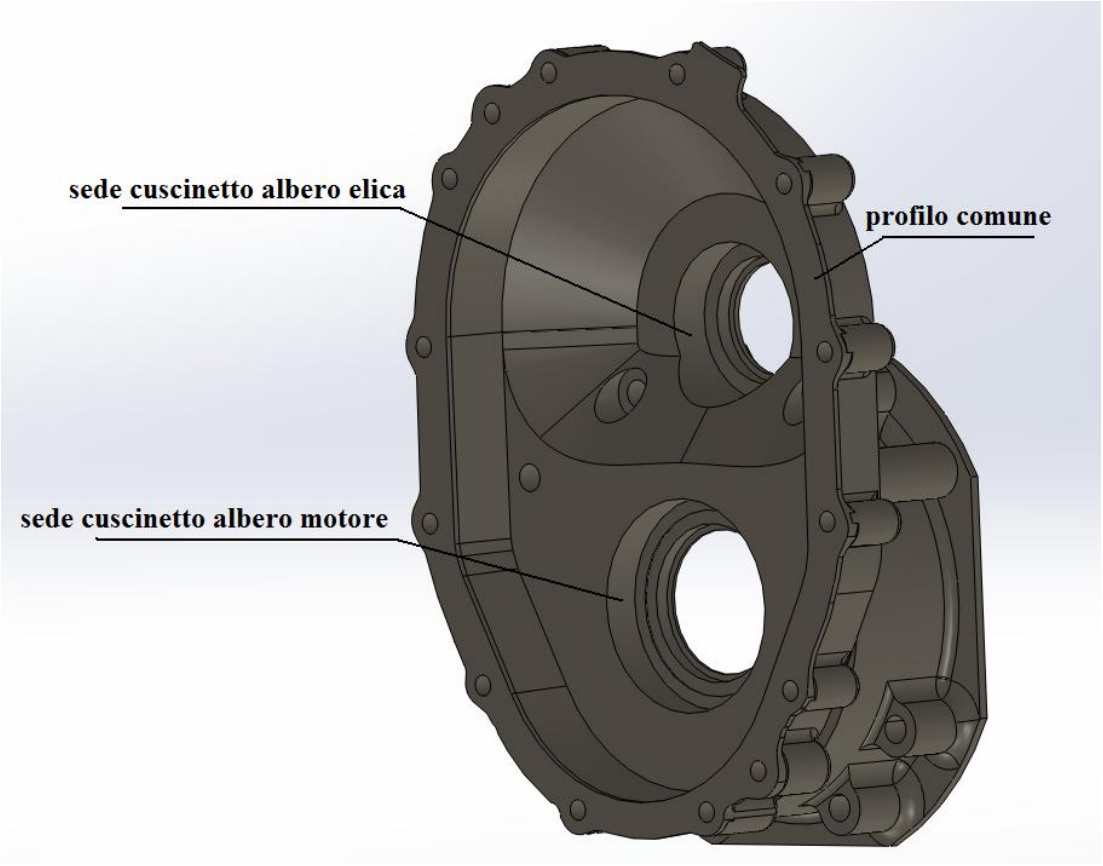


Figura 8.3.12_Parte carter lato motore



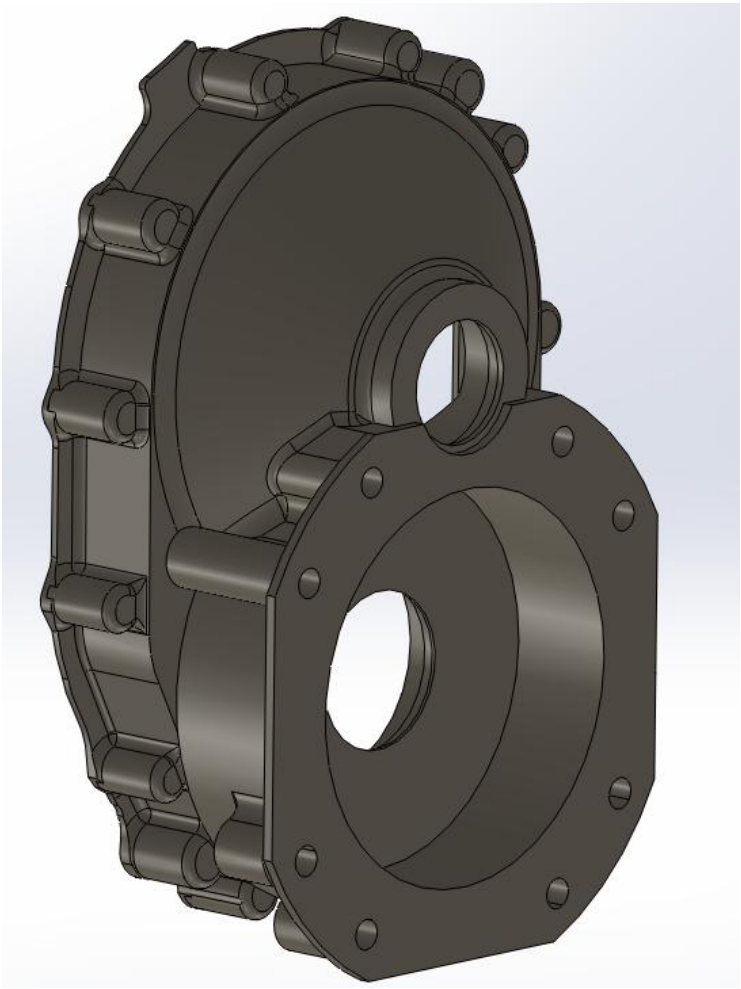
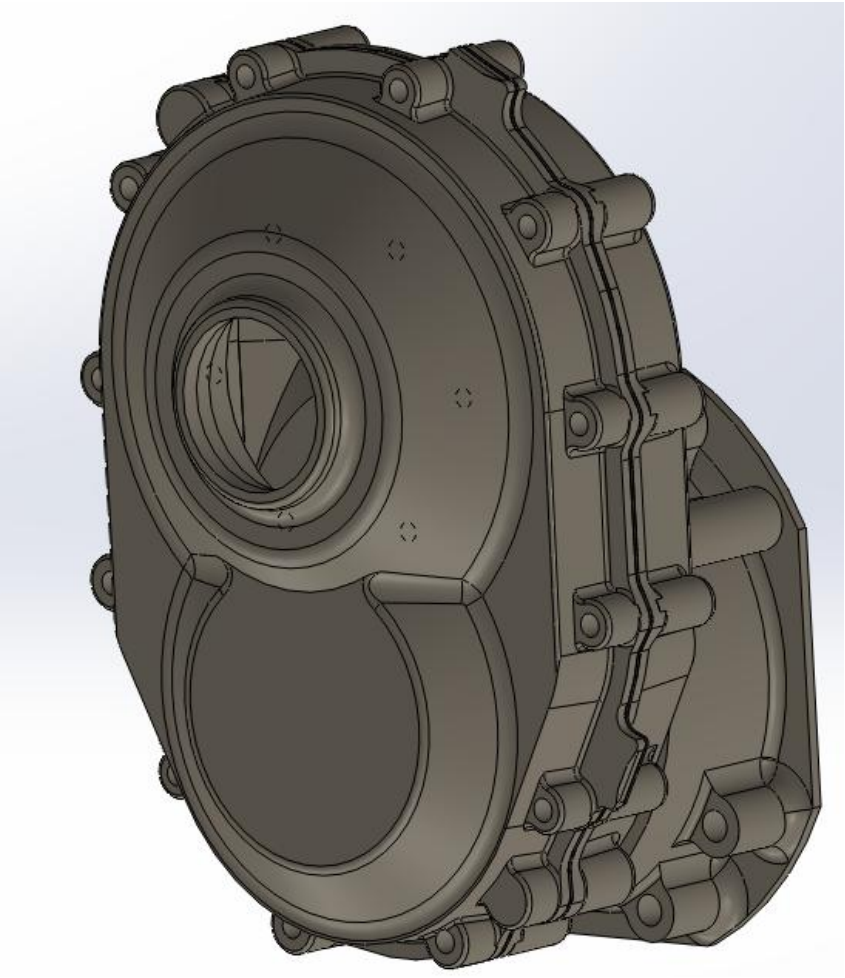
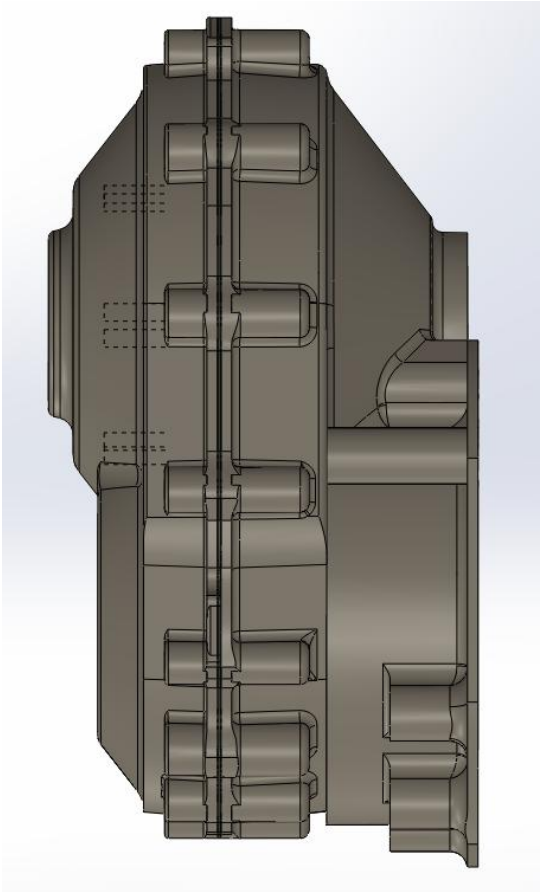
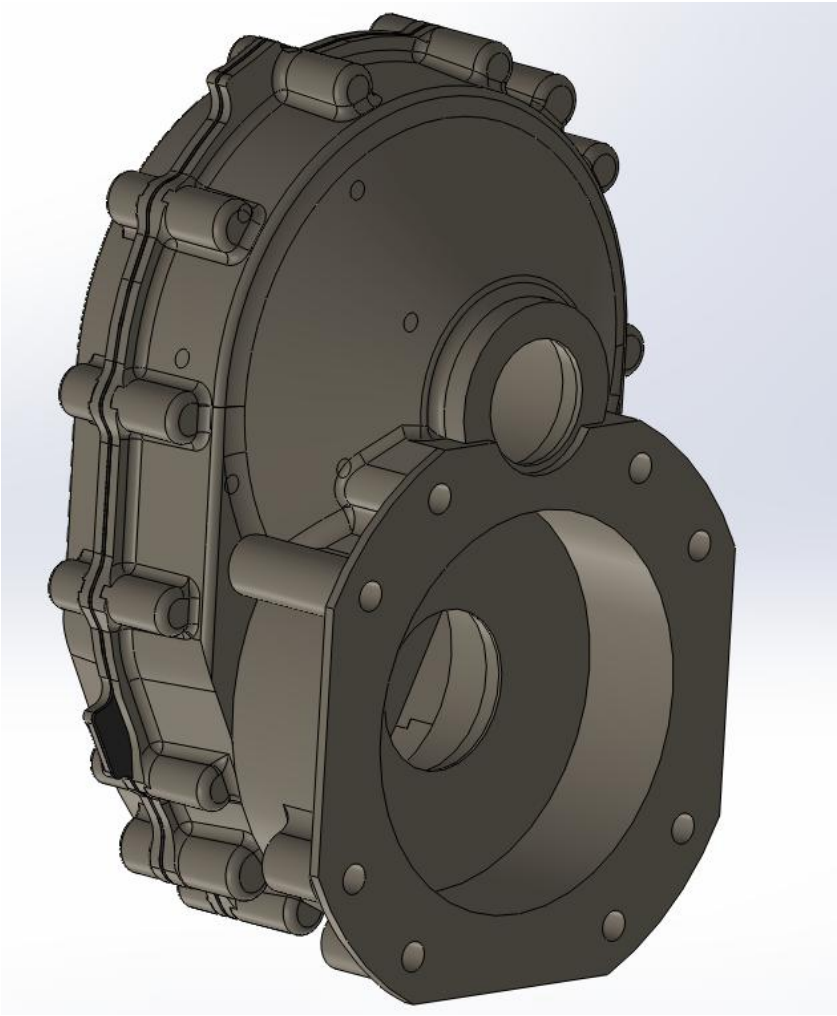


Figura 8.3.13_Guarnizione di tenuta

Figura 8.3.14_Carter intero



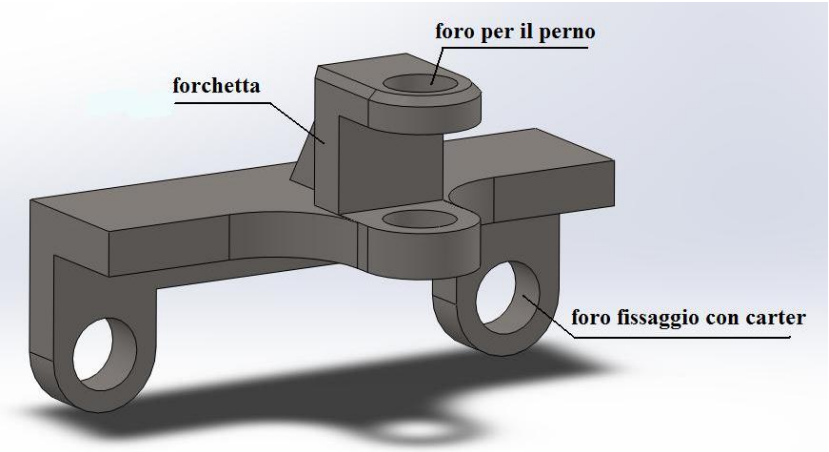


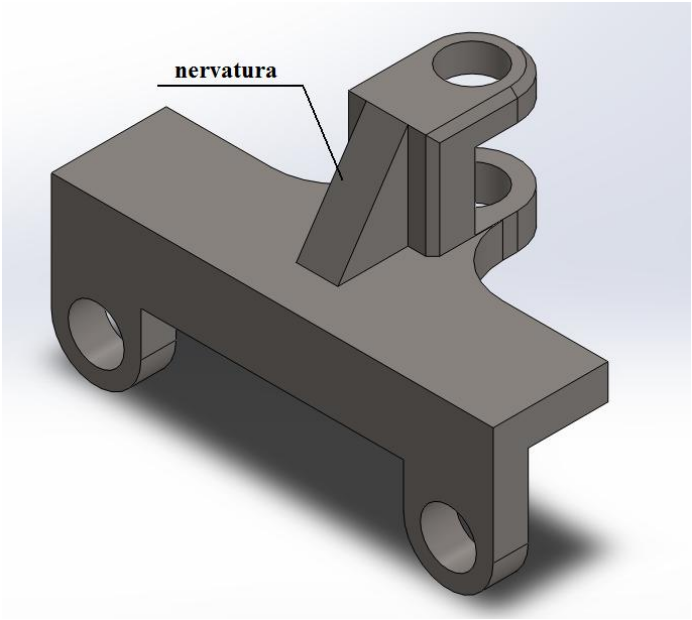


Oltre al carter si è studiato anche un collegamento che potesse fissarlo al basamento del motore.

L'idea è stata quella di ideare un elemento leggero,resistente e poco invasivo, ovvero una staffa in lega di titanio che si presenta in questo modo:

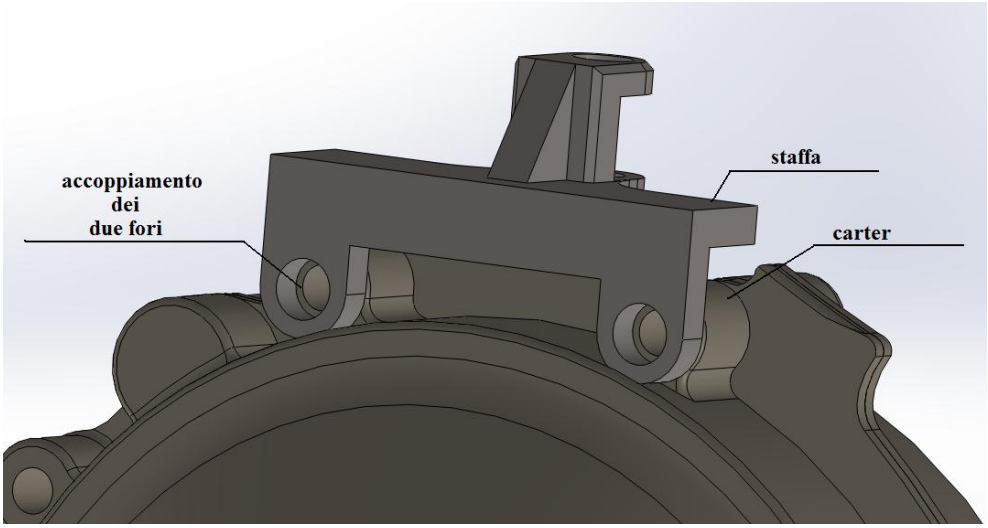
Figura 8.3.15_Staffa do Sostegno





Come si può vedere dalle figure, la staffa presenta due fori che serviranno per accoppiarla e quindi fissarla al carter, in particolare vengono fatti coincidere i fori ottenuti sul carter con quelli della staffa,per poi assemblarli attraverso le viti di cui si era parlato poc'anzi.

Figura 8.3.16_Accoppiamento staffa-carter



L'elemento fondamentale della staffa è rappresentato dalla "forchetta",ovvero un profilo a "c" che ospita due fori coassiali. Tale elemento serve per ospitare un componente che permette il collegamento con il basamento del motore, ovvero una "uniball".

Tale componente è formato da uno stelo centrale che presenta alla sua estremità un foro filettato,nel quale viene accoppiata una"testa" a forma sferica. Questa testa presenta un foro che permette l'ancoraggio con la forchetta per mezzo di un perno.

La parte della uniball opposta alla forchetta sarà poi ancorata al basamento del motore.

Questo tipo di collegamento è molto utilizzato nei montaggi automobilistici,soprattutto per i sostegni dello sterzo,in quanto riesce a garantire un'ottima stabilità e sicurezza.

Figura 8.3.17_immagini relative alla Uniball

Possiamo dunque concludere che la soluzione di carter nata dal nuovo studio ci ha portato i seguenti miglioramenti :

- Carter molto più leggero rispetto al primo :**1.4 kg** contro gli **8.7 kg**
- I due semicarter sono ottenuti per fusione,offendo una struttura più uniforme e quindi con minori problemi legati alla resistenza strutturale
- L'utilizzo del magnesio garantisce un ottimo rapporto peso-resistenza
- L'ingombro è più limitato
- Il collegamento con il basamento del motore è molto più semplice ed efficace

Per questi motivi si è ancor più soddisfatti del risultato ottenuto con il nuovo studio di carter, il quale risulta ottimale sotto molti aspetti.

8.4 Verifiche del carter con Simulation

Dopo aver studiato e realizzato il nuovo carter, si è deciso di sottoporlo a diverse verifiche per poter valutare se tale componente rispetta i risultati attesi in termini di resistenza e deformazione.

Per fare tutto ciò si è utilizzata un'applicazione di SolidWorks chiamata Simulation che permette di riprodurre su un componente le stesse condizioni di vincoli e carichi (salvo alcune semplificazioni) in modo da fornire dei risultati il più possibile vicini alla realtà.

Tale applicazione fornisce principalmente tre risultati di diversa natura,che permettono di valutare sotto diversi aspetti il componente; i tre risultati riguardano la sollecitazione,la deformazione e lo spostamento.

A seconda della scala imposta, ci vengono forniti i risultati,indicando oltretutto i valori massimi e minimi di tali risultati sull'oggetto in esame.

Andiamo ora a studiare ogni risultato ottenuto dalla simulazione fatta su ogni semicarter.

8.4.1 Simulazione del semicarter lato motore

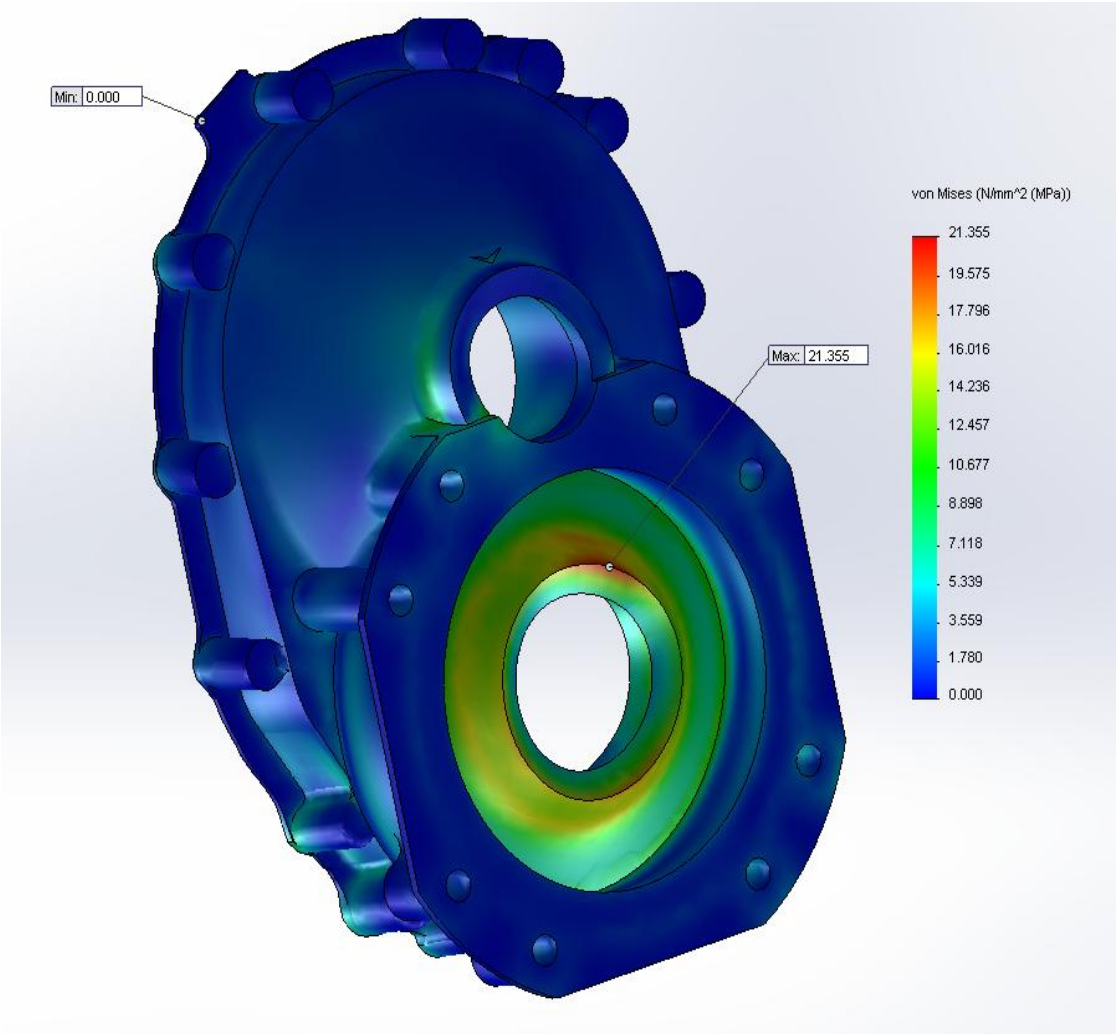
Per poter fare una simulazione, occorre conoscere bene le forze ed i vincoli in gioco,perciò si ricorre alle forze che i vari componenti si scambiano e si studia il tipo di vincolo adatto.

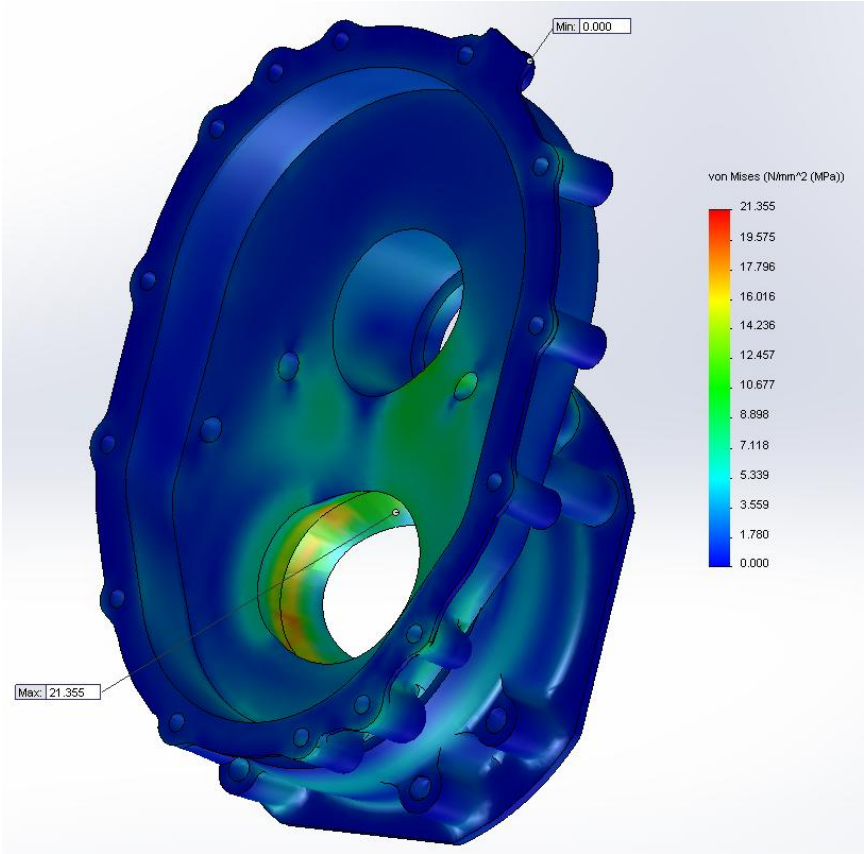
Per via di problematiche legate alla risoluzione del programma nel stipulare una "mesh" di verifica,si è stati costretti a semplificare il disegno del carter in modo da permettere una elaborazione dei risultati altrimenti impossibili, ma che tuttavia rispecchiano la realtà.

Nel semicarter in questione,si è adottato come vincolo una geometria fissa (incastro) agente su tutto il profilo comune ai due semicarter e sulla faccia di collegamento motore.

Per quel che riguarda i carichi,si è fatto un calcolo delle forze che i cuscinetti scaricano sulle sedi del carter,ed in base all'area su cui tali forze agiscono,si è calcolata la pressione risultante,a tal punto, conoscendo i carichi (pressioni) ed i vincoli,si sono elaborati i risultati che mostriamo di seguito.

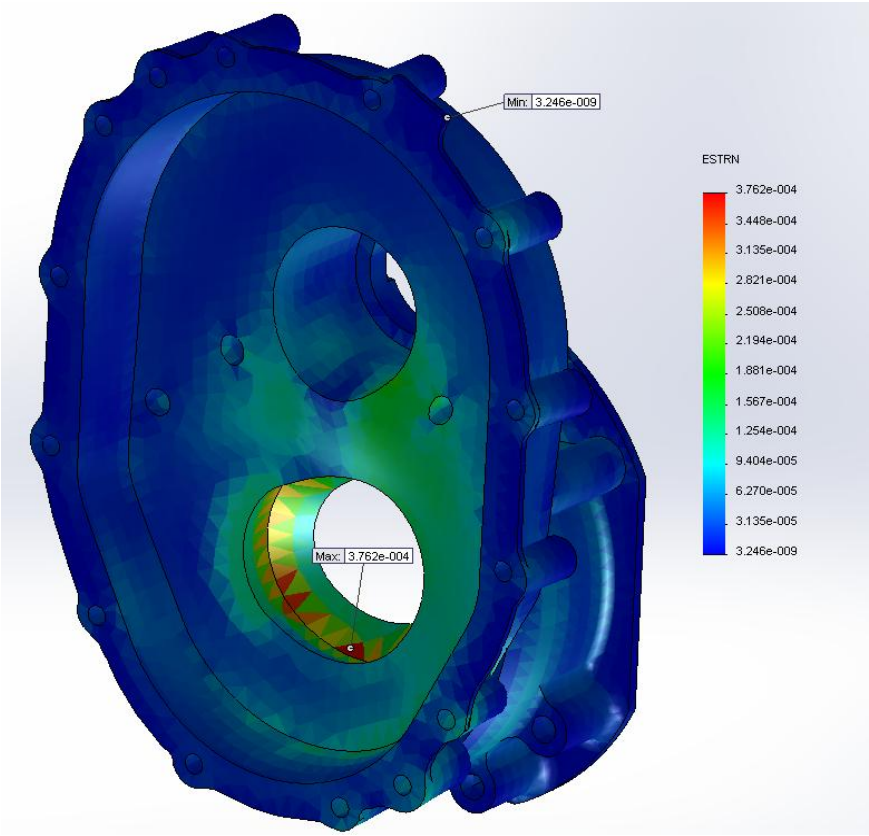
SOLLECITAZIONE DI VON MISES :

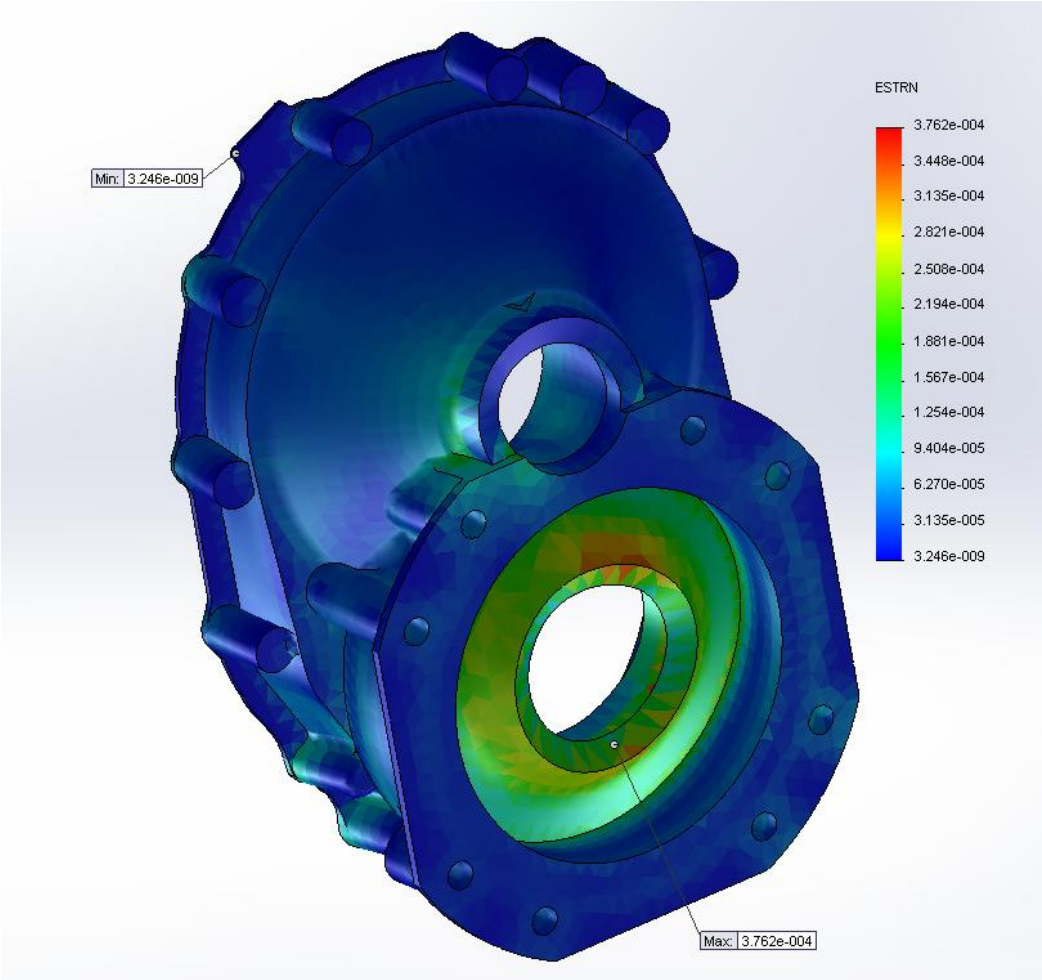




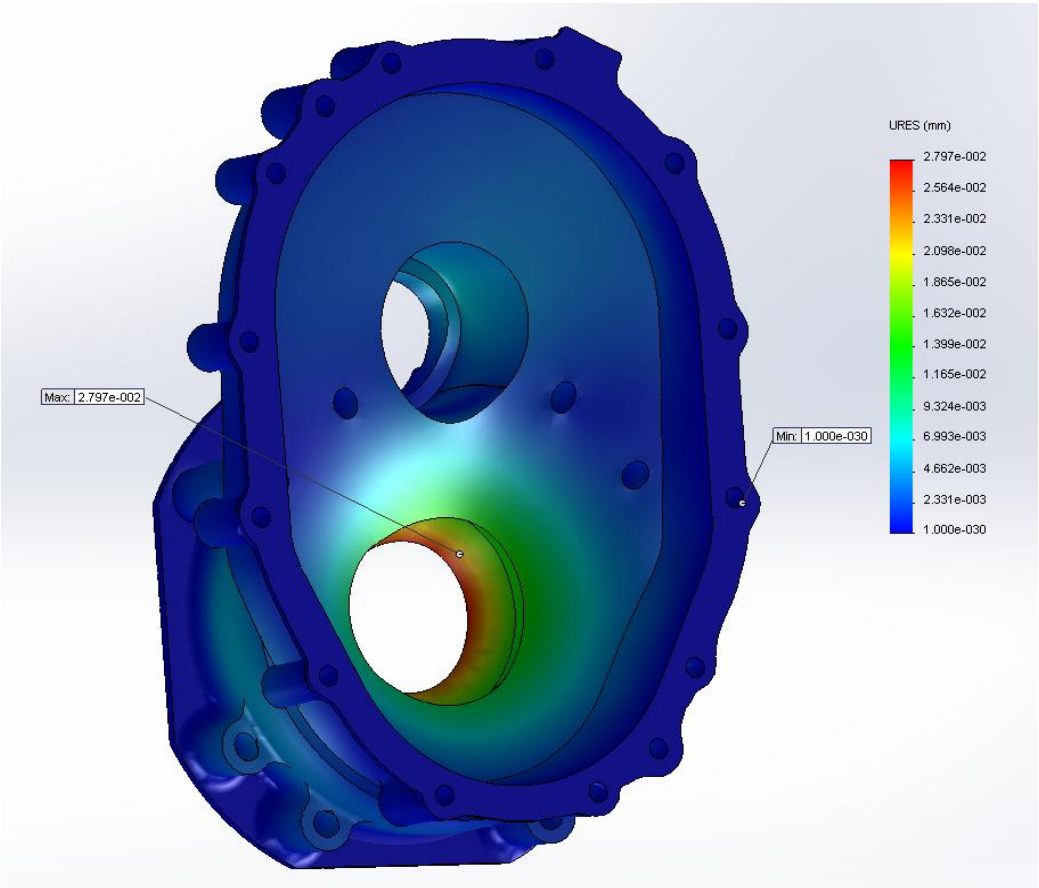
Come si evince dalle immagini la tensione massima secondo Von Mises , non spaventa affatto in quanto ha un valore massimo pari a **21.355 MPa** sapendo che il carico di rottura della lega di magnesio utilizzata raggiunge i 225 MPa.

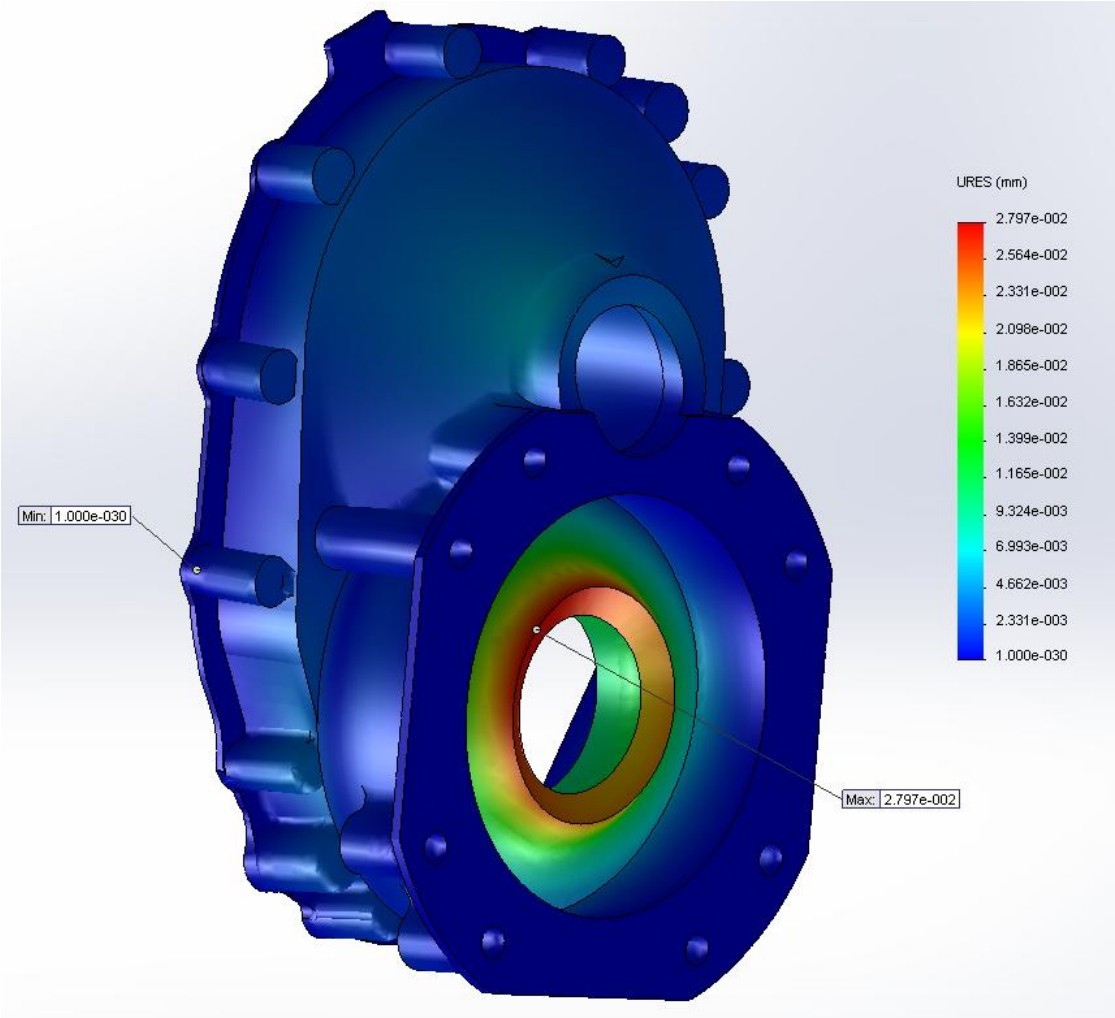
DEFORMAZIONE:





SPOSTAMENTO:





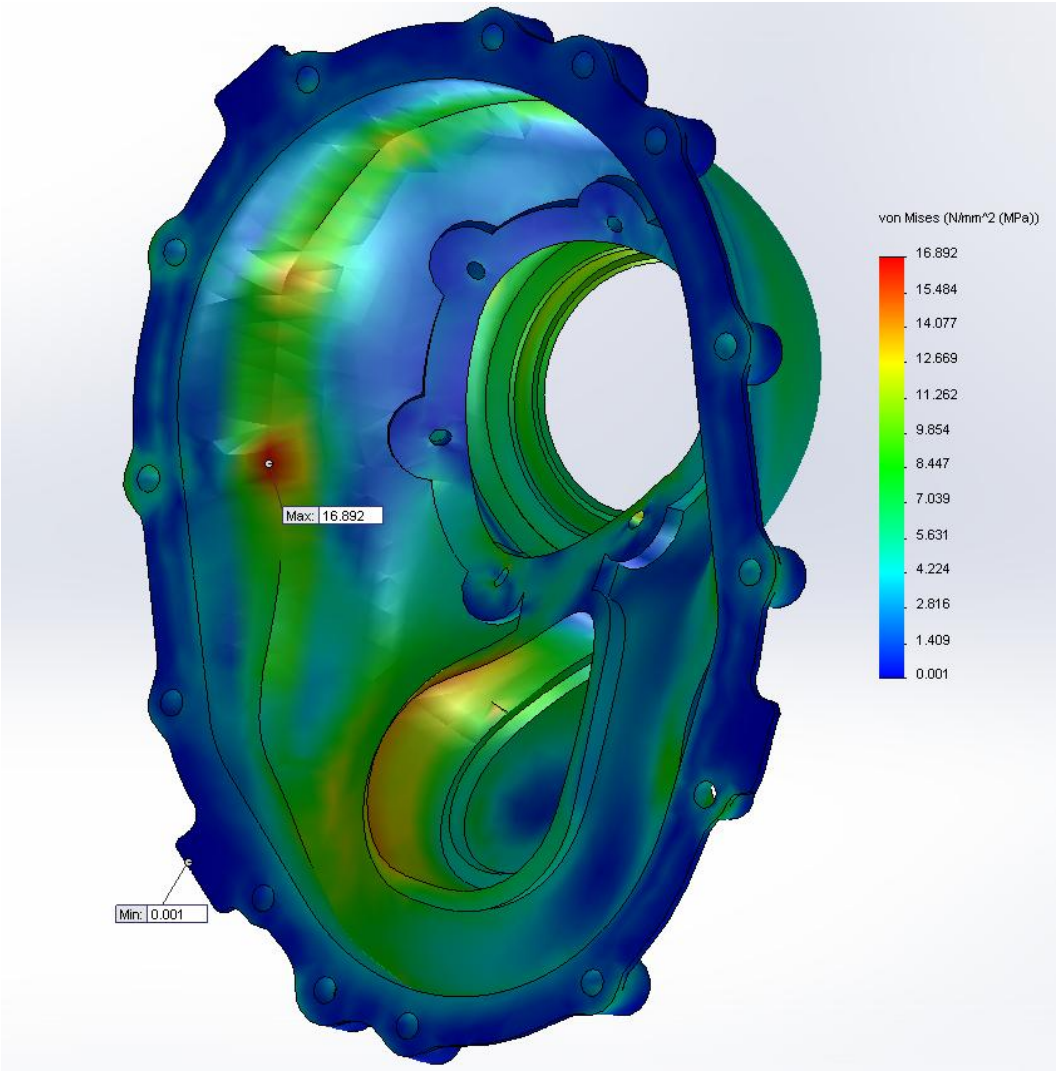
8.4.2 Simulazione del semicarter lato elica

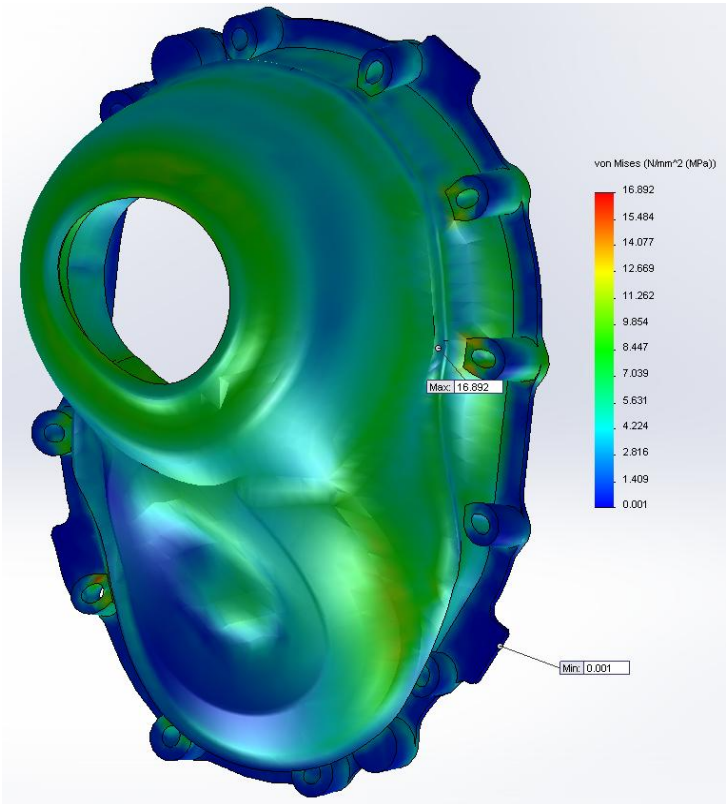
Anche per il semicarter in questione, si è stati costretti ad adottare delle semplificazioni di forma sul modello (ovvero l'assenza di raccordi e smussi) per via della risoluzione che non era in grado di dare di risultati ;ma come nel caso precedente , lo studio ottenuto rispecchia le aspettative.

Per quel che riguarda i vincoli si è adottato un vincolo a "geometria fissa" sul profilo comune ai due semicarter (faccia di assemblaggio) ,inoltre per quel che riguarda l'entità e il verso dei carichi ,si sono studiati gli sforzi provocati dai cuscinetti sulle sedi del carter, e per sforzi intendiamo ancora una volta le pressioni.

Mostriamo di seguito gli studi fatti.

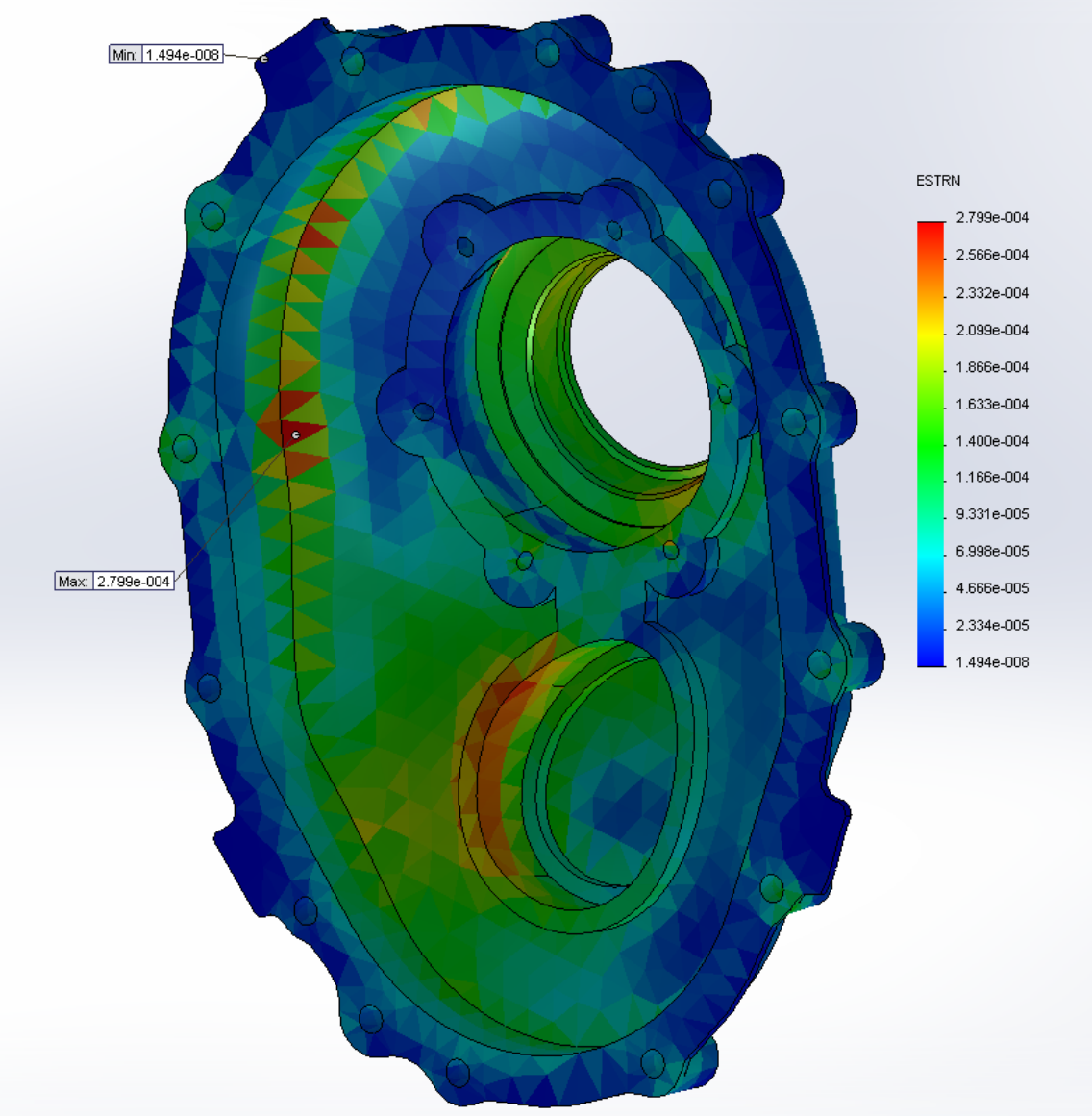
SOLLECITAZIONE DI VON MISES:

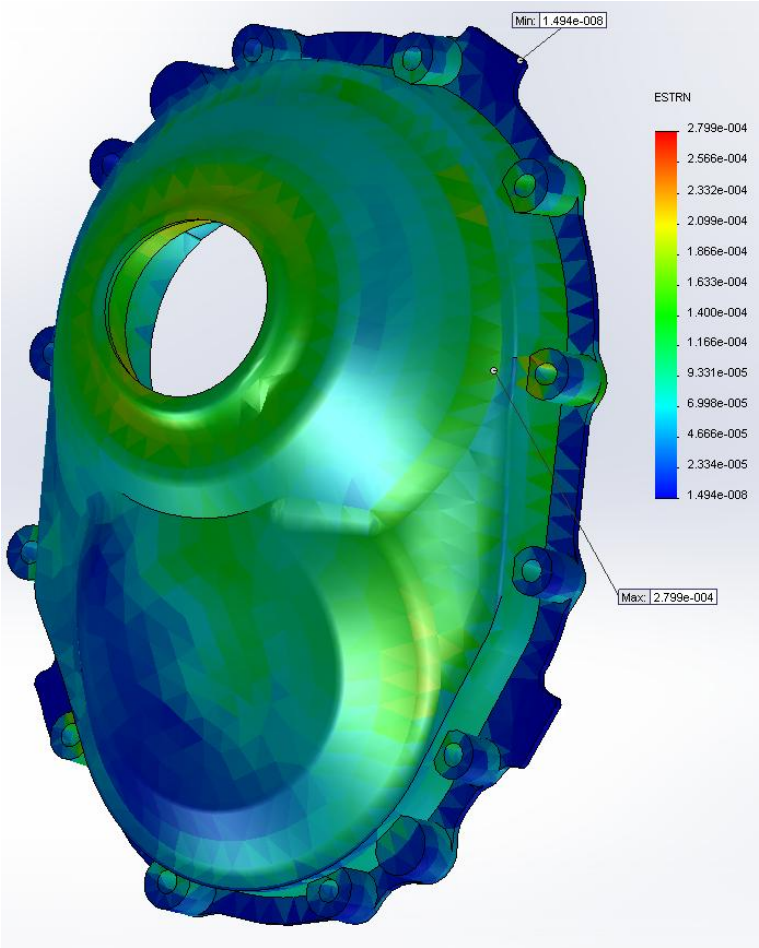




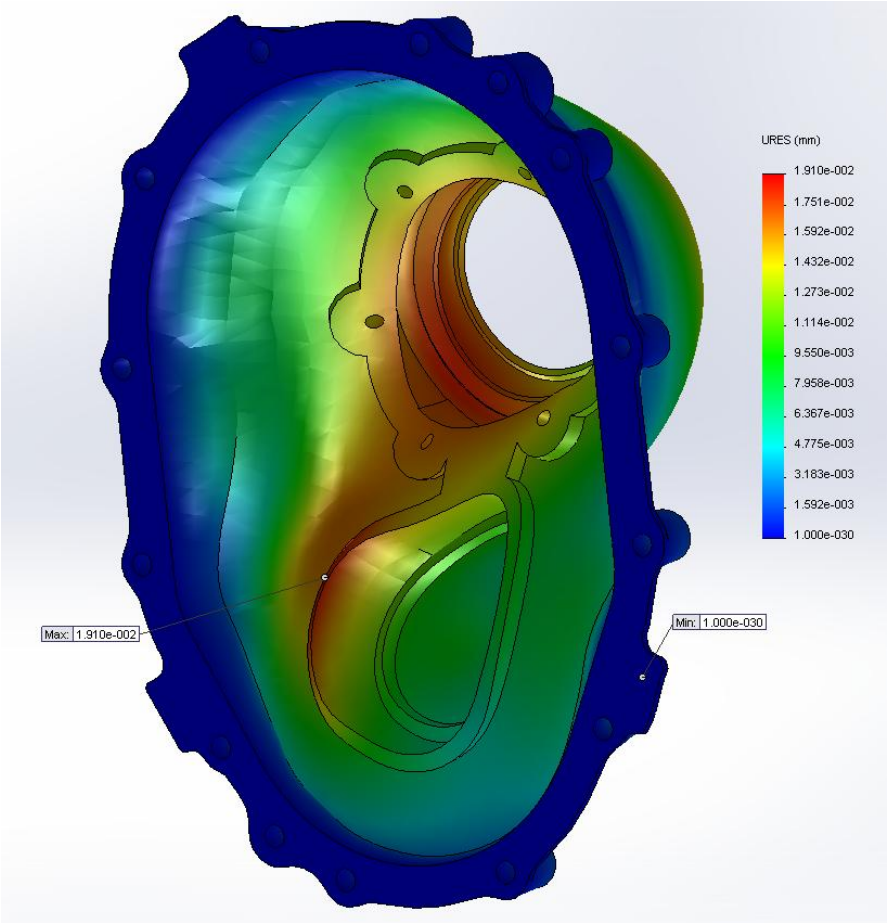
Dallo studio fatto sulle sollecitazioni secondo Von Mises si può vedere che si raggiunge una tensione massima pari a **16.892 MPa**, un valore altamente rassicurante rispetto al limite di snervamento del materiale.
Dalle immagine si può notare un'evidente deformazione del pezzo che potrebbe suscitare qualche dubbio,ma non è altro che una rappresentazione amplificata da un'apposita scala per far meglio notare in che direzioni e modalità la deformazione si sviluppa per via dei carichi agenti sui vari punti del pezzo.

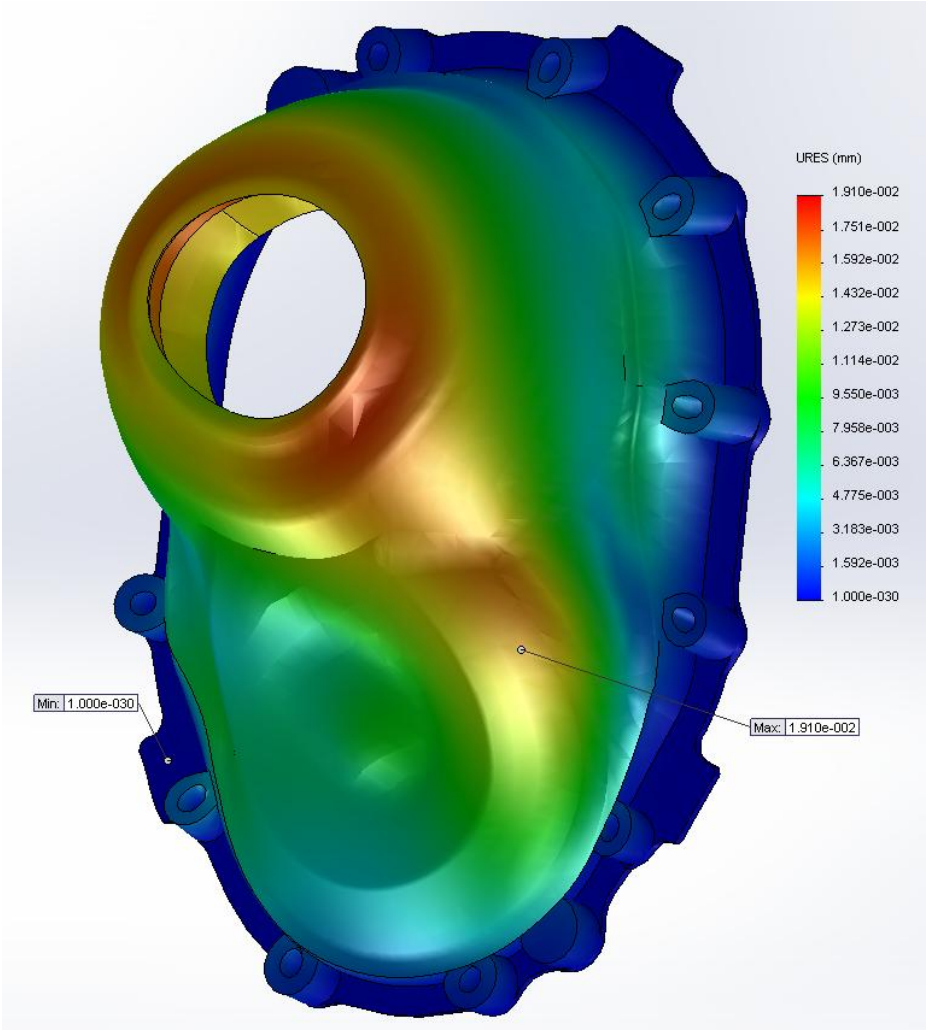
DEFORMAZIONE:





SPOSTAMENTO:





8.4.3 Considerazioni finali sulla verifica

Dagli studi fatti con Simulation sono emersi dei risultati ottimi, al di là delle aspettative,soprattutto nel campo della sollecitazione che ha fornito valori molto rassicuranti.

La simulazione,come dice la parola stessa, fornisce uno studio “simile” alla realtà,per cui può essere soggetto a semplificazioni o ,come abbiamo visto precedentemente , a modifiche di forma ,d’altro canto i valori emersi hanno un grande margine di sicurezza che dunque assicurano un risultato ben riuscito.

Ciò significa che il nostro componente rispetta altamente i vincoli di resistenza ed affidabilità che ci si era preposti. Per questi motivi la nuova soluzione di riduttore si riconferma ottimale.

CAPITOLO 9

PESI E COSTI

9.1 Pesi

Uno tra gli obiettivi principali del nostro elaborato era quello di minimizzare il peso complessivo del riduttore pur mantenendo un grado di affidabilità elevato.
L'applicazione di tale riduttore su un velivolo leggero implica una severa analisi sui pesi che rappresentano uno dei vincoli principali per questi mezzi di trasporto.
I pesi dei componenti sono stati calcolati grazie ad un'applicazione di SolidWorks che determina la massa in base al materiale scelto.
La tesi si divide in due diversi studi di riduttori che come abbiamo visto sono completamente differenti,ed uno dei motivi principali per il quale si è deciso di adottare una nuova soluzione di riduttore rispetto alla prima,è stato proprio il peso.
Andiamo ora ad analizzare i pesi dei due riduttori.

9.1.1 Peso del primo riduttore

Il primo riduttore, tra i vari problemi, aveva quello di un peso davvero elevato rispetto alle aspettative, si è arrivati cioè ad un peso complessivo di **17 kg** (**8.7** per il carter e **8.3** per alberi e ruote).
Un peso così alto è dovuto alle dimensioni troppo elevate che si sono tenute per avere un grande margine di sicurezza,e ai materiali (soprattutto la lega di acciaio legato 14NiCr18 che ha un peso elevato).
In particolare il carter è stato realizzato in lega di alluminio che di per se è leggera ma le dimensioni di tale componente non hanno contribuito sicuramente alla minimizzazione del peso;inoltre gli alberi ,che sono realizzati in lega di acciaio 14NiCr18 ,hanno delle dimensioni molto grandi rispetto per esempio a quelli adottati nel secondo riduttore.
Tutto ciò ci porta inevitabilmente ad introdurre un nuovo riduttore che abbia delle dimensioni più ridotte e che adotti dei materiali all'avanguardia nel rapporto peso-resistenza.

9.1.2 Peso del secondo riduttore

Come abbiamo appena visto,il primo riduttore ha un peso davvero elevato,che non è assolutamente adatto al tipo di applicazione che va a coprire.

Il nuovo studio è stato fatto proprio per poter creare un componente che potesse essere realizzato per applicazioni aeronautiche e che quindi potesse coprire tutte le caratteristiche che deve avere in questo ambito (il primo riduttore era inadatto per questo tipo di applicazione).

Per cui si è cercato di studiare quali fossero i modi per avere una drastica diminuzione di peso, e per fare ciò si è agito sulle due principali caratteristiche : **dimensioni** e **materiali.**

Per quanto riguarda le dimensioni,come abbiamo già visto,si sono utilizzati degli alberi molto più piccoli e che quindi implicano cuscinetti più piccoli, insieme poi alle ruote utilizzate che vedono un ingranaggio più compatto.

Questo ha dato modo di realizzare un carter più piccolo ed essenziale,che potesse coprire senza molti spazi vuoti il riduttore interno,e con una morfologia sicuramente più efficace.

Quindi il risultato vede un complessivo molto più compatto rispetto al primo.

Per quel che riguarda i materiali,si è fatto un cambiamento drastico che ha visto l'utilizzo di materiali di ultima generazione (**lega di Magnesio** per il carter e **lega di acciaio 300 M** per alberi e ruote) che riescono a far coincidere dei pesi ridotti con delle resistenze elevate.

Per dimostrare quanto detto basti pensare che la lega di alluminio 5086 Peraluman ,da noi utilizzata per la costruzione del primo carter, ha una densità di massa pari a **2660 kg/m^3** contro i **1700 kg/m^3** della lega di magnesio utilizzata per il secondo carter.

Infine l'acciaio legato 300M adottato per ruote e alberi ha circa la stessa densità di massa del 14NiCr18 usato nel primo riduttore (pari a **7800 kg/m^3**) , ma la differenza sta nel fatto che il 300M ha una resistenza talmente superiore al 14NCr18 che può permettere di avere dei componenti di dimensioni molto più piccole che garantiscono allo stesso tempo una resistenza maggiore.

Detto tutto ciò, si è raggiunto un enorme successo in termini di peso,perché si è arrivati ad un peso complessivo di soli **4,5 kg (1,4 kg** per il carter e **3,1 kg** per il riduttore), un valore estremamente basso che conferisce a questo progetto il raggiungimento di un grande traguardo.

9.2 Costi

Per la realizzazione di un progetto,l'analisi dei costi è una fase essenziale,in quanto ci fa capire se un certo prodotto è competitivo sul mercato e quindi di possibile realizzazione. Fino ad ora non ci si è preoccupati del costo,ma si è ottimizzato solamente il peso complessivo e l'affidabilità.

Ora poniamo l'attenzione sull'aspetto economico del progetto,valutando tra le due soluzioni trovate,quale sia la più economica.

Per l'analisi dei costi si è tenuto conto dei soli componenti interni al riduttore in quanto il basamento del motore, le viti di fissaggio, l'elica e altri elementi sono comuni a tutti i riduttori.

Per la valutazione dei costi si fa spesso uso di una formula pratica, molto diffusa tra i fornitori stessi per la stesura di preventivi. In tale formula vengono ipotizzati i seguenti costi:

- Costo di lavorazione (€/kg)
- Costo del grezzo (€/kg)
- Costo per i trattamenti termici (€/kg)
- Costo per il controllo ai fluidi penetranti (€/pezzo)
- Costo per il controllo agli ultrasuoni o al Magneflux (€/pezzo)

$$\mathbf{costo = Peso \cdot C_{lavorazione} + Peso \cdot C_{grezzo} + Peso \cdot C_{trattamenti} + C_{controlli}}$$

9.2.1 Confronto dei costi dei due riduttori

In apparenza potrebbe sembrare che il costo del primo riduttore rispetto al secondo sia più basso,per i seguenti motivi:

- Materiali più commerciali
- Migliore lavorabilità alle macchine utensili per il materiale degli alberi e delle ruote (perché con minore durezza rispetto al 300M)
- Utilizzo della saldatura di lamiere per il carter,invece che la fusione che è più costosa.
- Utilizzo della lega di alluminio per il carter invece che la lega di magnesio

Ma si può dimostrare che tale convinzione sia falsa.

Questo perché la prima soluzione di riduttore vede alcune differenze che portano ad un costo più elevato rispetto al secondo riduttore,vediamo ora quali sono:

- Come abbiamo specificato poco fa, ci sono costi che vanno messi nella formula che sono misurati in Euro/kg,ciò ci fa subito intuire che il peso elevato del primo riduttore influisce pesantemente su tali costi
- Inoltre i costi che incidono maggiormente sono quelli dei controlli che si riferiscono al numero di pezzi (circa 50 €/pezzo), e si può notare che anche in questo caso i costi sono più elevati per il primo riduttore in quanto esso dispone di 8 componenti(carter ,2 alberi,2 ruote,3 tappi di titanio) contro i 5 del secondo riduttore (naturalmente si semplifica considerando solo i componenti interni del riduttore come detto prima).
- Si può dimostrare da analisi fatte su prezzi di mercato che le leghe di alluminio e le leghe di titanio usate per il primo riduttore, hanno dei costi davvero elevati. In particolare le leghe di alluminio possono arrivare anche a 8 €/kg,le leghe di titanio a 17-18 €/kg ,è dunque quest'ultimo che segna il sorpasso nei confronti del secondo riduttore.
- Se si fa poi un confronto in termini di difficoltà di lavorazione,di certo il primo riduttore è peggiore. Prima di tutto gli alberi nel primo riduttore sono più complicati per via della presenza di molti cambi di sezione e di due profilli scanalati nell'albero elica.

  Poi per quel che riguarda il carter è vero che il secondo studio prevede una fusione in terra che è sicuramente più costosa della saldatura di lamiere,ma è altrettanto vero che il carter del primo studio prevede molte più lavorazioni di una semplice fusione,e quindi implica un maggior costo di manodopera.

Possiamo affermare dopo tali supposizioni che l'idea secondo cui il primo riduttore è più economico poiché minore è il costo di lavorazione dei suoi componenti , in campo aeronautico è assolutamente falsa, in quanto bisogna anche considerare l'elevato numero di controlli necessari per pezzo,che come abbiamo visto influiscono pesantemente sul costo finale.

9.3 Considerazioni finali

Le analisi fatte fin'ora ci confermano ancor più l'ottimo risultato ottenuto con lo studio del riduttore finale,che vede un forte abbattimento dei pesi e dei costi garantendo oltretutto una maggiore affidabilità rispetto allo studio precedente.

Gli ottimi risultati ottenuti sui pesi e i costi del nuovo riduttore non fanno altro che aumentare il numero di qualità e di miglioramenti che ci si era imposti di ottenere con il nuovo studio,dando vita ad un prodotto adatto all'applicazione in oggetto.

CONCLUSIONI

In questa tesi ci si è proposti di progettare ed ottimizzare un riduttore meccanico di velocità, che per via della sua applicazione su un velivolo leggero, necessita di uno studio accurato su molti aspetti.

Il progetto si fonda su tre principali obiettivi : leggerezza,compattezza e costo limitato uniti da un filo comune ,ovvero l'affidabilità.

L'elaborato prevede lo studio di due differenti riduttori,in quanto dopo aver analizzato i difetti e le migliorie da applicare al primo,si è pensato ad un nuovo riduttore che potesse soddisfare al meglio gli obiettivi preposti.

Il primo studio dava come risultato un riduttore inadatto per l'applicazione che doveva coprire,per via di difetti consistenti soprattutto in termini di peso,ingombro e difficoltà costruttive.

Questi difetti sono diventati dunque il punto di partenza per il progetto del nuovo riduttore,in quanto su di essi si sono studiati i modi per poter migliorare le varie lacune con lo scopo di dare vita ad un prodotto migliore e soprattutto realizzabile.

Con l'introduzione di materiali di nuova concezione e con uno studio più accurato sulla morfologia del riduttore,si sono raggiunti traguardi importanti.

Per primo troviamo il peso che è stato abbattuto di ben 12.5 kg,passando dai 17 kg del primo riduttore ai 4.5 del secondo,un'enormità in campo aeronautico.

Inoltre si è ottenuto una riduzione dell'ingombro radiale passando dai 295 mm del primo ai 233 mm del secondo,dando vita ad un componente più compatto e di migliore installazione.

Ed infine dopo alcune analisi,si è potuto appurare che il costo totale del nuovo riduttore prevede una flessione,dando così al progetto ancor più valore.

Tutti questi miglioramenti si aggiungono oltretutto ad una maggiore affidabilità rispetto al primo studio fatto,dando vita dunque ad un prodotto ottimale,adatto all'installazione su di un velivolo leggero.

Il raggiungimento di questi traguardi non fanno altro che soddisfare abbondantemente gli obiettivi iniziali della tesi,dando luogo ad un progetto ben riuscito.

Gli errori e le difficoltà riscontrate nel primo progetto sono stati fondamentali per poter meglio concepire gli ostacoli a cui si può incorrere in fase di progettazione,e l'introduzione di un nuovo studio ha dato la possibilità di proporre delle migliorie e di applicare dunque le proprie conoscenze in un campo complesso e talvolta flessibile quale è la progettazione.

BIBLIOGRAFIA

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

Vincenzo Dal Re
Lezioni del corso di Comportamento Meccanico dei Materiali.

Donati Lorenzo
Dispensa del corso "Tecnologia Meccanica L-A"

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

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

MANUALI

Luigi Caligaris – Stefano Fava – Carlo Tomasello
*Manuale di Meccanica,*Hoepli Editore , Milano.

SITI WEB

Catalogo cuscinetti ,www.skf.com.

Materiali speciali,lega di Acciaio 300M, www.pacificalloys.com