

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A FORLI'

CORSO DI LAUREA

IN INGEGNERIA MECCANICA

Sede di Forlì

ELABORATO FINALE DI LAUREA

In Disegno Assistito dal Calcolatore

**STUDIO E OTTIMIZZAZIONE DI COMPONENTI
PER AVIONIZZARE UN MOTORE
AUTOMOBILISTICO**

CANDIDATO

Andrea Pellicioni

RELATORE

Prof. Ing. Luca Piancastelli

INDICE

| | |
|---------------------|---|
| Introduzione | 6 |
|---------------------|---|

Capitolo 1 – Cenni teorici motore a combustione e software utilizzato

| | |
|--|----|
| 1.1 Generalità | 7 |
| 1.2 Funzionamento dei motori a combustione interna | 9 |
| 1.3 Motori bicilindrici | 14 |
| 1.4 Software di disegno | 18 |

Capitolo 2 - Motore impiegato

| | |
|--------------------------------|----|
| 2.1 Caratteristiche principali | 20 |
|--------------------------------|----|

Capitolo 3- Trasmissione

| | |
|---|----|
| 3.1 La trasmissione | 24 |
| 3.2 Le cinghie trapezoidali | 27 |
| 3.3 La trasmissione con cinghie dentate | 28 |

Capitolo 4 – Scelta componenti trasmissione

| | |
|--------------------------|----|
| 4.1 Introduzione Cinghia | 31 |
|--------------------------|----|

| | |
|---|----|
| 4.2 Tipi di cinghia _____ | 33 |
| 4.3 Calcolo potenza _____ | 36 |
| 4.4 Sezione della cinghia _____ | 36 |
| 4.5 Scelta dei tipi delle pulegge e determinazione dell'interasse _____ | 37 |
| 4.6 Angolo di avvolgimento _____ | 38 |

Capitolo 5 STUDIO COMPONENTI

| | |
|----------------------|----|
| 5.1 Cinghia _____ | 38 |
| 5.2 Puleggia _____ | 45 |
| 5.3 Albero _____ | 47 |
| 5.4 Cuscinetti _____ | 51 |

Capitolo 6 SOLLECITAZIONI ELICA

| | |
|--|----|
| 6.1 Elica _____ | 57 |
| 6.2 Mutua influenza tra elica e velivolo _____ | 45 |
| 6.3 Effetto elicoidale _____ | 47 |
| 6.4 L'effetto "P" _____ | 51 |

Capitolo 7 METODO AGLI ELEMENTI FINITI

| | |
|--|----|
| 7.1 Analisi agli elementi finiti _____ | 67 |
|--|----|

Capitolo 8 DISEGNI AL CAD

8.1 Disegni pulegge_____72

8.2 Disegni albero_____73

8.3 Disegni cuscinetti e cinghia _____75

Capitolo 9 ANALISI MASSE

9.1 Masse_____77

Capitolo 10 CONCLUSIONI

10.1 Conclusioni_____78

BIBLIOGRAFIA_____79

INTRODUZIONE

OBIETTIVI DELLA TESI

Con l'utilizzo del motore Twin Air dell'azienda Fiat si vuole rendere possibile l'impiego di questo su aeroplani di modeste dimensioni, visto la diffusione del suddetto motore e i suoi relativi costi contenuti che lo classificherebbero come un buon motore da utilizzare per questo scopo visto la sua poca richiesta di manutenzione e la sua buona affidabilità. Il motore su cui andremo a fare i calcoli è un motore Twin Air modificato e portato a 180 hp proprio per lo scopo prefissato, per cui le vibrazioni e le sollecitazioni saranno maggiori rispetto al normale. Tramite le modifiche si è raggiunto un alto numero di cavalli e di rpm che però devono essere trasmessi all'elica, altrimenti tutto ciò risulterebbe inutile. Questo dovrà essere un'alternativa ai motori rotax, principale produttore per i motori degli aerei presi in considerazione (ovvero velivoli leggeri), principalmente per cui motori tra i 100 e 200 cavalli e con un peso a secco tra i 30 e i 70 kg, peso che è un altro aspetto importante, visto che lo si vuol posizionare su aerei di peso modesto è importante usare motori di piccola cilindrata, che vuol dire di minor peso visto la quantità minore di materiali presenti. Per questo quello che andrò a fare è cercare una nuova trasmissione che riesca a trasmettere il moto del motore all'elica andando ad usare materiali che ottimizzino i pesi ma allo stesso tempo mi garantiscono leggerezza. I pezzi che sono obiettivo di questa tesi sono la trasmissione tramite cinghia, che dovrà essere il più resistente possibile viste le velocità in gioco; il dimensionamento dell'albero, che dovrà essere il più leggero possibile ma allo stesso tempo deve resistere alle continue rotazioni a cui è sottoposto; lo studio delle pulegge su cui sarà posizionata la cinghia, studio che verrà fatto tramite il programma agli elementi finiti simulink; infine verificherò i pesi dei vari materiali utilizzati. Il tutto dovrà tenere conto dei costi dei materiali e del complessivo, in quanto non ci si può permettere di utilizzare materiali ad alta resistenza ma con prezzi che posizionerebbero questo motore per velivoli leggeri fuori mercato visto il suo prezzo finale, perciò sarà importante usare quei materiali robusti ma che allo stesso tempo non abbiano un alto prezzo per i motivi suddetti.

CAPITOLO 1

CENNI SUI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

Capitolo 1.1 Generalità : PRINCIPALI PREROGATIVE ED OBIETTIVI DELLA PROGETTAZIONE AERONAUTICA

La fase progettuale e il dimensionamento di massima dovranno essere finalizzati soprattutto al conseguimento di pochi, ma fondamentali obiettivi.

Uno dei requisiti principali, oltre la potenza sviluppata e la leggerezza (tanto è vero che si ragiona in termini di rapporto Spinta/Peso per un propulsore aeronautico) è senza dubbio l'affidabilità, l'unico fattore svincolante da ogni compromesso ingegneristico.

Al fine di conseguire la certificazione di un propulsore sono infatti previste diverse prove di affidabilità: la FAA (Federal Aviation Administration) prevede, per esempio, il funzionamento continuato di decollo, per 50 ore a regime, con disassemblaggio e verifica di eventuali anomalie.

La durata di vita operativa è un ulteriore parametro fondamentale: consiste nella misura della vita del motore durante la quale deve essere confermata l'affidabilità prescritta dalle norme.

Mediante i propulsori aeronautici garantiscono 2000 ore (oltre le quali diventa necessaria una revisione).

Inoltre si richiede che essi mostrino una notevole flessibilità di funzionamento: devono operare correttamente al livello del mare ed essere capaci di fornire la potenza richiesta alle quote previste dal velivolo sui cui sono montati, devono essere quanto più possibile esenti da vibrazioni ed immuni da agenti atmosferici. Infine è necessario evitare complicazioni strutturali e limitare il numero di parti e

di componenti, poiché la semplicità è la strada più sicura per conseguire l'obiettivo dell'affidabilità.

Ci si propone in questa sede, di ottimizzare un piccolo motore bicilindrico per uso aeronautico e di trovare una soluzione adeguata per equilibrare il motore stesso.

Il propulsore è un motore bicilindrico quattro tempi 900 cc, convertito al campo aeronautico. L'installazione del motore sarà nel futuro rivolta agli aeromobili ultraleggeri.

Gli aeromobili ultraleggeri sono caratterizzati dai pesi massimi al decollo (comprensivi di strumenti, cinture e paracadute):

- Monoposto a motore 300 Kg (350 per anfibi ed idrovolanti), la velocità di stallo non deve essere superiore a 65 Km/h.
- Biposto a motore 450 Kg (500 per anfibi ed idrovolanti), la velocità di stallo non deve essere superiore a 65 Km/h.

Visto i pesi massimi imposti dalle regolamentazione, dobbiamo far sì che il motore sia il più leggero possibile.

Lo studio è nato dalla volontà di progettare un piccolo motore in grado di essere concorrenziale con i maggiori produttori di motori per ultraleggeri, tra cui spicca la famosa azienda austriaca Rotax che detiene di monopolio, in principio fabbricava motori per motoslitte e nel tempo è diventato il primo produttore di motori per aerei ultraleggeri. Poi c'è Jabiru e HKS ed altre marche meno importanti.

L'intento di questo progetto è dare un prodotto altrettanto affidabile ed allo stesso tempo prestazionale.

Si è cercato innanzitutto di osservare le soluzioni impiegate dagli altri costruttori e di trarre così vantaggio dall'esperienza altrui per definire le nostre linee guida basate quindi su considerazioni solamente aeronautiche.

1.2 : FUNZIONAMENTO DEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

I motori alternativi a combustione interna (nel seguito C.I.) sono macchine il cui scopo è quello di trasformare parte del calore prodotto dalla combustione di sostanze combustibili in energia meccanica. Questa energia è poi trasferita dai pistoni all'albero motore attraverso un sistema di manovellismo.

I motori a C.I. si classificano prevalentemente in base al tipo di alimentazione, al numero dei cilindri e dei tempi.

In questo capitolo viene fornita una breve classificazione di tali motori.

I motori a C.I. possono essere classificati:

- In base al numero di cilindri
- In base al tipo di combustibile che li alimenta, e quindi al tipo di accensione
- In base al tipo di iniezione
- In base al ciclo operativo (motori a 2 e a 4 tempi)
- In base al sistema di aspirazione aria (aspirazione naturale o sovralimentazione)

Il funzionamento di un motore a C.I. è ciclico; ciascun ciclo ha inizio con l'introduzione di fluido (solo aria o miscela aria-combustibile) all'interno di ciascun cilindro e termina con l'espulsione dei gas combusti dal collettore di scarico.

L'energia ottenuta dalla reazione di combustione innalza la pressione e la temperatura dei gas che, durante la loro espansione, producono lavoro tramite l'azione (forza) della pressione stessa sulla testa del pistone.

Un motore a C.I. può essere alimentato a benzina, diesel, GPL oppure a metano, mentre per quanto riguarda il tipo di accensione, i motori vengono classificati come:

- motori ad accensione comandata (AC)
- motori ad accensione spontanea (AS)

Nei primi l'accensione avviene attraverso la formazione di una scintilla prodotta

da una candela installata sulla sommità della camera di combustione (una per ciascun cilindro).

Nei secondi invece l'accensione avviene "per compressione", nel senso che gli elevati valori di temperatura e pressione raggiunti all'interno del cilindro sono favorevoli all'accensione "spontanea" (senza quindi bisogno di intervento dall'esterno) del combustibile.

Per ottenere un ciclo completo di lavoro del motore si attendono solitamente uno o due giri dell'albero motore, ovvero due o quattro corse del pistone. Questi motori sono detti, rispettivamente a due tempi o a quattro tempi.

Durante la fase di spostamento del pistone, il volume a disposizione del fluido immesso in camera è variabile tra due posizioni limite, una di massimo ed una di minimo volume. In queste due configurazioni il pistone occupa due rispettive posizioni, ovvero quella di Punto Morto Superiore (P.M.S.), corrispondente al volume minimo, e quella di Punto Morto Inferiore (P.M.I.), corrispondente al volume massimo.

Nella Fig. 1.1 è mostrato lo schema del manovellismo che consente di convertire il moto alternativo del pistone in moto rotatorio dell'albero motore (o albero a gomiti).

Nella Fig. 1.2 è invece mostrato lo schema del principio di funzionamento di un motore a C.I.



Fig. 1.1 – Schema del manovellismo

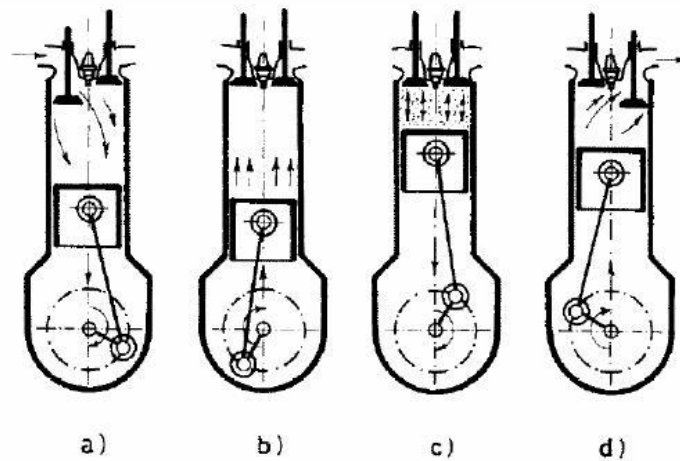


Fig. 1.2 – Principio di funzionamento di un motore a C.I.

Esso è caratterizzato dalle seguenti fasi:

- a) Fase di aspirazione - il pistone si muove dal P.M.S. al P.M.I.; durante questa fase il motore aspira all'interno del cilindro il fluido (aria o aria – combustibile), essendo la valvola di aspirazione aperta.
- b) Fase di compressione - il pistone si muove dal P.M.I. verso il P.M.S.. Avviene a valvole chiuse e la miscela viene compressa. In corrispondenza della fine di questa fase inizia la combustione, cui consegue un repentino incremento di pressione.
- c) Fase di espansione - il pistone si muove dal P.M.S. verso il P.M.I.. I gas combusti (e che in realtà sono ancora in combustione) spingono il pistone verso il basso producendo in tal modo lavoro, trovandosi ad elevati valori di temperatura e pressione. Verso la fine di tale fase, prima del P.M.I., la valvola di scarico si apre ed i gas combusti fuoriescono lungo il canale di scarico e la pressione si riporta a valori prossimi alla pressione ambiente.
- Fase di espulsione - il pistone si muove dal P.M.I. verso il P.M.S.. Il salto di pressione (con pressione interno camera maggiore della pressione esterna) consente la fuoriuscita dei gas combusti. Prima che il pistone raggiunga il P.M.S. si apre la valvola di aspirazione e, subito dopo il P.M.S., si chiude la valvola di scarico.

A questo punto è opportuno introdurre il concetto di ciclo indicato: esso ci consente di avere una panoramica generale di ciò che avviene all'interno del cilindro durante le diverse fasi di funzionamento del motore. Per un motore ad accensione comandata, a 4 tempi, l'andamento tipico del ciclo indicato è riportato in Fig. 1.3

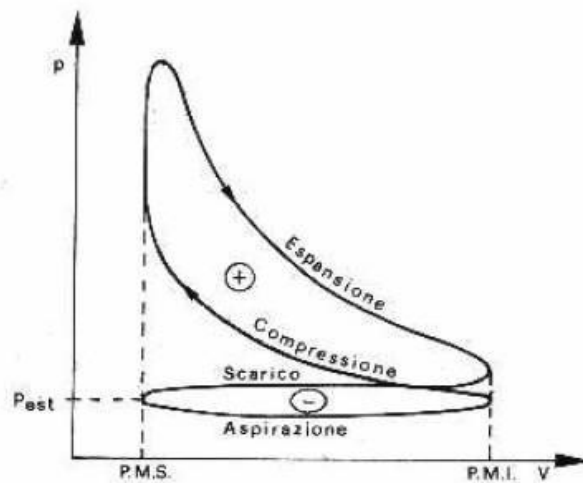


Fig. 1.3 – Ciclo indicato per un motore a C.I. a 4 tempi

Questo ciclo, indicante la relazione tra il volume effettivo del cilindro e la pressione di interno camera, può essere ricavato attraverso la lettura della pressione nel cilindro mediante un trasduttore di pressione che è in grado di determinarla con un'ottima accuratezza.

d) Da qui ha inizio un nuovo ciclo

1.3: Motori bicilindrici

I vantaggi di un bicilindrico sono evidenti, e sono anche il segreto di una longevità.

Rispetto ad un monocilindrico, a parità di cilindrata, permette di contenere la corsa dei pistoni e, dunque, di raggiungere regimi e potenze superiori. Inoltre presenta notevoli vantaggi dal punto di vista degli ingombri in altezza, una corsa più corta significa anche una biella dall'interasse più contenuto e, per i quattro tempi, valvole più corte per testate più basse.

Ovviamente questo vantaggio viene in qualche modo compensato da un generale aumento della massa e delle dimensioni in larghezza (con cilindri frontemarcia) o in lunghezza (con cilindri a V longitudinale o in tandem). Ma soprattutto, rispetto al monocilindrico, i vantaggi sono di comfort, senza i costi di produzione di un motore a tre o più cilindri, il bicilindrico permette già una guida decisamente più morbida grazie soprattutto alla regolarità della coppia motrice, data dallo sfalsamento, all'interno dei giri necessari per un ciclo, di un superiore numero di combustioni. Il volante può dunque essere più leggero, e quindi il motore più brillante a prendere giri. Il rovescio della medaglia è costituito, ovviamente, dall'aumento della complessità costruttiva e dei relativi costi, i motori dotati di alberi a camme in testa, che ormai sono decisamente la maggioranza, hanno bisogno, per qualsiasi configurazione che non abbia i cilindri paralleli, di due distinti comandi (catene, ingranaggi, cinghie) a meno di non ipotizzare una catena o cinghia che serva entrambi i cilindri.

Un bicilindrico a V con manovelle sfasate di 90° ha molti vantaggi, riesce ad essere ancora relativamente leggero, ed è molto stretto, se paragonato ad un bicilindrico parallelo o ad un quattro cilindri. Inoltre è ben bilanciato, mentre un pistone si muove, l'altro va nella direzione ortogonale, cancellando così le vibrazioni più intense.

Tuttavia ci sono degli svantaggi, i motori con questa disposizione di cilindri tendono ad essere più alti o più lunghi degli altri, a seconda dell'angolazione con cui vengono installati nel telaio. Mentre i carburatori ed i corpi farfallati dell'iniezione trovano facilmente posto in mezzo alla V, il percorso dello scarico del cilindro posteriore spesso interferisce con il posizionamento ottimale della sospensione.

I costi di fabbricazione sono più alti, in quanto bisogna lavorare e rifinire il doppio delle parti (due testate, due sistemi di distribuzione, oltre a quattro alberi a camme) rispetto ad un motore in linea.

I bicilindrici a V non a 90° , possono essere più compatti (eccetto per il motore boxer con V di 180° dove aumentano gli ingombri trasversali), e se hanno i perni di biella sfalsati, hanno anche un buon equilibrio generale.

I motori a V a 4 tempi sono più complessi sotto gli aspetti che riguardano tanto le vibrazioni quanto la regolarità ciclica.

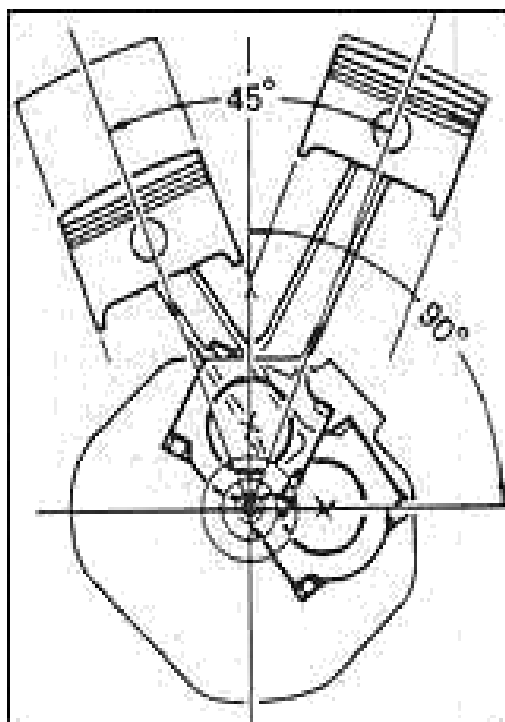


Fig. 3.1 Bicilindrico a V

L'angolo della V che determina migliori risultati complessivi è quello di 90° : non tanto per l'intervallo delle combustioni, che con successioni di 270° e 450° risulta abbastanza zoppicante (nei due tempi, invece, le combustioni si succedono ogni 90° e 270°), perché, utilizzando un solo perno di manovella con le bielle affiancate, ogni 90° di rotazione il contrappeso dell'albero motore equilibra l'inerzia di una delle due masse alterne. Inoltre, mentre un pistone si ferma al punto morto per invertire il moto, l'altro è a metà della corsa e dunque nei momenti di massima velocità, e con la sua inerzia aiuta a mantenere la velocità di rotazione. Per altri angoli della V, il calcolo delle forze d'inerzia del primo ordine (le più importanti ai fini delle vibrazioni) porta a una formula per ottenere il valore ideale di sfalsamento delle manovelle: d (angolo tra le manovelle) = $180^\circ - 2g$ (angolo tra i cilindri).

Ne consegue che un V di 45° dovrebbe avere le manovelle sfalsate di 90° , una V di 60° uno sfalsamento puro di 60° , una V di 72° uno sfalsamento di 36° e una V di 90° uno sfalsamento, appunto, di 0° . Nonostante questi calcoli, per semplicità costruttiva e per contenere al massimo la larghezza dell'albero motore molti produttori utilizzano un solo perno di manovella anche in motori con V diversa da 90° .

Un bicilindrico in parallelo con le manovelle a 180° (un pistone sale mentre l'altro scende) ha un migliore bilanciamento di un monocilindrico, ma produce sempre molte vibrazioni. Il secondo cilindro, e la migliore area a disposizione delle valvole, permettono potenze maggiori, ed un bicilindrico parallelo è abbastanza compatto, e non pone vincoli sulla posizione degli organi d'alimentazione e dello scarico. Poche moto ad alte prestazioni adottano questo tipo di schema, la maggioranza sono turistiche.

Diciamo che la soluzione globalmente migliore è il boxer: le combustioni si

succedono a intervalli regolari (ogni 360°) e le forze di inerzia delle masse alterne si annullano vicendevolmente.

I problemi sono relativi alle coppie che si creano tra le forze d'inerzia a causa del braccio costituito dal disassamento dei cilindri, che non può essere molto contenuto a causa della necessità di adottare due perni di manovella a 180° . Inoltre, su motori con cubature rilevanti, per contenere gli ingombri è giocoforza ricorrere a bielle dall'interasse molto ridotto, cosa non vantaggiosa sul fronte delle vibrazioni.

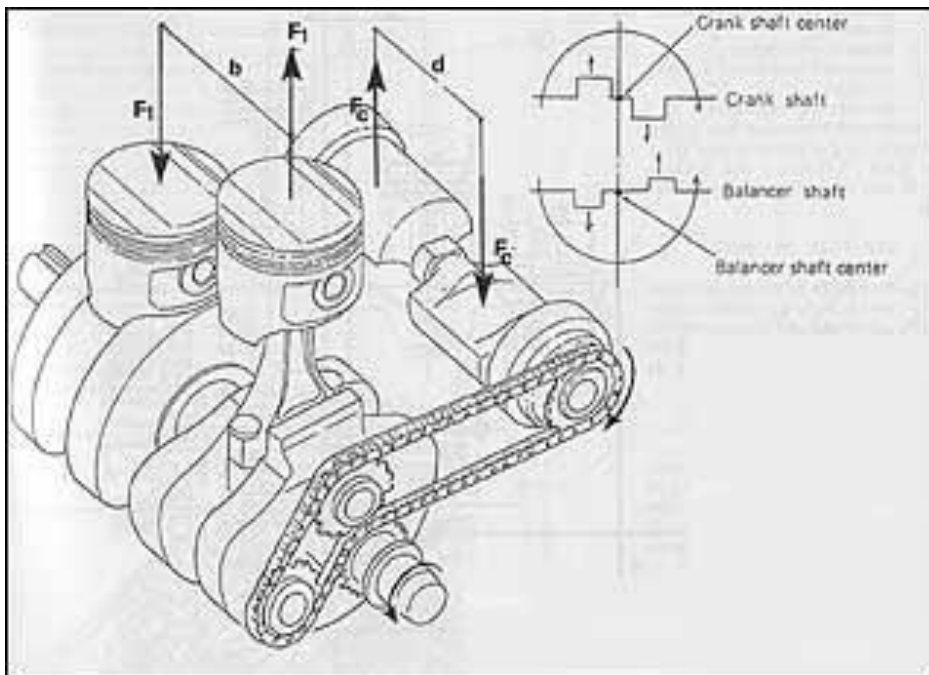


Fig. 3.2 Bicilindrico in parallelo con manovelle a 180° con contralbero

I motori a cilindri paralleli, invece, possono avere due configurazioni: se si privilegia la regolarità di rotazione ai bassi regimi si adottano sui quattro tempi le manovelle a 360° , che rendono questo motore una sorta di doppio monocilindrico su fronte delle vibrazioni, e dunque è d'obbligo l'adozione di un sistema di equilibratura dinamica, con contralbero (meglio due). Se invece, si preferisce contenere le vibrazioni, le manovelle possono essere sfalsate di 180° : quando un pistone sale l'altro scende, e dunque le forze d'inerzia risultano bilanciate (sui motori 2 tempi, questa configurazione permette inoltre, anche la migliore regolarità ciclica, con una combustione ogni 180°).

Rimangono comunque da bilanciare le coppie, che possono essere notevoli a causa

della cospicua distanza tra i due perni di manovella: anche in questo caso, il ricorso ad un albero di equilibratura appare consigliabile.

Un caso particolare è dato dai bicilindrici a due tempi con cilindri “in tandem”, una soluzione un tempo in voga nei GP (Kawasaki, Rotax) e ora utilizzato solo da alcune aziende nel settore degli ultraleggeri e delle motoslitte: con gli alberi controrotanti si ottiene un comportamento molto buono dal punto di vista delle vibrazioni (in pratica i due alberi si comportano vicendevolmente da contralbero), anche se si deve rinunciare alla regolarità ciclica.

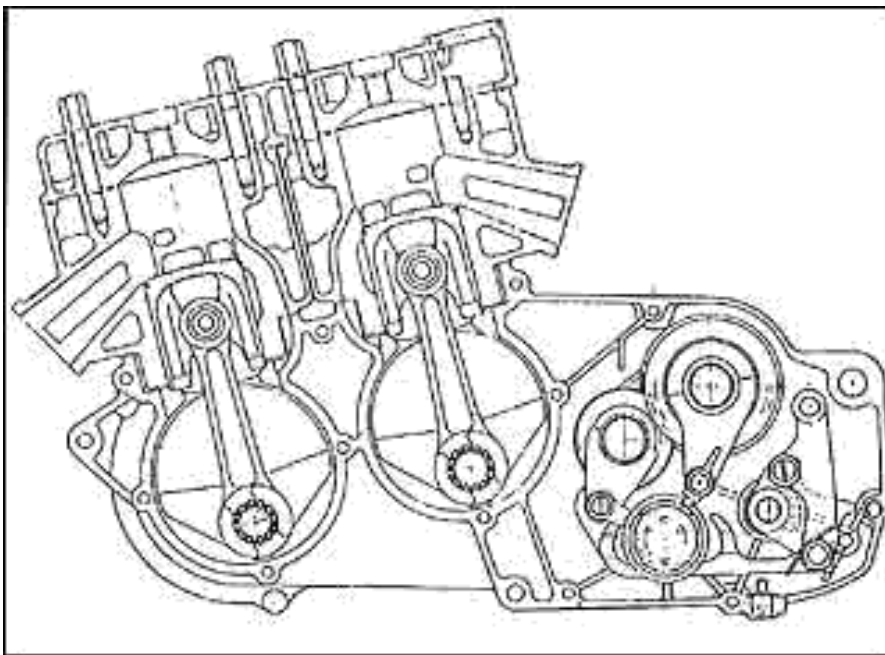


Fig. 3.3 Sezione del Rotax 2 tempi da GP con cilindri “in tandem”

Interessante notare che un bicilindrico ben progettato è in grado di sviluppare molta potenza e ingombrare poco spazio.

Il raffreddamento ad aria è destinato a scomparire, insieme alle distribuzioni ad aste e bilancieri, mantenute solo dai motori meno esigenti in fatto di prestazioni o da alcune case che vogliono mantenere la tradizione e la tipicità che contraddistingue il loro prodotto. Si assiste a una generale corsa alla riduzione delle dimensioni e alla proposizione sempre più convinta di bicilindriche, mentre fino a pochi anni fa la ricerca delle prestazioni sembrava aver tagliato fuori dalla corsa questo frazionamento a favore dei quattro cilindri.

1.4: Software di disegno SolidWorks

SolidWorks è un software di disegno e progettazione tridimensionale parametrica, prodotto In SolidWorks, le quote guidano la geometria del modello; cambiando le quote viene modificata la sagoma del modello. Le quote possono essere relazionate l'una all'altra nelle equazioni. e commercializzato dalla Dassault Systèmes SolidWorks Corporation.

SolidWorks è un modellatore parametrico solido. Parametrico significa che le quote guidano la geometria del modello; cambiando le quote viene modificata la sagoma del modello. Le quote possono essere relazionate l'una all'altra nelle equazioni. Quindi le dimensioni del modello vengono variate automaticamente variando le quote di progetto.

Solidworks nasce come software appositamente dedicato per l'ingegneria meccanica ed è quindi particolarmente utile per la progettazione di apparati meccanici, anche complessi.

Il software prevede la creazione di disegni 2D e 3D di solidi e superfici, attraverso un sistema geometrico di tipo parametrico e completamente personalizzabile. Solidworks si rivela estremamente intuitivo, per cui il suo uso risulta non difficile anche agli utenti meno esperti o provenienti da altri sistemi CAD.

Solidworks consente di portare disegni da 2 a 3 dimensioni e viceversa, con semplici operazioni, importando ed esportando file di AutoCAD (in formato DWG o DXF).

Il software è inoltre in grado di importare ed esportare geometrie in una grande varietà di formati tridimensionali, in particolare è in grado di importare (anche solo se come corpo grafico) file creati con altri programmi di progettazione meccanica. Il disegno parametrico consente di impostare numerosi tipi di relazioni (parallelismo, concentricità, perpendicolarità, collinearità, uguaglianza, coassialità, simmetria e moltissimi altri).

Lo strumento Equazioni consente inoltre di impostare relazioni tra le quote geometriche (ad esempio, allo scopo di mantenere il raggio di raccordo pari ad un quarto di un lato, oppure definendo un angolo come triplo di un altro ecc.).

Solidworks, nelle sue versioni più complete, comprende anche due software integrati

di analisi agli elementi finiti (FEM /FEA) per calcoli strutturali e fluidodinamici:

- Simulation (ex Cosmos): in grado di fare l'analisi statica, a fatica, non lineare, di vibrazione, di impatto, termica (conduzione, irraggiamento) e la possibilità di impostare carichi inerziali dallo studio fisico del moto d'assieme.

- FloWorks: analisi fluidodinamica di fluidi comprimibili e non, compreso il calcolo degli effetti di cavitazione, e la possibilità del calcolo di convezione termica.

SolidWorks ha come pregio aggiuntivo un elevato rapporto qualità prezzo.

Invece uno dei suoi limiti è che il software risulta poco efficace su assiemi di grandi dimensioni soprattutto se importate, dove soffre di molti difetti di programmazione nell'uso

della memoria, che comportano operazioni estremamente lente e numerosissimi crash disistema, anche con computer di ottimo livello hardware.

Inoltre il software è attualmente disponibile solo per sistemi Microsoft Windows.

Capitolo 2

Motore impiegato



2.1 Caratteristiche principali

Il motore scelto per l'applicazione oggetto di questa tesi è un'unità prodotta da F.C.A. e montata sulle vetture di piccola gamma del marchio, in particolare su quei modelli che per mole, prezzo e tecnologia si pongono alla base della famiglia.

Infatti questo motore equipaggia le utilitarie Fiat 500 e Lancia Ypsilon, modelli che superano poco più di 3,5 metri di lunghezza (3,571 per 500 e 3,837 per Ypsilon) e 930 kg di massa per 500 e 965 kg di massa per Ypsilon.

Nello specifico si tratta di un motore due cilindri a 4 tempi con disposizione dei cilindri parallela e avente una cilindrata di 900cc con l'aggiunta di un turbocompressore.

Sono disponibili 3 versioni:

-aspirato da 65 cv

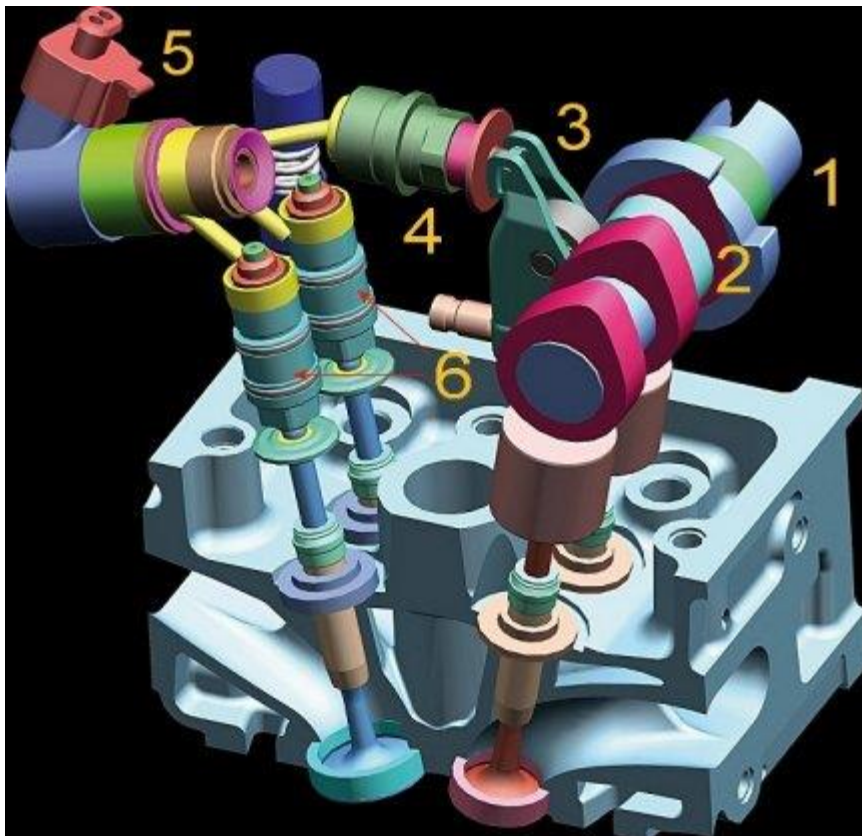
-sovralimentato da 85 cv

-sovralimentato da 105cv

Il twin air progettato col Multiair sfrutta la tecnologia elettronica per controllare la quantità di aria aspirata cilindro per cilindro e ciclo per ciclo. Il twin air nasce dal downsizing estremo e garantisce a pari prestazioni fino al 30% in meno di consumi e di emissioni di CO₂. Il frazionamento a 2 cilindri consente sia di avere una cilindrata unitaria ottimale per massimizzare l'efficienza termodinamica sia una sostanziale diminuzione degli attriti meccanici. Questo motore si presta bene all'accoppiamento a tecnologie ibride a cui ben si presta per caratteristiche e dimensioni. Grazie alle sue tecnologie questo motore ha ricevuto numerosi premi tra cui "l'international engine of the year 2011"



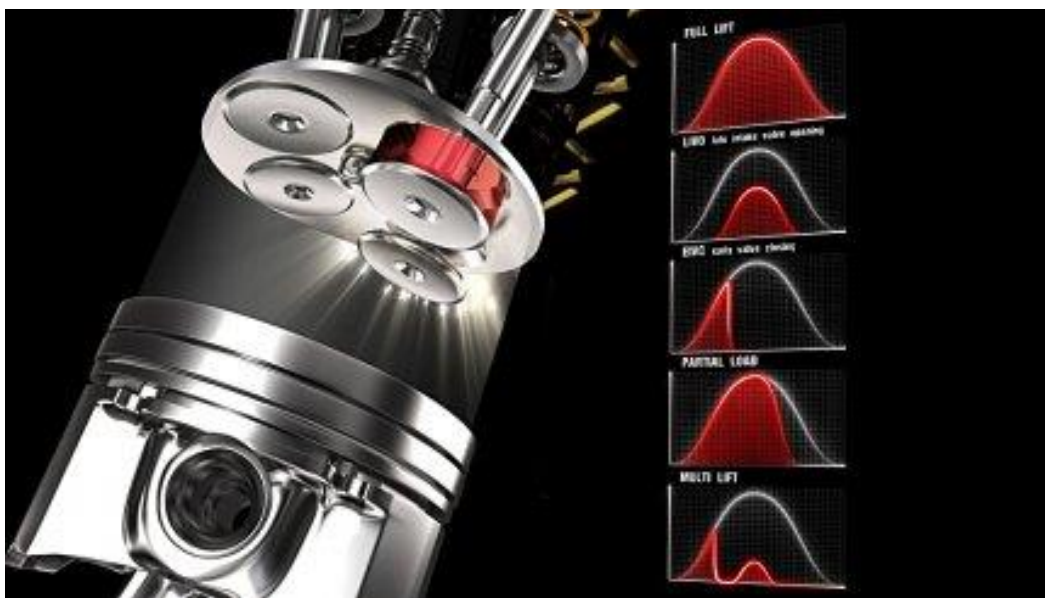
La distribuzione, a 4 valvole per cilindro, è a singolo albero a camme in testa e adotta l'innovativo schema Fiat Multiair, che permette di variare a piacere l'alzata e la fase delle valvole di aspirazione. Il movimento di queste ultime è generato da pistoncini idraulici (6), alimentati dallo stesso olio che lubrifica il motore.



La pressione necessaria viene creata da un terzo pistoncino (4), questa volta con funzioni di pompa, azionato dalla corrispondente camma (2) dell'albero della distribuzione (1) tramite un bilanciere a rullino (3).

il flusso di olio viene modulata da una valvola (5), controllata elettronicamente, interposta fra il pistoncino-pompa e quelli che muovono le valvole. Se l'elettrovalvola rimane sempre chiusa (nel senso che tutto l'olio messo in pressione dal pistoncino (3) la può attraversare per giungere ai pistoncini sulle valvole) allora il moto delle valvole ricalcherà il profilo della camma di comando.

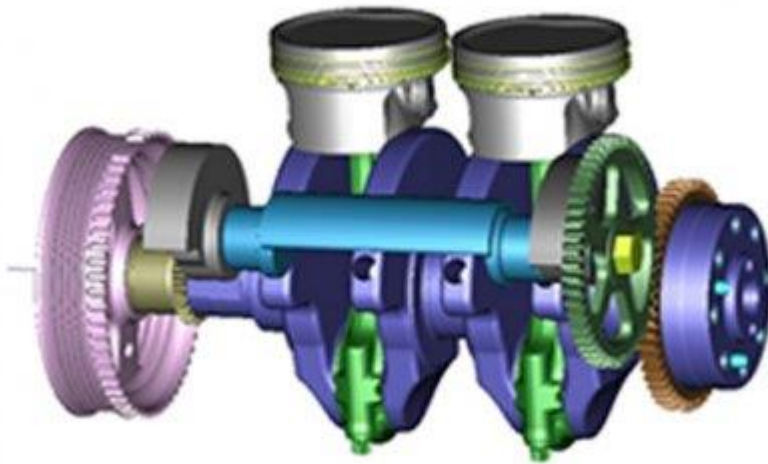
Aprendola più o meno – e scaricando così parzialmente la pressione dell'olio - si potrà intervenire a piacere sul diagramma della distribuzione, variando sia l'alzata sia la fase.



Questa flessibilità ha il primo, macroscopico risvolto nell'eliminazione della farfalla, organo presente nel collettore di aspirazione di tutti i motori a ciclo Otto e la cui presenza permette di modulare la potenza erogata dal motore. La sua azione di "ostruzione" introduce però delle perdite dato che essa riduce, soprattutto quando è quasi chiusa, lo spazio a disposizione per il passaggio dell'aria e costringe il motore a “faticare” per aspirare l'aria stessa (questo fenomeno è chiamato *perdita di pompaggio*).

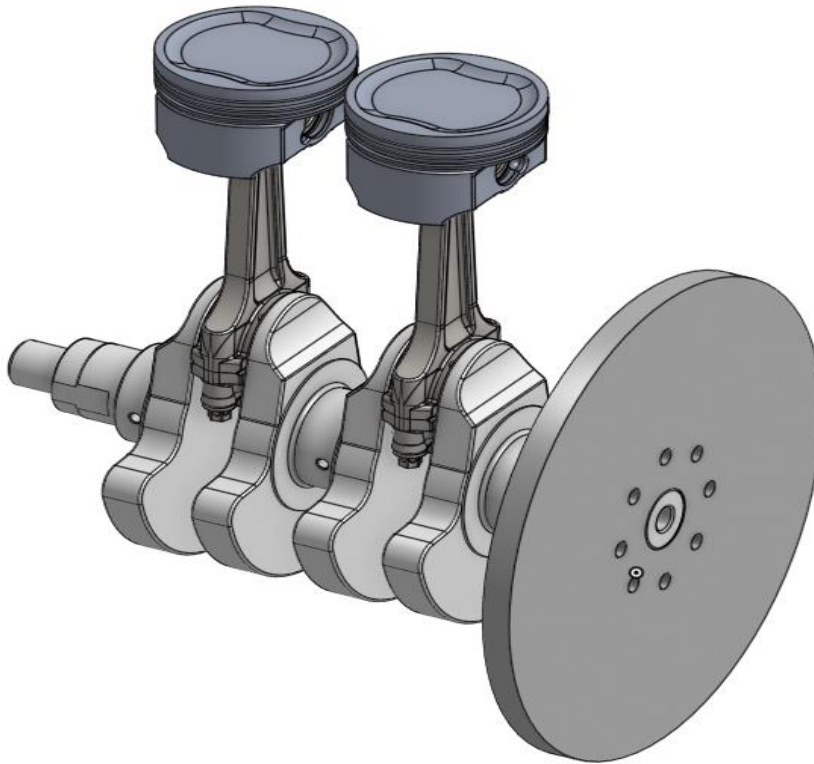
In assenza di farfalla per limitare la potenza si può usare un'alzata normale per le valvole chiudendole però rapidamente, in modo da limitare il volume della carica gassosa in ingresso senza “strozzare” l'aspirazione.

Il controllo elettronico permette l'implementazione di molti diagrammi di distribuzione, compresi quelli a aperture multiple nella stessa fase di aspirazione. La dotazione tecnica del Twinair Fiat prevede poi un controalbero di equilibratura, soluzione molto presente nel campo delle 2 ruote, la cui massa eccentrica permette di riportare le vibrazioni del motore bicilindrico a livello di quelle di un 4 cilindri.



A limitare il livello delle vibrazioni e del rumore concorre anche la coppa dell'olio, fusa in alluminio invece che costruita in lamiera. Il comando della distribuzione, a catena Morse, è un altro elemento di sapore motociclistico perché è abbastanza diffuso in quel settore.

Tutt'altro che spinto è il regime di potenza massima, limitato a soli 5500 giri/min grazie all'impiego del turbocompressore; quest'ultimo, unito al sistema Multiair, permette poi di ottenere la coppia massima a regimi da diesel: i 1.900 giri dichiarati sono infatti un valore molto basso per un motore dalla cilindrata così ridotta.



Capitolo 3

3.1: La trasmissione

Si dice trasmissione meccanica il complesso degli organi che servono per trasmettere potenza da una entrata ad una uscita. Alcuni di tali organi, come gli alberi, i giunti e gli innesti, trasmettono la potenza senza variare i fattori, cioè con un rapporto di trasmissione costantemente uguale a 1. Fanno talvolta eccezione, fra gli organi sopra elencati, alcuni tipi di giunti (quali i giunti idraulici) e di innesti (quali gli innesti a frizione), il cui comportamento durante i transitori (di avviamento, di arresto o di passaggio da un regime ad un altro) è notevolmente più complesso. Tutti questi organi hanno di regola entrata ed uscita coassiali.

Altri organi di trasmissione, invece, come gli ingranaggi, le cinghie e le catene, sono in grado di realizzare rapporti di trasmissione diversi da uno, a volte fissi, a

volte variabili a gradini (cambi) o con continuità (variatori continui).

La necessità di introdurre un rapporto (di riduzione o di moltiplicazione) può derivare da motivi funzionali. Molto frequentemente, trasmissioni con rapporto minore di uno sono necessarie per collegare un motore veloce ad un utilizzatore lento; infatti, è di solito conveniente (e talvolta necessario) che il motore sviluppi la sua potenza a velocità elevata e coppia relativamente bassa, mentre la velocità angolare dell'utilizzatore è imposta da necessità funzionali.

La scelta del tipo di trasmissione più adatto per ogni singola applicazione dettata da numerose circostanze, quali l'interesse, la potenza, la velocità, il rapporto da realizzare, le caratteristiche del motore e dell'utilizzatore, il costo, le esigenze di manutenzione, ed altre ancora.

| Trasmissione | Rapporto minimo ⁽¹⁾ | Velocità massima ⁽²⁾ [m/s] | Potenza massima ⁽³⁾ [kW] |
|--|---------------------------------------|--|--|
| Cinghie piatte semplici | 1:8 | 25 - 100 | 300 |
| Cinghie composte | 1:8 | 25 - 100 | 4000 |
| Cinghie trapezoidali | 1:10 | 25 - 35 | 400 |
| Cinghie dentate | 1:15 | 50 - 100 | 80 |
| Catene articolate semplici | 1:6 | 15 - 25 | 200 |
| Catene articolate multiple | 1:6 | 15 - 25 | 700 |
| Ingranaggi cilindrici a denti dritti | 1:10 | 20 - 50 | 750 |
| Ingranaggi cilindrici esterni a denti elicoidali | 1:10 | 120 | 50000 |
| Ruote dentate coniche a denti dritti | 1:8 | 20 | 1200 |
| Ruote dentate coniche a denti curvi | 1:8 | 20 | 15000 |
| Vite - ruota elicoidale | 1:100 | 20 | 300 |

A titolo puramente indicativo, la seguente tabella riporta i tipici campi di impiego delle più comuni trasmissioni meccaniche in grado di realizzare rapporti diversi da uno.

⁽¹⁾ Rapporto di trasmissione minimo in un unico stadio;

⁽²⁾ Velocità lineare delle cinghie o delle catene, oppure velocità periferica sulle primitive delle ruote dentate;

La trasmissione del momento avviene per attrito sull'arco di strisciamento e all'ingresso della cinghia sulla puleggia si ha aderenza, senza strisciamento.

3.2: Le cinghie trapezoidali

Le cinghie trapezoidali rappresentano uno degli organi flessibili più largamente impiegati per la trasmissione di potenza del moto rotatorio. Le tipologie più comuni sono rappresentate nelle figure seguenti, dove sono rappresentate la cinghia classica di sezione costante e la cinghia trapezoidale dentata, che presenta al bordo interno una serie di intagli atti ad aumentare la flessibilità dell'organo.

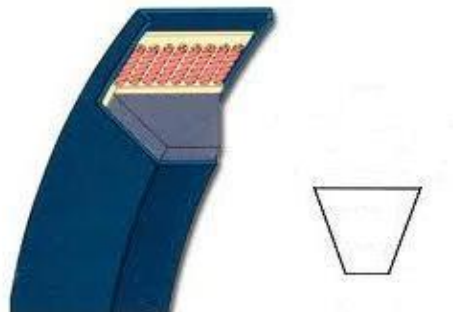


Figura 4.3 - Cinghia trapezoidale

Le cinghie del primo tipo sono costituite da elementi in grado di resistere allo sforzo di trazione con piccoli allungamenti, comunemente fili di poliestere avvolti ad anello e immersi in un corpo di elastomero, che, a sua volta, viene fasciato da un rivestimento in tessuto.

Le cinghie del secondo tipo, a differenza delle prime, non hanno il rivestimento in tessuto e sono intagliate al bordo interno, così da rendere possibile l'adozione di pulegge di diametro minore.

Le cinghie di entrambi i tipi sono realizzate generalmente ad anello chiuso, con lunghezze accuratamente controllate per rendere possibile l'accoppiamento di più elementi nelle trasmissioni multi cinghia.

I requisiti che le cinghie devono generalmente possedere possono essere così riassunti:

- moderata resistenza agli oli: se olio o grasso vengono a contatto con la cinghia solo occasionalmente, non si devono temere effetti negativi sul rendimento e sulla durata; un contatto prolungato, però, può produrre danni irreparabili;
- resistenza a temperature estreme: solitamente il funzionamento della cinghia è soddisfacente entro un campo di temperature compreso tra -30 °C e $+80\text{ °C}$;
- proprietà antistatiche: deve essere garantita l'eliminazione delle cariche elettriche per evitare il pericolo di scintille in ambienti esplosivi;
- resistenza all'abrasione: queste caratteristiche è particolarmente apprezzata quando la cinghia lavora in ambienti polverosi, come, ad esempio, nei cementifici, in agricoltura o in miniera.

La scelta di una cinghia per la trasmissione di potenza viene fatta partendo da alcuni dati iniziali, imposti dalle specifiche di progetto, e utilizzando schemi di calcolo suggeriti dai fabbricanti.

3.3 La trasmissione con cinghie dentate

Le cinghie dentate

Le cinghie dentate sono organi flessibili che consentono la trasmissione di potenza nel moto rotatorio garantendo un rapporto di trasmissione costante grazie alla presenza di una dentatura che, coniugandosi con apposite puleggi, realizza una trasmissione di forze positiva. Tale aspetto distingue nettamente le trasmissioni con cinghie dentate da quelle con cinghie piatte o trapezoidali, dove

la trasmissione di potenza è affidata alle azione tangenziali di attrito tra cinghia e puleggia, con conseguenti strisciamenti e variazioni del rapporto di trasmissione in funzione della coppia trasmessa.

La struttura di una cinghia dentata è costituita da un nastro continuo esterno in elastomero di elevata resistenza (policloroprene) che ricopre uno strato di fili in fibra di vetro, avvolti ad elica in doppia serie, ciascuna con fili ritorti in senso opposto. I fili di fibra di vetro presentano una elevata stabilità dimensionale ed una notevole resistenza alla trazione.

A questi elementi aderisce la dentatura, realizzata ancora in policloroprene e rivestita di un tessuto di poliamide, con particolare resistenza all'abrasione e basso coefficiente di attrito. Il profilo della dentatura può essere trapezoidale oppure curvilineo. Nel secondo caso si ottiene uno stato di sollecitazione più omogeneo all'interno del dente.

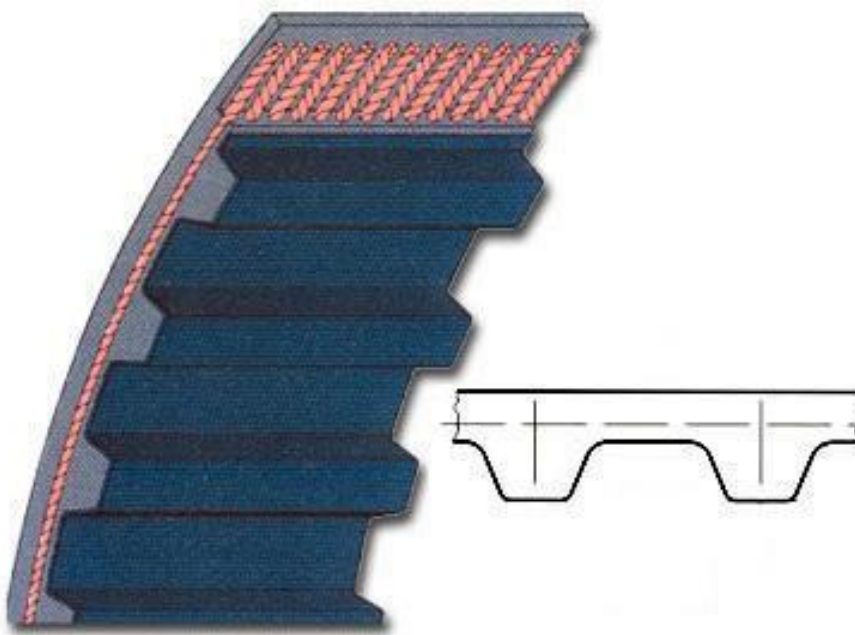


Figura 4.4 - Cinghia sincrona

L'elevata flessibilità e la notevole resistenza delle cinghie dentate ne consentono un impiego equivalente, entro ampi limiti, a quello delle ruote dentate e delle catene, con velocità che possono arrivare fino a 50 m/s.

Le cinghie dentate non richiedono lubrificazione e funzionano con bassa

rumorosità.

Le pulegge per cinghie dentate recano sulla fascia esterna i vani per

l'accoppiamento con i denti della cinghia. Possono essere realizzate in materia plastica o alluminio, per passi fino a 5 mm, in acciaio o ghisa per passi superiori. Per evitare lo scarrucolamento della cinghia è necessario che almeno una puleggia, di solito quella minore per motivi economici, sia dotata di flange. Come nel caso delle cinghie trapezoidali, anche per il dimensionamento di una trasmissione con cinghie dentate ci si basa, solitamente, sulle indicazioni dei fabbricanti, che suggeriscono procedure di selezioni variabili da produttore a produttore.

CAPITOLO 4

SCELTA DEI COMPONENTI DELLA TRASMISSIONE

4.1: Introduzione cinghia

Lo studio della cinghia adotta al nostro motore avviene tramite alcune fasi

Dati: Potenza, Velocità, rapporto di trasmissione (D_p/d_p)

1. Fissato il fattore di servizio, si determina la potenza di calcolo;
2. Noti il numero di giri della puleggia minore e la potenza di calcolo si sceglie la sezione appropriata della cinghia ;
3. Si stabilisce il diametro primitivo della puleggia minore e maggiore ;
4. Si determina la lunghezza della cinghia l_p ;
5. Si sceglie la lunghezza disponibile l_d più vicina a quella determinata al punto precedente;
6. Si calcola la velocità della cinghia;
7. Con la velocità della cinghia, la sua sezione e il diametro primitivo equivalente si determina la potenza nominale p_I trasmissibile da una cinghia;

La cinghia è prodotta con un materiale plastico, sufficientemente elastico e resistente da poter sopportare le continue sollecitazioni esterne. Basta pensare infatti che è perennemente in tensione, ed è sottoposta a sbalzi di temperatura talvolta molto bruschi.

La sua lacerazione provoca quasi sempre dei danni molto importanti al motore: rottura dei pistoni, delle valvole, dell'albero motore e a volte anche della pompa dell'acqua. Per questo è importante studiare bene il suo dimensionamento, così che non vada incontro lungo la vita del motore a costi imprevedibili che potevano essere evitati solo facendo un dimensionamento adeguato

La struttura è composta da un albero primario (motore), che tramite una trasmissione a cinghia, mette in rotazione l'albero secondario (condotto). Le potenze in gioco sono di elevata entità, perciò ho deciso di utilizzare una trasmissione a cinghia anziché a catena. Per un'applicazione di questo tipo ho deciso di utilizzare cinghie

trapezoidali, dal momento che il rapporto di trasmissione tra l'albero motore e l'albero condotto è abbastanza spinto: secondo i dati di progetto, avrei $W_{in}=6200\text{rpm}$ e $W_{out}=2800\text{rpm}$ / $\tau=W_{out}/W_{in}=0.45$

Vantaggi Cinghia

- Funzionamento particolarmente silenzioso;
- Assorbimento elastico e smorzamento degli urti ;
- Semplice struttura costruttiva;
- Non necessitano di lubrificazione, ridotta manutenzione;
- Economiche, particolarmente per elevati interassi ;
- Semplicità di acquisto e possibilità di conservazione dei ricambi ;
- Trasmissione anche su più assi distanti tra loro;
- Basso rapporto peso/potenza;
- Elevato rendimento meccanico (95% ÷ 98%);

Svantaggi Cinghia

- Maggior carico sugli alberi ;
- Ingombro elevato (si richiede il minimo interasse possibile) ;
- Presenza di slittamenti ed usura • Temperature di funzionamento limitate (-40°C ÷ 70°C) ;
- Sensibili agli acidi, benzina, olio, vapore d'acqua • Variabilità del coefficiente d'attrito in funzione delle condizioni ambientali ;
 - L'allungamento permanente della cinghia (funzione del materiale, del carico e della durata) richiede la possibilità di regolarne la tensione ;

In particolare ci si riferirà alle cinghie dentate, i cui vantaggi sono :

- A differenza delle altre cinghie, quelle dentate garantiscono un accoppiamento di forma e non per attrito ;
- Garantiscono un rapporto di trasmissione costante, indipendentemente dal carico e dalle condizioni ambientali ;
- Esenti da manutenzione, insensibili all'olio e alla benzina;
- Rumorosità ridotta rispetto alle catene, maggiore rispetto alle altre tipologie di cinghie ;

- Presenza di piccoli urti durante la fase di ingranamento; da evitare quando sia richiesta una dinamica particolarmente raffinata ;
- Richiedono una tensione di precarico ridotta; bassi sforzi su tutti i componenti del sistema Trasmissioni con cinghia dentata ;
- Rendimenti meccanici particolarmente elevati ;
- Possibilità di trasmettere il moto a più assi ;
- Permettono di ottenere sistemi estremamente compatti e leggeri ;
- Consentono un impiego in un campo di velocità particolarmente ampio ;
- Possibilità di impiegare diametri delle pulegge ridotti ;
- Impiego dei galoppini consigliato solamente per sistemi con alto rapporto di trasmissione, al fine di aumentare l'arco di avvolgimento e quindi i denti in presa ;

4.2: TIPI DI CINGHIA

Esistono vari tipi di cinghie, a seconda dell'uso e della situazione in cui sono chiamate ad operare. Ecco i principali tipi:

Cinghia piatta

Molto usata in passato, ha una sezione rettangolare molto appiattita, poco spessa (solitamente sui 3-5 mm) e molto larga. Può essere in cuoio, usando le pelli dorsali di bovini adulti, oppure in fibre tessili.

La chiusura dell'anello può essere eseguita tramite un taglio inclinato molto allungato con successiva cucitura dei lembi con lacci di cuoio, oppure con un taglio netto trasversale e graffe metalliche, che però disturbano la trasmissione.

Le pulegge hanno una faccia esterna liscia su cui appoggia la cinghia, e questa faccia, in almeno una delle due pulegge, solitamente quella motrice, deve essere leggermente bombata per permettere l'autocentratura della cinghia, impedendone la caduta.

I vantaggi di tale tipo di cinghia sono: -Costo relativamente basso di montaggio o sostituzione, -Semplicità di montaggio, -Trasmissione della potenza a lunghe distanze, -Elevata elasticità, quindi possibilità di assorbire brusche variazioni di coppia.

Cinghia trapezoidale

Inventata da John Gates nel 1917 è ancora molto utilizzata perché fornisce un ottimo compromesso tra dimensione, potenza trasmissibile e massima velocità. La sezione trapezoidale, con la base minore rivolta verso l'interno dell'anello, fornisce un ottimo attrito con le gole della puleggia, avente anch'essa una scanalatura trapezoidale, evita

gli attorcigliamenti e permette di trasmettere una grande potenza. Queste caratteristiche vengono valorizzate da un diverso disegno del trapezio, con i lati laterali incurvati verso l'interno e il dorso esterno bombato. Per la trasmissione di potenze maggiori vengono impiegate più cinghie in parallelo, invece di una di grandi dimensioni.

La cinghia è composta da un'anima di fili di nylon che trasmettono il moto di trazione, ricoperti da uno strato di gomma vulcanizzata che forma un anello senza giunture.

Le cinghie trapezoidali di più recente concezione hanno la parte interna segmentata per migliorare l'attrito e la flessibilità, permettendo l'avvolgimento anche su diametri molto piccoli, come nei variatori, oppure se sottoposte a tensione per mezzo di tendicinghia che lavorano sul dorso esterno. Esistono cinghie a doppio trapezio, adatte a trasmettere il moto a più pulegge, alcune delle quali posizionate sul dorso esterno; in questo caso la sezione della cinghia è simmetrica.

L'angolo delle cinghie trapezoidali è di 40° mentre quello delle gole della puleggia varia dai 34° ai 38° , pertanto la cinghia lavora in compressione. Grazie alla cinghia trapezoidale abbiamo un minore slittamento tra puleggia e cinghia, un minor rumore creato e possiamo avere degli elevati rapporti di trasmissione.

Cinghia poli-V



Cinghia poli-V e puleggia multigole

Nei moderni motori endotermici e nei più svariati macchinari la classica cinghia trapezoidale è sempre più sostituita da un sistema a cinghia e pulegge multigole. Questo tipo di cinghia è strutturalmente sempre in gomma con inserti di fili di nylon, ma è caratterizzata da un profilo piatto e internamente da un numero multiplo di incavi e denti longitudinali a forma di V, numero che negli impieghi più comuni va da 3 a 7 ma può arrivare fino a 12. L'accoppiamento su pulegge di eguale disegno permette un'ottima aderenza e silenziosità e la possibilità di percorrere curve di raggio molto vario con un'unica cinghia su diverse pulegge. Nei motori per autoveicoli ha sostituito il sistema a più cinghie trapezoidali, utilizzandone al massimo due, talvolta anche una sola, detta "cinghia servizi", che prendendo il moto dall'albero motore può azionare contemporaneamente l'alternatore, la pompa

dell'acqua, il compressore del servosterzo e dell'aria condizionata. Normalmente la possibilità di registro per il tensionamento è molto limitata o nulla, e la cinghia viene mantenuta in tensione da un sistema di cuscinetti e rulli di rinvio. Se con le cinghie trapeziodali una lunghezza dell'ordine di un metro poteva cominciare a dare problemi di tensionamento, con questo tipo di cinghia si può arrivare e superare la lunghezza di due metri.

Cinghia dentata o sincrona



Cinghia dentata sincrona

È formata da una serie di denti collegati da una fascia continua che forma un anello chiuso. La fascia che li collega è formata da gomma che racchiude al suo interno una spirale di cavi d'acciaio o di altri materiali altamente resistenti e flessibili (ad esempio kevlar). I denti possono essere su una sola delle facce (di solito quella interna), ma anche su entrambe le facce, nel caso di applicazioni particolari. Essi sono stampati nella gomma, ma sono ricoperti da un sottile strato di materiale tipo nylon, o simile, che offre elevata resistenza all'usura; senza di quello la gomma si consumerebbe rapidamente contro i denti delle pulegge dentate. Le cinghie dentate sono usate quando è importante trasmettere una grande potenza senza slittamenti e perdite di potenza, e quando è richiesta una particolare silenziosità. Viene anche impiegata in applicazioni di precisione, perché garantisce assenza di slittamenti e mantiene regolare il movimento degli organi meccanici in fase tra di loro. La puleggia ha un profilo esterno dentato che ingrana con i denti della cinghia, assicurando una trasmissione stabile, veloce e precisa, per questo viene anche definita "cinghia sincrona". Viene impiegata per esempio nei motori endotermici, dove comanda e sincronizza le valvole con i pistoni in sostituzione della catena, che tende ad allungare il suo passo per usura e può rendere irregolare la fase tra valvole e cilindri.

Un uso particolare come cinghia di trasmissione viene fatto in campo motociclistico al posto della tradizionale catena, sistema tipicamente utilizzato dalla Harley Davidson.

4.3: CALCOLO DELLA POTENZA

1. Fissato il fattore di servizio, si determina la potenza di calcolo

Dalla tabella in figura, in base alle caratteristiche del motore, in corrispondenza dell'utilizzatore e del tipo di funzionamento, ricavo il fattore di servizio F_s .
In questo caso, visto le potenze in gioco, il fattore di servizio è $F_s=1.3$

| Tabella III Fattore di servizio C_s . | | | | | | |
|---|--|------|------|---------|------|------|
| Macchina Operatrice | Motore elettrico a coppia di spunto: | | | | | |
| | Normale, oppure motore a comb. interna | | | Elevata | | |
| | S.I. | S.N. | S.C. | S.I. | S.N. | S.C. |
| Ventilatore e compressore centrifugo; pompa centrifuga; trasportatore a nastro (leggero) | 1 | 1,1 | 1,2 | 1,1 | 1,2 | 1,3 |
| Gruppo generatore; linea di alberi; macchina da lavanderia; macchinario per stampa; macchina utensile; pressa; trasportatore a nastro (pesante) | 1,1 | 1,2 | 1,3 | 1,2 | 1,3 | 1,4 |
| Compressore o pompa alternativi; macchinario per cantiere; trasportatori; elevatori; frantoi | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,4 | 1,5 | 1,6 |
| Mulino a pale; a cilindri; molazza | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 1,5 | 1,6 | 1,7 |

La prima cosa fare è usare il F_s per calcolare la potenza di calcolo

$$P_c = P_{max} * F_s = 134,23 * 1.3 = 174.5 \text{ kW}$$

dove P_{max} è la potenza data dal motore in hp (180hp in questo caso) convertita in Kw

4.4: SEZIONE DELLA CINGHIA

- 2. Noti il numero di giri della puleggia minore e la potenza di calcolo si sceglie la sezione appropriata della cinghia**

Per il tipo di cinghia usata la ditta “Continental” ci da a disposizione due possibilità di sezione della cinghia, 8mm o 14mm. In base al numero di giri della puleggia con diametro minore ed in base alla potenza del motore, decido di utilizzare una cinghia di tipo C8M, ovvero con 8 mm di diametro.

4.5: SCELTA DEI TIPI DELLE PULEGGE E DETERMINAZIONE DELL'INTERASSE

- 3. Si stabilisce il diametro primitivo della puleggia minore e maggiore ;**
- 4. Si determina la lunghezza della cinghia l_p ;**
- 5. Si sceglie la lunghezza disponibile l_d più vicina a quella determinata al punto precedente;**

Conoscendo il rapporto di trasmissione τ , compatibilmente con le limitazioni d'ingombro, si adotta la coppia di pulegge con diametri primitivi 81,49mm e 180,80mm, in cui 81,49mm è la motrice, mentre la 180,80mm è la condotta.

OSSERVAZIONE : In base ai diametri scelti delle pulegge, il rapporto di trasmissione $\tau=81,49/180,80=0.45$, perciò va bene.

Il calcolo dello sviluppo cinghia viene eseguito per mezzo della seguente formula:

$$L_t = 2 \cdot l_t + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + (D_p - d_p)^2 / (4 \cdot l_t) \text{ dove :}$$

L_t = Lunghezza primitiva teorica della cinghia;

l_t = Interasse teorico = 145.44

D_p = Diametro primitivo della puleggia maggiore = 180,80mm;

d_p = Diametro primitivo della puleggia minore = 81,49mm;

pertanto : $L_t = 719.63 \text{ mm}$. Tuttavia lo sviluppo scelto , di produzione standard a catalogo è $L_p = 720 \text{ mm}$

Calcolo interasse effettivo:

$$l_e = l_t + (L_p - L_t)/2 = 145.625$$

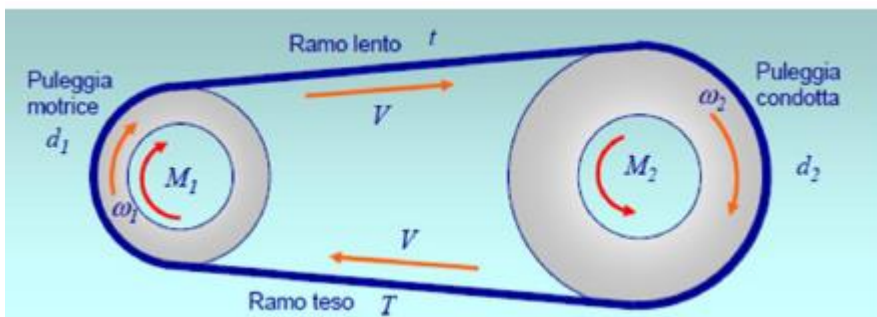
perciò leggermente maggiore rispetto al dato di progetto

4.6: ANGOLO DI AVVOLGIMENTO

L'angolo di avvolgimento della cinghia sulla puleggia minore si determina con la seguente

formula:

$$\Theta = 180^\circ - 57 \cdot (D_p - d_p) / l_e = 141.13^\circ$$



CAPITOLO 5

STUDIO COMPONENTI

1. CINGHIA

Il punto di partenza per il dimensionamento della cinghia sono i dati a nostra disposizione.

Sappiamo che il numero di giri del nostro Fiat Twin Air gira a 6200rpm.

Ci sono svariate tipologie di cinghie che riescono a trasmettere le alte forze in gioco, però devo trovare il giusto compromesso tra forze trasmissibili e dimensioni. Con dimensione intendo la larghezza, perché da essa dipende anche la grandezza delle pulegge e quindi il peso, fattore importantissimo perché avendo alte accelerazioni mi influisce enormemente nelle forze d'inerzia.

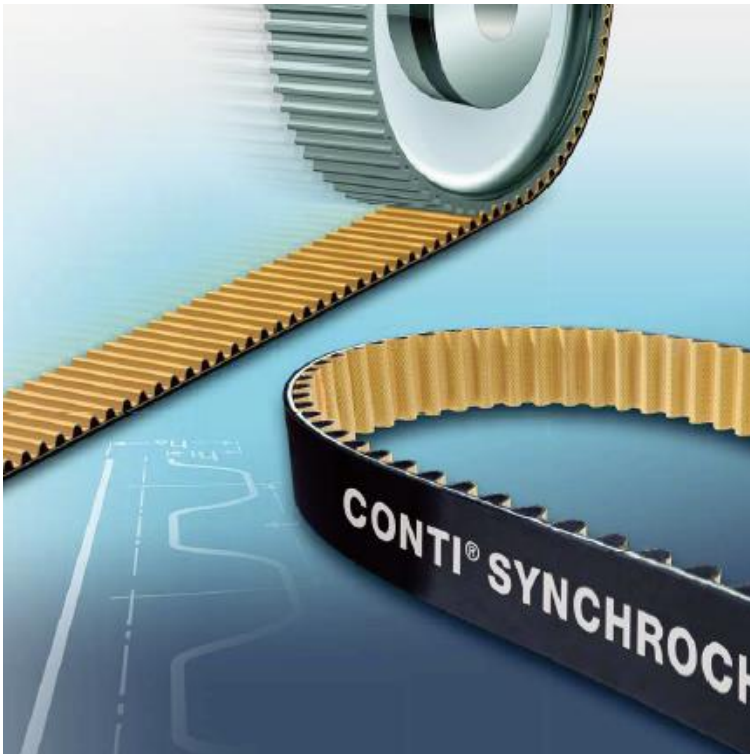
La scelta della cinghia cadrà su quella che si rivelerà la più leggera e la più robusta. Per il tipo di cinghia si è scelto il catalogo CONTITECH della nota casa costruttrice Continental, per la facilità di reperimento dei prodotti e per la loro ottima qualità.

Consultandolo ho notato che la tensione massima a cui resistono le varie tipologie di cinghie è molto elevata anche su larghezze relativamente piccole.

Il problema però, nasce dal fatto che l'alta dinamicità del sistema riduce di molto la forza trasmissibile dai denti delle pulegge, più esse hanno un numero di giri elevato e meno è la forza che trasmettono.

Nel catalogo è presente una tabella per ogni tipo di cinghia, nella quale è possibile trovare la forza che riesce a trasmettere il dente per centimetro di superficie ($F_{p\text{ spec}}$), in funzione del numero di giri della puleggia.

Grazie a una formula ovvia, ma pur sempre fondamentale, posso calcolarmi la forza trasmissibile dalla puleggia, semplicemente facendo il prodotto della forza trasmissibile del dente ($F_{p\text{ spec}}$) per la sua larghezza (b) e per il numero di denti in presa (z_p). Per la scelta della cinghia in particolare mi sono indirizzato sulla tipologia Conti Synchrochain, cioè una cinghia di distribuzione ad alte prestazioni progettata per le applicazioni in azionamenti con forza di accelerazione molto elevate, nonché per la trasmissione di una coppia elevata alle basse velocità. La combinazione di una straordinaria resistenza alla trazione con un'elevata resistenza agli strappi rende possibile le applicazioni estreme. Il suo design originale prevede un profilo CTD di nuova progettazione con elementi di trazione in fibra aramidica ultra resistenti integrati nell'assemblaggio, che assicurano una ottima trasmissione della potenza per coppie elevate.



Caratteristiche e vantaggi:

- Elevata sollecitazione dinamica fino a 40 m/s
- Supporto e denti in poliuretano
- Tessuto speciale trattato
- Cavo in fibra aramidica con intrecci S/Z
- Senza necessità di manutenzione
- Non richiede lubrificazione o serraggio
- Funzionamento a bassa rumorosità
- Estremamente resistente a diversi agenti chimici e oli
- Resistente all'ozono e ai raggi UV
- Tropicalizzato
- Resistente alle temperature da -40 °C a 80 °C

Trasmissione

La cinghia di distribuzione Conti Synchronchain Carbon trasmette movimenti rotativi con angoli precisi e con una velocità costante del nastro. La corrispondenza tra la cinghia e la puleggia di comando è sincrona, in modo da evitare l'effetto cricchetto e aumentarne l'affidabilità. Il profilo CTD (Conti Torque Drive) di nuova progettazione combina i vantaggi dei profili HTD e STD. HTD è l'abbreviazione di "HIGH TORQUE DRIVE", ovvero trasmissione a coppia elevata. Queste infatti possono trasmettere a bassa velocità coppie elevate che in passato erano trasmissibili solo con catene o ingranaggi. STD invece è la sigla di "Super Torque Drive", hanno caratteristiche superiori rispetto al profilo trapezoidale delle cinghie dentate classiche. Il profilo della cinghia è infatti progettato per un ingranamento progressivo

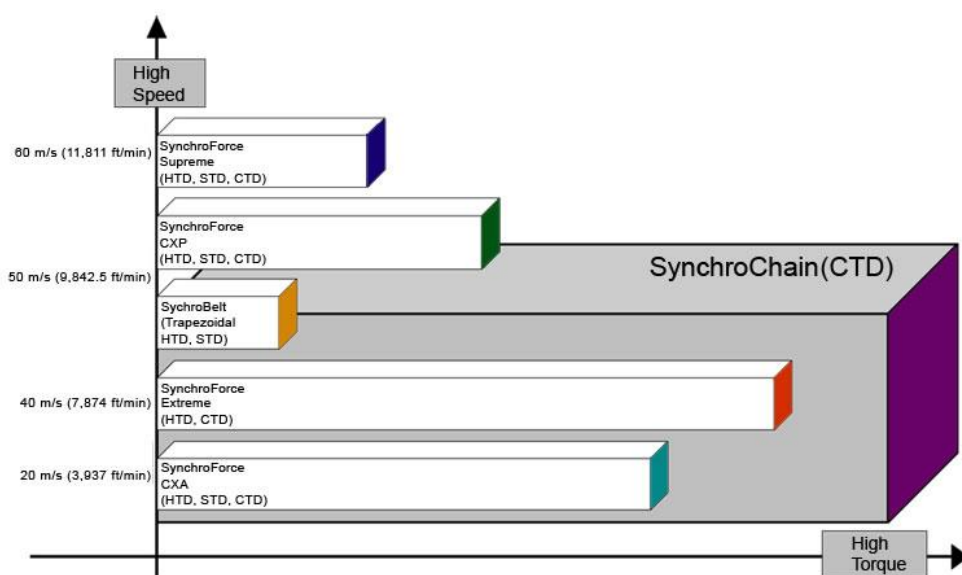
del dente con ridotto effetto poligonale. La potenza trasmissibile viene così notevolmente aumentata. Eliminando le punte di pressione e distribuendo in modo uniforme il carico del dente, facendo diventare questo tipo di cinghia la soluzione ideale per trasmettere valori di potenza e di coppia anche a basse velocità di rotazione, risolvendo il problema di tranciamento alla base del dente che vincola la cinghia dentata tradizionale a valori di potenza trasmessa inferiori a quelli che potrebbero essere sopportati dalla sola parte piatta. Le STD hanno il dente con forma trapezoidale, vengono chiamate cinghie sincrone, perché assicurano una trasmissione stabile, veloce e precisa. Perciò la CTD mette insieme le caratteristiche di queste due cinghie. La scorrevolezza estremamente fluida è garantita dalla puleggia a forma di arco e dal dente posizionato nel punto più alto, che assicurano un ingranaggio armonico dei denti e un'eccellente protezione contro lo slittamento della cinghia. Sono cinghie di distribuzione per impieghi pesanti

Di conseguenza ho ricavato che le possibili tipologie di cinghie utilizzabili presentano

i seguenti codici:

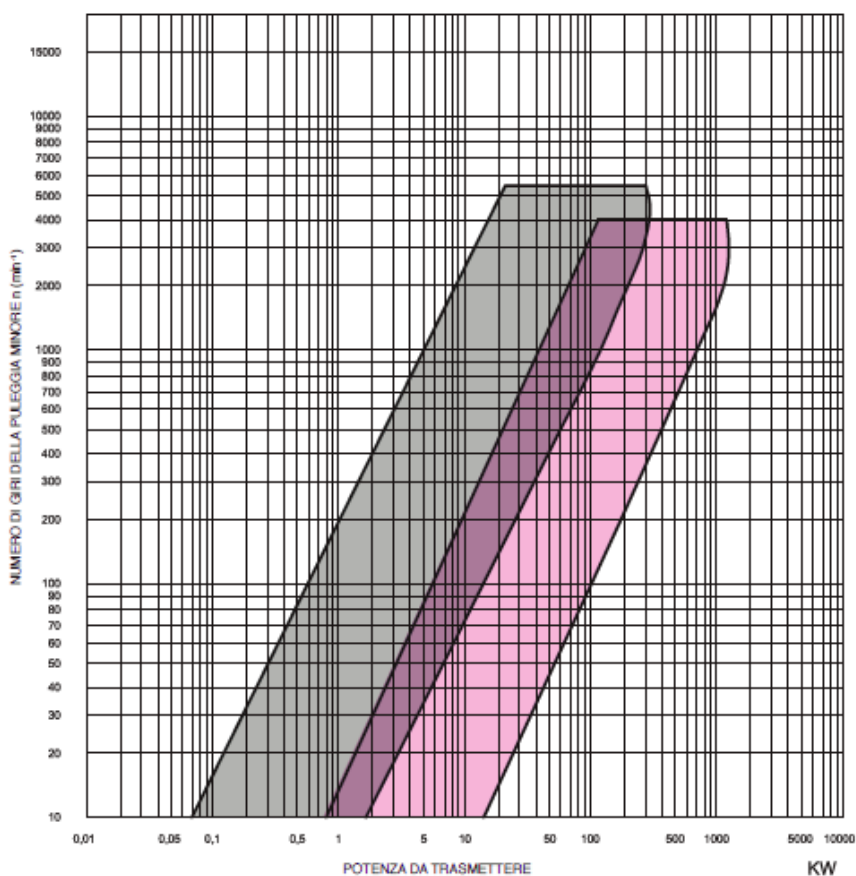
- CTD 8mm
- CTD 14mm

La sigla è composta da un prefisso, che è quello formato dalle 3 lettere e che indica la tipologia del dente, e da un numero finale che indica il passo tra i denti in mm.



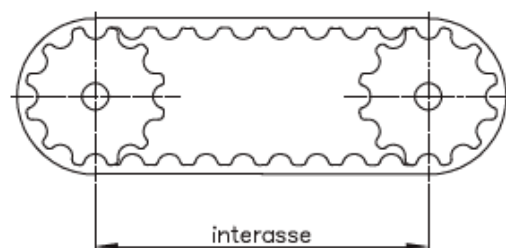
SCELTA DEL PASSO DELLE CINGHIE DENTATE BELT PITCH SELECTION CHART

CTD 8M 14M



TOLLERANZE SULLE LUNGHEZZE LENGTH TOLERANCES

| lunghezza cinghia | tolleranza in relazione all'interasse delle pulegge |
|-------------------|---|
| 640 - 1000 | $\pm 0,65$ mm |
| 1000 - 1960 | $\pm 1,3$ mm |
| 1960 - 3500 | $\pm 1,5\%$ |
| 3500 - 4480 | |

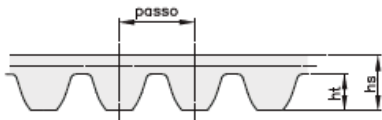


Tutti i tipi di cinghia sono dotati di trefoli interni in diversi materiali che variano la rigidità, l'allungamento e la resistenza, i più comuni sono in acciaio o in kevlar. Nel mio caso specifico, l'avvolgimento della cinghia nel sistema, crea una contro flessione che mi genera un vincolo sulla dimensione minima del diametro del rullo di contro flessione. Questo diametro varia in base alla tipologia di cinghia ed è ricavabile dal catalogo. Il numero 8 e 14 sta a indicare il tipo di passo. Nel nostro caso dai calcoli effettuati e dall'utilizzo del programma "Transmission Designer 7.4" (Programma per il dimensionamento delle cinghie della famiglia Contitech) si è trovato che il passo per il nostro tipo di utilizzo più indicato è quello da 8mm. Oppure si poteva utilizzare la tabella sopra dove si trova il passo della cinghia andando ad incrociare il numero di giri della puleggia presa in considerazione (in min^{-1}) con la potenza da trasmettere (in Kw).

Sempre tramite il suddetto programma immettendo la potenza che si voleva

trasmettere(180hp = 134,226 kW),il diametro delle due pulegge (81,24mm e 180,80mm) ci è stato indicato che il tipo di cinghia più idonea da utilizzare per il nostro motore è la cinghia “CONTI CTD 720-C8M-62-SYNCHROCHAIN CARBON”,dove 720 indica la lunghezza della cinghia e 62 indica la larghezza della sezione trasversale.

Introducendo i parametri dentro al programma “ Trasmission Designer 7.4” trovo che la puleggia piccola ha un numero di denti di 32 e quella grande di 71.



PRESTAZIONI: 30% SUPERIORI ALLE CINGHIE SYNCHROCHAIN

Proprietà

- Resistente all'olio
- Resistente ai raggi UV e all'ozono
- Resistente ad elevate sollecitazioni fino a 40m/s
- Senza manutenzione
- Adatta a temperature da -40°C a 100°C
- Resistente alla flessione

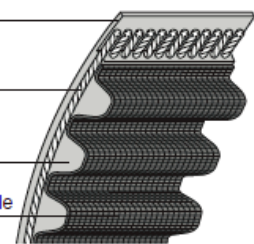
UTILIZZABILI UNICAMENTE SU PULEGGE DENTATE “PCB”

Dorso in poliuretano

Anima resistente con fibra di carbonio a torsione equilibrata

Dente in poliuretano

Tessuto con trattamento speciale

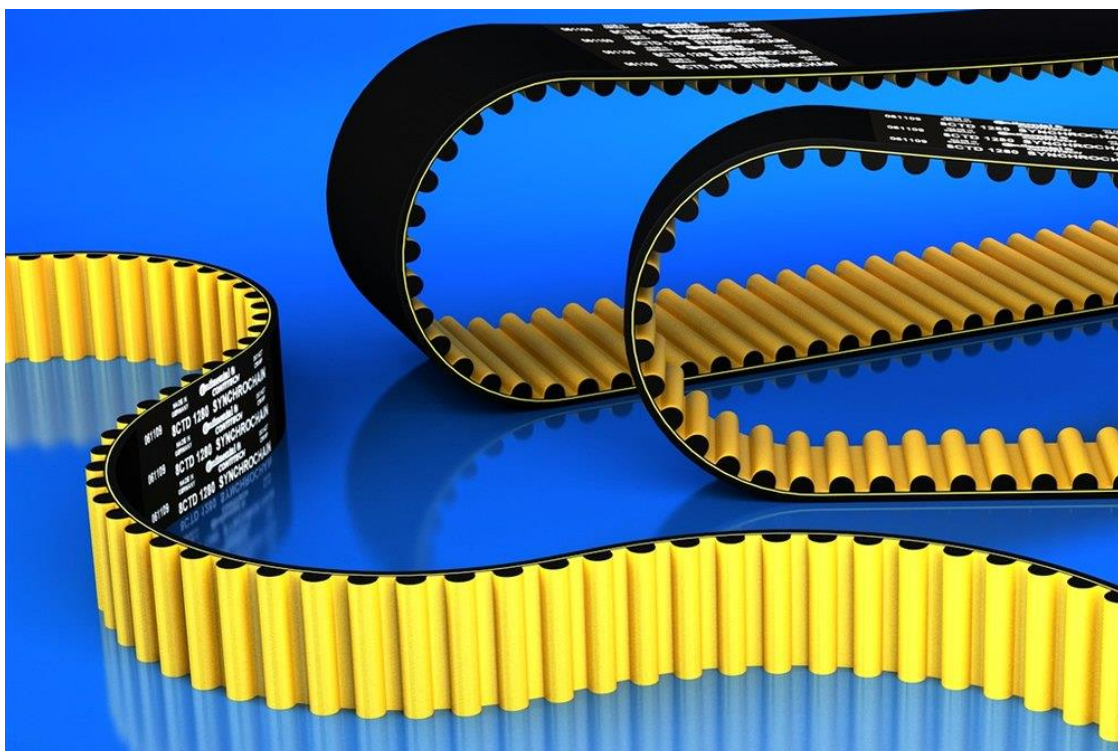


DIMENSIONAMENTO E TOLLERANZE SULLO SPESSORE
SIZES AND TOLERANCES OF THE THICKNESS

| tipo | passo mm | hs mm | toll. mm | ht mm |
|---------|----------|-------|----------|-------|
| CTD 8M | 8 | 5,6 | ± 0,30 | 3,4 |
| CTD 14M | 14 | 10 | ± 0,45 | 6,1 |

TOLLERANZE SULLE LARGHEZZE
WIDTH TOLERANCES

| larghezza cinghia | 8M | 14M |
|-------------------|-----------|--------|
| fino 50 | ± 0,65 mm | ± 1 mm |
| fino 100 | ± 1,3 mm | ± 2 mm |
| oltre 100 | ± 1,5% | ± 2% |



Continental Power CONTITECH Transmission Designer 7.4

New Open Save Language Send PDF Info User Exit

Belt

Belt nature: Timing belt | Belt profile: CTD
 Belt type: CONTI SYNCHROCHAIN Carbo | Tooth pitch: C8M

Geometry Delete input fields

| | | | |
|---------------------|-----------------|----------------------|-----------------|
| Small pulley | | Large pulley | |
| Pitch diameter | dwk: 81,49 mm | Pitch diameter | dwg: 180,80 mm |
| Number of teeth | zk: 32 | Number of teeth | zg: 71 |
| Speed | nk: 6200,00 rpm | Speed | ng: 2794,37 rpm |
| Transmission ratio | i: 2,21 | Required belt length | Lwgef: mm |
| Centre distance | a: 145,44 mm | Belt length | Lw: 720,00 mm |

Power Delete input fields

| | | | |
|----------------------|----------------|---------------------|-----------------|
| Small pulley | | Large pulley | |
| Torque | Mk: 206,74 Nm | Torque | Mg: 458,70 Nm |
| Transmission power | P: 134,226 kW | Required belt width | bgef: mm |
| Given service factor | C0gef: 1,3 Aid | Service condition | Average loading |

Result Show total result

| | | | |
|------------------------|----------------|-----------------------|------------------|
| Calculated belt width | berr: 61,11 mm | Total span tension | Fu: 5074,07 N |
| Chosen belt width | baus: 62,00 mm | Total axle load | Fv: 5310,70 N |
| Overall service factor | C0er: 1,32 | Static belt tension | Fstat: 2825,11 N |
| Power rating | Pr: 177,05 kW | Ideal value frequency | f: 365,63 Hz |

CONTI SYNCHROCHAIN
Timing belts for highest torque requirements

The CONTI[®] SYNCHROCHAIN ensures reliable power transmission at both high torque and with highly dynamic loads. As the first drive belt in this performance category, it permits counter flexing in multi-pulley drives and is the optimum alternative to chain drives.

CONTI CTD 720 - C8M - 62 - SYNCHROCHAIN Carbon

6. Si calcola la velocità delle cinghie;

$$\omega_1 = \pi/30 * 2800 \text{rpm} = 293.21 \text{ [rad/s]}$$

$$\omega_2 = \pi/30 * 6200 \text{ rpm} = 649.26 \text{ [rad/s]}$$

$$v_1 = \omega_1 * r_1 = 293.21 * (0,08149/2) = 11.94 \text{ [m/s]}$$

$$v_2 = \omega_2 * r_2 = 649.26 * (0,180/2) = 58.44 \text{ [m/s]}$$

7. Con la velocità della cinghia, la sua sezione e il diametro primitivo equivalente si determina la potenza nominale p_1 trasmissibile da una cinghia;

Per verificare che la scelta della cinghia indicata vada bene per il nostro caso devo tenere conto della relazione : $P_c < P_t$, dove P_c è la potenza di calcolo (quella calcolata prima) e P_t è la potenza trasmessa data da :

$$P_t = (P_b + P_{add}) * C_d * L_f * n$$

Dove:

- P_b =Potenza base

- P_{add} =Potenza addizionale in base alla larghezza

- C_d =coefficiente di correzione dei denti in presa ($z > 6$)

- L_f =coefficiente di correzione della lunghezza

Grazie al programma della Continental Contitech trovo che la P_b è di 177.05, perciò trovo che la relazione è soddisfatta:

$$174.5 < 177.05 .$$

Infatti la potenza che riesce a trasmettere questo tipo di cinghia è pari a 237hp, a fronte di 180hp del nostro motore.

Perciò la cinghia riesce a trasmettere il moto del nostro motore

5.2: MATERIALE DI COSTRUZIONE PULEGGE

La scelta dei materiali delle ruote dentate è molto importante per sopportare gli sforzi a cui sono sottoposte. La scelta del materiale ricade sull'acciaio che deve soddisfare dei precisi requisiti tra i quali troviamo:

- un'elevata resistenza alla fatica e all'usura;
- un'elevata resistenza agli urti;
- una buona lavorabilità per asportazione di truciolo;
- una buona attitudine ai trattamenti termici superficiali;

Le tipologie di acciaio più usate prendono il nome dal procedimento utilizzato per ottenerne una maggiore durezza in superficie e sono:

- Acciai per tempra superficiale;
- Acciai da cementazione ;
- Acciai da nitrurazione;

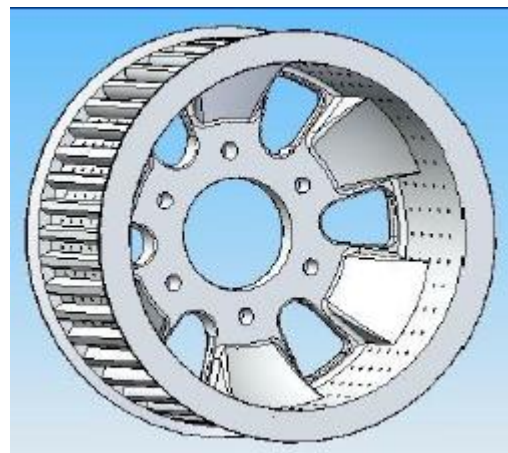
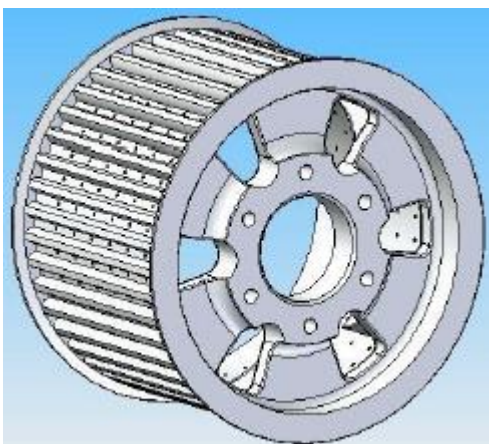
La scelta per le ruote dentate della trasmissione in esame è caduta su 14NiCr18 un acciaio di qualità strutturale ad alta resistenza laminato a caldo, facente parte della categoria degli acciai per tempra superficiale. All'interno di questo troviamo:

- Manganese: 0.40-0.70%;
- Silicio: 0,15-0.35%
- Piombo: 0,035%
- Cromo: 0,10-0.17%
- Molibdeno: 0,90-1.30%
- Tungsteno: 0,10%

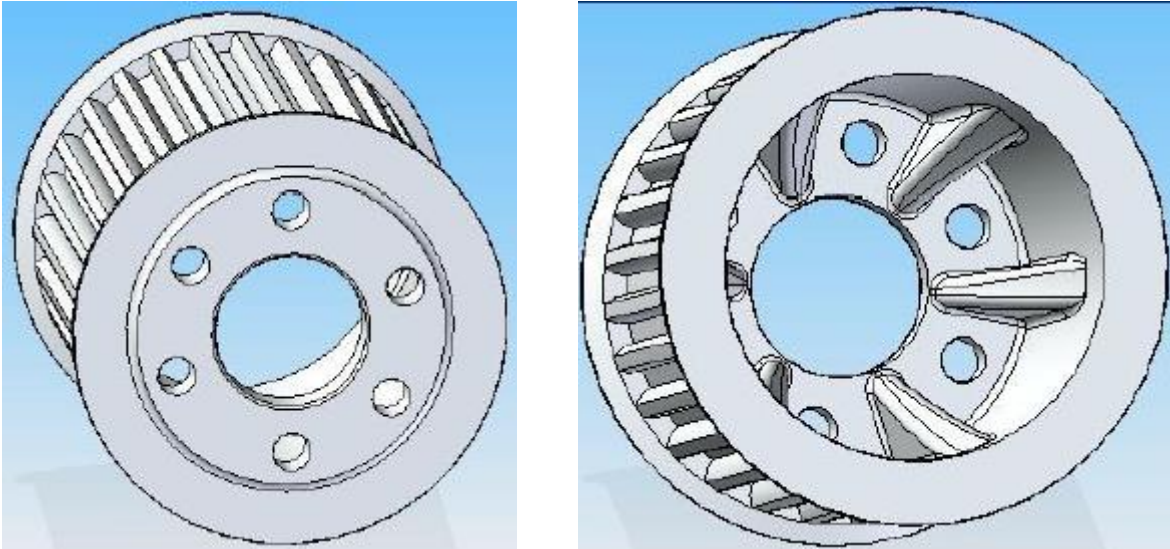
DISEGNI PULEGGE :

Seguendo le caratteristiche trovate per le pulegge tramite l'utilizzo di solidworks vado a modellare le pulegge. Questi saranno sottoposti ad un gran numero di giri al minuto anche per diverse ore consecutive ed è per questo importante il materiale scelto e anche la loro forma, mi devono cioè garantire dei livelli alti di sopportazione alle sollecitazioni e deformazioni ed inoltre devono essere modellati a seconda del tipo di cinghia che si utilizza. La prima che vado a verificare sono le pulegge condotte, quelle cioè che gireranno ad una minore velocità ma saranno di diametro maggiore

Puleggia condotta:



Puleggia motrice:



DIMENSIONAMENTO ALBERO

Proseguo ora col dimensionamento dell'albero.

Per tenere conto di eventuali effetti dinamici si considera un fattore di servizio $F_s=1,3$

- Puleggia motrice

La potenza corretta sarà:

$$P_c = F_s * P = 1,3 * 132,23 = 171,9 [Kw] = 171900 [W]$$

La velocità angolare della puleggia:

$$\omega = 2 \pi n / 60 = 2 \pi 6200 / 60 = 649,26 [rad/s]$$

Il momento torcente agente sull'albero

$$M = P_c / \omega = 171900 / 649,26 = 264,76 [Nm] = 264760 [Nmm]$$

Forza tangenziale agente sulla puleggia

$$F_t = 2 * M_t / D_p = 2 * 264760 / 81,49 = 6496,14 [N]$$

Tiro motore :

Questo dato ci viene dato dal programma Contitech Suite 7.4 e quindi non sono richiesti calcoli : $T_M = 5074,07$ [N]

-Puleggia condotta

La velocità angolare della puleggia:

$$\omega = 2 \pi n / 60 = 2 \pi 2800 / 60 = 293,21 [\text{rad/s}]$$

Il momento torcente agente sull'albero

$$M_t = P_c / \omega = 174500 / 293,21 = 595,14 [\text{Nm}] = 595140 [\text{Nmm}]$$

Forza tangenziale agente sulla puleggia

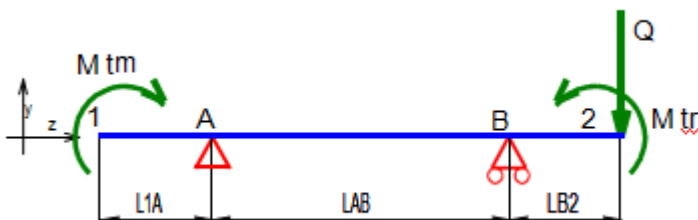
$$F_t = 2 * M_t / D_p = 2 * 595140 / 180,80 = 6583,40 [\text{N}]$$

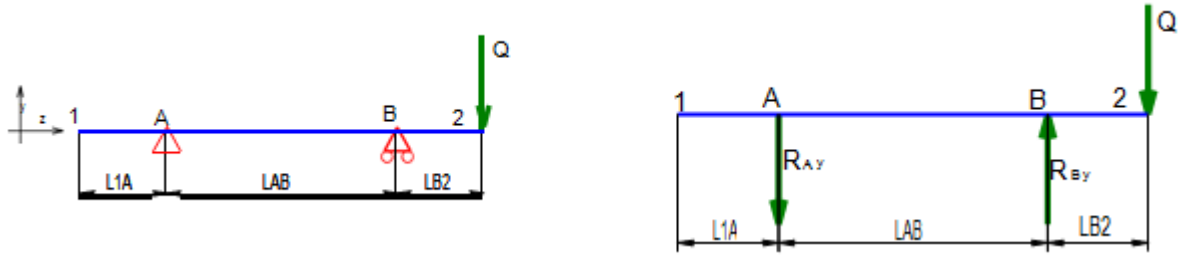
Tiro condotto

Anche questo dato ci viene dato dal programma Contitech Suite 7.4 e quindi non faccio ulteriori calcoli : $T_m = 2825.11$ [N]

$$Q = T_M + T_m = 5074.07 + 2825.11 = 7899.18 [\text{N}]$$

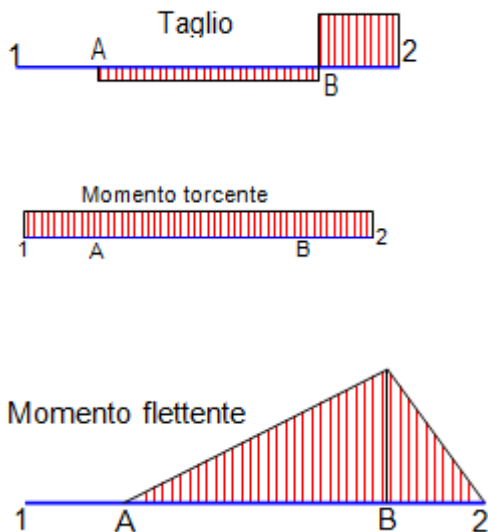
Calcolo reazioni vincolari





$$R_{by} = Q \cdot LA2 / (LAB) = (7899.18 \cdot 550) / (400) = 10861.38 \text{ [N]}$$

$$R_{ay} = R_{by} - Q = 10861.38 - 7899.18 = 2962.2 \text{ [N]}$$



Si vede che la sezione maggiormente sollecitata è la B dove è presente un momento flettente pari a

$$M_{bf} = Q \cdot LB2 = 10861.38 \cdot 150 = 1629207 \text{ [Nmm]}$$

La sezione 1 e 2 sono sottoposte solo a momento torcente

$$\sigma = R_s / \gamma = 420 / 3 = 140 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad \tau_{amm} = \sigma_{amm} / \sqrt{3} = 120 / \sqrt{3} = 80,83 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Il diametro della sezione B sarà:

$$D_b \geq \sqrt[3]{16 / (\pi \cdot \sigma_{amm})} \sqrt[4]{M_{bf}^2 + 3 \cdot M_t^2} = \sqrt[3]{148611,3} = 51,45 \text{ mm}$$

Nella sezione 1,2 agisce solo il momento torcente per cui facilmente si può ricavare il diametro minimo:

$$D1 \geq \sqrt[3]{16 * Mt / (\pi * \tau_{amm})} = \sqrt[3]{16 * 595140 / (\pi * 80,83)} = 33,47 \text{ mm}$$

Nella sezione A e B sono presenti due cuscinetti che dovranno durare almeno 10 000 ore, considerando la frequenza di rotazione n si :

$$L_{10} = (60 * n * h) / 10^6 = 60 * 2800 * 10000 / 10^6 = 1680 \text{ [milioni di ciclo]}$$

Dalla relazione generale sulla durata dei cuscinetti :

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

Dove P è il carico applicato, C è il carico dinamico e p vale 3 per i cuscinetti a sfera e 10/3 per quelli a rulli, si ottiene:

$$C = P * (L_{10})^{(1/p)}$$

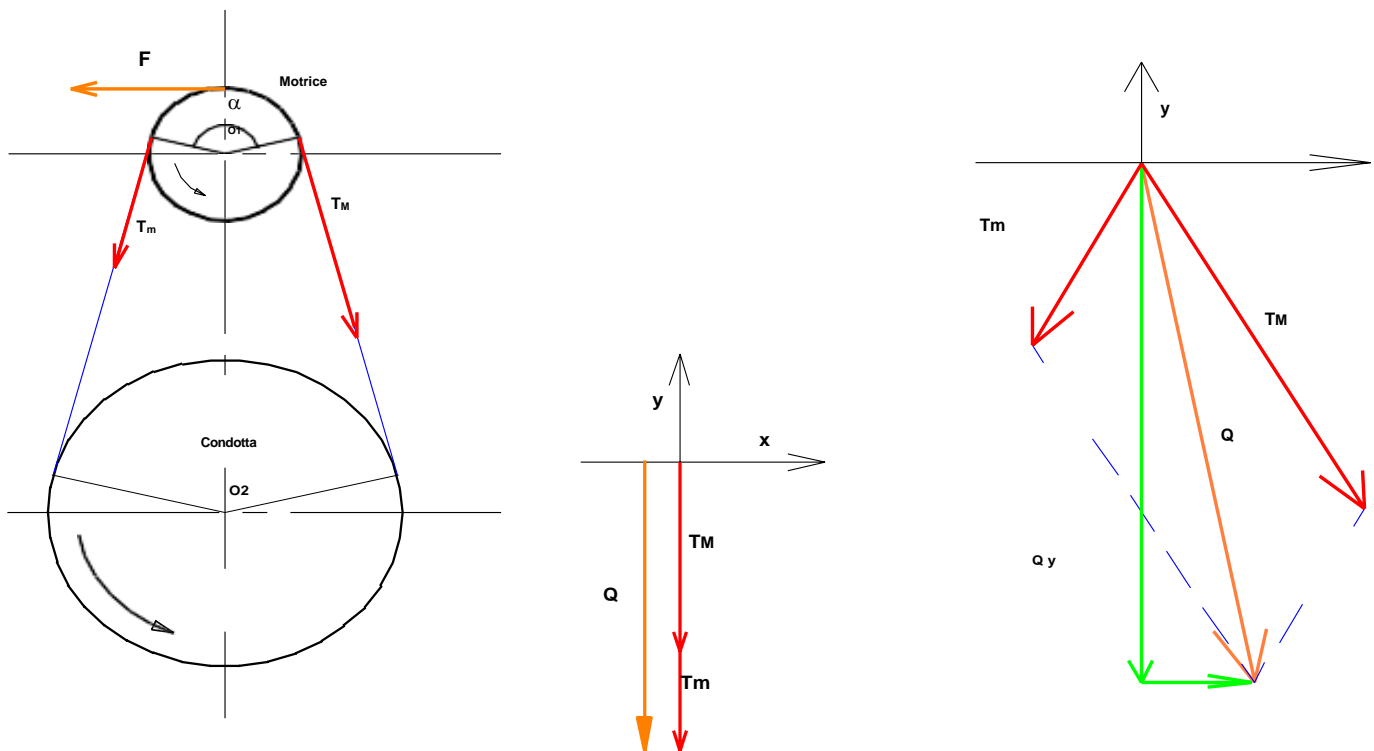
Che permette di ricavare il carico del cuscinetto da utilizzare.

Considerando cuscinetti a sfera si ha:

$$\text{Sezione B} \Rightarrow C = R_{by} * (L_{10})^{(1/p)} = 18117,80 * (1680)^{(1/3)} = 215381,58 \text{ [N]}$$

$$\text{Sezione A} \Rightarrow C = R_{ay} * (L_{10})^{(1/p)} = 4941,22 * (1680)^{(1/3)} = 58740,45 \text{ [N]}$$

Dai due carichi dinamici si scelgono i cuscinetti da utilizzare:



5.4:Cuscinetti

Quando si sceglie un cuscinetto per un'applicazione, sostanzialmente, si vuole essere certi di ottenere il livello di prestazione richiesto, al minor costo possibile. Anche la robustezza è importante, perché le condizioni in cui le macchine vengono montate, utilizzate e mantenute possono non essere esattamente note e, in effetti, cambiare nel tempo.

Oltre alla durata di base del cuscinetto, si devono considerare altri fattori chiave quando si definiscono le specifiche per una determinata applicazione, tra cui :

- Lubrificante e sistema di erogazione;
- Accoppiamenti con albero e alloggiamento;
- Classe di gioco del cuscinetto;
- Materiale e guida della gabbia;
- Stabilità dimensionale;
- Requisiti di precisione;
- Sistema di tenuta per il cuscinetto;
- Metodo di montaggio e manutenzione;

La prima fase del processo di selezione del cuscinetto è comprendere e documentare:

- Le prestazioni richieste
- Le condizioni di esercizio e le ipotesi associate

- Eventuali altri requisiti applicativi fondamentali

Le applicazioni possono imporre vari requisiti per la soluzione di cuscinetti. I fattori comuni comprendono:

- Durata di esercizio cuscinetto
- Velocità ammissibile e capacità di sopportare i livelli di accelerazione previsti
- Precisione della postizione radiale e assiale dell'albero
- Capacità di sopportare alte e basse temperature o temperature variabili
- Livelli di vibrazione e rumorosità previsti

I parametri di esercizio più importanti sono:

- Carico
- Velocità
- Temperatura
- Lubrificante e pulizia del lubrificante

Un cuscinetto può essere visto come un sistema di componenti: piste, elementi volventi, gabbia, tenute e (se presente) lubrificante. Le prestazioni di ciascun componente contribuiscono o determinano le prestazioni e la durata di esercizio del cuscinetto.

Per la scelta delle dimensioni del cuscinetto da adottare si possono usare due metodi:

- **Scelta delle dimensioni in base alla durata di base:** si basa sulla durata richiesta per il cuscinetto, tenendo in considerazione i possibili effetti della fatica da contatto di rotolamento, e richiede il calcolo della durata di base L_{10}
- **Scelta delle dimensioni in base al carico statico:** si basa sul carico statico che il cuscinetto può sopportare, tenendo in considerazione i possibili effetti della deformazione permanente, e richiede il calcolo del fattore di sicurezza statico S_0 per il cuscinetto.

Le dimensioni del cuscinetto, la temperatura di esercizio e le condizioni di lubrificazione di un determinato tipo di cuscinetto sono interdipendenti, ovvero:

- Le dimensioni del cuscinetto vengono scelte in base alle condizioni di carico, velocità e lubrificazione del cuscinetto
- La temperatura di esercizio è funzione delle condizioni di carico, velocità e lubrificazione e delle dimensioni del cuscinetto

- Le condizioni di lubrificazione dipendono da temperatura di esercizio, viscosità del lubrificante e velocità

Per la scelta dei cuscinetti ci affidiamo alla marca “SKF” per la loro per la facilità di reperimento dei prodotti e per la loro ottima qualità. I carichi presenti sono stati già calcolati nei capitoli precedenti, ora non resta che andare a cercare nel catalogo i tipi di cuscinetti più adatti al nostro caso. Il tipo di cuscinetti che adotteremo sarà quello dei cuscinetti a sfere che sono particolarmente versatili. Sono idonei per velocità elevate e molto elevate come nel nostro caso e possono sopportare carichi assiali e radiali in entrambe le direzioni e richiedono poche attività di manutenzione. I cuscinetti radiali a sfere sono i tipi più diffusamente utilizzati, quindi SKF li produce in molteplici esecuzioni, varianti e dimensioni.



Ora vado a calcolarmi le forza agenti sul cuscinetto:

$$\text{rpm} = 2800$$

$$\Omega_r = 2800 * \pi / 30 = 293,22$$

$$D_{23} \text{puleggia} = 180,80 / 1000 = 0.1808 \text{ mm}$$

$$\text{Malberoelica} = 134,23 * 1000 / 293,22 = 457,78$$

134,23=Power in kW

$$R_{23} = 2 * \text{Malberoelica} / D_{23} \text{diametro puleggia} * 2 = 5074,07$$

$$\mathbf{F_{assiale}} = 180 * 2 * 9,81 = 3531,6 \text{ [N]}$$

$$JJ = 0.7$$

$$BB = \pi / 3 = 1.05$$

BB=Ball Bearing

$$MG = JJ * BB * \Omega_r = 0.7 * 1.05 * 293,22 = 214,94$$

$$II = 62 / 100 = 0.062$$

$$bcuscinetti = 16 / 1000 = 0.016$$

$$II_{\text{vero}} = II - bcuscinetti = 0.046$$

$$aasbalzo = 31.5/1000 = 0.0315$$

$$RB1 = R23 * aasbalzo / II_{\text{vero}} = 3474.63 \text{ [N]}$$

$$RA1 = R23 + RB1 = 8548.7 \text{ [N]}$$

$$RA2 = MG / II = 3466.77 \text{ [N]}$$

$$RB2 = RA2 = 3466.77 \text{ [N]}$$

$$RA = RA1 + RA2 = 8548.7 + 3466.77 = 12014.47 \text{ [N]}$$

$$RB = RB1 + RB2 = 3474.63 + 3466.77 = 6941.4 \text{ [N]}$$

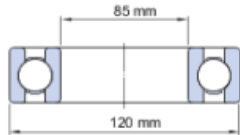
Vedo che il cuscinetto 61917 dura 650 ore e pesa 400gr con diametro minore di 85mm e diametro maggiore di 120 mm e con una larghezza B di 18 mm

Bearing rating life : 61917

Input parameters

| | |
|---|--|
| Select bearing internal radial clearance | Normal internal radial clearance |
| F_r Radial load | 12.015 kN |
| F_a Axial load | 1.931 kN |
| n_i Rotational speed of the inner ring | 2800 r/min |
| Operating temperature Bearing outer ring | 15 °C |
| η_c specification method | Cleanliness classification (recommended) |
| Lubricant type and cleanliness | High cleanliness (sealed bearing) |
| Viscosity calculation input type | Viscosity input at 40 °C and 100 °C |
| Viscosity at 40 °C | 70 mm ² /s |
| Viscosity at 100 °C | 9.4 mm ² /s |

Bearing data



Designation 61917

d 85 mm

B 18 mm

D 120 mm

C 31.9 kN

C₀ 30 kN

Type Deep groove ball bearing

[View bearing details](#)

Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

| Result | |
|---|-------------------------|
| L_{10mh} SKF rating life | 650 hour |
| a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF} | 5.85 |
| κ Viscosity ratio | 40.9 |
| P Equivalent dynamic bearing load | 12 kN |
| η_c Factor for contamination level | 0.85 |
| v₁ Required kinematic viscosity for κ=1 | 7.16 mm ² /s |
| L_{10h} Basic rating life | 110 hour |
| C/P Load ratio | 2.7 |

Come materiale per l'albero motore uso l'Fe510. Il numero 510 indica il valore della resistenza unitaria di rottura a trazione espressa in MPa, una eventuale ulteriore lettera indica la tenacità dell'acciaio. L'acciaio Fe510 ha rottura caratteristica di 510 MPa, ideale per le tensioni in gioco nella trasmissione presa in esame.

Ora proseguo col dimensionamento statico, considerando come materiale l'Fe510 ($\sigma_{snerv} = 355 \text{ MPa}$) usando il criterio di Von Mises nel punto più sollecitato.

Il **criterio di von Mises** è un criterio di resistenza relativo a materiali duttili (è quindi un criterio di snervamento), isotropi, con uguale resistenza a trazione e a compressione. Il criterio può essere fatto risalire originariamente a Maxwell (1856), che lo propose sulla base di considerazioni puramente matematico-formali. In un contesto più propriamente meccanico, il criterio è stato successivamente proposto da Richard von Mises (1913) e, pressoché indipendentemente e in base a considerazioni diverse, anche da Huber (1904) ed Hencky (1924). A tali autori il criterio è oggi più comunemente riferito.

Secondo tale criterio, lo snervamento del materiale viene raggiunto quando l'energia di deformazione *distorcente* raggiunge un valore limite, intendendo per energia di deformazione distorcente di un corpo l'aliquota dell'energia di deformazione elastica legata a variazione di forma (la deformazione distorcente) ma non di volume del corpo.

$$\begin{aligned}
\beta &= 2 \quad (\text{coefficiente interno di saldatura}) \\
\sigma_{\text{snerv}} &= 355 \text{ MPa} \\
DD &= 85/1000=0.085 \text{ m} \\
dd &= 70/1000= 0.070 \text{ m} \\
M_{\text{ftotale}} &= RB \left(\frac{II_{\text{vero}} + bc_{\text{cuscinetti}}}{2} \right) = 215.171 \text{ [N]} \\
Area &= \left(\frac{\pi DD^2 - dd^2}{4} \right) = 0.005736 \text{ [m}^2\text{]} \\
WWT &= \left(\frac{\pi (DD/2)^3 - (dd/2)^3}{2} \right) = 0.00009915 \\
\sigma_f &= M_{\text{ftotale}} / \left(\frac{DD^3 - dd^3}{32 * \pi} \right) = 79783672.67 \\
\sigma_N &= F_{\text{assiale}} / Area = 615690.37 \\
Torsione &= 0 \\
Taglio &= R23 / Area = 884600.7671 \\
\sigma_{id} &= \sqrt{(\sigma_f + \sigma_N)^2 + 3 (Torsione + Taglio)} / 10^6 = 80.4 \text{ [MPa]} \\
SF &= \sigma_{\text{snerv}} / \sigma_{id} = 355/80.4 = 4.4154
\end{aligned}$$

Partendo da questi dati si riesce a trovare il rapporto di trasmissione necessario per eseguire un dimensionamento opportuno dell'ingranaggio. Le ruote dentate saranno costruite in acciaio 14NiCr18; in questo modo si riesce ad ottenere la verifica a fatica mantenendo contenuti i costi dei materiali utilizzati.

L'albero in uscita dalla scatola di trasmissione dovrà essere appoggiato su due cuscinetti alle proprie estremità.

L'ottenimento della scatola di trasmissione avviene tramite un processo di fusione, causa la sua particolare conformazione. Al suo interno saranno previste le opportune sedi di alloggiamento dei cuscinetti che dovranno sorreggere l'albero di uscita, ed opportune tenute che garantiranno il contenimento dell'olio all'interno del proprio circuito.

Una volta che ho scelto un materiale appropriato adatto a sopportare le forze torsionali che vi gravano, e che ho dimensionato l'albero, prevedendo una riduzione di diametro con adeguato spallamento per l'alloggiamento dei cuscinetti a sfere.

Successivamente, per assicurarmi che l'albero non cedesse e non si deformasse troppo utilizzo la funzione di simulazione dei carichi SOLIDWORKS SIMULATION.

Per determinare l'entità della torsione agente sull'albero che collega il motore alla prima riduzione, bisogna fornire come input la coppia che vi agisce. Essa può essere ricavata sapendo la potenza P del motore e il numero di giri N:

$$C = (60 \cdot P) / (2\pi \cdot N)$$

La potenza fornita dal motore turboelica è pari a 134 kW, mentre il numero di giri N è 6200 rpm.

La coppia è quindi pari a:

$$C = (60 \cdot 134 \cdot 10^3) / (2\pi \cdot 6200) = 206 \text{ [Nm]}$$

Capitolo 6

SOLLECITAZIONI ELICA

6.1: L'ELICA

L'elica è un componente capace di trasformare la potenza meccanica proveniente da un motore, in una variazione della quantità di moto di un fluido e generando così una propulsione in accordo con il terzo principio della dinamica, secondo cui ad ogni azione, corrisponde una reazione uguale in modulo e contraria nel verso. L'elica ruota secondo moto circolare conferitogli da un albero a essa collegato e imprime al fluido un moto elicoidale, ossia una combinazione di moto rotazionale e assiale. I componenti principali di un elica sono le pale e il mozzo sul quale sono calettate (di forma a ogiva per ridurre al massimo la resistenza con l'aria), a sua volta collegato all'albero di rotazione. Le pale sono una sorta di "ali rotanti", con la differenza che queste rispetto alle ali convenzionali trasmettono la quantità di moto nella stessa direzione della velocità di avanzamento. Il fluido nel quale le eliche per uso aeronautico sono progettate e ottimizzate per operare è, ovviamente, l'aria atmosferica, considerata come un miscuglio di gas e vapori di diversa natura.

Data la scarsa densità dell'aria, le pale sono caratterizzate da alte velocità di rotazione e dallo spessore delle pale, più sottili rispetto alle controparti per uso navale dovendo queste operare in acqua, caratterizzata da una densità molto maggiore rispetto all'aria (circa 1000 volte più grande).

Un elica ricreata con software di disegno. È possibile notare la sottigliezza delle pale.

Le eliche inoltre devono presentare la medesima portanza lungo tutta la pala, quindi devono fornire la medesima spinta. Generalmente, il numero di eliche installata varia a seconda del tipo di motore utilizzato e alla potenza che esso può sviluppare.

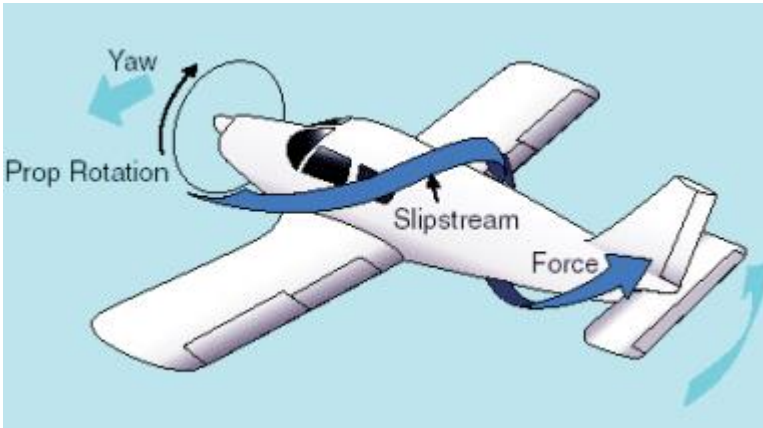
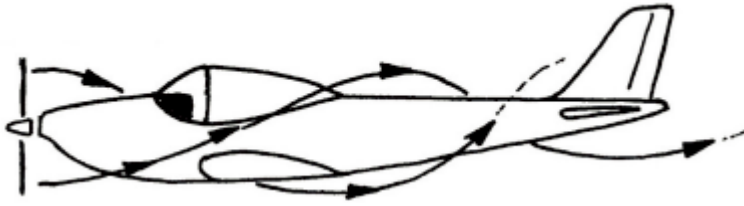
6.2: MUTUA INFLUENZA TRA ELICA E VELIVOLO

L'elica ed il velivolo nel loro funzionamento accoppiato si influenzano a vicenda. Infatti il movimento tridimensionale del velivolo influenza la corrente d'aria che investe l'elica e, analogamente, la posizione della spinta prodotta dall'elica e la sua scia determinano variazioni aerodinamiche sulle superfici di comando che provocano momenti e rotazioni indesiderate del velivolo. Riferendoci solo agli effetti provocati dal funzionamento dell'elica sul velivolo, distingueremo gli effetti di natura aerodinamica da quelli di natura meccanica

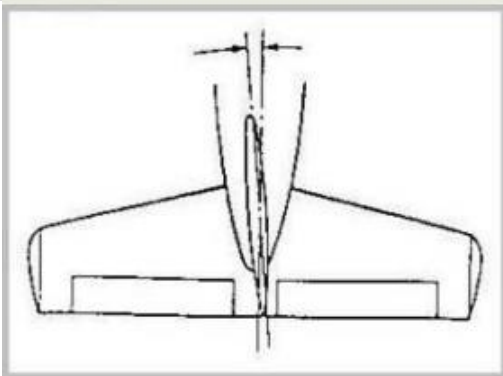
| Effetti provocati dal funzionamento dell'elica sul velivolo | |
|--|---|
| di natura AERODINAMICA | di natura MECCANICA |
| - Flusso Elicoidale  | - Coppia di reazione  |
| - Effetto "P"  | - Effetto giroscopico |

6.3: L'EFFETTO ELICOIDALE

Si manifesta quando il flusso d'aria, accelerato dall'elica, si avvolge a spirale intorno all'aeroplano lungo il suo asse longitudinale. Se, ad esempio l'elica è destrorsa, il flusso colpisce l'impennaggio verticale sul lato sinistro, ruotando verso destra e di conseguenza provocando un'imbardata del velivolo che tenderà a spostare il muso a destra. Analogamente il flusso investirà il piano orizzontale di coda in modo assimetrico provocando un momento di rollio (il velivolo tende a ruotare nello stesso dell'elica).



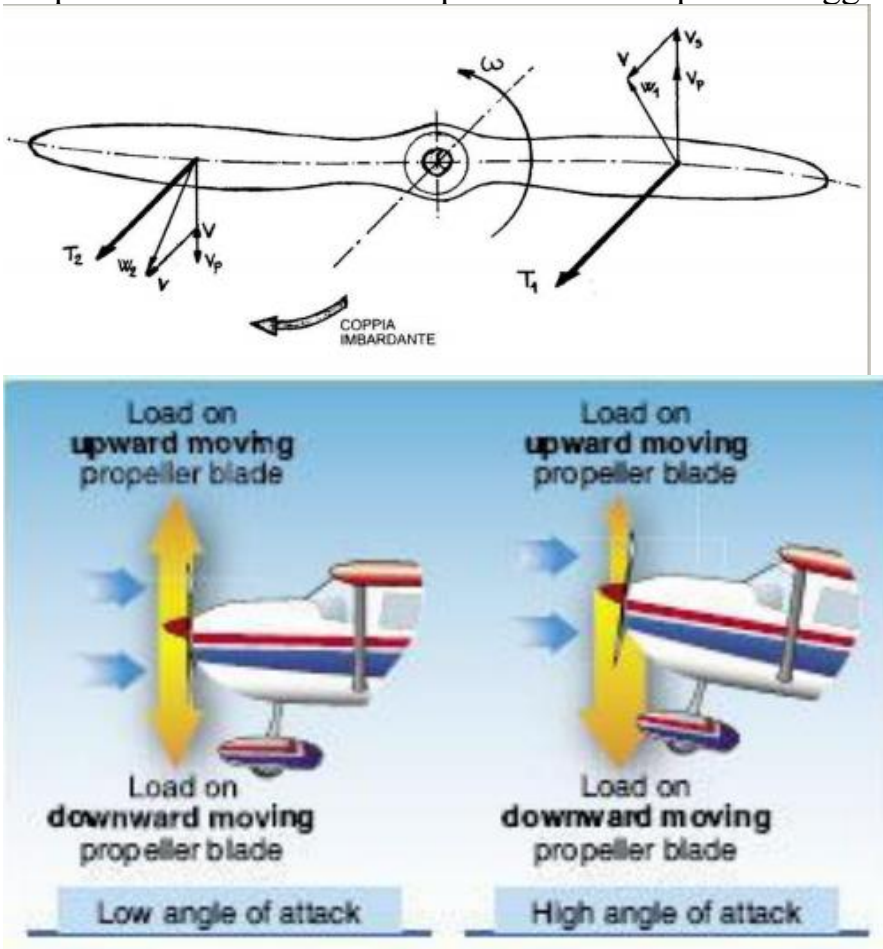
Per un dato regime di potenze impiegate (quello di crociera), questo effetto viene generalmente corretto dal costruttore disossando l'asse della superficie verticale fissa (deriva) rispetto all'asse longitudinale. Per regimi di potenza diversi, il pilota potrà correggere la tendenza dell'aeromobile ad imbarcare agendo sulla pedaliera, contrastandola cioè, con il movimento del timone di direzione.



6.4: L'EFFETTO "P"

L'effetto "P" è il momento imbarcante che l'elica genera quando si vola ad elevati angoli di incidenza (volo in salita o in discesa). Ciò è causato dal fatto che le pale incontrano l'aria con una differente velocità relativa in quanto alla loro velocità di rotazione periferica V_p e si somma o si sottrae la velocità di salita V_s . Ad esempio, nel caso in figura, la pala che si trova sulla sinistra dell'aereo, è dotata di una velocità

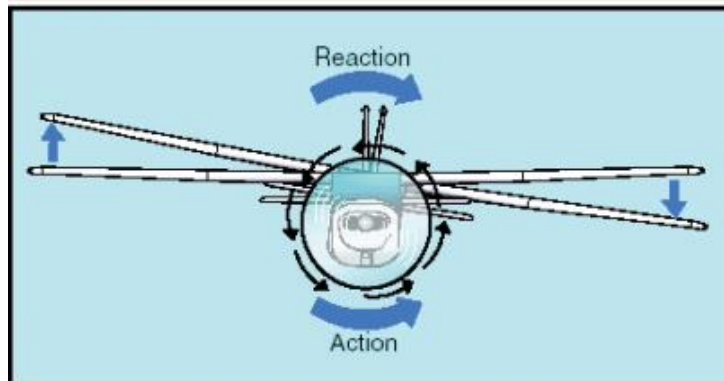
maggiore di quella che si trova sul lato destro. Si viene ad avere una differente trazione tra le due pale, e nasce un momento di imbardata che deve essere contrastato dal pilota. Tale effetto è tanto più accentuato quanto maggiore è l'angolo di attacco



6.5: COPPIA DI REAZIONE

La coppia di reazione si manifesta sul velivolo come reazione alla coppia fornita dal motore all'elica. Per effetto di questa coppia l'aereo tende a ruotare intorno al proprio asse longitudinale (asse di rollio) in senso opposto a quello di rotazione dell'elica. A parità di ogni altra condizione, esso è tanto più pronunciato quanto maggiore è la massa dell'elica. Occorre neutralizzare gli effetti della coppia di reazione sia in volo, sia a terra. Mentre in volo è pensabile intervenire con le superfici di governo (alettoni e timone) in quanto le azioni aerodinamiche delle semiali sono

sufficientemente elevate, a terra, a causa della bassa velocità, questo tipo di intervento



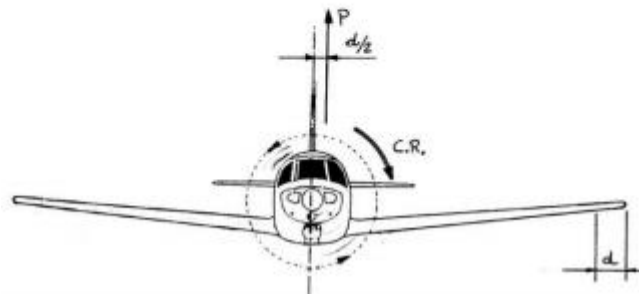
è praticamente non realizzabile.

Esclusa quindi, la possibilità di correggere la coppia di reazione con le superfici aerodinamiche il ricorso ad altri metodi è inevitabile. Le soluzioni adottate sono diverse a seconda che si tratti di velivoli monomotori o plurimotori (due o quattro).



Per non far ruotare il velivolo è necessario introdurre un'asimmetria nella distribuzione della portanza lungo l'apertura alare costruendo le semiali di differente apertura alare. Nell'esempio la semiala sinistra è stata allungata in modo che la risultante della portanza non è più contenuta nel piano di simmetria e quindi non essendo più allineata con la forza peso crea con quest'ultima una coppia uguale e contraria a quella di reazione. Tuttavia in tal modo si sposta anche la resistenza totale rispetto alla mezzeria del velivolo. Nasce quindi anche una coppia imbarcante che può essere neutralizzata spostando l'asse del motore della stessa quantità ($d/2$).

Coppia di reazione Monomotore



6.6: MOMENTO GIROSCOPICO

L'effetto giroscopico è un fenomeno fisico che si verifica in corpi in rotazione, dovuto alla legge della conservazione di intensità e direzione del momento angolare che nasce quando l'asse intorno al quale un corpo sta ruotando viene sollecitato a cambiare orientamento da una forza che agisce su uno qualsiasi dei piani che contengono l'asse di rotazione. Ne risulta quindi una forza si oppone al cambio di orientazione imposto all'asse di rotazione e un moto di precessione. Allora si osserva che lo spostamento dell'asse, che inerzialmente non avverrebbe senza la sollecitazione, non si verifica nel piano della coppia, come sarebbe intuitivo aspettarsi, ma in un piano perpendicolare ad esso ed alla direzione della forza. Caratteristico dell'effetto giroscopio è il moto di precessione, ovvero la variazione in ogni istante della direzione dell'asse di rotazione a seguito dell'interazione con un momento della coppia.

- Spiegazione fenomeno

L'effetto giroscopico è un fenomeno di natura vettoriale, pertanto la sua trattazione richiede l'uso di vettori, prodotto vettoriale e numerosi passaggi. Alla base del fenomeno vi è la legge di conservazione del momento angolare impone che tale quantità non vari nel tempo: per questo motivo cambiare orientazione all'asse di rotazione e dunque la direzione del vettore del momento angolare produce un controeffetto che complessivamente annulli ogni variazione del momento angolare.

Il risultato è dunque il manifestarsi di un moto di precessione ed uno - minore - di nutazione.

Per fare un esempio, se un aereo, azionato da una turbina con asse di rotazione posto secondo l'asse longitudinale del velivolo, sta procedendo di moto rettilineo uniforme, essendo la turbina un corpo rotante, si verifica che, quando il pilota manovra per scendere in picchiata, sente il suo aereo virare verso sinistra o verso destra a seconda del senso di rotazione della turbina, nel primo caso in senso orario, antiorario nel secondo. Quando manovra per cabrare (decollare), sente ugualmente l'aereo virare ma in senso opposto a quello percepito durante la picchiata.

Similmente avverte la tendenza della sua macchina volante a cabrare o a picchiare quando vira.

Durante il funzionamento l'elica si comporta come un giroscopio, il quale precessiona ogni volta che viene forzato a girare intorno agli assi sui quali manca di libertà, cioè l'asse trasversale e l'asse verticale del velivolo; nel caso di elica destrorsa si manifesta nei seguenti modi:

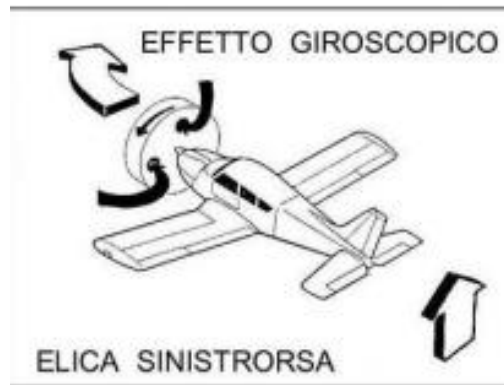
Quando l'aereo picchia o cabra, la precessione tende rispettivamente a farlo picchiare o cabrare.

L'effetto giroscopico è dovuto all'effetto della rotazione dell'elica che si comporta come un giroscopio ad 1 grado di libertà. Quando viene forzata a ruotare intorno agli assi Y o Z tende a generare una coppia che porta l'aereo a ruotare, rispettivamente, intorno agli assi Z e Y. In particolare, se l'azione perturbatrice è una picchiata o una cabrata (rotazione intorno a Y), il moto di precessione tenderà a fare imbarcare il velivolo (intorno all'asse Z). Il verso dell'imbardata dipende dal senso di rotazione dell'elica. Analogamente se il velivolo vira (rotazione intorno a Z), il moto di precessione tenderà a far picchiare o cabrare il velivolo a seconda del senso di rotazione dell'elica.

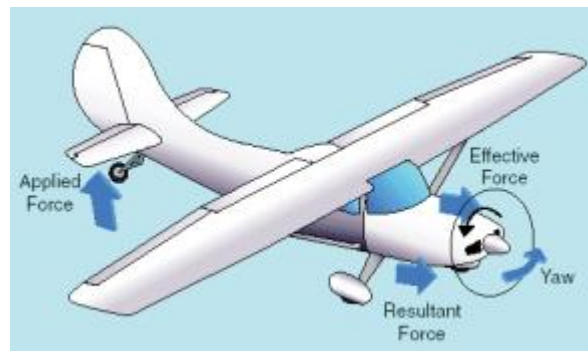
L'effetto giroscopico è molto accentuato sui velivoli che possiedono motori molto potenti e di conseguenza eliche di ampio diametro e massa elevata.

L'Effetto Giroscopico si determina a causa della rotazione dell'elica combinata ad una manovra intorno ad uno degli assi fondamentali. La presenza dell'elica in rotazione fa sì che il suo disco reagisca come se la forza sollecitante agisse, nel senso della rotazione, 90° dopo il suo punto di applicazione, cioè se:

- abbassiamo il muso dell'a/m, l'elica sinistrorsa indurrà un'imbardata a destra;
- alziamo il muso si avrà una imbardata a sinistra;
- se spostiamo il muso a sinistra vi sarà una tendenza a picchiare;
- se spostiamo il muso a destra la tendenza sarà a cabrare.



Nel caso di elica destrorsa è il contrario



L'effetto giroscopico si determina in quanto l'elica è una massa rotante e quindi si comporta come un giroscopio. La conseguenza di tale effetto è la nascita di una coppia giroscopica che si manifesta tutte le volte che il velivolo compie una manovra intorno ad uno degli assi fondamentali.

Nel giroscopio, ad esempio, se si applica una coppia attorno ad un asse, esso risponderà con uno spostamento attorno ad un altro asse. Il senso di rotazione indicato corrisponde al comune senso di rotazione dei motori ad elica americani, quando il muso dell'aereo è diretto verso la sinistra del diagramma.

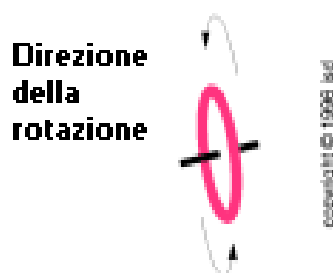


Figura : Ruota di bicicletta con manopole

Per dimostrare il funzionamento di un giroscopio, mi posiziono dietro "l'elica" (sulla destra in figura) mantenendo la ruota dalla manopola posteriore. La forza di gravità agisce sul baricentro dell'elica, con una coppia di beccheggio che porta il muso a picchiare. Se l'elica fosse un qualunque oggetto non rotante, questo sarebbe il suo effetto sull'equilibrio dell'aereo; ma l'effetto giroscopico porta una coppia d'imbardata. Per riuscire a restare dietro l'elica, dovrò virare continuamente sulla mia sinistra.

E' sorprendente il fatto che l'elica non tenda ad abbassare il muso. Anche applicando una coppia di beccheggio a picchiare, l'elica non permette di abbassare il muso, ma ad imbardare.

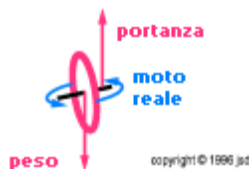


Figura : Precessione Giroscopica

Questo fenomeno, la risposta di un giroscopio ad una coppia su di un asse con uno spostamento secondo un asse diverso, è chiamato *precessione giroscopica*.

La precessione è spesso avvertibile nel momento in cui un aereo solleva la coda all'inizio della corsa di decollo. Se l'aereo non avesse elementi rotanti, sarebbe possibile sollevare la coda con l'ausilio dei soli piani di coda. Ma dato che il flusso d'aria sui piani di coda non sposta in effetti l'aereo, ma genera una coppia di beccheggio (a picchiare in questo caso). Per l'effetto giroscopico, una applicata lungo l'asse di beccheggio produce un movimento di rotazione attorno all'asse di imbardata. Quindi, nel momento in cui si solleva la coda di un aereo utilizzando i soli piani di coda, si avrà una imbardata a sinistra a causa della precessione.

Per far rotare un giroscopio attorno all'asse di beccheggio, so dovrà applicare una coppia attorno all'asse di imbardata usando il timone.

Logicamente, un aeroplano ha un bel po' di massa non rotante che va aggiunta alle considerazioni di sopra. Quindi, al fine di sollevare questa massa, sarà necessario l'utilizzo dei piani di coda. Di conseguenza, il sollevare la coda richiederà l'utilizzo sia dei piani di coda che del timone — i piani di coda per modificare il beccheggio della massa del velivolo, il timone per modificare il beccheggio del giroscopio.

All'intero dell'aereo è installato uno strumento chiamato appunto giroscopio che è un dispositivo capace di mantenere invariata la posizione del proprio asse in determinate condizioni. Sono solitamente divisi in giroscopi tradizionali, in cui sono

presenti masse in rapida rotazione, e avanzati, in cui invece sono assenti organi macroscopici in movimento. I giroscopi tradizionali sono in dismissione, ma è comunque importante studiarli sia perchè ancora in uso per applicazioni aeronautiche ad alta precisione, sia a scopo didattico. I giroscopi possono essere usati come attuatori su satelliti, essendo in grado di contrastare coppie di disturbo, ma nell'ambito dell'avionica vengono principalmente considerati dei sensori.

- Stima sollecitazioni

La formula per trovare il momento giroscopico è :

$$MG = J * B * \omega = 1 * \pi/3 * 2800 * 2\pi/60 = 307 \text{ [Nm]}$$

J = momento d'inerzia massimo calcolato sperimentalmente;

ω = velocità angolare di rotazione dell'elica ;

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

E' evidente che il pilota durante il volo deve tenere conto di tale coppia e mettere in atto azioni per bilanciarlo, a meno che il velivolo non sia dotato di un numero pari di eliche e controrotanti, caso in cui anche gli effetti giroscopici si equilibrano

Mentre la formula per la forza di richiamata 6g è :

$$FRICHIAMATA = 6 * g * m = 6 * 9,81 * 60 = 3531 \text{ [N]}$$

m = massa

g = forza gravitazionale

Trazione dell'elica 20N/cv :

$$FASSIALE = 20 * 180hp = 3600 \text{ [N]}$$

Capitolo 7

7.1:METODO AGLI ELEMENTI FINITI

Il Metodo F.E.M. si applica a corpi fisici suscettibili di essere suddivisi in un certo numero, anche molto grande, di elementi di forma definita e dimensioni contenute. Nel continuum, ogni singolo elemento finito viene considerato un campo di integrazione numerica di caratteristiche omogenee.

La caratteristica principale del metodo degli elementi finiti è la discretizzazione attraverso la creazione di una griglia (mesh) composta da primitive (*elementi finiti*) di forma codificata (triangoli e quadrilateri per domini 2D, tetraedri e esaedri per domini 3D). Su ciascun elemento caratterizzato da questa forma elementare, la soluzione del problema è assunta essere espressa dalla combinazione lineare di funzioni dette *funzioni di base* o *funzioni di forma* (*shape functions*). Da notare che talora la funzione viene approssimata, e non necessariamente saranno i valori esatti della funzione quelli calcolati nei punti, ma i valori che forniranno il minor errore su tutta la soluzione.

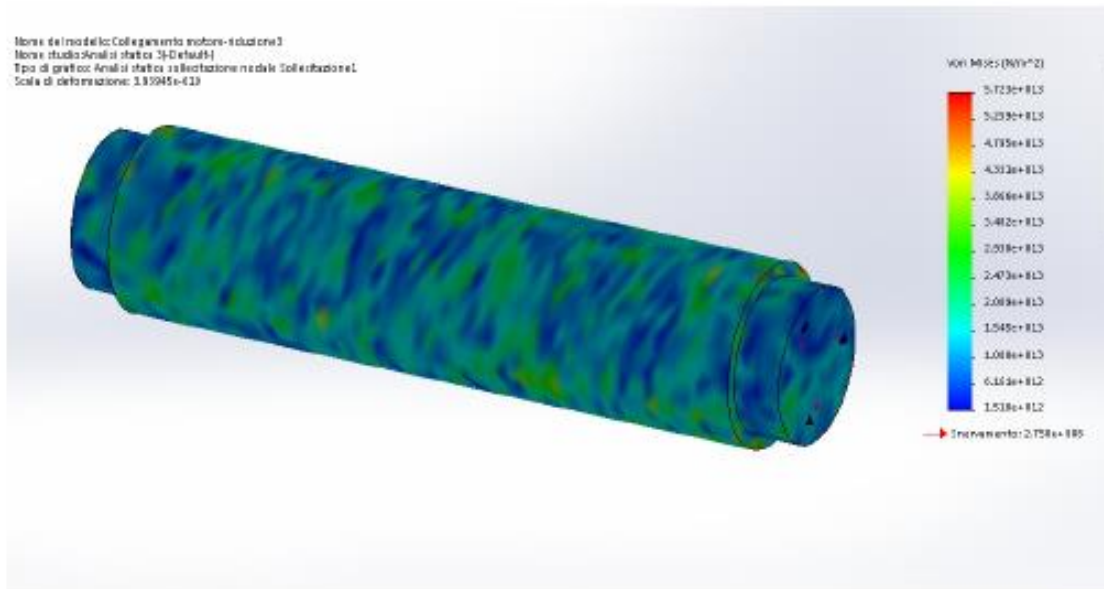
L'esempio tipico è quello che fa riferimento a funzioni polinomiali, sicché la soluzione complessiva del problema viene approssimata con una funzione polinomiale a pezzi. Il numero di coefficienti che identifica la soluzione su ogni elemento è dunque legato al grado del polinomio scelto. Questo, a sua volta, governa l'accuratezza della soluzione numerica trovata.

Nella sua forma originaria, e tuttora più diffusa, il metodo agli elementi finiti viene utilizzato per risolvere problemi poggianti su leggi costitutive di tipo lineare. Tipici i problemi di sforzi - deformazioni in campo elastico, la diffusione del calore all'interno di un corpo materiale. Alcune soluzioni più raffinate consentono di esplorare il comportamento dei materiali anche in campo fortemente non lineare, ipotizzando comportamenti di tipo plastico o visco-plastico. Inoltre, si considerano talora problematiche *accoppiate*, all'interno delle quali si possono risolvere simultaneamente diversi aspetti complementari riconducibili ciascuno per conto proprio ad un'analisi F.E.M. separata.

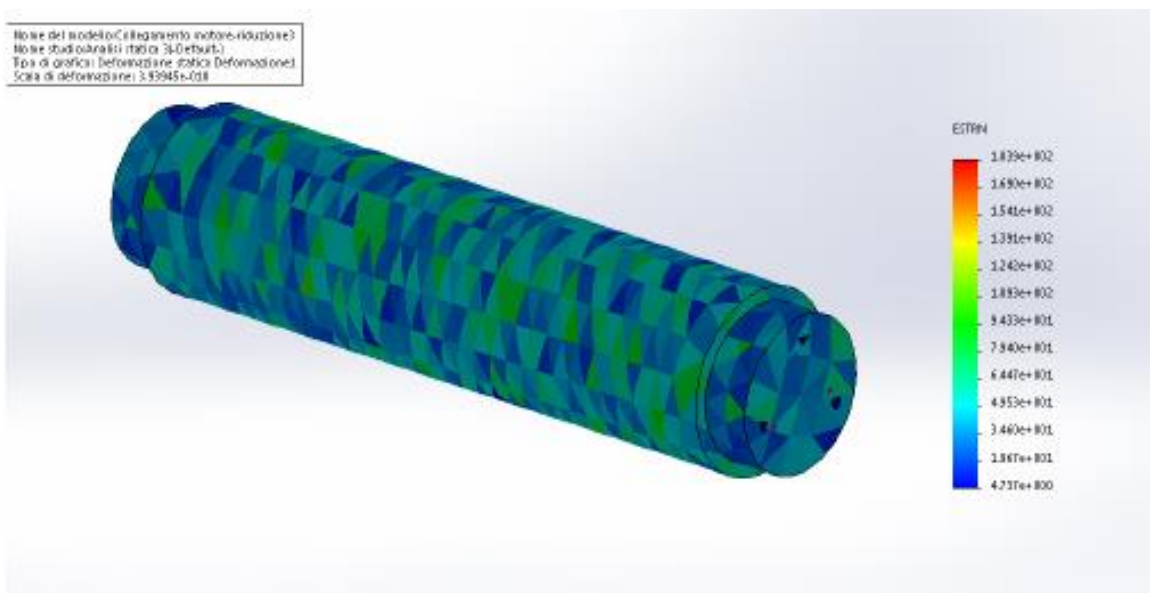
Ora vado a utilizzare il programma SOLIDWORKSSIMULATION per gli elementi presi in considerazione in cui vado a vedere il loro comportamento applicando le forze a cui saranno soggetti durante la loro vita. Colori freddi sono indice di buona sopportazione alle azioni (e perciò dovremo averemo solo colori freddi) mentre colori caldi come giallo e soprattutto arancione sono indice di zone ad alto rischio di deformazione, perciò sono zone deboli che dovranno essere rinforzate o dovrò cambiare il materiale scelto per cui componenti.

Albero:

Per la sollecitazione ottengo questi risultati:



Mentre per le deformazioni ottengo:



Gli stessi tipi di grafici si ottengono anche per l'albero che collega la seconda riduzione con l'elica. Per questo infatti:

$$C = (60 \cdot 134 \cdot 10^3) / (2\pi \cdot 2800) = 457 \text{ N} \cdot \text{m}$$

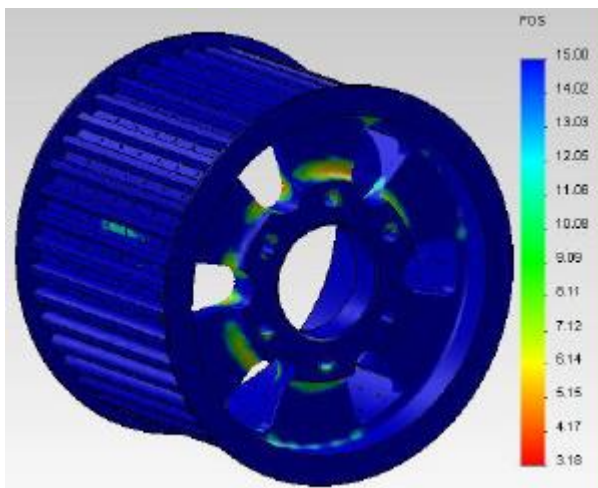
Le due simulazioni danno esito positivo, l'albero è correttamente dimensionato per sopportare gli sforzi a torsione e per deformarsi minimamente durante il periodo di funzionamento.

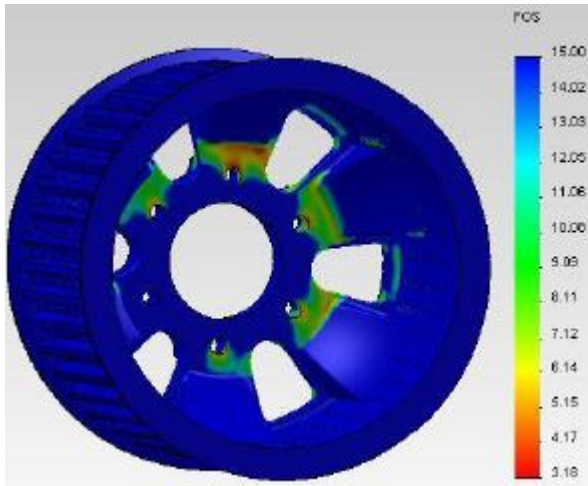
L'analisi a elementi finiti è diventata uno strumento essenziale in supporto allo sviluppo del prodotto virtuale. Al fine di effettuare il passaggio alla prototipazione digitale e, in tal modo, ridurre il numero di prototipi fisici, le predizioni delle prestazioni dovrebbero essere fornite assieme ad una misura di affidabilità del modello di previsione e validate in confronto ai dati sperimentali.

I metodi basati sulle superfici di risposta e le analisi di sensitività diventeranno sempre più parte integrante del processi di sviluppo aiutando i tecnici nell'aggiornamento e taratura dei modelli teorici. In questo contesto è possibile non solo fare valutazioni deterministiche ma anche fare studi di tipo statistico che, sulla base di analisi di affidabilità permettono di aggiungere ancor più informazioni soprattutto sulla sensibilità delle risposte e sull'affidabilità dei risultati ottenuti, in altre parole risulta più semplice ottenere modelli teorici affidabili e precisi con cui fare una ottimizzazione dei modelli ingegneristici. Tutto questo è e sarà possibile solo se la strumentazione di prova e l'elaborazione dei dati si evolveranno in modo parallelo.

Le capacità sempre maggiori di calcolo contribuiranno a creare modelli di simulazione sempre più affidabili e di dettaglio.

- PULEGGIA CONDOTTA :

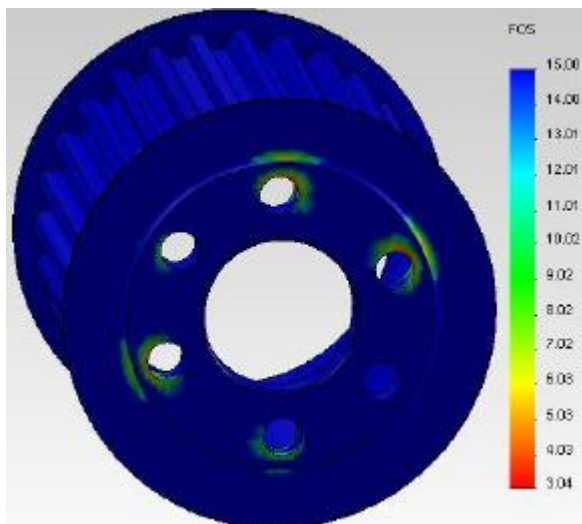


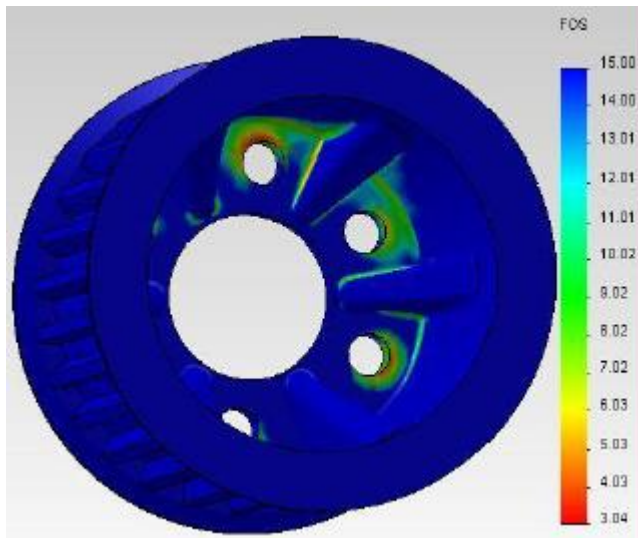


Vedo che i materiali scelti e le forme disegnate del pezzo permette il suo utilizzo per il nostro scopo dato che simulink ha riportato uno status del pezzo sotto sollecitazioni ottimale. Ora vedo se la puleggia motrice (che è sottoposta ad un rpm maggiore rispetto a quella condotta) mi da li stessi risultati avuti con la puleggia condotta. Anche qui colori freddi come il blu indicano che il pezzo reagisce bene alle varie sollecitazioni, mentre le zone con pezzi di colori caldi come l'arancione indicano le zone più sollecitate.

Per questo tipo di puleggia bisogna usare un fattore di sicurezza minimo per le rotture pari a 3,11

- PULEGGIA MOTRICE:





Perciò la verifica ha riportato che materiale e disegni delle pulegge vanno bene e possono essere utilizzate per il nostro scopo. In caso contrario dovevo cambiare o materiale o disegno delle pulegge, a seconda del problema che ci riscontrava il programma.

Per questo tipo di puleggia bisogna usare un fattore di sicurezza minimo per le rotture pari a 3,04

Infine, una volta appurata la resistenza dell'albero, alloggiare i cuscinetti a sfera.

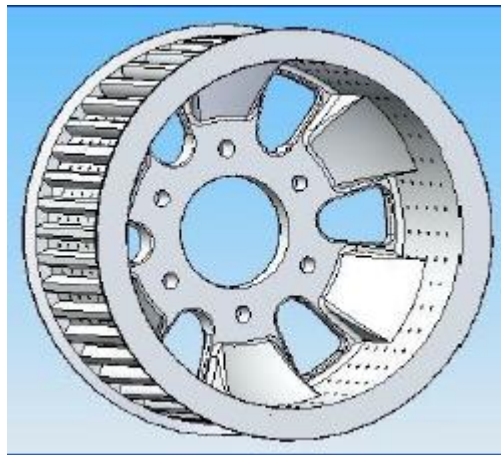
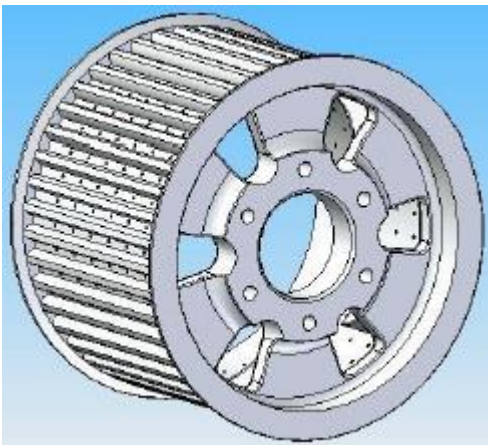


Capitolo 8

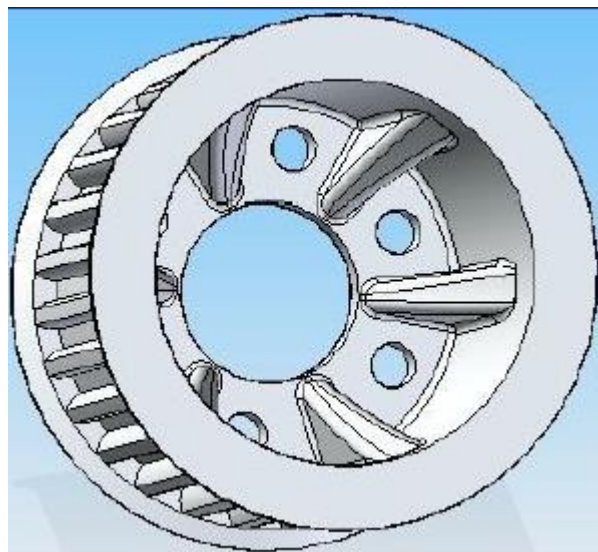
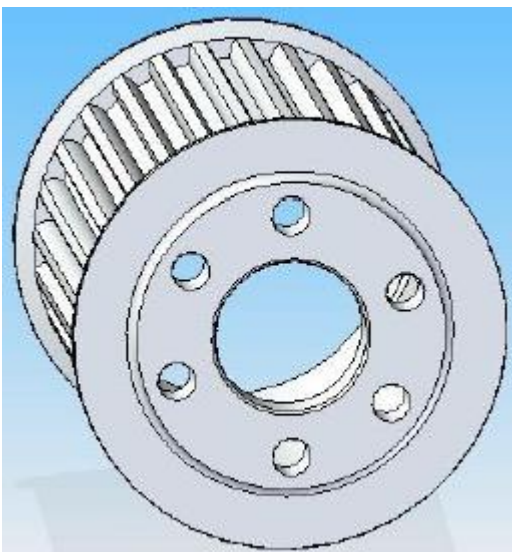
Disegni al cad

8.1: Disegni pulegge

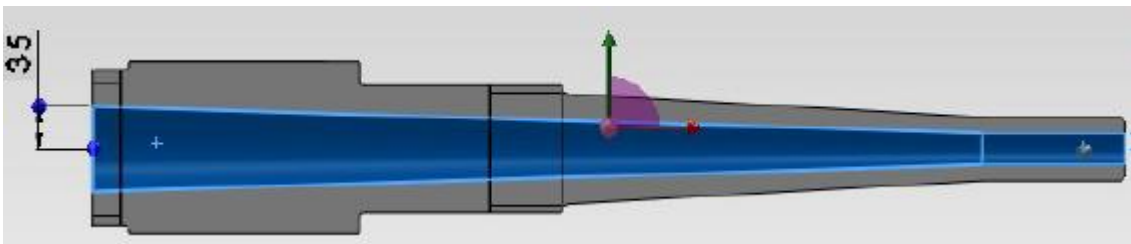
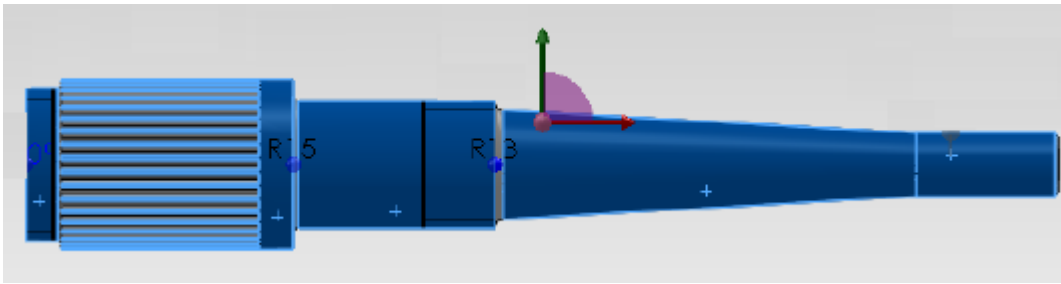
- Disegno PULEGGIA MOTRICE



- Disegno PULEGGIA CONDOTTA



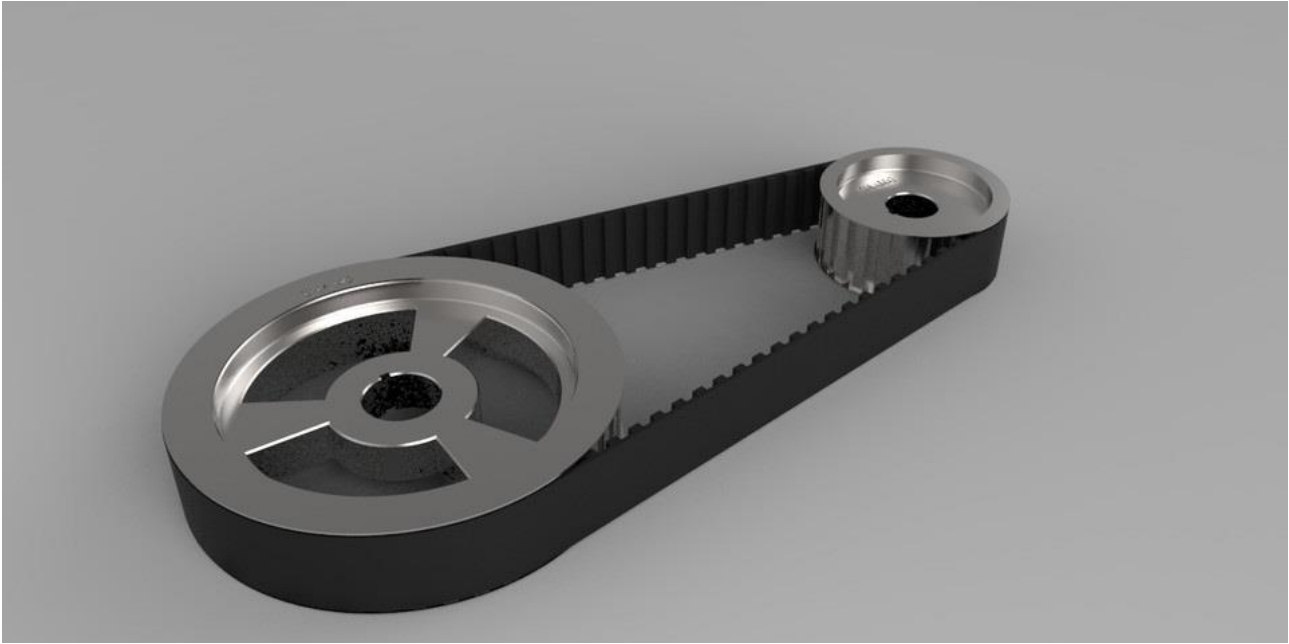
8.2: Disegno solidworks dell'albero :



Esploso :



8.3: Disegno cinghia e pulegge :



Disegno cuscinetti e tenuta SKF:



Foto del motore twin air con cinghia continental synchrochain carbon c8m-720:

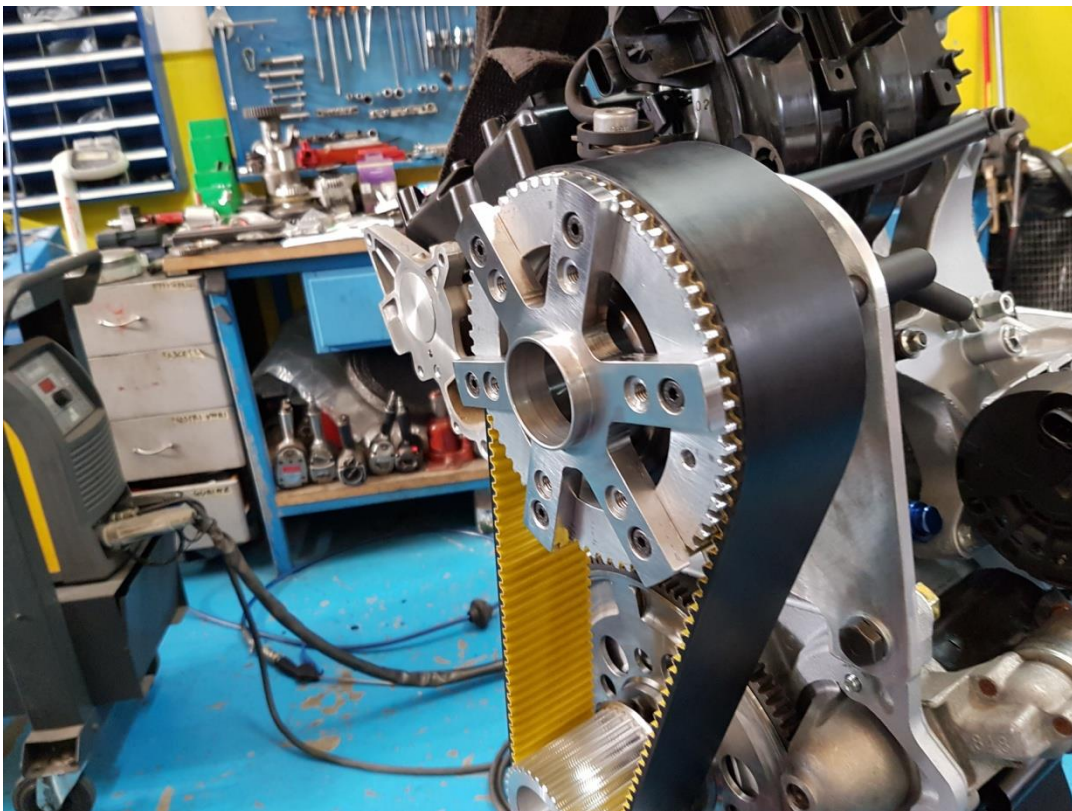
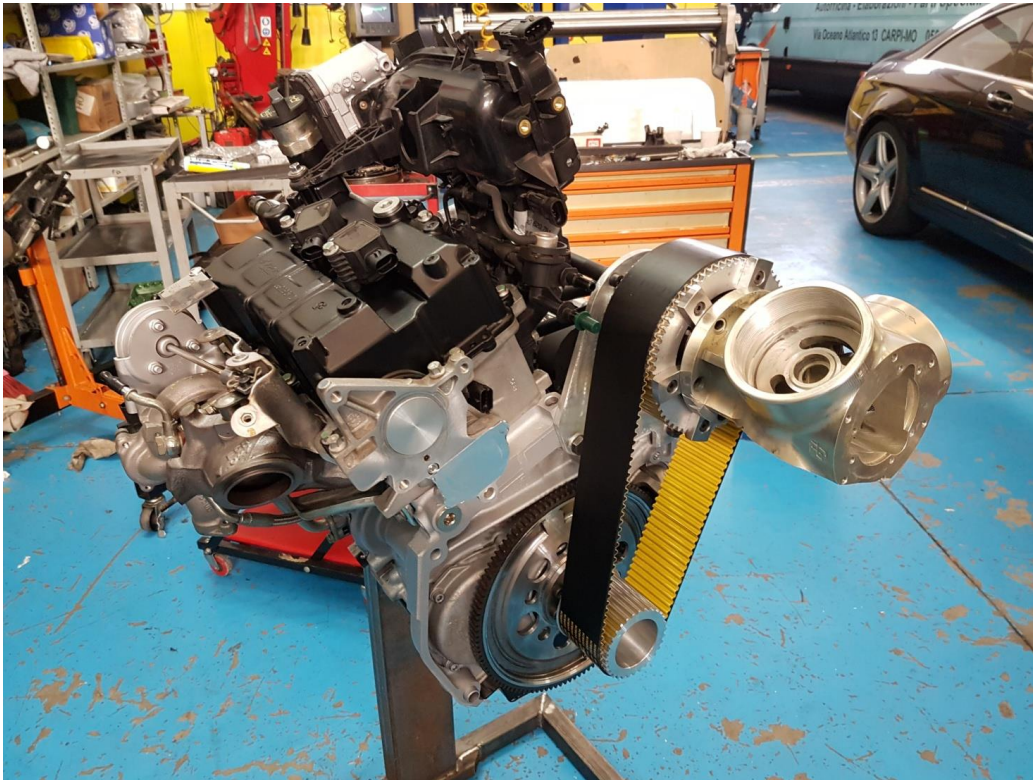


Foto motore con elica montata :



CAPITOLO 9

9.1: Analisi masse

Visto che si sta trattando il motore di un velivolo leggero bisognerà fare un'analisi delle masse, poiché se troppo pesante farà fatica ad alzarsi o avremo problemi in fase di volo. Partiamo col vedere il peso dell'albero dell'elica. Andando a vedere il materiale utilizzato (Fe510) e le sue dimensioni, con semplici calcoli riesco a ricavarne il peso dell'albero elica che risulta essere di 2,37kg. Dopodiché passo alle puleggie, avendo già identificato il materiale e avendo già le caratteristiche geometriche il calcolo si basa su semplici operazioni che mi portano come risultato finale per la puleggia motrice (81,42 mm di diametro) un peso di 1,47kg mentre per quanto riguarda la puleggia condotta (180,80 mm di diametro) si ha un peso di 2,35kg. Anche se non è stato caso di studio di questa tesi tengo conto anche del peso di un supporto della trasmissione, fatto in lega di alluminio G-AlSi9Mg che come risultato della somma dei suoi pesi si ha 3,14 kg. Infine considero i cuscinetti utilizzati il cui peso lo trovi nei cataloghi della ditta SKF (quella utilizzata in questo caso) per cui non c'è bisogno di nessun calcolo poiché già disponibili e quindi si ha che il loro peso è di 0,44kg (in totale 0,88kg poiché sono due). Il risultato finale porta ad un'analisi delle masse di 11,68kg, peso in linea con gli elementi della concorrenza e soprattutto portano ad un peso complessivo del motore compatibile col volo visto che in totale si ha un peso di 90kg.

CAPITOLO 10

CONCLUSIONI

Il progetto svolto in questa tesi è stato sviluppato in modo puramente virtuale servendosi di software CAD di disegno tridimensionale.

Il lavoro più gravoso ha riguardato lo studio e il disegno degli organi accessori del motore.

Complessivamente gli obiettivi prefissati sono stati raggiunti:

il motore in seguito alle modifiche effettuate sviluppa una potenza sufficiente alle nostre esigenze .

I risultati ottenuti dimostrano come questa tecnologia, possa trovare un'ampia applicazione a livello aeronautico, supportata anche dal fatto che la quasi totalità dello sviluppo graverebbe sull'industria automobilistica, enormemente più ampia rispetto all'industria aerospaziale e quindi in grado di ammortare meglio i costi relativi a nuove soluzioni.

Il progetto in futuro potrà subire ulteriori evoluzioni, in particolare sono in fase di studio soluzioni ibride di propulsione: affiancare un motore elettrico al motore a combustione interna consentirebbe di fornire un surplus di potenza nella gravosa fase del decollo, dove è richiesto che venga erogato il picco di potenza.

Una propulsione ibrida consentirebbe, a parità di motore, di muovere aerei di dimensioni maggiori.

Considerando che il costo dei combustibili fossili è in costante e rapido aumento, la voce consumi assumerà sempre maggior valore nel costo di gestione di un aereo: è per questo che, secondo me, questa tecnologia assumerà un ruolo di primo piano nei prossimi anni.

BIBLIOGRAFIA

- Tesi di Marco Rinaldi
- Tesi Andrea Sorrentino
- Tesi Alessio Acciarini
- Sito cuscinetti SKF
- Sito Continental – Contitech
- Wikipedia
- <http://www.autoblog.it/post/28359/flat-twinair-breve-analisi-tecnica-del-nuovo-motore>
- http://itfalco.it/files/CETF05000Q/Studio_dellelica_parte_3.pdf
- Libro “ UAS:Principi di aerodinamica e Applicazioni ai Multirotori”

Programmi

- Solidworks
- ContiTech Suite 7.4