

*Alma Mater Studiorum – Università di Bologna*

Dottorato di ricerca

**DISEGNO E METODI DELL'INGEGNERIA  
INDUSTRIALE**

Ciclo XX

Settore/i scientifico disciplinare di afferenza: ING-IND/15

TITOLO TESI

**Modellazione e simulazione di sistemi meccanici ad elevato  
numero di gradi di libertà mediante metodi non convenzionali  
e sistemi CAD**

**Presentata da:** Ing. Daniela Francia

**Coordinatore Dottorato**

Prof. Ing. Franco Persiani

**Relatore**

Prof. Ing. Luca Piancastelli

Esame finale anno 2008

## **Premessa**

Lo studio svolto durante questi anni di dottorato ha portato ad esaminare l'utilizzo di motori alternativi a ciclo diesel su velivoli per l'Aviazione Generale, in particolare di classe medio-piccola.

È assai probabile che nell'immediato futuro velivoli dotati di tali motorizzazioni vedano larga diffusione su scala mondiale e in particolare europea. La spinta in tal senso è senz'altro da individuarsi nella necessità di abbattimento dei costi di esercizio dei motori a pistoni, fortemente determinato dall'elevato prezzo della benzina avio a fronte del kerosene o del comune carburante diesel automobilistico, nonché dal suo sempre più difficile reperimento.

Le difficoltà legate all'innovazione dell'impiego di propulsori diesel su velivoli sono marginalmente di ordine tecnico, mentre sono fortemente legate agli elevati costi di sviluppo e sperimentazione dei nuovi motori stessi, nonché alle problematiche derivanti dalle questioni di certificazione. In ogni caso, sembra che i motori diesel si diffonderanno a breve e andranno a sostituire, almeno in parte, gli attuali motori a benzina, in quanto ormai superiori in termini di consumi ed emissioni nocive e per caratteristiche di manutenibilità e operatività, senza lo svantaggio che ha sempre gravato nel passato i diesel di non brillanti prestazioni e pesi elevati.

I motori endotermici alternativi sono stati i primi ad essere utilizzati su un apparecchio capace di volare e la loro progettazione deve adattarsi a vincoli stretti legati alle particolari condizioni che caratterizzano il settore aeronautico.

Più in particolare ci si trova a dover studiare sistemi che risentano meno possibile delle forti variazioni in pressione, temperatura e densità dell'aria che il volare in quota implica.

La maggiore motivazione per preferire i diesel aeronautici risiede nei bassi consumi, nel vantaggio in termini di risparmio nel prezzo di combustibile e nella sua reperibilità in aeroporto (jp4, jetA1 e jp8).

Se da un lato il vantaggio dei motori diesel è quello di poter lavorare con grossi rapporti di compressione, dall'altro questo comporta delle notevoli sollecitazioni sul manovellismo.

Nasce il problema dell'irrobustimento della componentistica automobilistica con conseguente aumento di peso.

Sarebbe auspicabile ottenere bassi consumi e bassi costi con propulsori leggeri e compatti e grazie all'utilizzo di moderne tecnologie sembra quantomai possibile ottenere questi risultati.

Il principale problema dei motori alternativi per la propulsione aeronautica sta nel fatto che il motore, trovandosi a lavorare in quota, elabora un'aria dalla densità minore di quella che si trova a livello del mare.

Diminuendo quindi la massa d'aria aspirata, si riduce anche la capacità di ossidare combustibile e quindi la potenza sviluppabile.

I valori della densità variano anche a seconda delle stagioni, delle condizioni meteo e della latitudine.

Si verifica che in un motore alternativo aspirato la potenza sviluppata diminuisce a mano a mano che si sale in quota: tale diminuzione segue la stessa legge di diminuzione della densità dell'aria.

Per ovviare al suddetto inconveniente sono state tentate varie soluzioni: la più soddisfacente, adottata per la maggior parte dei motori, è la sovralimentazione.

Con la sovralimentazione è possibile non solo conservare in quota una pressione di alimentazione del motore corrispondente alle condizioni di aspirazione a quota zero, ma si può anche, a bassa quota, elevare, a comando, la pressione nei cilindri per sviluppare una potenza maggiore del normale.

Va da sé che l'incremento di pressione deve essere limitato per problemi di combustione e pericolo di detonazione nei motori ad accensione comandata, per limiti di resistenza degli organi quelli ad accensione per compressione.

Il tipo di compressore generalmente adottato in aviazione è quello centrifugo: nei primi motori da aviazione sovralimentati esso raramente superava una velocità di rotazione di 20000 rpm, ed era trascinato dal motore per mezzo di un'opportuna trasmissione, mentre modernamente il turbocompressore può superare

abbondantemente la velocità di 200000 rpm e viene trascinato da una turbina che sfrutta l'energia residua dei gas di scarico.

Per salvaguardarsi da un aumento eccessivo della pressione di alimentazione del motore, i motori sovralimentati sono generalmente muniti di uno speciale limitatore di pressione, di tipo automatico oppure a comando, molto simile a quello montato sui motori per la propulsione terrestre (wastegate), e che nella versione automatica è comandato da una capsula barometrica, oppure da un attuatore pneumatico o elettromeccanico gestito dal FADEC (Full Authority Digital Electronic Control).

In particolare oggetto di questa tesi sarà l'evoluzione degli studi effettuati sul motore FIAT 1900 jtd, in particolare nella sua versione avio Dieseljet CRA 1900 8V [30].

Questo studio è stato condotto grazie alla collaborazione con il CRF, Centro Ricerche FIAT, che ha fornito la possibilità di lavorare su queste unità propulsive a partire dai dati sperimentali del motore a banco prova.

A partire da questo motore si sono studiate diverse versioni di motori aeronautici di diverse cilindrata ed architetture, in particolare:

- 1900 jtd 8 valvole con architettura 4V di 90°
- Albero motore in acciaio 300 M versione 4 cilindri in linea
- Versione corsa lunga 2500 cc
- Versione corsa corta 1600 cc
- Versione turbocompound

## Indice

<b>Capitolo 1: Storia del motore diesel aeronautico</b>	p. 1
<b>Capitolo 2: Aeronauticizzazione del motore diesel</b>	p. 13
<b>Capitolo 3: Metodi di approccio a sistemi complessi</b>	p. 19
3.1 Generalità	p. 19
3.1.1 La realtà virtuale	p. 20
3.1.2 La logica FUZZY	p. 22
3.1.3 Le reti neurali	p. 24
3.1.4 L'algoritmo genetico	p. 25
<b>Capitolo 4: Metodologia di progettazione</b>	p. 29
4.1 Generalità	p. 29
4.2 L'approccio utilizzato	p. 36
4.3 Le vibrazioni torsionali	p. 38
4.3.1 Riduzione ad albero equivalente	p. 39
4.3.2 Calcolo delle masse volaniche	p. 40
4.3.3 Determinazione dei modi propri del sistema	p. 41
4.3.4 Momenti eccitatori e diagramma degli sforzi torsionali	p. 44
4.3.4.1 Analisi armonica dei momenti eccitatori	p. 44
4.3.4.2 Condizione di risonanza	p. 50
4.3.4.3 Diagramma degli sforzi di torsione	p. 51
4.3.4.4 Smorzamento delle vibrazioni torsionali	p. 51
4.4 Le vibrazioni flessionali	p. 57
<b>Capitolo 5: Modellazione e simulazione</b>	p. 62
5.1 La modellazione 3D	p. 62
5.2 Generalità sugli alberi a gomiti	p. 66
5.2.1 Tipologie costruttive	p. 68
5.2.2 Accorgimenti tecnologici	p. 70

5.2.2.1 Tecniche di lavorazione	p. 70
5.2.2.2 Osservazioni geometriche	p. 73
5.2.3 Materiali	p. 77
5.3 La simulazione FEM	p. 78
5.4 Analisi dei carichi agenti sull'albero	p. 81
5.4.1 Analisi cinematica del manovellismo	p. 81
5.4.2 Forze agenti sul manovellismo	p. 87
5.4.2.1 Forze di pressione	p. 87
5.4.2.2 Forze d'inerzia	p. 90
5.5 Approccio progettuale classico	p. 93
5.5.1 Modellazione dell'albero a campate singole	p. 93
5.5.2 Sollecitazioni primo gomito	p. 94
5.5.3 Sollecitazioni gomiti successivi	p. 96
<b>Capitolo 6: I casi studiati</b>	p. 99
6.1 Valutazioni sul frazionamento	p. 99
6.2 1900 jtd 8 valvole con architettura 4V di 90°	p. 101
6.3 Albero motore in acciaio 300 M versione 4 cilindri in linea	p. 122
6.4 Versione corsa lunga 2500 cc	p. 153
6.5 Versione corsa corta 1600 cc	p. 173
<b>Capitolo 7: Sistemi turbocompound</b>	p. 194
7.1 Introduzione ai sistemi turbocompound	p. 194
7.2 Valutazioni di applicazione	p. 200
<b>Capitolo 8: Discussione dei risultati</b>	p. 226
8.1 Motore 1900 jtd 8 valvole con architettura 4 V di 90°	p. 226
8.2 Motore 4 cilindri in linea	p. 235
8.3 Motore corsa lunga 2500 cc	p. 248
8.4 Motore corsa corta 1600 cc	p. 252
<b>Conclusioni</b>	p. 278
<b>Appendice I : Metodo di calcolo semplificato per stimare la Potenza ottenibile da un motore diesel endotermico alternativo</b>	p. 283

Indice

---

**Bibliografia**

p. 304

## Capitolo 1: Storia del motore diesel

Durante i primi anni del secolo scorso lo sviluppo dei motori alternativi avanzava rapidamente: da ricordare il Manly Baltzer da 52 CV e 94 kg o prima ancora il propulsore dei fratelli Wright, che con i suoi 12 CV e il suo peso specifico di 6.8 kg/CV permise il primo volo ad un essere umano. Durante la prima guerra mondiale i pesi specifici dei propulsori si attestavano mediamente sugli 0.9 kg/CV con consumi specifici di carburante di circa 0,19 kg/CV, e molte delle attuali soluzioni tecnologiche in campo motoristico quali le fusioni in alluminio, le quattro valvole per cilindro, l'albero a camme in testa, risalgono a quei tempi.

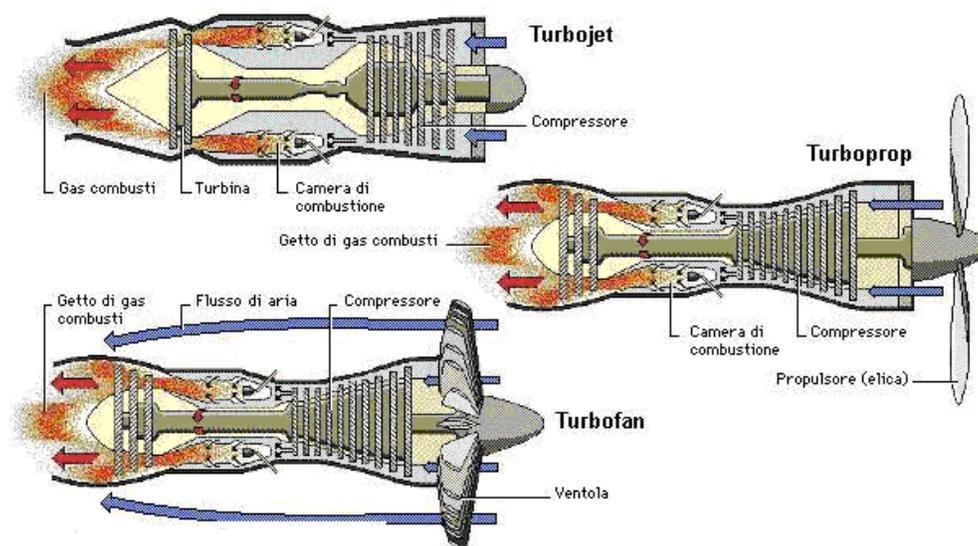
Il culmine dello sviluppo per tali propulsori si raggiunse però durante la seconda guerra mondiale: in tale periodo vennero, infatti, sviluppati diversi motori da oltre 2000 CV con pesi e consumi specifici di rispettivamente circa 0.45 kg/CV e 0.18 kg/CV per ora.

Per quanto riguarda i propulsori aeronautici, endotermici alternativi ad accensione spontanea, intorno al 1920 sul mercato ne erano presenti diversi esemplari i cui principali costruttori erano Guiberson, Packard, Maybach, Daimler-benz. Il più importante tra questi fu il Junkers Jumo 205, due tempi diesel, prodotto in largo numero per allora, oltre 5000 esemplari: fu, infatti, l'unico ad essere usato in voli di linea, coprendo inoltre anche diversi voli di servizio su rotte transoceaniche dall'Europa al Sud America.

Capace di crociera a 40000 piedi, con il suo peso di 544 kg e i suoi 880 CV di potenza segnò quindi nuovi standard per l'epoca.

Comparata con tali successi del passato, la tecnologia dei moderni motori a pistoni è piuttosto modesta: la prima ragione è che i propulsori attuali sono presenti solo con potenze inferiori ai 400 CV, visto che quelli ad elevata cilindrata sono stati sostituiti dai più performanti turboprops, in figura.

Infatti, i turboprops oltre ad avere caratteristiche di potenza e peso per CV neppure paragonabili ai grossi motori a pistoni, non risultano particolarmente penalizzati, rispetto a questi ultimi, neppure per quanto riguarda i consumi.



*Fig. 1.1: Turboprops*

Tali motori infatti servono utenze e quindi segmenti di mercato molto diversi da quelli che possono interessare la produzione di motori alternativi per propulsione aerea ad elica: i turbogetti per motivi fisici sono adatti al trasporto veloce mentre i turboelica al trasporto pesante, campi non raggiungibili per un motore con una cilindrata di 1900 cc.

La piena potenza nei grossi endotermici alternativi era, infatti, raggiungibile con un elevato grado di inter-cooling, consistente nell'iniezione di quantità di combustibile superiore a quella stechiometrica, con scopo di raffreddare la camera di combustione; ovviamente il risultato era un notevole scadimento del rendimento e quantità di incombusti allo scarico al giorno d'oggi inaccettabili.

Una seconda ragione è data dal fatto che i motori a pistoni odierni sono ad uso esclusivamente civile, dove costi e affidabilità sono di importanza prioritaria rispetto alle performance assolute e ai pesi.

Un peso e una potenza specifici di rispettivamente circa 0.95 kg/CV e 0.19 kg/CV rappresentano gli standard attuali.

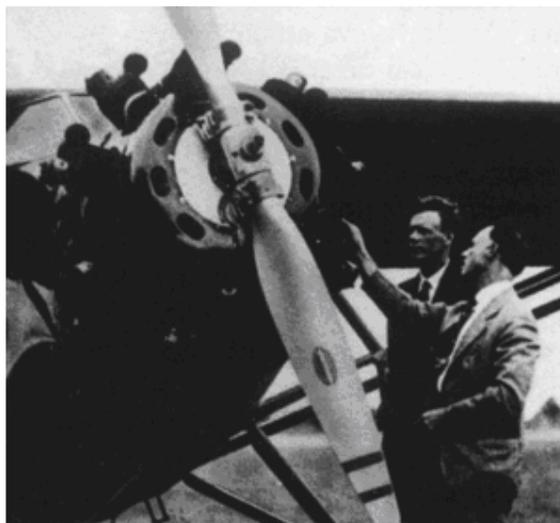
L'invenzione del motore ad accensione spontanea si deve all'ingegnere tedesco Rudolf Diesel (1858-1913).

Rispetto al tradizionale motore a benzina, la caratteristica fondamentale di questo propulsore è di potere essere alimentato da combustibile pesante a bassa volatilità e infiammabilità (nafte, gasoli, cheroseni), insieme a consumi ridotti, un basso numero di giri e alla possibilità di essere sovralimentato: qualità che hanno sempre attratto l'attenzione dei costruttori di motori per aerei.

Tra i primi a studiarne un'applicazione in tale senso, vi fu il francese Pierre Clerget, che negli anni venti realizzò un motore radiale a 9 cilindri da 100 CV, con il quale, nel '29, venne equipaggiato un monoplano biposto, Morane MS 135.

Negli Stati Uniti, tra il 1928 e il 1933, la Packard realizzò un diesel stellare a quattro tempi da 250 CV su progetto Guiberson, seguito in Gran Bretagna da sperimentazioni della Rolls-Royce e della Phoenix.

Nella figura è mostrata una delle prime applicazioni aeronautiche di un motore Diesel.



*Fig. 1.2: Prime applicazioni diesel*

Il primo significativo utilizzo concreto a bordo di velivoli lo si ebbe in Germania, nel '32-34 a opera della Junkers, con lo Jumo 205.

Questo era un diesel a due tempi, sovralimentato, a 12 cilindri contrapposti suddivisi in due bancate, con alberi separati collegati al centro da una scatola di ingranaggi.

Il motore, del peso di 595 kg, erogava una potenza continua di 600 CV, 830 al decollo, a 2.800 giri.

La cilindrata era di 16,6 litri, aveva un rapporto di compressione di 17:1 ed un consumo specifico di 217,5 g/kWh.

Con gli Jumo 205 e 207 in quegli anni furono equipaggiati svariati velivoli plurimotori civili e militari: dal Focke Wulf A17 al bombardiere Ju 86, dai Domier Do 18, 24, 26 agli idrovolanti Blohm und Voss EV 138 e 139.

Durante gli ultimi anni della Seconda Guerra Mondiale la Junkers lavorò allo Jumo 224 da 4.500 CV, che però rimase allo stato progettuale.

Nonostante le premesse della scuola tedesca, la carenza tecnologica relativa ai materiali costruttivi e ai sistemi di iniezione impedì ai propulsori diesel di trovare impiego in aviazione ancora per svariati decenni, anche se la ricerca in questo senso è sempre continuata.

Tra gli studi più recenti vanno senz'altro ricordati il sei cilindri Novikov DN 200 da 200 CV con raffreddamento ad acqua, apparso nella ex Unione Sovietica negli anni '80, il due tempi americano a tre cilindri in linea In-Tech Merlyn da 650 CV a 4.800 giri e il boxer a quattro tempi italiano VM TPJ 1304HF da 210 CV a 2.640 giri, con raffreddamento a glicole e iniezione diretta, studiato espressamente per essere intercambiabile con i motori Lycoming per l'Aviazione Generale, ma anch'esso rimasto senza seguito, per problemi tecnici e finanziari.

Riporto ora l'attuale stato dell'arte nel settore aeronautico delle maggiori case costruttrici.

In Germania la società anglo tedesca DAIR (Diesel Air GMBH), che ha sede a Dessau, ha proposto un nuovo quattro cilindri diesel a due tempi che riprende lo schema costruttivo dello Jumo 207, realizzato dalla Junkers negli anni '40.

Il propulsore presenta infatti i cilindri contrapposti con le testate al centro e i due alberi ai lati, collegati da una scatola di ingranaggi.

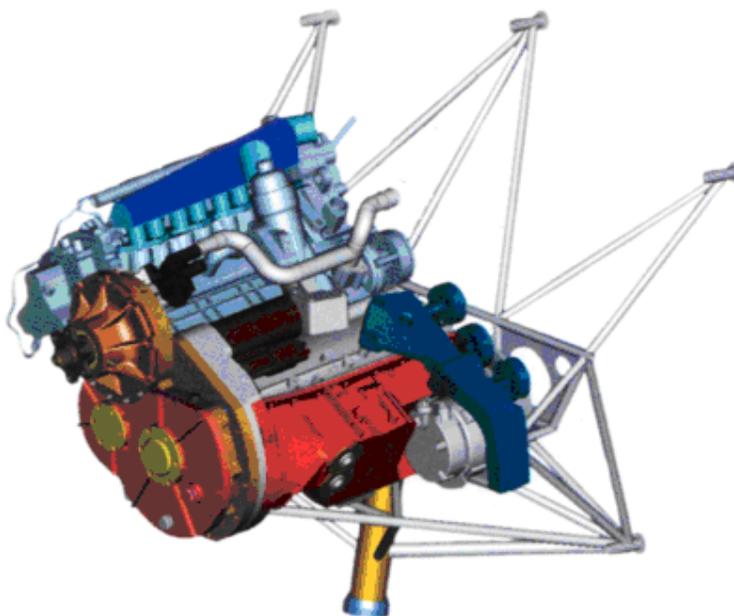
Simile nelle dimensioni al Continental O 200, di cui nelle intenzioni del costruttore potrebbe candidarsi come sostituto, grazie alla medesima disposizione dei punti di attacco, il nuovo DAIR, che è realizzato in alluminio e ha un peso a secco di 90 kg, sviluppa una potenza di 100 CV a 2.500 giri, e può essere alimentato a gasolio o cherosene avio.

La pompa di iniezione a 600 bar è di derivazione automobilistica, così come il turbocompressore.

Il propulsore, che ha una cilindrata di 1,8 litri, è raffreddato a liquido mediante due piccoli radiatori ed è dotato di un ammortizzatore torsionale applicato all'albero dell'elica, che consente di assorbire i contraccolpi a basso numero di giri.

Apparso nei primi mesi del 2000, il DAIR ha girato al banco per oltre 1.000 ore, prima di iniziare la sperimentazione in volo su un monoplano ad ala alta Luscombe 8A, nel luglio del 2001. Nella figura seguente è riportato il motore certificato dalla ditta tedesca Thielert.

Una delle aziende maggiormente convinte che il futuro dell'Aviazione Generale dipenderà dai motori diesel è la Thielert, un noto gruppo tedesco specializzato nella componentistica meccanica e elettronica per auto, che ha sviluppato e certificato il quattro cilindri Common Rail Mercedes, da 1.689 cc, con il quale è equipaggiata la A 170 CDI.



*Fig. 1.3: Motore DAIR*

Da questo moderno diesel a quattro tempi dotato di turbocompressore Garrett e intercooler, la Thielert ha estrapolato due motori d'aereo: il TAE 110 da 110 CV massimi al decollo a 3.675 giri, utilizzato come dimostratore tecnologico, e il più potente turbodiesel TAE 125, da 95 CV continui a 3.400 giri e 125 CV al decollo, a 3.800 giri.

Nel grafico di figura è riportato il confronto del peso del motore TAE 125 con i principali concorrenti.

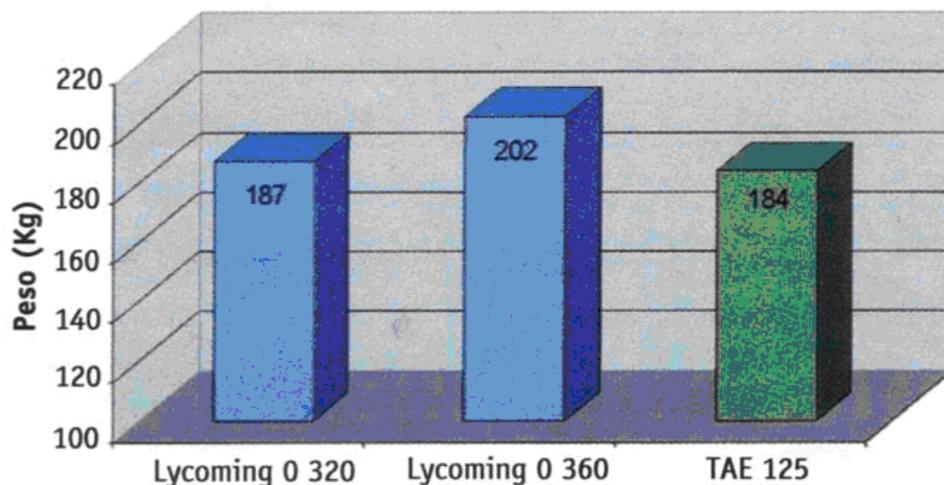


Fig. 1.4: Grafico di confronto

Dotato di riduttore a ingranaggi e con un TBO (Time Between Overhaul, letteralmente: tempo fra le revisioni) di 3000 ore, il TAE 125 si pone, nelle intenzioni della casa costruttrice, come competitore diretto di due diffusissimi propulsori aeronautici: i quadricilindrici boxer Lycoming O 320 da 150-160 CV e l'O 360 da 180 CV che da soli detengono il 29 per cento del segmento a livello globale.

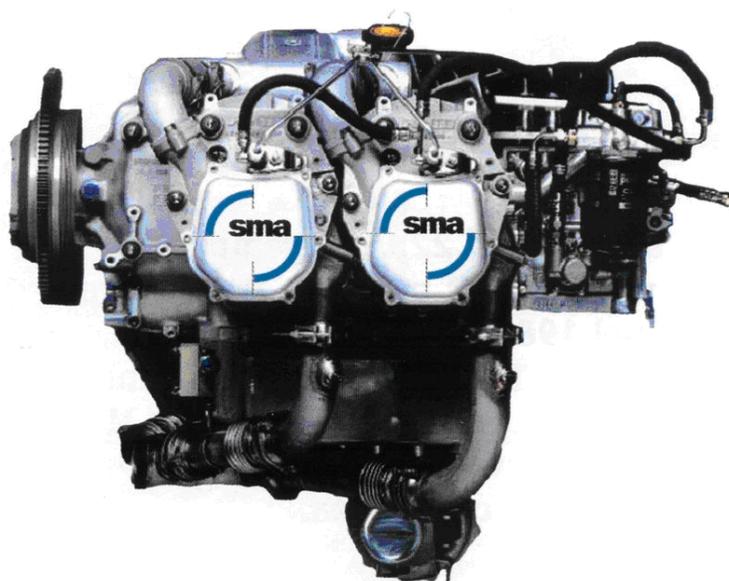
Le accurate analisi di previsione della Thielert indicano un mercato raggiungibile di 1.500 nuovi motori all'anno, a partire dal 2004, il 30 per cento del totale, e un mercato di sostituzione dei vecchi propulsori stimato in circa 17.100 motori all'anno, a fronte di una flotta globale di 222.500 apparecchi.

Per affermarsi fin da subito nel campo dei retrofit, la Thielert ha stipulato un accordo in tal senso con la Piper Deutschland e ha dimostrato la validità del proprio progetto arrivando a installare e a far volare un PA 28 in soli tre mesi, partendo da zero, seguito da un quadriposto Diamond DA 40.

Equipaggiato con un TAE 125, nel dicembre scorso, ha volato il primo Cessna 172 diesel, fornendo le seguenti prestazioni, con: peso massimo al decollo; corsa su ostacolo di 15 metri, 400 metri; velocità ascensionale 680 piedi/min.; velocità massima orizzontale, a 10.000 piedi, 125 nodi (KTAS); consumo 15 l/h di gasolio; autonomia 960 miglia.

Rispetto a un C 172 a benzina il risparmio nei costi di gestione è del 23 per cento. Per passare al diesel però, il costo della sola conversione del velivolo è di 40.000 euro.

Al salone di Le Bourget del '97 la francese Société de Motorisations Aéronautiques (SMA), formata dalla Renault Sport e dalla Socata (Morane), presentò il prototipo ingegneristico dell'MR 250, un quadricilindrico diesel a iniezione diretta da 5 litri, erogante 250 CV a 2.000 giri.



*Fig. 1.5: Motore SMA*

Seguì l'annuncio di altri due modelli di quella famiglia di motori: MR 180 e MR 300 rispettivamente da 180 e 300 CV.

Dopo tre anni di sperimentazione su diversi velivoli Socata, nell'aprile del 2001 la SMA ha finalmente ottenuto la certificazione di tipo europea, valevole nei 33 Paesi aderenti alle JAA, di un nuovo propulsore derivato dai primi.

Si tratta dell'SR 305, quadricilindro a quattro tempi con turbocompressore, da 230 CV a 2.200 giri, con accoppiamento diretto dell'elica.

La SMA ha stimato che per raggiungere la piena cadenza di produzione industriale del propulsore saranno necessari almeno altri due anni, al termine dei quali potrebbe potenzialmente acquisire una quota di 2.000 motori all'anno,

ovvero circa la metà dell'intero mercato globale, con due terzi delle vendite negli Stati Uniti.

Il diesel francese è nato infatti per essere intercambiabile con i Lycoming e Continental della medesima potenza rispetto ai quali, però, presenterebbe un prezzo di acquisto superiore del 30 %.

L'interesse per il mercato nordamericano ha convinto la SMA a estenderne la certificazione avviando due programmi STC (Supplementary Type Certificate) relativi ai velivoli Cessa 182 e Socata TB20GT, mentre la Cirrus Design ha annunciato di voler adottare il propulsore su un SR modificato.

Nell'aprile del 1997 la NMA e la Teledyne Continental Motors (TCM) siglarono un accordo di cooperazione per lo sviluppo di un propulsore diesel a due tempi turbocompresso di nuova generazione, in grado di favorire il rilancio dell'industria dell'Aviazione Generale americana grazie alle sue avanzate, e ambiziose, caratteristiche: consumi ridotti del 25 per cento rispetto a un motore tradizionale, un abbattimento del prezzo di acquisto della metà, un incremento dei tempi di revisione del 75 per cento e un ridottissimo livello di emissioni di scarico.

Il programma, denominato GAP (General Aviation Propulsion), ottenne finanziamenti speciali dalle agenzie governative e l'adesione di importanti aziende aeronautiche, come Lancair e Cirrus, per lo studio di nuove cellule di velivoli, espressamente progettate per il motore, e della Hartzell per la realizzazione di una speciale elica tripala ad alta efficienza e particolarmente silenziosa.



*Fig. 1.6: Motore GAP*

Il motore, che ha una cilindrata di 3,9 litri e sviluppa 200 CV a 2.200 giri con un rapporto di compressione di 18:1, è dotato di un inedito monoblocco nel quale sono riuniti le teste, i cilindri e i supporti di banco dell'albero motore, ed è raffreddato con una soluzione di acqua e glicol propilene.

Nonostante i consistenti supporti finanziari, i 13 brevetti depositati, e i ripetuti annunci di presentazioni ufficiali in volo, il programma del GAP di fatto stenta ancora a decollare.

Il CRF di Orbassano (TO) ha espresso, di recente, la voce italiana nel campo della sperimentazione con l'obiettivo d'industrializzazione di motori diesel common rail per uso aeronautico.

In particolare tratteremo il caso più concreto ed importante di realizzazione dell'idea.

Si tratta di un motore, un derivato del FIAT 1.9 jtd, uno dei migliori diesel per autotrazione a livello mondiale.

Per avionizzarlo è stato previsto un investimento intorno ai 10 milioni di euro, circa la metà dei quali è già stato finanziato dal Ministero dell'Università e della Ricerca Scientifica (MURST).

La scelta di sfruttare l'avanzatissima tecnologia espressa dal FIAT 1.9 jtd è dettata, oltre che dalla sua immediata disponibilità, soprattutto da un'attenta valutazione economica.

Comunque la si affronti, la realizzazione ex-novo di un propulsore aeronautico da 170-200 CV allo stato attuale della tecnica richiede da 25 a 30 milioni di euro, ai quali poi bisogna aggiungere massicci investimenti per industrializzarlo e almeno un decennio di tempo speso nello studio, nella sperimentazione e nella certificazione.

Per contro, il mercato globale dell'AG è in grado assorbire al massimo 6.500 motori all'anno, l'85 per cento negli USA.

Gli elevatissimi costi da un lato, e la ristrettezza del mercato applicabile dall'altro, spiegano, dunque, l'immobilità del settore e l'intangibilità del monopolio mondiale detenuto dalle storiche case americane Textron Lycoming e Teledyne Continental, ancorate ai loro vecchi propulsori, poco economici nel prezzo e nei consumi, ma certificati da decenni.

Dal punto di vista tecnologico, grazie all'avvento del sistema d'iniezione common rail a controllo elettronico, il FIAT 1.9 jtd offre una straordinaria potenzialità di applicazioni aeronautiche.

Infatti, contrariamente ai tradizionali propulsori a ciclo Otto, il diesel si presta ottimamente a essere sovralimentato e superpotenziato grazie anche al vertiginoso aumento della pressione del combustibile iniettato nella camera di scoppio, forgiata direttamente nel pistone, anziché nel cielo del cilindro.

Nel caso del FIAT 1.9 jtd, per la versione aeronautica il rapporto di compressione è stato ridotto da 18,5 a 16:1, mentre la potenza sviluppata è passata dai 115 CV a 4.000 giri del motore base a 150 CV continui a 3.800 giri, che diventano poi 165 massimi al decollo.

L'obiettivo è quello di raggiungere, con successivi sviluppi, i 175 CV continui, con il superamento del rapporto peso/potenza di 1, quando negli altri diesel aeronautici attualmente in via di sviluppo si lavora mediamente intorno a 0,65.

L'affidabilità raggiunta, anche nei componenti non meccanici è molto elevata, avendo ridotto i guasti della centralina elettronica di controllo, che attualmente è di  $16 \times 10^{-6}$ .

L'abbattimento dei costi di gestione rispetto a un moderno motore d'aereo a benzina è stato calcolato in oltre il 30 %.

Il FIAT 1.9 jtd avio, che potrà essere alimentato con comune cherosene Jet A1, alla massima potenza ha un consumo di carburante di appena 170 g/CVh, con emissioni minime.

La grande svolta nella storia della propulsione aeronautica, tuttavia, sarà rappresentata dalla possibilità di gestire, o addirittura riparare, il motore in volo, intervenendo da terra sul suo cuore elettronico, grazie a un sistema di diagnosi remota e di scambio dei dati via GSM-UMTS.

Questa idea sembra sempre più futuribile, dato che la relativa tecnologia è già stata largamente sperimentata ad Orbassano ed è tecnicamente disponibile da qualche anno.

La figura di seguito riassume lo stato attuale della ricerca sui diesel aeronautici.

Modello	Configurazione e numero cil.	Cilindrata e ciclo combustibile	Potenza e numero giri	Potenza specifica (hp/1)	Peso (Kg)	Rapporto peso/potenza (Kg/CV)	Raffreddamento
Continental CSD 283	Boxer - 4	4,7 2 tempi	200/2200	42	136	0,68	liquido
DeltaHawke	V-4 (90°)	3,3 l 2 tempi	200/2700	60	123	0,61	liquido
Lycoming TDIO-360	Boxer - 4	4 tempi	205/-	-	-	-	aria
Morane Renault MR 200	Boxer - 4	5 l 4 tempi	200/2000	40	144	0,72	aria
Zoche ZO 01A	Radiale - 4	2,66 l 2 tempi	150/2500	56	84	0,56	aria
DAIR 100	4 contrapposti	1,8 l 2 tempi	100/2500	55	90	0,8	liquido
Thielert TAE 125	4 in linea	1,68 l 4 tempi	125/3800	74	118	0,7	liquido
FIAT-CRF 1.9 JTD	4 in linea	1,9 l 4 tempi	165/3800	87	175	0,9	liquido

Fig. 1.7: Diesel aeronautici

## Capitolo 2: Aeronauticizzazione del motore diesel

Le differenze tra le specifiche richieste ad un motore aeronautico e quelle relative ad un motore automobilistico sono notevoli.

La fase progettuale, e in primo luogo il dimensionamento di massima, dovrà essere finalizzata soprattutto al conseguimento di pochi ma fondamentali obiettivi.

Il requisito principale di un propulsore per uso aeronautico è senza dubbio l'affidabilità, l'unico svincolato da ogni compromesso ingegneristico.

Sono infatti previste, per ottenere la certificazione del motore, diverse prove di affidabilità: la Federal Aviation Administration prevede per esempio il funzionamento continuato per 85 ore alla massima potenza, per 15 ore alla potenza di take off, per 50 ore a regime, con disassemblaggio e verifica di eventuali anomalie.

Ad essa strettamente legata è la durata, che consiste nella misura della vita del motore durante la quale viene mantenuta la desiderata affidabilità.

Mediamente i propulsori aeronautici sono garantiti per circa 2000 ore, oltre le quali diventa necessaria una revisione, il cosiddetto TBO (time between overhaul), che varia in funzione delle condizioni di uso e della percentuale di funzionamento continuo a regime.

Ad un propulsore aeronautico è inoltre richiesta una certa flessibilità di funzionamento: deve funzionare correttamente al livello del mare ed essere capace di fornire la potenza richiesta alle quote previste dal velivolo su cui è montato, deve essere quanto più possibile esente da vibrazioni e immune ad agenti atmosferici.

Inoltre vanno il più possibile evitate complicazioni strutturali e vanno limitate al minimo indispensabile il numero di parti e componenti, in quanto la semplicità è la strada più sicura per conseguire l'obiettivo dell'affidabilità.

Cerchiamo dunque di capire quali sono i problemi che i motori incontrano nelle applicazioni aeronautiche e come essi siano stati affrontati nel tempo dagli

ingegneri, ricordando che tali sistemi sono stati i primi ad essere montati su di un apparecchio capace di volare.

Ci si trova a dover studiare sistemi che risentano meno possibile delle forti variazioni in pressione, temperatura densità dell'aria che il volare in quota implica.

Questo va conciliato con esigenze di ottimi rapporti potenza-peso, che influenzano fortemente il campo di applicazione dei motori aeronautici, e con l'ottenimento di un grado di affidabilità almeno del 99,99999%, 1 failure x 100 mila h volate, che è il primo e più importante obiettivo da raggiungere.

Nel corso degli anni i motori turbogas hanno surclassato i motori endotermici alternativi per le potenze specifiche ottenute, di gran lunga superiori, seppur a svantaggio di altri fattori che saranno analizzati.

La progettazione dei motori aeronautici si basa su quella dei motori automobilistici conciliandola con le esigenze di carattere strettamente aeronautico.

Il motivo per cui si parte da esempi di motorizzazioni automotive è che nello sviluppo la sperimentazione gioca un ruolo fondamentale e i grandi numeri dei motori automotive, auto, moto e trazione pesante, consentono investimenti più importanti.

Ci si trova quindi, almeno per i motori alternativi, nella condizione di conciliare la termodinamica dei motori per autotrazione, con le esigenze dei motori aeronautici.

Le principali differenze che vanno considerate nella trasformazione sono di seguito analizzate:

- ➔ la regolazione del motore avviene principalmente all'atto del decollo, durante il volo le regolazioni sono piccole e la variazione del numero dei giri è modesta. Nell'autotrazione il regime di giri è continuamente regolato dal guidatore; il peso di tutto l'impianto comprensivo dei supporti per l'installazione deve essere più contenuto possibile per limitare il peso complessivo del velivolo;
- ➔ l'affidabilità riveste un'importanza assoluta nel caso del velivolo. Si richiede la massima affidabilità anche a scapito dell'economicità, essendo

l'affidabilità basilare nelle costruzioni aeronautiche rispetto a quelle automobilistiche;

- il motore aeronautico deve essere in grado di sopportare elevate accelerazioni (minimo 5g da normativa EASA FAR);
- il motore aeronautico opera in condizioni di forti disturbi elettromagnetici, quindi deve essere protetto da questi ultimi;
- negli aeroporti è disponibile in quantità significative solo il jp4, jet(A1) o jp8, gli altri carburanti quali la benzina avio sono difficilmente reperibili.

La maggiore motivazione per preferire i diesel aeronautici risiede nei bassi consumi e nel vantaggio in termini di risparmio nel prezzo di combustibile e nella sua reperibilità in aeroporto.

Se da un lato il vantaggio dei motori diesel è quello di poter lavorare con grossi rapporti di compressione, dall'altro questo comporta delle sollecitazioni non da poco sul manovellismo.

Nasce il problema dell'irrobustimento della componentistica con il conseguente aumento di peso.

Sarebbe auspicabile ottenere bassi consumi e costi con propulsori leggeri, cosa che oggi, a differenza di qualche decennio fa, sembra essere più possibile grazie a quello che le nuove tecnologie offrono.

Altri vantaggi legati ai motori diesel sono:

- necessità di poca manutenzione, quindi più estesi TBO;
- nessun problema di detonazione a grosso vantaggio di affidabilità;
- possibilità di alimentazione mult carburante (petrolio, gasolio, jp4, jetA1, jp8, paraffina);
- minor inquinamento dovuto alla tecnica common rail, con cui viene iniettato il carburante a garanzia di meno incombusti e meno articolato;
- con l'avvento del common rail il controllo sulla iniezione diventa da meccanico elettronico con la possibilità di regolare contemporaneamente anche il passo dell'elica (unica leva per dosare la potenza).

Il principale problema dei motori alternativi per la propulsione aeronautica sta nel fatto che il motore, trovandosi a lavorare in quota, elabora un'aria dalla densità minore di quella che si trova a livello del mare.

Diminuendo quindi la massa d'aria aspirata, si riduce anche la capacità di ossidare combustibile e quindi la potenza sviluppabile.

Il diagramma seguente mostra il variare della pressione e della densità dell'aria al variare dell'altitudine, in atmosfera (atmosfera tipo, ISA International Standard Atmosphere).

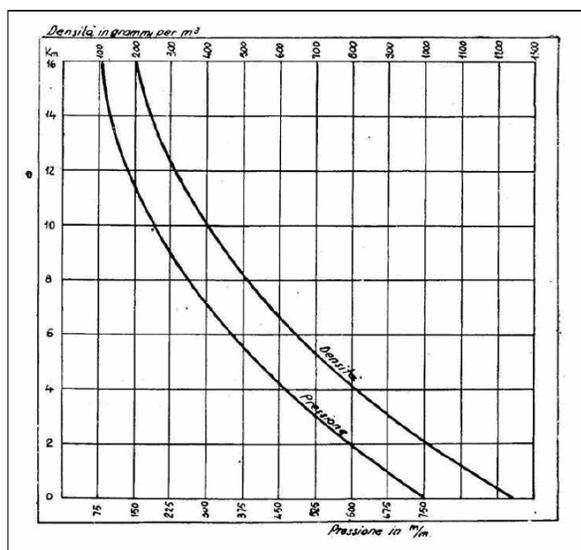


Fig. 2.1: Diagramma densità-pressione

I valori della densità variano anche a seconda delle stagioni, delle condizioni meteo e della latitudine.

Si verifica che in un motore alternativo la potenza sviluppata diminuisce a mano a mano che si sale in quota: tale diminuzione segue la stessa legge di diminuzione della densità dell'aria.

Un motore aspirato che al livello del mare, dove la pressione è normalmente di 101,3 kPa (760 mm Hg) sviluppa 452 kW (600 CV), alla quota di 5500 m (18000 piedi), dove la pressione è scesa a 50,52 kPa (379 mm Hg), svilupperà soltanto 226 kW (300 CV); a 10000 m (32800 piedi) svilupperà appena 113 kW (150 CV).

Si comprende quanto sia grave questo problema per un motore di aviazione, soprattutto pensando che le tendenze attuali sono quelle di portare la navigazione aerea a quote sempre più elevate sia per ragioni di rendimento sia per ragioni di sicurezza.

Per ovviare al suddetto inconveniente sono state tentate varie soluzioni: la più soddisfacente, adottata per la maggior parte dei motori, è la sovralimentazione.

Va detto che tale tecnica è nata proprio nel campo dell'aviazione, solo più tardi si è sviluppata nei campi della propulsione stradale, marina e nel campo energetico industriale.

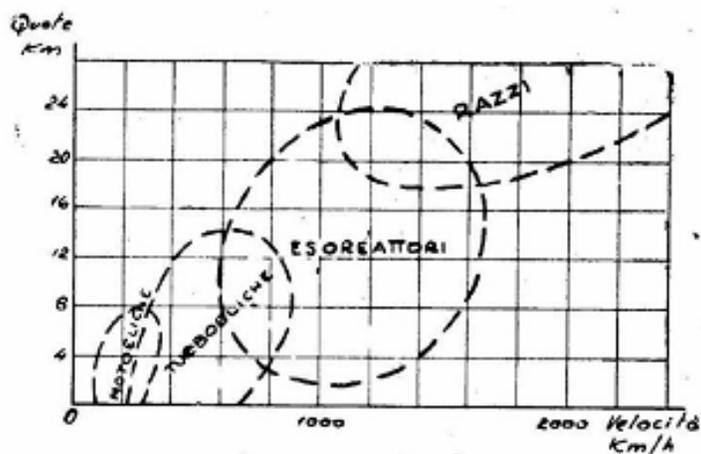


Fig. 2.2: Campi di applicazione-velocità

Il grafico mostra i campi di impiego standard per i vari tipi di propulsione: motoeliche, turboeliche, esoreattori e razzi.

Alla fine della II GM comparvero i primi turbojet con compressore centrifugo, inglesi, o assiale, tedeschi.

Dopo un breve periodo di transizione che vide lo sviluppo di turbocompound a benzina, Wright e Napier, i turbojet si affermarono, soprattutto per la migliore affidabilità e il miglior rapporto potenza/peso.

Evoluzioni di questi sono i Fanjet, o turbofan, e i TurboProp che riducono i problemi di spinta al decollo in quanto consentono, con appositi divergenti posti a monte del compressore, di rallentare la velocità del flusso d'aria e di avvicinarsi,

nel dimensionamento in quota, alle condizioni di decollo, quando la velocità dell'aria è circa nulla.

## Capitolo 3: Metodi di approccio ai sistemi complessi

### 3.1 Generalità

Non sempre il comportamento di un sistema può essere descritto da leggi fisiche esatte e dai valori esatti delle variabili che lo caratterizzano, forze, velocità, posizione, pressioni, ecc., ad ogni istante.

Questo è particolarmente vero se consideriamo sistemi complessi composti da diversi sottosistemi tra loro cooperanti: il comportamento del sistema sarà funzione dei comportamenti dei singoli sottosistemi e delle loro interazioni ed è di fatto impossibile rappresentarlo in forma analitica.

In questi casi ci si riferisce a metodi di ragionamento associati che permettono di risolvere problemi che non è possibile descrivere e risolvere in modo analitico. Questi sono la maggioranza dei problemi che l'uomo si trova a dover affrontare nella simulazione di sistemi complessi.

Le tecniche di ragionamento che stanno alla base della simulazione del comportamento del sistema devono essere in grado di trattare situazioni quali relazioni deboli tra sottosistemi e condizioni iniziali non precisamente specificate. Un elemento di criticità sta nel decidere quale caratteristica rappresentare per catturare tutte le proprietà del sistema di cui si vuole rappresentare e simulare il comportamento. Spesso, sbagliando, si dice che i sistemi basati sulla conoscenza sono basati solo sull'euristica dell'esperto, tralasciando gli aspetti di conoscenza di tipo profondo, associata a quelle parti del sistema che si possono descrivere con delle equazioni. In realtà la soluzione risiede in una molteplicità di modelli tra loro sinergici, di tipo euristico, computazionale e cognitivo.

La modellazione e la simulazione così intesi sono strumenti fondamentali per l'analisi del comportamento dei sistemi complessi sotto diverse condizioni

operative e sotto diversi stimoli esterni, che possono influenzare il comportamento del sistema, anche portandolo in uno stato indesiderato.

### **3.1.1 La realtà virtuale**

Di notevole importanza negli ultimi anni sta diventando il ruolo della tecnologia di realtà virtuale come strumento per la modellazione e la verifica di soluzioni ingegneristiche per la realizzazione di sistemi complessi.

Le attività di pianificazione, progettazione e valutazione di soluzioni ingegneristiche hanno fino ad oggi fatto uso di simulatori numerici e strumenti di computer-aided design (CAD, CAM, ecc).

A questi strumenti divenuti ormai “tradizionali” si è affiancata negli ultimi anni la Realtà Virtuale (VR, Virtual Reality), come interfaccia di nuova generazione di modelli qualitativi / quantitativi.

La VR è oggi in rapida crescita nel mondo industriale, in quanto consente di risparmiare costi e tempo, offrendo prodotti di qualità superiore, un maggior grado di sicurezza e una migliore trasmissione delle conoscenze scientifiche, in particolare:

- favorisce il decision-making collaborativo;
- facilita la penetrazione su problemi complessi;
- riduce i costi di produzione e di lavoro;
- elimina la non praticabilità, il danno e la spesa che si incontrano negli ambienti fisici reali;
- consente una linea di flusso progettuale diretta dell’analisi, alla specifica, all’ingegneria fino al testing;
- consente di realizzare dimostrativi di prodotti, processi e piani con un realismo ineguagliabile;
- migliora l’acquisizione di capacità e l’apprendimento dei concetti;
- permette analisi interattive ad alta risoluzione con set di dati temporari di scala illimitata.

La tecnica consiste nel ricreare mondi e ambienti artificiali in cui l'utente ha l'impressione di essere, muoversi e manipolare oggetti, alla stregua del mondo reale. Il computer non deve comunque spingersi a simulare leggi fisiche e neanche raggiungere dettagli scenici a livello di fotografia, ma deve dare il senso di realtà, di presenza e di "immersione".

I livelli di immersione dell'utente in un ambiente di VR possono variare da una leggera sensazione di presenza, quale quella ottenibile con semplici occhiali 3-D e personal computer, fino alla totale immersione fornita dalla tecnologia CAVE (Computer Animated Virtual Environment) che consiste nella realizzazione di un ambiente fisico in scala naturale (CUBE) in cui l'immagine riveste stereoscopicamente l'utente da tutte le direzioni.

Le prestazioni ottenibili dalla VR aumentano ovviamente con la potenza di calcolo disponibile per cui oltre un certo limite sono richieste macchine specifiche ad alte prestazioni. L'interazione con l'ambiente è assicurata da una serie di strumenti di input, che possono andare dai più semplici mouse e tracking multi-dimensionali, fino a sensori biologici, guanti e body sensibili, sistemi di riconoscimento vocale. Fra i sistemi di risposta si possono annoverare strumenti sensibili al tatto, indispensabili ad esempio in simulazione chirurgica, o le piattaforme mobili in applicazioni per l'avionica.

Il processo di modellazione per la VR consiste generalmente nel creare oggetti tri-dimensionali a partire da disegni CAD, disegni scansionati o ripresi fotograficamente o con video – camera digitale, textures. I modelli ed i corrispondenti dati vengono immagazzinati in un data-base del mondo virtuale che è utilizzato dalla simulazione.

Il processo di simulazione per la VR è costituito da un insieme di processi che gestisce l'input/ output dell'utente, la resa, rendering, grafica e audio, il comportamento degli oggetti e dell'ambiente, la connessione in rete. Ciascun componente deve rispondere rapidamente all'interazione dell'utente in modo che la simulazione stessa sia il più possibile realistica.

L'attività di modellazione e simulazione si pone quindi come un necessario strato intermedio fra le macchine ed i prodotti software di base per la VR e le applicazioni scientifiche che ne fanno uso.

### 3.1.2 La logica FUZZY

Modellare, tramite rappresentazione formale, non significa modellare solo la realtà fisica, significa modellare anche la rappresentazione di dominio di questa realtà e le regole che su di essa si applicano per risolverne i problemi.

Per superare comportamenti troppo deterministici, alla logica del primo ordine sono subentrate le logiche fuzzy, per le quali la verità o la falsità del dato viene resa.

La logica fuzzy mette in discussione e modifica il concetto di logica binaria secondo il quale i predicati possono assumere solamente due stati vero e falso. Questa logica è alle basi del funzionamento dei calcolatori ma chiunque può valutare quanto possa essere imprecisa e non aderente alla realtà che vanta molteplici sfaccettature non considerate o meglio approssimate con questa lettura. Nel mondo reale tutto è questione di misura, non esiste solo il bianco o il nero, ci sono anche le sfumature. La scienza invece tratta questi chiaroscuri come se fossero bianchi o neri. La dottrina fuzzy ha in certa misura origini filosofiche e forse è per questo motivo che è maggiormente sviluppata ed utilizzata in Giappone che nel mondo occidentale.

Per mettere in crisi la logica classica basti pensare ad alcuni banali esempi. Prendiamo una mela. L'oggetto che teniamo nelle nostre mani è una mela? Ora stacciamone un boccone, mastichiamolo ed inghiottiamolo. L'oggetto che abbiamo in mano è ancora una mela? O no? Diamo ancora un altro morso e così via fino a finirla. La mela esiste ancora o è mutata in qualcos'altro o non esiste più? Dove resta il confine tra mela e non mela? Quando in mano teniamo metà mela stringiamo una mela o una non-mela? La mezza mela mette in crisi le descrizioni in termini di tutto o niente. Questa è una mela fuzzy.

La precisione sfoggiata dalla scienza non è altro che un'approssimazione di quei contorni sfumati delle cose che altrimenti non sarebbero spiegabili con i predicati della logica classica. Il paradosso è che la scienza ha contribuito a creare un mondo meno preciso approssimando o trascurando "per semplicità" alcuni concetti.

Per anni si è continuato ad ignorare l'aspetto fuzzy del mondo e invece che approfondirlo si è fatto di tutto per affondarlo ed ignorarlo. Neppure Einstein offriva alternative, anzi, fermo nella sua veste di scienziato aggiunse una nuova teoria della bivalenza: il concetto di probabilità. Secondo la teoria matematica del caso ad ogni evento può essere associato un numero per rappresentare la probabilità del suo verificarsi. In generale la somma della probabilità che un evento si verifichi e quella che ciò non accada è uno.

La probabilità svanisce con l'aumento dell'informazione.

Sembra quindi che la probabilità possa risolvere il problema della visione fuzzy del mondo e della visione con la logica classica. Invece non fa altro che aggravare la situazione, si occupa infatti di bianco o nero, testa o croce, si focalizza su due eventi precisi. Nonostante la sua importanza, nemmeno la probabilità è riuscita ad attenuare le discrepanze tra logica e dati di fatto.

Nella logica tradizionale un elemento appartiene o non appartiene ad un determinato insieme A; nella logica fuzzy, invece, un elemento  $x$  appartiene ad un insieme fuzzy A con un grado di verità che può assumere infiniti valori nell'intervallo  $[0,1]$ . Il grado di verità è dato da una funzione di "membership".

A differenza della logica binaria, per permettere una maggiore aderenza al linguaggio naturale, in logica fuzzy i fuzzy set non hanno confini "rigidi" ma includono una variazione del valore limite che è come un approssimazione del giudizio soggettivo di ogni persona.

Il grado di appartenenza di un oggetto ad un fuzzy set può assumere qualsiasi valore tra  $[0,1]$  a differenza di un set tradizionale, il quale è ristretto ai soli valori limite 0 o 1.

La teoria fuzzy traccia una curva fra gli opposti, fra A e non-A. Un maggior numero di informazioni, di fatti ci aiuta a tracciare la curva. Se disponiamo di informazioni insufficienti possiamo trasformare le nostre vaghe nozioni di VECCHIO e di GIOVANE in curve di insiemi fuzzy. Più informazioni abbiamo, più gobbe avrà la curva e più sarà rispondente alla realtà.

I sistemi fuzzy sono sistemi di regole IF...THEN... che contengono termini linguistici per esprimere l'appartenenza di una variabile ad un certo fuzzy set. La differenza con i sistemi esperti sta nel fatto che in quelli fuzzy più regole possono

essere contemporaneamente attive, inoltre gli input e output sono variabili numeriche e non simboli o termini.

Nei sistemi fuzzy è possibile, tramite relazioni di input output approssimare qualsiasi funzione, anche non lineare. Possono quindi essere usati per l'identificazione o per il controllo di sistemi, a questo proposito c'è da dire che come i sistemi esperti e le reti neurali, non richiedono un modello matematico del sistema da descrivere o da controllare.

Le operazioni da compiere possono essere rappresentate in tre passi:

1. Fuzzificazione: l'input viene convertito in un valore linguistico con un grado di appartenenza che può essere rappresentato da un funzione a triangolo. Un ristretto numero di fuzzy set è solitamente definito per ogni variabile.
2. Per ogni regola il grado di applicabilità è dato dal valore minimo di quelli della relazione di membership delle variabili che compaiono nella congiunzione antecedente.
3. Defuzzificazione delle variabili di output: l'output viene restituito dalla regola in quell'istante.

### **3.1.3 Le reti neurali**

Si sono anche definiti dei modelli di tipo ibrido, nei quali architetture modellistiche diversificate convivono e co-operano alla definizione dello stesso sistema.

Si possono citare, in questo settore, le architetture neuro-fuzzy nelle quali, si realizza la cooperazione fra vari tipi di modelli, basati sia su logiche fuzzy che su reti neuronali.

Nell'uso moderno si intende con rete neurale una rete di neuroni artificiali, che cerca di simulare il funzionamento dei neuroni all'interno di un sistema informatico. Può essere composta sia da programmi che da hardware dedicato e spesso viene utilizzata in congiunzione alla logica fuzzy.

Le reti neurali si basano principalmente sulla simulazione di neuroni artificiali opportunamente collegati.

Questi neuroni ricevono in ingresso degli stimoli e li elaborano. L'elaborazione può essere anche molto sofisticata ma in un caso semplice si può pensare che i singoli ingressi vengano moltiplicati per un opportuno valore, detto peso; il risultato delle moltiplicazioni viene sommato e se la somma supera una certa soglia il neurone si attiva attivando la sua uscita. Il peso indica l'efficacia sinaptica della linea di ingresso e serve a quantificarne l'importanza, un ingresso molto importante avrà un peso elevato, mentre un ingresso poco utile all'elaborazione avrà un peso inferiore. Si può pensare che se due neuroni comunicano fra loro utilizzando maggiormente alcune connessioni, allora tali connessioni avranno un peso maggiore.

I singoli neuroni vengono collegati alla schiera di neuroni successivi, in modo da formare una rete di neuroni. Normalmente una rete è formata da tre strati. Nel primo abbiamo gli ingressi (I), questo strato si preoccupa di trattare gli ingressi in modo da adeguarli alle richieste dei neuroni. Se i segnali in ingresso sono già trattati può anche non esserci. Il secondo strato è quello nascosto (H, hidden), si preoccupa dell'elaborazione vera e propria e può essere composto anche da più colonne di neuroni. Il terzo strato è quello di uscita (O) e si preoccupa di raccogliere i risultati ed adattarli alle richieste del blocco successivo della rete neurale. Queste reti possono essere anche molto complesse e coinvolgere migliaia di neuroni e decine di migliaia di connessioni.

### **3.1.4 L'algoritmo genetico**

Affiancata alla logica fuzzy e neuronale è quella basata sugli algoritmi evolutivi. La teoria dell'evoluzione della specie può essere utilizzata per simulare al computer dei processi di affinamento progressivo delle potenziali soluzioni alle problematiche connesse ai sistemi complessi.

In particolare, la popolazione di individui coincide di volta in volta con il dominio che si vuole studiare e dal quale bisogna scremare le soluzioni.

Questa popolazione può essere sottoposta a un processo di evoluzione dando ai componenti migliori la possibilità di generare altri componenti con le caratteristiche del padre e della madre leggermente modificate dal meccanismo della mutazione genetica.

La mutazione, in sé, non è necessariamente migliorativa; tuttavia, quando non c'è miglioramento, il nuovo nato è destinato a una minore proliferazione e a una morte precoce per effetto del principio della selezione naturale.

In tal modo, dopo molti anni, la discendenza della popolazione originaria sarà caratterizzata esclusivamente da componenti con eccellenti proprietà.

L'algoritmo di calcolo che permette al computer di simulare in poco tempo il processo evolutivo di molti secoli prende il nome specifico di "algoritmo genetico".

In una popolazione di N unità, muoiono sia gli individui che hanno raggiunto una certa età, fissata a priori, che quelli la cui scarsa capacità di adattamento all'ambiente non è sufficiente ad assicurarne la sopravvivenza.

I viventi, come già detto, si riproducono e anzi, quelli che vivono di più, perché in possesso di una caratteristiche migliori, hanno maggiori possibilità di proliferare.

Supposto che due viventi, i genitori, abbiano le seguenti due serie di caratteristiche, geni:

A1, A2, A3,.....An

B1, B2, B3,.....Bn

il figlio, con un processo casuale, erediterà anzitutto parte di entrambe le caratteristiche; ad esempio:

A1,B2,B3,.....An

Successivamente, modificherà leggermente alcuni geni così che la sua personalità finale sarà diversa da quella corrispondente alla semplice somma di parte dei geni del padre e di parte di quelli della madre. Tale personalità, peraltro, beneficerà di

un ulteriore miglioramento dovuto agli effetti della mutazione nei casi in cui questa è positiva.

Comunque, il figlio dovrà misurarsi con l'ambiente e, nel corso del confronto, sarà la sua specifica capacità di adattamento a decretarne la sopravvivenza fino alla vecchiaia, e di conseguenza la riproduzione, o la morte prematura.

Questi modelli qualitativi risultano comunque in molti casi troppo dipendenti dalla conoscenza dell'esperto, che non è sempre disposto a collaborare o a spendere tempo per introdurre modifiche o miglioramenti sui sistemi.

Fattore importante per la accettabilità dei modelli risulta la semplicità nell'effettuare modifiche e la loro eventuale auto-capacità di adattamento e/o apprendimento a fronte di modifiche nel dominio di intervento.

L'analisi di affidabilità e sicurezza di funzionamento di un sistema complesso deve dimostrare che esso è adatto allo scopo e in alcuni casi specifici che il suo contributo alla riduzione del rischio associato all'applicazione a cui esso appartiene è appropriato. Tale analisi che può comprendere, in funzione dell'applicazione del sistema, l'analisi di affidabilità, della disponibilità e della sicurezza di funzionamento è, in ogni caso, richiesta dalle leggi di penetrazione sul mercato e, per alcuni domini applicativi, particolarmente critici per la sicurezza, quale quello ferroviario, dell'industria di processo, aerospaziale, è regolata da direttive, da normative e linee guida. La presenza del software e degli errori di progetto, fa sì che nessun metodo da solo sia sufficiente per garantire con giustificata fiducia il corretto comportamento del sistema.

Pertanto l'analisi, tanto più rigorosa quanto maggiore è il significato di errori o guasti del sistema sul rischio associato all'intera applicazione, si basa sulla individuazione e sulla considerazione di tutte le evidenze che concorrono a mantenere il rischio nei limiti predefiniti. Dalle evidenze del comportamento del sistema si costruiscono gli argomenti che sono capaci di dimostrare che il rischio associato è nei limiti predefiniti. Per ciascun argomento è necessario utilizzare concetti di modellistica e di simulazione, basati su ragionamenti probabilistici, deterministici o qualitativi, che consentano di descrivere e valutare l'evoluzione del sistema e del suo ambiente circostante. Gli strumenti di calcolo che

permettono la costruzione dei modelli possono sottendere complesse formulazioni analitiche.

Accanto alle proprietà tradizionali che caratterizzano i sistemi complessi come la disponibilità, intesa come prontezza all'uso, l'affidabilità, intesa come continuità di servizio, la sicurezza, intesa come la non occorrenza di eventi catastrofici, sono necessarie nuove proprietà per caratterizzare un sistema complesso.

Negli anni recenti si è sviluppato un proficuo terreno di ricerca indirizzato allo studio e allo sviluppo di metodologie e formalismi per la modellazione e l'analisi dei sistemi complessi di tipo information intensive ad elevata criticità e a diverso livello di complessità.

L'elemento comune alle varie metodologie di modellazione è quello di fornire al progettista o all'analista del sistema un linguaggio di descrizione, e quindi di costruzione del modello astratto il più semplice possibile, e comunque il più possibile vicino al linguaggio usato a livello di specifica e di progettazione.

## Capitolo 4: Metodologia di progettazione

### 4.1 Generalità

La risoluzione di problemi ingegneristici complessi non può prescindere dalle mutue interazioni tra le diverse discipline coinvolte. Nel campo della progettazione aeronautica le discipline coinvolte sono molte fra le quali la aerodinamica, il calcolo delle strutture, la dinamica ed il controllo, la stabilità, l'affidabilità. Di conseguenza, la soluzione di un problema di ottimizzazione multi-disciplinare risulta estremamente complessa ed onerosa.

L'ottimizzazione multidisciplinare (*Multi-disciplinary Design Optimization* - MDO) viene definita come un metodo per il progetto di sistemi in cui interagiscono discipline differenti ed in cui il progettista decide di suo arbitrio la sequenza di correlazioni da stabilire nella progettazione [33].

Un esempio di progettazione aeronautica concettuale è stato condotto ed è documentato dalla NASA su un jet supersonico [38].

Questo approccio interdisciplinare consente di analizzare il processo di progettazione ad ogni stadio e di valutare e testare la bontà di ogni avanzamento prima di procedere allo stadio successivo. Questo avvantaggia i tempi complessivi di progettazione e sicuramente fornisce un risultato finale ottimizzato rispetto a tutte le variabili considerate.

L'approccio al progetto di sistemi complessi ha subito nel tempo profondi cambiamenti sicuramente grazie all'avanzamento degli strumenti utili alla progettazione. Infatti le moderne tecniche di modellazione e simulazione, CAD e FEM, consentono di semplificare molto i vari processi in termini di tempi e costi.

Tradizionalmente non era possibile intervenire nella sequenza di progettazione a partire dalla fase di progettazione preliminare fino alle successive fasi di progettazione concettuale, progettazione dettagliata fino ad arrivare alla fase di

produzione, in quanto non si disponeva di strumenti che consentissero di modificare in maniera ricorsiva i dati di progetto iniziali in qualunque fase.

Non era cioè possibile l'interscambio di dati fra una fase di progetto ed una non consecutiva.

Normalmente in campo aeronautico le variabili da ottimizzare sono la potenza ottenibile dal gruppo di propulsione, la valutazione del rapporto potenza/peso del velivolo, le specifiche legate alla installazione su una determinata classe di velivoli, la relazione di pesi e costi rispetto al carico pagante.

Si concentrano quindi variabili di tipo tecnico-strutturale con variabili di carattere economico, nei limiti della garanzia di affidabilità.

Il diagramma di figura espone le interazioni considerate nell'oggetto di questa tesi.

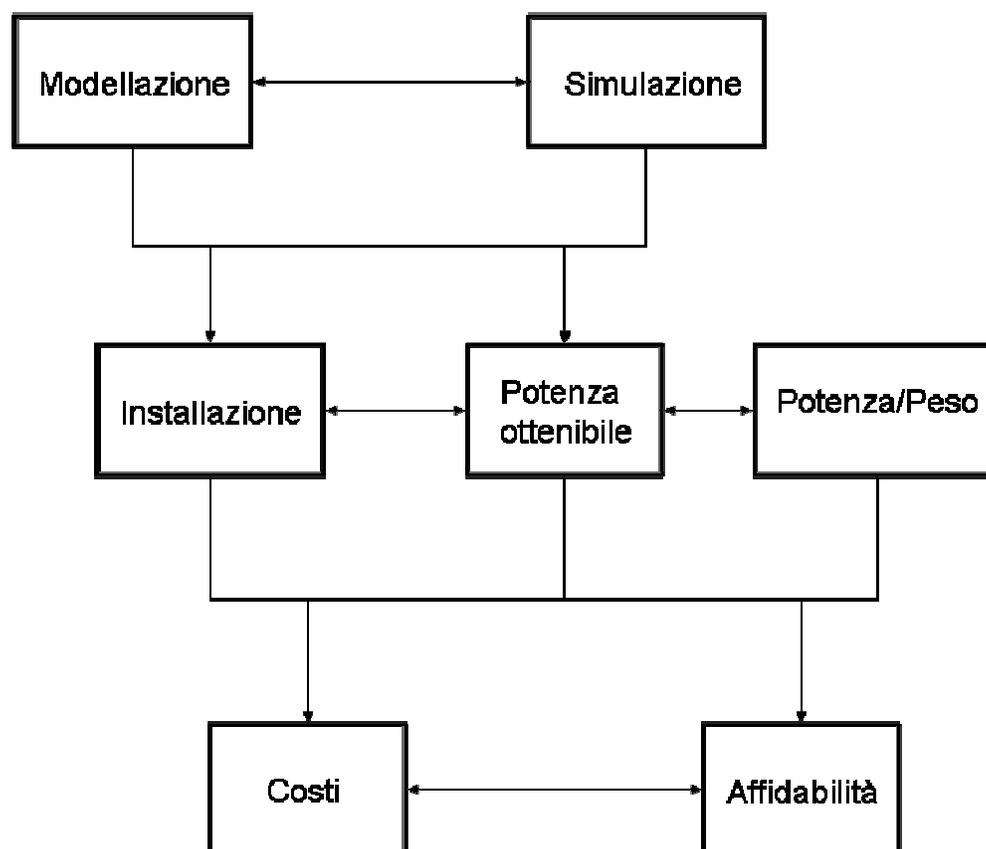


Fig.4.1: Schema MDO

La modellazione e le conseguenti verifiche strutturali sono strettamente interconnesse e da esse scaturiscono le dimensioni effettive del motore che devono tener conto delle variabili relative all'installazione che impongono spesso vincoli stretti e che quindi generano una serie di rivalutazioni sull'architettura, su forma e dimensioni.

Raggiunta la soluzione di compromesso fra architettura motore, resistenza strutturale e dimensioni si procede alla valutazione della potenza ottenibile.

Noti questi dati si può procedere alla stima del rapporto potenza peso dalla cui ottimizzazione scaturiscono le valutazioni di tipo commerciale.

Il tutto va riferito ai requisiti di affidabilità dettati dalla normativa FAR-E.

La ricerca di un criterio oggettivo su cui basare l'ottimizzazione del motore aeronautico in questione, mi ha portato a descrivere qui di seguito brevemente il metodo della sezione aurea per la minimizzazione di funzioni [22].

Molti metodi per la minimizzazione di funzioni  $f(x)$ , si ricordi che i metodi per la massimizzazione di funzioni si riconducono ai metodi per la minimizzazione di funzioni semplicemente cambiando il segno della funzione da massimizzare, rispetto ad  $x$  hanno numerosi punti in comune con i metodi per la ricerca di zeri disequazioni per due motivi:

- un problema di minimizzazione di funzioni può essere ricondotto ad un problema di ricerca di zeri sotto opportune condizioni, purché sia possibile valutare la derivata della funzione da minimizzare rispetto ad  $x$ ;
- la strategia per la ricerca del punto di minimo è basata su un procedimento iterativo: mentre nella ricerca di zeri il punto di zero è compreso tra due punti (sempre più vicini all'aumentare delle iterazioni) in cui la funzione assume valori di segno alterno, nella minimizzazione di funzioni si cercano tre punti vicini con la proprietà che il valore del punto di mezzo sia più basso di quello dei punti adiacenti.

In pratica, la metodologia consiste nell'avere ad ogni iterazione una terna di punti  $a, b, c$  con  $a < b < c$ ,  $f(b) < \{f(a), f(c)\}$  e da questa individuare un punto  $x \in ]a, c[$  tale che possibilmente  $f(x) < \{f(a), f(b), f(c)\}$ ; a questo punto si ridefinisce la

nuova terna candidata per l'iterazione successiva come  $a, b, x$  o  $b, x, c$  a seconda che  $f(b) < f(x)$  o viceversa.

Tale metodologia presuppone la disponibilità in partenza di tre punti  $\{a, b, c\}$  soddisfacenti la proprietà  $f(b) < \{f(a), f(c)\}$ . A tale scopo è possibile effettuare una ricerca preliminare sull'intervallo in cui viene cercato il minimo, per esempio scegliendo in esso  $N$  punti equidistanti, valutando il valore della funzione in essi e selezionando il punto di minimo assoluto individuato ( $b$ ); i punti adiacenti costituiranno gli altri due punti della terna iniziale ( $a, c$ ). Da questo momento in poi si assume che l'intervallo  $[a, c]$  contenga un solo minimo.

Regola della sezione aurea: siano  $\{a, b, c\}$  la tripletta di punti e  $\{f_a, f_b, f_c\}$  i corrispondenti valori della funzione  $f$  nei punti, con  $f_b < \{f_a, f_c\}$ .

Sia  $w$  la frazione di intervallo  $[a, c]$  per cui  $b$  dista da  $a$ ; ne consegue che  $b$  dista da  $c$  di una frazione  $1 - w$ :

$$w = \frac{b - a}{c - a}$$

$$1 - w = \frac{c - b}{c - a}$$

Sia  $x$  il nuovo punto di minimo candidato e sia  $z$  la frazione di intervallo  $[a, c]$  per cui  $x$  dista da  $b$ :

$$z = \frac{x - b}{c - a}$$

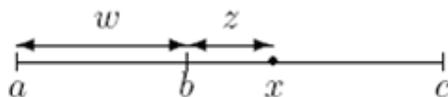


Fig.4.2:Frazioni di intervallo

Si noti che  $z$  può essere negativo se  $a < x < b$ , vale a dire  $x$  è a sinistra di  $b$ .

Scelto il punto  $x$ , la nuova tripletta sarà  $\{a, b, x\}$  oppure  $\{b, x, c\}$ .

Nel primo caso la lunghezza del nuovo intervallo sarà  $w+z$  (relativamente alla lunghezza dell'intervallo  $c-a$ ); nel secondo caso  $1-w$ . Se si vuole minimizzare il rischio che l'intervallo alla successiva iterazione sia troppo piccolo (e quindi che non contenga il minimo effettivo della funzione), allora possiamo scegliere  $z$  in modo tale che i due intervalli potenziali,  $w+z$  e  $1-w$ , abbiano la stessa lunghezza, vale a dire:

$$w + z = 1 - w$$

e quindi:

$$z = 1 - 2w \tag{1}$$

Ne consegue che il nuovo punto  $z$  è simmetrico a  $b$  nell'intervallo  $[a, c]$ , nel senso che  $|b-a|=|c-x|$ . Pertanto il punto  $x$  giace all'interno del maggiore tra i due segmenti  $[a, b]$  e  $[b, c]$ . Ne consegue anche che  $z$  risulta positivo solo se  $w < 1/2$ .

Rimane aperta la questione di come scegliere  $w$ .

E' naturale pensare che  $w$  sia stato determinato all'iterazione precedente applicando la stessa strategia per la scelta di  $z$ : pertanto la frazione di segmento  $[a, b]$  all'iterazione precedente, per cui il punto  $b$  dista dall'estremo  $a$  ( $w$ ), risulta uguale alla frazione di segmento  $[b, c]$  all'iterazione successiva, per cui il punto  $x$  dista da  $b$  ( $z/(1-w)$ ), si suppone che  $z$  cada in  $[b, c]$ :

$$\frac{z}{1-w} = w \tag{2}$$

Risolvendo le equazioni (1) e (2), si ottiene l'equazione quadratica

$$w^2 - 3w + 1 = 0$$

le cui soluzioni sono

$$w = \frac{3 \pm \sqrt{5}}{2}$$

La soluzione con il segno + si scarta perchè darebbe luogo a  $w > 1$ , pertanto l'unica soluzione accettabile dell'equazione quadratica è:

$$w = \frac{3 - \sqrt{5}}{2} \cong 0.38197$$

In pratica una collocazione ottimale di punti prevede che il punto centrale disti 0.38197 da un estremo e 0.61803 dall'altro estremo, in misura relativa rispetto alla lunghezza del segmento  $[a, c]$ . Tali frazioni prendono il nome di sezione aurea. Si noti che il metodo della sezione aurea non fa uso della derivata della funzione.

Di seguito riporto le informazioni utili a formulare l'algoritmo per implementare tale metodo.

Siano  $a, b, c$  noti con  $fb < \{fa, fc\}$ .

Sia  $\gamma = 0.38197$

Se  $lb - al < lc - bl$ , allora:

$$x = b + 0.38197|c - b|$$



Fig.4.3: Posizione del punto di minimo relativo

Se  $lb - al > lc - bl$ , allora:

$$x = b - 0.38197|b - a|$$



Fig.4.4: Posizione del punto di minimo relativo

Chiameremo i 4 punti a, b, c, x come  $x_0, x_1, x_2, x_3$ .

Caso 1:  $f(x_1) < f(x_2)$

$$x = x_1^{vecchio} - \gamma(x_1^{vecchio} - x_0^{vecchio}) = (1 - \gamma)x_1^{vecchio} + \gamma x_0^{vecchio} ;$$

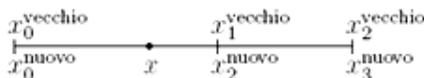


Fig.4.5: Posizione punti rinominati, caso 1

Caso 2:  $f(x_1) > f(x_2)$

$$x = x_2^{vecchio} - \gamma(x_3^{vecchio} - x_2^{vecchio}) = (1 - \gamma)x_2^{vecchio} + \gamma x_3^{vecchio} ;$$

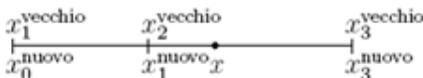


Fig.4.6: Posizione punti rinominati, caso 2

fissati a, b, c ed una tolleranza  $\varepsilon$ :

$$x_0 = a; x_3 = c;$$

$$b - a > c - b \Rightarrow x_1 = b - (b - a); x_2 = b;$$

$$b - a < c - b \Rightarrow x_1 = b; x_2 = b + (c - b);$$

$$f_0 = f(x_0); f_1 = f(x_1); f_2 = f(x_2); f_3 = f(x_3);$$

fino a che  $x_3 - x_0 > \varepsilon$

$$f_1 < f_2 \Rightarrow x_0^n = x_0; \quad x_3^n = x_2; \quad x_2^n = x_1;$$

$$x_1^n = x_1 - \gamma(x_1 - x_0) = \gamma x_0 + (1 - \gamma)x_1;$$

$$f_1 > f_2 \Rightarrow x_0^n = x_1; \quad x_3^n = x_3; \quad x_1^n = x_2;$$

$$x_2^n = x_2 - \gamma(x_3 - x_2) = \gamma x_3 + (1 - \gamma)x_2;$$

$$f_0 = f(x_0); \quad f_1 = f(x_1); \quad f_2 = f(x_2); \quad f_3 = f(x_3);$$

$$x_0 = x_0^n; \quad x_1 = x_1^n; \quad x_2 = x_2^n; \quad x_3 = x_3^n;$$

end.

## 4.2 L'approccio utilizzato

Lo studio effettuato segue un approccio analitico-sperimentale volto alla progettazione ed alla simulazione dei vari componenti del motore diesel aeronauticizzato.

Nell'ottica di trovare la soluzione di miglior compromesso fra i vincoli imposti dalla progettazione aeronautica e le esigenze legate al rigore normativo ed alla competitività in ambito commerciale del settore, si è cercato di procedere in coerenza con quanto descritto dal metodo della sezione aurea.

Infatti si è ricorsi alla soluzione finale solo dopo una sperimentazione di risultati in campi appartenenti a domini sempre più ristretti e definiti dalla ricerca di minimi e massimi successivi.

Si è cercato quindi di restringere i campi di applicazione analizzando i risultati derivanti da varie combinazioni di informazioni.

Si è dovuto però spaziare molto nella ricerca della soluzione proposta come soluzione ottimale andando spesso a stravolgere i requisiti di partenza.

Questo nell'ottica di valutazioni a livello interdisciplinare in cui non solo le caratteristiche meccaniche, ma anche i vincoli di progetto in termini economici e pratici, sono stati rispettati.

Lo studio di cui tratta questa tesi si snoda a partire dalle potenzialità raggiungibili dal sistema di propulsione per arrivare a valutazioni sui rapporti potenza/peso di varie soluzioni volte all'ottimizzazione di un motore diesel common rail basato sull'unità cilindro del noto 1900 jtd, il tutto sempre nell'intento di seguire

fedelmente i criteri di progettazione tipicamente adottati nella progettazione aeronautica.

La progettazione di un motore si basa sul dimensionamento dell'albero motore, da cui si predispongono gli altri componenti.

E' stato messo a punto, con l'ausilio di numerosi laureandi che hanno contribuito a consolidare quanto teorizzato volta per volta, un foglio di calcolo mediante il quale si simulano le vibrazioni torsionali agenti sull'albero motore e si può verificare che siano soddisfatte le condizioni imposte secondo il metodo standard certificato del Lloyd's Register of Shipping.

La progettazione dell'albero motore non può prescindere dal dimensionamento dell'imbiellaggio e quindi dalle forze d'inerzia e di pressione che vengono trasmesse dal manovellismo ed è dall'analisi di queste che si articolano i calcoli contenuti nel foglio di calcolo ottenuto mediante il software Excel.

In particolare si effettua la riduzione del sistema albero motore-albero elica ad un sistema alberi equivalenti per cui ad ogni tratto vengono associate una determinata rigidità ed una determinata inerzia.

Vengono così calcolati i principali modi di vibrare del sistema, mediante il metodo tabellare dell' Holtzer, dai quali si determinano le componenti armoniche dei momenti eccitatori sui tratti più sollecitati [7].

Infine da queste informazioni si costruisce il diagramma degli sforzi di torsione riportando in ascisse il numero di giri al minuto del motore ed in ordinate i valori della sollecitazione; esso mostra i limiti in transitorio ed a regime previsti dal Lloyd's Register of Shipping e le armoniche che competono ad un determinato modo di vibrare del sistema.

Vengono poi effettuate le verifiche statiche ed a fatica mediante il metodo degli elementi finiti che a seconda del componente e delle sollecitazioni analizzate prevede simulazioni più o meno particolareggiate e complesse. Per far questo ho utilizzato il software Ansys Workbench che consente di ottenere risultati a vari livelli, dai più semplici ad i più onerosi.

Dal dimensionamento dell'albero motore si passa alla progettazione del basamento, dei circuiti di lubrificazione e del posizionamento degli ausiliari

andando di volta in volta a verificare mediante la simulazione FEM i limiti strutturali dei componenti.

Per quanto riguarda la testata motore la progettazione risulta molto più complessa ed onerosa e necessita di studi e simulazioni di carattere termo-fluidodinamico che verranno soltanto accennati in questa tesi.

### **4.3 Le vibrazioni torsionali**

Lo studio delle vibrazioni torsionali degli alberi a gomiti è un'indagine importante poiché permette di verificare lo stato di sollecitazione indotto, nei vari punti dell'albero, dalle vibrazioni che nascono per la presenza delle masse volaniche ad esso applicate.

I massimi valori delle sollecitazioni devono essere ovviamente tali da non superare il limite di resistenza a fatica del materiale impiegato.

Lo studio riveste maggiore importanza quanto più elevato è il numero dei cilindri, aumentando l'inerzia del sistema in rapporto alla sua rigidità torsionale.

L'analisi vibrazionale può essere effettuata su un modello semplificato del reale sistema in studio, passando così dallo studio di un sistema continuo ad un sistema ad un numero finito di gradi di libertà. Questo è legittimo in quanto i modi propri di vibrare di interesse pratico sono quelli che corrispondono alle configurazioni più semplici della deformata dell'organo vibrante. In questo caso il sistema continuo in studio, costituito dall'albero a gomiti compreso di contrappesi, viene rappresentato da un modello costituito da masse concentrate separate da zone elastiche prive di massa. La scelta del posizionamento delle masse concentrate in generale prevede una certa libertà di scelta, con la consolazione che una poco corretta collocazione è tanto meno influente quanto maggiore sarà il numero delle masse sostitutive del sistema originario.

Il procedimento di calcolo avverrà seguendo progressivamente le successive fasi di esecuzione. Precisamente:

1. riduzione dell'albero a gomiti a sistema equivalente, costituito da un albero rettilineo, elastico e senza massa, su cui sono calettate delle masse

- volaniche equivalenti, ai fini dell'inerzia, alle masse effettivamente applicate all'albero a gomiti.
2. determinazione dei primi due o tre modi propri di vibrazione libera del sistema; ai fini delle sollecitazioni il primo modo proprio è genericamente il più significativo, quindi viene il secondo, eccezionalmente interessa il terzo modo proprio.
  3. determinazione delle componenti armoniche dei momenti eccitatori e diagrammi di fase delle componenti armoniche di uno stesso ordine.
  4. calcolo delle ampiezze d'oscillazione forzata, ai vari regimi di rotazione, per il modo proprio in esame.
  5. costruzione del diagramma degli sforzi di torsione nel tratto più sollecitato dell'albero a gomiti.

### **4.3.1 Riduzione ad albero equivalente**

Il sistema in esame è costituito da:

- Albero a gomiti + bielle e pistoni
- Rotismo esterno
- Albero d'elica
- Elica

Per poter eseguire il calcolo si opera una semplificazione del meccanismo reale. Si può, in effetti, trascurare, senza commettere un grave errore, l'inerzia dell'albero d'elica, minima rispetto a quella dei gomiti, delle ruote dentate e dell'elica. Si tralasciano inoltre, nel calcolo delle rigidità, quelle relative alla coppia di ruote dentate perché di un altro ordine di grandezza rispetto a quelle degli alberi.

### 4.3.2. Calcolo delle masse volaniche

L'albero equivalente è costituito da un albero rettilineo, elastico e supposto privo di massa propria, portante  $n$  masse volaniche di cui le prime  $n-1$  corrispondono ai cilindri mentre l'ultima, più grande, rappresenta l'elica.

Ciascuno dei primi  $n$  volani comprende evidentemente un sistema stantuffo-biella-manovella e nella determinazione del suo momento polare d'inerzia entra in gioco l'influenza delle masse alterne.

Come noto, le masse alterne comprendono la massa dello stantuffo con fasce elastiche, quella dello spinotto ed una parte  $m_{ba}$  della massa della biella. La determinazione dei valori da assegnare alle masse alterna  $m_{ba}$  e rotante  $m_{br}$  della biella va effettuata come da letteratura.

Come momento polare di inerzia delle masse alterne rispetto all'asse dell'albero assumiamo:

$$J_a = \frac{1}{2} m_a r^2$$

avendo supposto, per semplicità, che  $J_a$  sia costante e pari al suo valore medio, in realtà esso è continuamente variabile con l'angolo di manovella.

Il momento polare di inerzia dovuto alla massa rotante della biella vale poi:

$$J_{br} = m_{br} r^2$$

Occorre infine calcolare il momento polare d'inerzia di quella porzione di albero a gomiti che interessa ogni singolo cilindro ( $J_{alb}$ ).

Essa è evidentemente costituita da un perno di biella, da due maschette con eventuali contrappesi e da metà lunghezza dei due perni di banco adiacenti, ammesso che la manovella considerata abbia due perni di banco adiacenti.

Il calcolo di tali momenti d'inerzia è effettuabile con l'ausilio del calcolatore. E' così possibile determinare i momenti d'inerzia  $J_1, \dots, J_{n-1}$  da assegnare ai primi  $n-1$  volani, uno per ogni cilindro.

Il momento d'inerzia  $J_n$  da assegnare all'ultimo volano equivalente, sarà infine la somma del momento d'inerzia dell'elica e di quello del tratto di albero a gomiti compreso tra la mezzeria dell'ultimo supporto di banco e l'elica stessa.

### 4.3.3 Determinazione dei modi propri del sistema

Quando un albero elastico portante  $m$  masse volaniche è in equilibrio sotto l'azione di una serie di momenti esterni applicati in differenti punti, per effetto dell'elasticità dell'albero si generano delle rotazioni relative tra le varie sezioni dello stesso.

Se tutti i momenti applicati vengono istantaneamente annullati, il sistema entra in uno stato di vibrazione libera e la curva degli spostamenti angolari delle varie sezioni dell'albero può essere considerata come la sovrapposizione di una serie di linee elastiche normali, ciascuna corrispondente ad uno dei modi propri di vibrazione di cui il sistema è capace.

Considerando il caso generale di un albero rettilineo e senza massa su cui siano calettati  $m$  volani di momenti d'inerzia  $J_1, J_2, \dots, J_m$ , siano  $K_1, K_2, \dots, K_{m-1}$  le rigidità torsionali dei tratti d'albero compresi tra i vari volani.

Se consideriamo uno dei modi propri di vibrazione libera del sistema non smorzato, vediamo che tutti i volani vibrano in fase, cioè gli spostamenti angolari massimi  $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_m$  vengono raggiunti da tutti i volani nel medesimo istante. In questo istante, detta  $\omega_c$  la pulsazione della vibrazione libera, sul generico volano  $i$ -esimo agisce una coppia d'inerzia che, trattandosi di oscillazioni di tipo armonico, assume il valore:

$$J_i \omega_c^2 \theta_i$$

mentre il momento torcente che agisce sul tratto  $i$ -esimo vale:

$$M_i = K_i(\theta_i - \theta_{i+1})$$

Come condizione di equilibrio scriviamo che la differenza tra i momenti torcenti agenti in due tratti successivi di albero è uguale alla coppia di inerzia agente sul volano interposto, cioè:

$$M_{i+1} - M_i = K_{i+1}(\theta_{i+1} - \theta_{i+2}) - K_i(\theta_i - \theta_{i+1}) = J_{i+1}\omega_c^2\theta_{i+1}$$

Scrivendo questa equazione di equilibrio per tutti i tratti dell'albero equivalente si ottiene un sistema in  $m$  equazioni. Sommando membro a membro le equazioni di questo sistema si ottiene la condizione:

$$\omega_c^2(J_1\theta_1 + J_2\theta_2 + \dots + J_m\theta_m) = 0$$

Poiché  $\omega_c^2 \neq 0$ , la precedente si riduce a:

$$\sum_{i=1}^m J_i\theta_i = 0$$

Quest'ultima è soddisfatta solamente per quelle determinate serie di valori delle ampiezze di oscillazione  $\theta_i$  che corrispondono a configurazioni di vibrazione libera del sistema.

Poiché il sistema delle equazioni di equilibrio ammette la scelta arbitraria dell'ampiezza di oscillazione di uno dei volani, è conveniente riferire i valori delle ampiezze  $\theta_i$  che si raggiungono in corrispondenza dei vari volani al valore della ampiezza di oscillazione di uno di essi, assunto come volano di riferimento. Questo è generalmente il volano situato all'estremità libera dell'albero dalla parte opposta al volano. Poniamo:

$$\frac{\theta_i}{\theta_1} = \varepsilon_i$$

Dove le  $\varepsilon_i$  prendono il nome di valori ridotti delle ampiezze di oscillazione. Poiché in tal modo risulta  $\varepsilon_1 = 1$ , questo equivale ad assumere come unitaria l'ampiezza di oscillazione del volano di riferimento. In tal modo si ha:

$$\sum_{i=1}^m J_i \theta_i = \sum_{i=1}^m J_i \varepsilon_i = 0$$

Si fissa quindi un valore di tentativo della  $\omega_c^2$  e dal sistema di equilibrio si ricava:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_2 = \varepsilon_1 - \frac{\omega_c^2}{K_1} J_1 \varepsilon_1 \\ \varepsilon_3 = \varepsilon_2 - \frac{\omega_c^2}{K_2} (J_1 \varepsilon_1 + J_2 \varepsilon_2) \\ \varepsilon_4 = \varepsilon_3 - \frac{\omega_c^2}{K_3} (J_1 \varepsilon_1 + J_2 \varepsilon_2 + J_3 \varepsilon_3) \\ \dots\dots\dots \\ \varepsilon_m = \varepsilon_{m-1} - \frac{\omega_c^2}{K_{m-1}} \sum_{i=1}^{m-1} J_i \varepsilon_i \end{array} \right.$$

Tenendo presente che  $\varepsilon_1 = 1$ , si verifica se i valori di  $\varepsilon_i$  trovati soddisfano o meno la condizione  $\sum_{i=1}^m J_i \varepsilon_i = 0$ . Se questa è soddisfatta il valore  $\omega_c^2$  di tentativo è quello giusto. Se invece non è soddisfatta, occorre ripetere il calcolo con un altro valore di  $\omega_c^2$ .

Una volta determinato il valore  $\omega_c^2$  il massimo valore del momento torcente causato dalla vibrazione vale:

$$M_* = \left( \omega_c^2 \sum_1^i J\mathcal{E} \right)_{Max} = (K\Delta\mathcal{E})_{Max}$$

e sarà localizzata nel tratto in cui si ha  $\mathcal{E} = 0$ .

Il massimo valore dello sforzo di torsione risulta:

$$\tau_* = \left[ \frac{16}{\pi} \frac{D}{D^4 - d^4} (K\Delta\mathcal{E}) \right]_{Max}$$

Questo valore di sforzo di torsione costituisce la massima sollecitazione dell'albero mentre il sistema vibra secondo il modo proprio considerato.

### 4.3.4 Momenti eccitatori e diagramma degli sforzi torsionali

#### 4.3.4.1 Analisi armonica dei momenti eccitatori

Una delle fasi dello studio vibrazionale dell'albero consiste nella determinazione delle armoniche dei momenti eccitatori e dei diagrammi di fase delle componenti armoniche di uno stesso ordine. I momenti motori generati dai vari cilindri, dovuti alla pressione variabile dei gas ed alle forze d'inerzia delle masse alterne, sono infatti la causa delle vibrazioni forzate degli alberi a gomiti.

In questo caso, il momento motore  $M_m$  calcolato in base alle pressioni dei gas in camera e alle forze d'inerzia ha, in ogni cilindro, un andamento che si ripete ogni 2 giri, essendo il motore in esame un 4 tempi. Perciò  $M_m$ , considerato come una funzione dell'angolo di manovella  $\alpha$ ,  $\alpha = \omega t$  con  $\omega$  velocità angolare dell'albero, è una funzione periodica di periodo  $4\pi$  e può perciò essere sviluppato in serie di Fourier con la formula:

$$M_m = A_0 + A_1 \cos(\omega t) + A_2 \cos(2\omega t) + \dots + B_1 \sin(\omega t) + B_2 \sin(2\omega t) + \dots$$

essendo:

$\omega' = \omega/2$  nei 4 tempi.

$$A_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} M_m d(\omega' t),$$

$$A_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M_m \cos(i\omega' t) d(\omega' t),$$

$$B_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M_m \sin(i\omega' t) d(\omega' t)$$

L'espressione del momento motore  $M_m$  può anche scriversi come:

$$M_m = M_0 + \sum_k M_k \sin\left(\frac{k}{2} \omega' t + \varphi_k\right) \quad (k = 1, 2, \dots)$$

con:

$$M_0 = A_0$$

$$M_k^2 = A_k^2 + B_k^2,$$

$$\operatorname{tg} \varphi_k = A_k / B_k$$

Le varie armoniche da cui è composto il momento motore, secondo la precedente espressione, possono essere considerate come la proiezione sopra un asse normale all'asse del cilindro di vettori rotanti con velocità angolari  $k\omega/2$  nei 4 tempi, dove  $k/2$  è l'ordine delle armoniche.

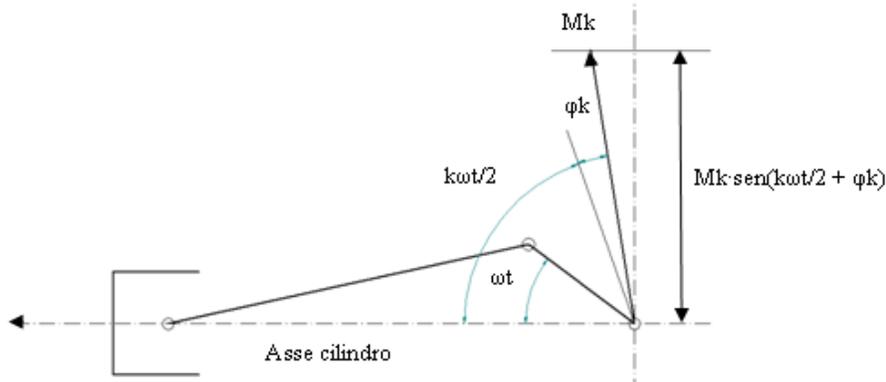


Fig.4.8: *Proiezione dei vettori rotanti*

Si può pertanto definire l'ordine delle armoniche come il rapporto tra le velocità angolari dei vettori rotanti suddetti e la velocità angolare dell'albero, ovvero come il numero di giri che compiono tali vettori mentre l'albero compie un giro.

Nei motori 4 tempi  $k$  è il doppio dell'ordine delle rispettive armoniche e si hanno le armoniche di ordine  $\frac{1}{2}$ , 1,  $1\frac{1}{2}$ , 2, ...

Quando uno o più momenti eccitatori agiscono in una o più sezioni dell'albero con frequenza uguale a quella di uno dei modi propri di vibrazione libera dello stesso l'albero vibra secondo una linea elastica che è molto simile alla linea elastica che corrisponde a quel modo proprio e tutte le sezioni oscillano praticamente in fase tra loro. I valori delle ampiezze di oscillazione delle varie masse dipendono dall'entità dei momenti eccitatori. Occorre tenere in considerazione che nei sistemi elastici vale il principio di sovrapposizione degli effetti, vale a dire: il moto prodotto da un gruppo di cilindri è la somma dei moti prodotti da ciascun cilindro; a sua volta, il moto prodotto da ogni cilindro è la somma dei moti che sarebbero prodotti dalle singole componenti armoniche del relativo momento motore pensate agenti separatamente.

Il motivo per cui si considerano le singole componenti armoniche risiede nel fatto che, in un albero a gomiti che vibra ad una determinata frequenza, il lavoro di vibrazione ad esso comunicato è in pratica, per ogni cilindro, solo quello compiuto da quella componente armonica del momento motore che ha la stessa frequenza.

Facendo riferimento al singolo cilindro, è conveniente considerare, in luogo del diagramma del momento motore, quello della pressione tangenziale.

Questa si ottiene dividendo il momento motore istantaneo  $M(\alpha)$  per il raggio di manovella  $r$  e per l'area  $S$  della sezione retta del cilindro, ossia:

$$p_t = \frac{M(\alpha)}{r S}$$

Il valore della pressione tangenziale risulta così indipendente dalle dimensioni del cilindro.

Nei motori a quattro tempi, la pressione tangenziale è una funzione periodica, di periodo  $4\pi$ , dell'angolo di manovella e può essere sviluppata in serie di Fourier come segue:

$$p_t = p_{im} + \sum_k (A_k \text{sen } k\alpha + B_k \text{cos } k\alpha) = p_{im} + \sum_k T_k \sin(k\alpha + \varphi_k)$$

dove:

$k$  = numero d'ordine delle armoniche

$\alpha$  = angolo di manovella

$A_k$  = ampiezza del termine in seno d'ordine  $k$

$B_k$  = ampiezza del termine in coseno d'ordine  $k$

$T_k$  = ampiezza risultante della componente armonica d'ordine  $k$

$\varphi_k$  = angolo di fase dell'armonica d'ordine  $k$

$p_{im}$  = valore medio della pressione tangenziale

Valgono inoltre le relazioni:

$$A_k = T_k \cos \varphi_k \qquad B_k = T_k \text{sen} \varphi_k$$

Il termine costante  $p_m$  dello sviluppo in serie di Fourier rappresenta la potenza utile erogata dal motore e non genera vibrazioni torsionali. Per contro, i termini varianti armonicamente non contribuiscono all'erogazione di potenza utile ma sono le principali cause di vibrazione. Tra il valore di  $p_m$  e quello della pressione media indicata  $p_{mi}$  esiste, per motori a quattro tempi, la seguente relazione:

$$p_m = \frac{p_{mi}}{2\pi}$$

In questo caso si può definire il numero d'ordine  $k$  delle singole componenti armoniche in termini di periodi completi per ogni giro dell'albero motore. In questo modo, poiché il ciclo completo di un motore a quattro tempi occupa due giri dell'albero motore, si hanno componenti armoniche di ordine  $\frac{1}{2}$ , 1,  $1\frac{1}{2}$ , 2,  $2\frac{1}{2}$ , ecc... Dunque un vettore di ordine  $k$  gira a una velocità angolare pari a  $k$  volte quella dell'albero a gomiti. Non si considerano gli ordini superiori a  $k = 12$  in quanto le relative ampiezze risultano trascurabili. La frequenza, in cicli/min, della generica armonica di ordine  $k$  è allora espressa dalla relazione  $f_k = k \cdot n$ , essendo  $n =$  giri/min del motore.

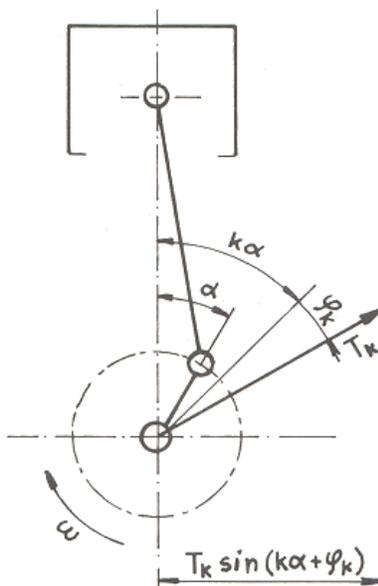


Fig.4.9: Proiezione dei vettori rotanti

Le varie componenti armoniche che compongono la pressione tangenziale  $p_t$  possono considerarsi come le proiezioni sopra un asse normale all'asse del cilindro di vettori di ampiezza  $T_k$  e formanti un angolo  $(k\alpha + \varphi_k)$  con l'asse del cilindro, vale a dire di vettori rotanti con velocità angolare  $k\omega$  essendo  $\omega = \frac{\pi n}{30}$  la velocità angolare del motore.

I suddetti vettori rotanti compiono pertanto  $k$  giri per ogni giro dell'albero motore. Nota la forma dell'albero a gomiti e l'ordine di accensione, essendo la velocità angolare dei vettori rotanti pari a  $k\omega$ , si può risalire allo sfasamento tra i vettori rotanti relativi a due cilindri consecutivi, che varrà  $k$  volte lo sfasamento tra i cicli dei due cilindri. Poiché lo sfasamento angolare tra i cicli di due cilindri consecutivi è uguale a  $\gamma$ , i vettori rotanti ad essi relativi risulteranno sfasati dell'angolo:

$$\delta_k = k\gamma = k \frac{4\pi}{z}$$

con  $z$  = numero di cilindri.

Noti i  $\delta_k$ , risulta immediato risalire al diagramma delle fasi di ordine  $k$ .

#### 4.3.4.2 Condizione di risonanza

Si ha risonanza quando la frequenza  $f_k$  di una delle componenti armoniche della pressione tangenziale  $p_t$  coincide con una delle frequenze proprie del sistema  $f_c$ .

Il valore del regime di rotazione in corrispondenza del quale si ha risonanza con l'eccitazione di ordine  $k$  è:

$$n_{ck} = \frac{30}{\pi} \frac{\omega_c}{k}$$

in cui:

$$\omega_c = \frac{2\pi}{60} f_c$$

Per un determinato modo proprio, si hanno dunque diversi regimi di risonanza, regimi critici, uno per ogni valore di  $k$ .

Naturalmente hanno interesse pratico solo quei valori di  $n_{ck}$  che cadono nel campo di funzionamento del motore o risultano ad esso adiacenti. Di regola si è soliti far funzionare un rotore ad una velocità decisamente lontana da una sua velocità critica, intesa di solito come la velocità per la quale si ha risonanza con l'eccitazione dovuta allo squilibrio. Nella grande maggioranza dei casi, i rotori hanno velocità di funzionamento molto al di sotto della prima velocità critica, ma non è infrequente il caso di rotori funzionanti ad una velocità compresa tra la prima e la seconda velocità critica, oppure tra la seconda e la terza. In questi casi diventa importante il passaggio attraverso tali velocità critiche, che deve quindi avvenire abbastanza rapidamente in modo che l'ampiezza delle oscillazioni non possa raggiungere valori eccessivi.

#### 4.3.4.3 Diagramma degli sforzi di torsione

Nel tronco più sollecitato dell'albero a gomiti, il massimo valore dello sforzo di torsione dovuto alla vibrazione generata dalla eccitazione di ordine  $k$  è fornito, per il modo proprio considerato, dalla relazione:

$$\tau_{(k)} = \tau_* \cdot \theta_{1X}$$

dove:

$\tau_*$  = massimo valore della tensione torsionale, presente nel tratto più sollecitato quando il sistema ruota secondo il modo proprio.

$\theta_{1X}$  = ampiezza di oscillazione del volano equivalente al sistema.

Riportando in ascisse il numero di giri al minuto del motore ed in ordinate i valori della sollecitazione, si possono tracciare, per un determinato modo proprio di vibrazione del sistema, tante curve quanti sono gli ordini  $k$  considerati.

#### 4.3.4.4 Smorzamento delle vibrazioni torsionali

Sui rotori agiscono in generale resistenze passive esterne e interne. Le prime sono dovute al moto relativo tra rotore e telaio e sono per lo più riconducibili a forze di tipo viscoso, sempre comunque con effetto smorzante. Per la loro presenza, i moti liberi sono smorzati e le ampiezze delle oscillazioni forzate sono limitate. Gli attriti interni nascono invece quando il materiale del rotore è sollecitato ciclicamente: in alcune circostanze si verifica che queste sollecitazioni introducano energia nel sistema, eccitandone le vibrazioni fino a provocare fenomeni di instabilità, con oscillazioni di ampiezza indefinitamente crescente.

Un albero a gomiti in condizioni di risonanza è soggetto ad uno sforzo di torsione vibratorio  $\tau_v$  che può provocarne in breve tempo la rottura. Talvolta succede che in un primo momento l'energia fornita dal momento eccitante venga assorbita dal

lavoro di deformazione del materiale, ma rimane comunque inevitabile la sua rottura a fatica dopo un numero elevato di cicli. Per evitare tale inconveniente sono stati sviluppati dei sistemi in grado di assorbire e dissipare l'energia del momento eccitante, evitando che questa si scarichi sull'albero [17].

Esistono quattro tipologie principali di smorzatori di vibrazioni torsionali:

1. *smorzatori con gomma*
2. *smorzatori con fluido viscoso*
3. *smorzatori a frizione*
4. *smorzatori a contrappeso pendolare*

I. Gli *smorzatori con gomma* sfruttano le proprietà di attrito interno della gomma, riuscendo così a dissipare per isteresi grandi quantità di energia. Lo smorzatore è composto da un anello esterno in acciaio (1), funzionante da massa inerziale, collegato mediante un anello di gomma (2) ad una flangia interna (3) che viene fissata all'estremità dell'albero a gomiti.

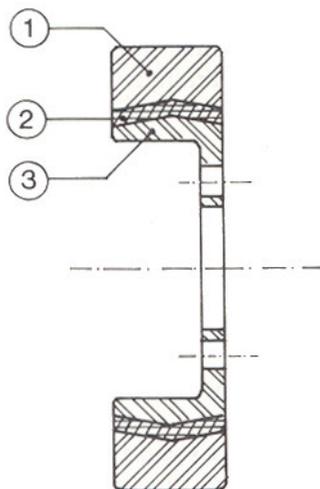


Fig.4.10: Smorzatore con gomma

In figura è mostrato un esempio di smorzatore. L'installazione dello smorzatore equivale all'aggiunta di una massa volante seguita da un tratto a bassa rigidità

torsionale. Ciò comporta una rilevante diminuzione delle costanti di frequenza  $\omega_c$  dei modi propri di vibrazione libera del sistema. La scelta dei valori del momento di inerzia  $J$  e della rigidità torsionale  $K$  dello smorzatore va effettuata per via sperimentale, cercando di minimizzare l'ampiezza delle oscillazioni. Come indicazioni generali è bene scegliere valori di  $K$  e  $J$  tali che:

$$0,7 < \frac{\omega}{\omega_1} < 0,8$$

con

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{J}}$$

E con  $\omega_1$  costante di frequenza del primo modo proprio del sistema originale privo di smorzatore.

La scelta va completata considerando anche la riduzione degli effetti del secondo modo proprio di vibrazione del sistema. L'attrito interno della gomma produce una riduzione dell'ampiezza su un'ampia gamma di frequenze, tuttavia questo smorzatore è particolarmente efficace nel ridurre le oscillazioni con frequenza vicina alla frequenza propria dello smorzatore stesso.

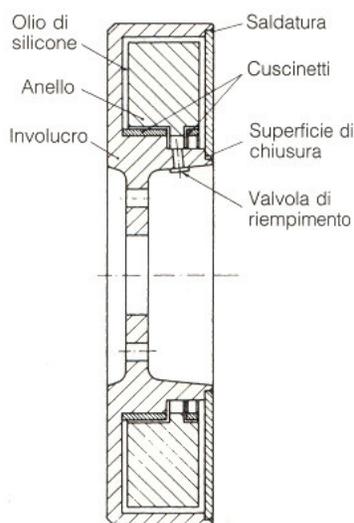


Fig.4.11: Smorzatori con fluido viscoso

*II.* Gli smorzatori con fluido viscoso sfruttano la dissipazione di energia, ad opera delle forze di attrito viscoso, presenti nel fluido ad elevata viscosità, interposto tra la massa anulare interna e l'involucro esterno.

In figura è rappresentato un esempio di smorzatore di questo tipo. Generalmente come fluido viene impiegato olio al silicone, che presenta minime variazioni di viscosità all'aumentare della temperatura. L'installazione dello smorzatore equivale all'aggiunta di una massa volante all'estremità dell'albero, con conseguente riduzione delle costanti di frequenza dei modi propri di vibrazione libera e delle ampiezze di vibrazione, con effetti su un ampio range di oscillazioni.

*III.* Gli smorzatori a frizione sono costituiti da un volano accoppiato all'albero tramite una frizione. Il volano, dato il suo elevato momento di inerzia, tende ad avere un regime di rotazione costante, assorbe quindi le oscillazioni dell'albero che gli vengono trasmesse attraverso la frizione.

Le energie del momento eccitante vengono dunque in parte assorbite dal volano, in parte dissipate per attrito dei dischi della frizione. Questo tipo di smorzatore è in grado di smorzare un'elevata gamma di oscillazioni.

*IV.* Gli smorzatori a contrappeso pendolare sono particolarmente impiegati in applicazioni aeronautiche. Uno smorzatore pendolare è composto da un contrappeso accoppiato all'albero. Il pendolo è calcolato in modo che abbia lo

stesso periodo di oscillazione delle oscillazioni da smorzare. Quando l'albero oscilla alla frequenza del pendolo, questo tende ad assumere un moto pendolare con oscillazioni in opposizione a quelle del momento eccitante, che viene dunque smorzato. In figura sono mostrate varie tipologie di applicazione dei pendoli.

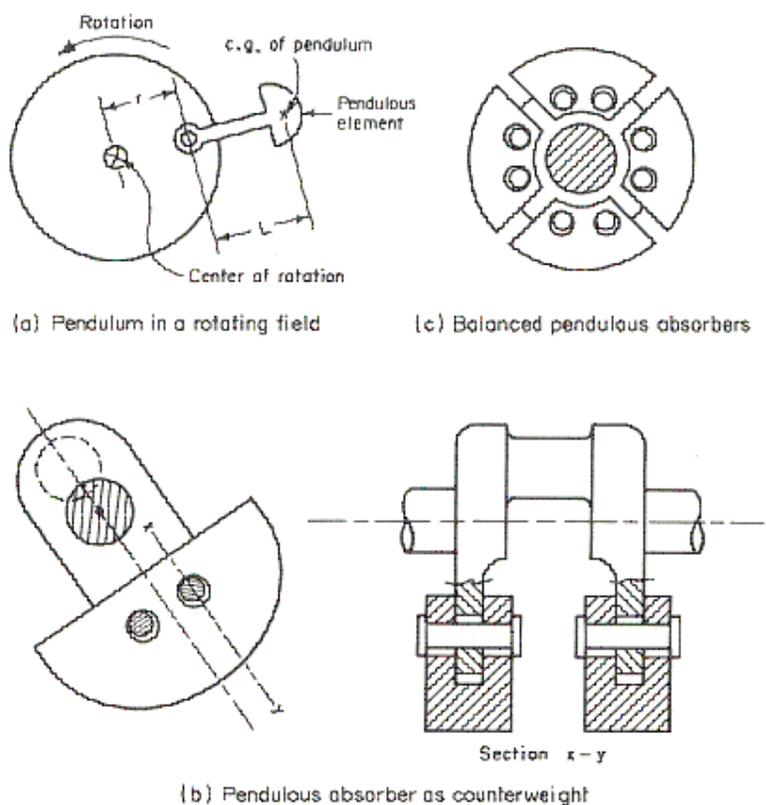


Fig.4.12: Applicazioni di pendoli

Nel caso (a) il pendolo presenta una frequenza propria  $\omega$  che vale:

$$\frac{\omega}{\Omega} = \sqrt{\frac{r}{L}}$$

essendo:

$\Omega$  = velocità angolare del rotore

$r$  = distanza tra asse di rotazione del rotore e cerniera del pendolo

$L$  = lunghezza del pendolo

Come si nota dalla formula, il rapporto  $\omega/\Omega$  dipende dal rapporto  $r/L$  ed è indipendente dalla velocità angolare  $\Omega$ . Ciò è vantaggioso perché lo smorzatore può essere sintonizzato su ogni frequenza di risonanza a prescindere dal valore di  $\Omega$ , agendo unicamente sui valori di  $r$  e  $L$ . Ad esempio, volendo sopprimere la componente armonica del  $4\frac{1}{2}$  ordine, bisogna avere un rapporto  $\omega/\Omega = 4,5 \rightarrow r/L = (4,5)^2 = 20,25$ . Dunque la lunghezza del pendolo deve essere  $1/20,25$  di  $r$ , valore che risulta assai ridotto, tranne in pochi casi di alberi di enormi dimensioni, quindi con  $r$  elevati.

Nel caso (b) è rappresentata una possibile soluzione al problema del ridotto valore di  $L$ , qui i contrappesi svolgono anche la funzione di pendoli smorzatori. La lunghezza del pendolo è rappresentata dalla differenza tra il raggio del foro nel contrappeso e il raggio del perno, può quindi essere scelta a proprio piacimento.

Nel caso di alberi senza contrappesi si ricorre alla soluzione illustrata in figura (c), in cui i pendoli sono applicati direttamente sull'albero.

Le due masse disegnate nel caso (b) o le quattro del caso (c) possono essere scelte in modo da agire su altrettante differenti frequenze.

L'ampiezza dell'oscillazione del pendolo è inversamente proporzionale alla sua massa, dunque risulta necessario avere masse sufficienti a limitare le oscillazioni. Questo problema è automaticamente risolto quando si usano i contrappesi come pendoli, avendo essi una massa adeguata alle esigenze.

In figura è rappresentato l'effetto di uno smorzatore pendolare "sintonizzato" sulla componente dell'ordine  $4\frac{1}{2}$ , in un motore aeronautico.

Osserviamo, infine, che gli ordini più pericolosi sono il  $1^\circ$ ,  $2^\circ$ ,  $3^\circ$ ,  $4^\circ$  perché risentono, oltre che della pressione dei gas nel cilindro, anche dell'effetto delle masse alterne.

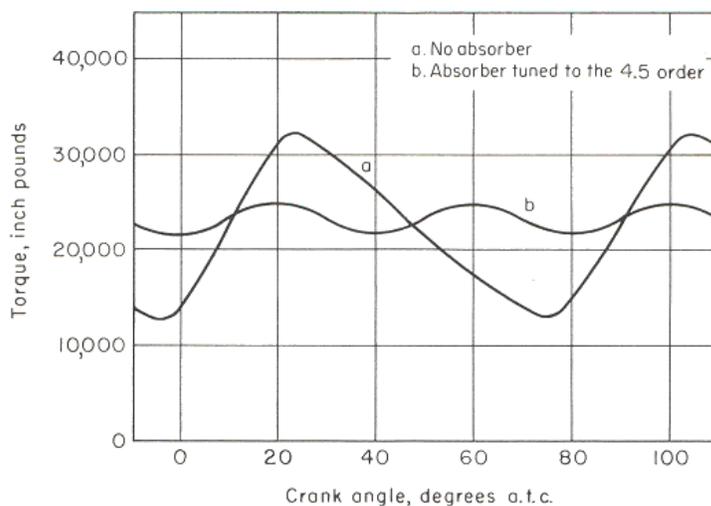


Fig.4.13: Effetto di uno smorzatore pendolare “sintonizzato” sulla componente dell’ordine  $4\frac{1}{2}$

#### 4.4 Le vibrazioni flessionali

Uno studio preciso delle velocità critiche flessionali degli alberi a gomito con metodi matematici risulterebbe eccessivamente complicato. Infatti lo studio delle deformazioni elastiche dei rotanti si complica rapidamente quando si passa dagli schemi teorici a quelli reali, specialmente in presenza di forme irregolari quali quelle degli alberi a gomiti.

I principali fattori, che complicano la trattazione rigorosa del procedimento facendo preferire metodi di calcolo approssimati ma di più facile applicazione, sono:

- *Irregolarità della forma*: a causa della forma estremamente irregolare, la rigidezza flessionale di un albero a gomiti non è uguale in tutti i piani passanti per l'asse di rotazione, ma varia con continuità tra un minimo ed un massimo, normalmente entro un angolo di  $90^\circ$ . Poiché la velocità critica dei rotanti è legata alla loro rigidezza trasversale, si avranno diversi valori della velocità critica secondo le varie direzioni, cioè un campo di velocità critiche compreso entro i valori che corrispondono alla minima ed

alla massima rigidità. Possono così manifestarsi delle velocità critiche di valore intermedio.

- *Il vincolo dei supporti*: i perni di banco non sono semplicemente appoggiati sui cuscinetti ma subiscono un certo "effetto di incastro", non solamente per effetto dei cuscinetti, ma anche per il fatto che l'albero continua oltre il supporto. Pertanto, attraverso i perni di banco, si trasmettono alle varie campate interazioni che hanno l'effetto di aumentare la velocità critica.
- *Presenza del film d'olio*: essendo gli alberi a gomiti montati su cuscinetti con lubrificazione ad olio, la presenza del film d'olio può avere un effetto importante sulla velocità critica. L'effetto del film d'olio può infatti essere schematizzato mediante un elemento elastico posto in parallelo ad un elemento smorzante. Ne risulta una diminuzione della velocità critica ed un attenuamento degli effetti dovuto allo smorzamento.
- *Presenza di masse volatiche*: l'effetto giroscopico delle masse volatiche collegate all'albero a gomiti, volano, contrappesi, ecc., ha un'influenza non trascurabile sul valore della velocità critica. Una massa volatica in rapida rotazione ha la proprietà di opporsi all'azione di una coppia che tenda a variare l'inclinazione del suo asse di rotazione, modificando il proprio orientamento in modo da far ruotare il suo piano mediano attorno ad un asse perpendicolare sia all'asse di rotazione che a quello della coppia. Se l'albero vibra in modo da modificare la sua inclinazione nella zona di calettamento della massa volatica, la reazione che nasce per effetto giroscopico si oppone alla deformazione e l'albero si comporta come se la sua rigidità fosse aumentata. La velocità critica del sistema può quindi variare a causa dell'azione giroscopica delle masse applicate, specie se queste presentano rilevante momento di inerzia.

In pratica, anche se sarebbe teoricamente possibile stabilire un procedimento di calcolo rigoroso che tenesse conto dei fattori sopra elencati, le incertezze dovute alla mancanza di informazioni sui coefficienti di risposta ai fenomeni illustrati fanno sì che la precisione del calcolo accurato sia confrontabile con quella ottenibile con metodi semplificati che non tengano conto di tutti questi fattori.

Il metodo di calcolo rigoroso viene dunque accantonato a favore di metodi di calcolo approssimati ma pratici.

Nel nostro caso specifico è stato effettuato uno studio agli elementi finiti, con simulazioni al computer eseguite con il software Ansys Workbench.

Le vibrazioni di flessione hanno importanza solo nei motori con pochi cilindri poiché l'albero a gomiti forma, insieme all'elica, un sistema oscillante di frequenza propria minore del caso pluricilindrico.

A partire dal motore a 3 cilindri le vibrazioni di flessione diventano acritiche. Questo vale, pertanto, anche per le oscillazioni longitudinali dell'albero a gomiti causate dalle vibrazioni di flessione. Man mano che il numero dei cilindri aumenta, diventano pericolose le vibrazioni torsionali del sistema oscillante, cioè albero a gomiti, biella, pistoni.

Nel caso di motori pluricilindrici, lo studio può essere condotto considerando ogni campata dell'albero come un singolo elemento, prescindendo cioè dalla continuità materiale dell'albero attraverso i supporti.



*Fig.4.14: Frecce di inflessione*

Questa approssimazione della premessa può giustificarsi osservando che, poiché nello studio degli alberi a gomiti interessa la determinazione della sola prima velocità critica, la relativa deformata per il caso di un albero su più supporti presenta frecce di inflessione aventi senso opposto nelle successive campate, come illustrato in figura.

Pertanto in prossimità dei supporti esiste un flesso dove è nullo il momento flettente.

In questo caso l'effetto della continuità materiale dell'albero attraverso i supporti non è dunque così rilevante come si sarebbe portati a supporre.

Considerando la singola campata, è importante verificare che la prima velocità critica abbia un valore molto elevato rispetto al massimo regime di utilizzazione del motore. Questo per due motivi: il primo motivo è che, per la loro stessa forma, gli alberi a gomiti portano masse fortemente eccentriche che hanno l'effetto di eccitare vibrazioni forzate tanto più pericolose quanto più la velocità di rotazione si avvicina a quella critica. Il secondo motivo è rappresentato dalle eccitazioni delle componenti armoniche del ciclo motore che potrebbero anch'esse causare pericolose risonanze. Affinché le sollecitazioni e le deformazioni dovute alle eccitazioni delle componenti armoniche del ciclo motore siano mantenute entro valori ammissibili è necessario che la frequenza propria del sistema non scenda a valori tali per cui l'albero risulti in risonanza con armoniche di ordine basso e quindi di ampiezza non trascurabile.

Noto il valore della prima velocità critica  $\omega_{1c}$ , si può calcolare il valore del relativo regime di rotazione dell'albero tramite la relazione:

$$n_{c1} = \frac{30}{\pi} \omega_{1c}$$

Per verificare che non ci siano pericoli di fenomeni di risonanza si può impiegare, a titolo indicativo, la seguente formula empirica [7]:

$$n_{c1} \geq \frac{1}{18} 10^{-3} n_{\max}^2 + \frac{5}{6} n_{\max} + 78000$$

dove  $n_{\max}$  indica il massimo regime di funzionamento del motore.

Nei casi in cui la disuguaglianza non sia verificata, è necessario ricorrere a modifiche dell'albero tali da diminuirne il peso e aumentarne la rigidità. Queste modifiche perseguono l'obiettivo di aumentare il valore della prima velocità critica dell'albero.

È possibile infine definire un fattore di sicurezza  $K$  riguardo la possibile condizione di risonanza, esso è espresso dal seguente rapporto:

$$K = \frac{n_{cl}}{n_{max}}$$

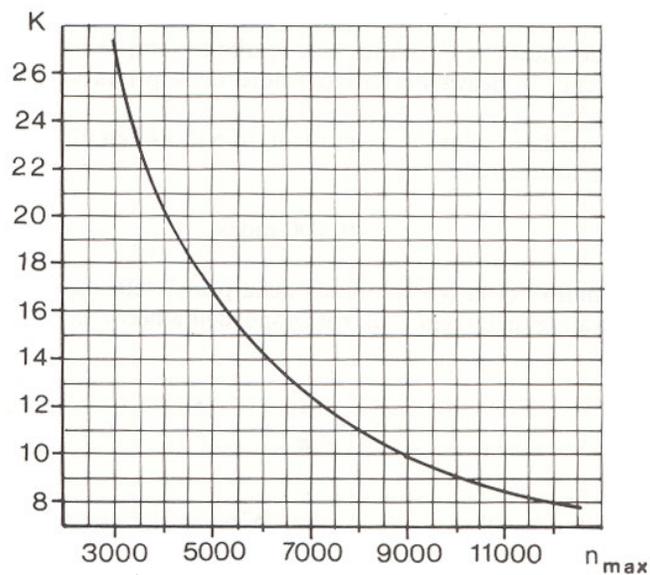


Fig.4.15: Andamento del fattore di sicurezza  $K$

## Capitolo 5: Modellazione e simulazione

### 5.1 La modellazione

La storia della progettazione è, al contempo, una storia degli strumenti e dei metodi destinati a comunicare il progetto.

Prendendo in considerazione la tecnica più antica che si affida alla creazione della maquette, viene spontaneo porsi il quesito sulla validità dell'utilizzo delle moderne tecniche di rappresentazione grafica che si basano sull'utilizzo del computer.

L'attuale metodo di costruzione di modelli fisici, che è in grado di produrre una rappresentazione 3D di una realtà 3D, ha goduto di vasta popolarità e fortuna a partire dal Rinascimento dimostrandosi la più adatta a soddisfare le esigenze di una committenza non sempre in grado di interpretare e quindi comprendere altre forme di rappresentazione.

Nel corso del Rinascimento i tempi di realizzazione delle opere si accorciano e, di pari passo, cresce il desiderio di pre-vedere l'opera che si è commissionata.

I modelli tuttavia non hanno tutti la stessa similarità con la realtà che rappresentano.

Un'analisi interessante da questo punto di vista è di Tomás Maldonado che suddivide i modelli secondo le categorie dell'omologia, dell'analogia e dell'isomorfismo. Per Maldonado: "siamo di fronte a realtà [il modello e ciò che il modello rappresenta] da considerare omologhe quando è simile la loro struttura ma non la loro forma e la loro funzione; a realtà analoghe quando sono simili struttura e funzione ma non la forma; a realtà isomorfiche quando sono simili struttura e forma ma la funzione può essere o non essere simile" [34].

Ad esempio il plastico d'architettura ha la inevitabile caratteristica di essere un modello di scala a causa delle dimensioni della realtà che è chiamato a rappresentare, e questa è una peculiarità del plastico architettonico non sempre

riscontrabile invece nell'ambito del disegno industriale dove molto spesso è invece possibile costruire un modello in scala 1:1, comunemente chiamato prototipo, in grado di rappresentare anche diversi livelli di funzionalità.

A proposito dei modelli in scala, nota bene Rudolf Arnheim che “geometricamente, un oggetto molto grande ha rispetto alla sua superficie più volume di quanto ne abbia uno piccolo; più precisamente la superficie aumenta in ragione del quadrato della dimensione lineare, mentre il volume aumenta in ragione del suo cubo. Nello spazio senza peso dei matematici una simile trasposizione non fa alcuna differenza, ma quando essa si verifica nel mondo fisico, sotto l'influsso di una costante attrazione gravitazionale, conta parecchio. Nella misura in cui un aumento di volume significa un aumento di peso, il rapporto fra peso e forma risulta alterato col mutare delle dimensioni” [5].

Se questo è stato scritto e pensato per i plastici di architettura, è però altrettanto vero a proposito dei modelli industriali che, sovente per motivi di costi prima ancora che di dimensioni, vengono realizzati in scala. A questo proposito, l'esempio più evidente è quello dei prototipi non-funzionanti che vengono realizzati nel ciclo di progettazione delle automobili. Hanno una loro evidente utilità per aiutare a comprendere problemi macroscopici con costi e tempi di realizzazione sensibilmente inferiori, ma non consentono di prescindere dalla realizzazione di almeno un prototipo in scala 1:1 per consentire la verifica finale dell'equilibrio tra volumi e pesi visivi.

I modelli numerici realizzati mediante computer consentono spesso una sintesi di tutte le sfaccettature illustrate: una crisi delle tre “similarità” in quanto in grado di gestire sia le prestazioni dei modelli iconici, isomorfi, che di quelli non-iconici, modelli diagrammatici e matematici; una sostanziale indifferenza al problema dei modelli in scala dal momento che i modelli digitali vengono sempre costruiti in scala reale e prodotti, eventualmente, in scale diverse a seconda dei diversi impieghi e delle diverse necessità; una capacità di contenere all'interno di un unico modello i diversi livelli di funzionalità dei prototipi; non ultima la possibilità di usare i modelli in scala 1:1 per analizzarli visivamente senza doverne produrre l'equivalente fisico.

I prototipi comunemente si classificano, a seconda della loro capacità di riprodurre anche il funzionamento che avrà il prodotto finito, in prototipi non-funzionanti, semifunzionanti e funzionanti.

Va però fatto in questo contesto anche un accenno alla radice dalla quale si sviluppa la rappresentazione che è la rappresentazione geometrica.

Rappresentazione geometrica può essere definita la tecnica tramite la quale ci si appropria di uno spazio tridimensionale per rappresentarlo su un supporto bidimensionale. Nella rappresentazione geometrica, il rapporto fra spazio 3D e sua rappresentazione 2D è codificato attraverso delle regole messe a punto nel corso dei secoli e che, nel loro insieme, formano il corpus della scienza della rappresentazione. Un contributo fondamentale allo sviluppo di questa scienza è stato quello fornito dalla geometria descrittiva, che costituisce, con il disegno e con il rilievo, la base teorica irrinunciabile per poter comprendere i processi legati alla rappresentazione.

Abbiamo parlato delle maquette e dei modelli digitali come metodi di rappresentazione 3D di una realtà, o di un'idea di realtà in divenire, ma si potrebbe obiettare che tutti i disegni di un progettista sono dei modelli, o meglio tutti i disegni del progettista sono dei modelli utili a rappresentare l'organizzazione dello spazio tridimensionale concepito e anche, d'altra parte, che i modelli digitali vengono poi rappresentati in uno spazio bidimensionale come lo schermo del monitor annullando quindi le differenze con la rappresentazione geometrica tradizionale.

In definitiva, allora il computer andrebbe solo a sostituirsi alla pratica del disegnatore, inteso come colui che conosce la geometria descrittiva. Poiché le regole della geometria descrittiva sono codificate, questa sostituzione è sicuramente possibile, auspicabile e, in buona parte, già avvenuta.

Questa visione è tuttavia limitata e non giustifica il trattare i modelli digitali come entità spaziali se poi vengono rappresentati semplicemente automatizzando le tecniche tradizionali. Il computer, proprio grazie ai suoi automatismi e alla sua velocità, rappresenta un modello spaziale su un supporto bidimensionale con un risultato percettivo assolutamente diverso e innovativo rispetto a quanto avvenuto tradizionalmente. Infatti il modello informatico è dinamico e a ciò si deve il suo

realismo, mentre il modello grafico è statico. E il primo è dinamico solo perché costituito da un numero inesauribile di viste piane in rapida sequenza .

Quindi ecco riportata in primo piano la centralità del modello tridimensionale digitale, cui accedere in continuo per ottenere automaticamente delle rappresentazioni piane, ma anche per esplorarlo, per studiarlo, per progettarlo.

Nel contesto di visualizzazione del modello faccio non può mancare un accenno alle attuali tecniche che consentono una rappresentazione realistica quali le tecniche di rendering.

Molti definiscono rendering l'algoritmo usato dal computer per rendere più realistica la rappresentazione 2D di un modello virtuale, o digitale.

In effetti il significato di questa parola si è evoluto e modificato nel corso del tempo, ma possiamo comunque andare alla ricerca delle sue radici. Rendering è con tutta evidenza un termine anglosassone che si adotta nel senso di ritrarre e di descrivere. Ovvero, rendere l'idea per mezzo di un'adeguata rappresentazione. In italiano, potrebbe quindi essere usato il verbo rendere o la parola resa, intendendo la resa finale di un lavoro o la finitura di una superficie.

Resta comunque la considerazione di fondo che, vuoi con tecniche tradizionali quali matita, pastello, gessetti, aerografo, pennarelli, vuoi con quelle innovative basate sull'uso del computer, il rendering è e rimane un mezzo con cui rendere un materiale usandone un altro, perché significa rappresentare non solo le forme geometriche, come visto fin qui, ma la trama dei materiali, la resa delle luci, i colori, con l'obiettivo dichiarato di simulare la fotografia di un oggetto che non esiste.

E restano da studiare le profonde implicazioni sul progetto che potrà portare nei prossimi anni il passaggio, che è in atto proprio ora, dal rendering inteso come fotografia virtuale al cosiddetto rendering in real-time, ovvero la possibilità ancora una volta di generare non una sola immagine per quanto precisa e raffinata, ma una sequenza in rapida successione che ci consenta di esplorare il progetto osservandolo non solo nelle sue pure forme geometriche, ma anche nelle sue caratteristiche di resa.

Appare dunque nella sua chiarezza quella che è la vera novità insita nell'uso delle tecnologie digitali applicate al disegno e al progetto: quella che tradizionalmente

era solo una delle tante possibili tecniche di (rap)presentazione di un modello 3D presente nella mente del progettista, la maquette, assume ora un ruolo centrale, trasformandosi in un modello 3D numerico da cui discendono prototipo fisico, prototipo virtuale, disegno tecnico e rendering.

In questo modo il computer diventa un importante complemento per la mente del progettista, che non deve più compiere il passaggio 3D->2D, dall'idea spaziale alla sua rappresentazione su un piano, nella sua mente per poi esplicitarlo su un supporto 2D, ma deve compiere un passaggio 3D->3D demandando al computer la gestione del passaggio 3D->2D.

Così facendo ci si può liberare di alcuni processi automatici e poco gratificanti per farsi carico di un processo forse anche più complesso, ma che costituisce sicuramente un'esperienza completa e appagante che consente di pre-vedere un modello di qualcosa nella sua totalità prima ancora di scontrarsi con i problemi pratici di realizzazione.

Questo lavoro presenta la modellazione dei componenti del motore diesel che sono stati progettati mediante l'ausilio del software Solid Edge della UGS.

E' questo un modellatore solido parametrico- variazionale che mediante l'utilizzo di features consente la progettazione di un modello utilizzando le operazioni di lavorazione di un pezzo alle macchine utensili, quindi partendo da un grezzo per arrivare ad un prodotto lavorato finito.

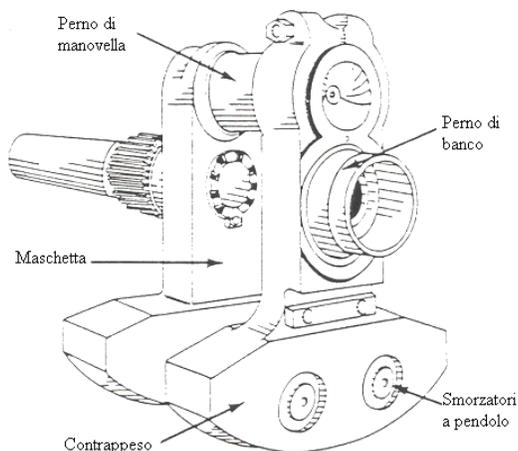
Questo strumento consente sia la realizzazione di parti singole, sia di assemblati delle parti che la rappresentazione 2D direttamente ricavata dal modello tridimensionale.

Il principale oggetto di studio per la progettazione del motore nelle sue diverse versioni è stato l'albero motore, da cui si sono poi dimensionati tutti gli altri componenti, ed è su questo componente che questa tesi tratta i maggiori particolari.

## **5.2 Generalità sugli alberi a gomiti**

Un albero a gomito, detto anche asse a collo, collo d'oca, albero a manovella, è formato da una o più manovelle: si tratta quindi di un albero provvisto di uno o

più perni di manovella, su cui si articolano le teste di biella, e di perni centrali e di estremità, detti perni di banco, che appoggiano sui cuscinetti dei corrispondenti supporti di banco. I perni di banco sono collegati ai perni di manovella mediante i cosiddetti bracci di manovella, o manovelle, o maschette.



*Figura 5.1: Particolare di un albero a gomiti*

La distanza fra gli assi dei perni di banco e dei perni di manovella, viene chiamata raggio di manovella, talché la corsa del manovellismo ha valore doppio del raggio di manovella.

La forma delle manovelle può essere varia: rettangolare, discoidale, ovale, trapezia. Ciascuna manovella può avere, ricavato di pezzo o riportato, il relativo contrappeso.

La lubrificazione degli alberi a gomito o meglio delle bronzine di banco e di biella è di solito ottenuta inviando l'olio sotto pressione alle bronzine di banco dalle quali l'olio passa, per mezzo di un'opportuna foratura, nella manovella e poi al perno di manovella, uscendo a lubrificare la bronzina di biella da uno o più fori radialmente disposti sul perno stesso.

La disposizione di queste forature è studiata col criterio che l'olio sia addotto possibilmente nel punto di minor pressione affinché possa distribuirsi facilmente senza esserne scacciato prima di avere adempiuto al suo compito.

L'olio infatti non ha solo funzioni lubrificanti, ma deve lambire le superfici in modo da asportare il più possibile il calore che si sviluppa per attrito.

L'olio, dopo avere ben lubrificato le bronzine, si smaltisce nel carter del motore sfuggendo attraverso il gioco tra le portate laterali della bronzina ed il raccordo di spallamento dell'asse a gomito, sia sui perni di banco, sia sulle bielle. Da ciò nasce la necessità di lasciare un gioco determinato fra bronzina e spallamento e l'opportunità di lasciare la bronzina libera assialmente, o di guidarla.

### **5.2.1 Tipologie costruttive**

Gli alberi a gomiti sono ordinariamente ottenuti per stampatura da masselli di acciaio semiduro al carbonio con o senza cromo e manganese, specialmente nei grossi alberi, o di acciai speciali legati, da bonifica o nitrurazione, specialmente per motori veloci da trazione; possono anche essere ricavati per lavorazione diretta al tornio da barre cilindriche oppure essere ottenuti da fusioni di ghisa.

Si è ritenuto per molto tempo che la lavorazione dal pieno fosse senz'altro da evitare perché dà luogo all'interruzione delle fibre del materiale. In realtà essa può dare buoni risultati, purché il materiale abbia caratteristiche di resistenza e di plasticità poco diverse nelle due direzioni parallela e normale a quella di fucinatura.

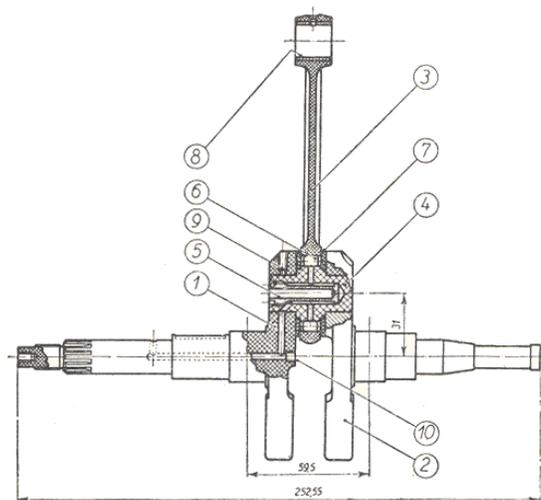
L'indice che esprime nel modo migliore il grado d'uniformità di tali caratteristiche nelle due direzioni normali suddette è il rapporto fra la resilienza trasversale e la resilienza longitudinale, cioè il rapporto fra la resilienza di provette prelevate nel senso rispettivamente normale e parallelo alla direzione di fucinatura. Tale rapporto deve essere solo di poco inferiore all'unità. Piccole aggiunte d'opportuni elementi al materiale costituente l'albero a gomito possono influire in modo molto sensibile per avvicinare all'unità tale rapporto, cioè per aumentare notevolmente l'uniformità del materiale stesso.

Viceversa, anche quando la lavorazione dell'albero viene effettuata per fucinatura, non conviene avere un materiale con una struttura fibrosa troppo definita, cioè per il quale il rapporto suddetto differisca molto dall'unità. Sono infatti, in ogni caso, inevitabili interruzioni brusche delle fibre, ad esempio alle estremità dei perni di

manovella per la creazione degli spallamenti contro cui devono fare battuta le estremità frontali della testa di biella, e conviene pertanto in ogni caso avere un materiale con struttura il più possibile uniforme.

I perni di banco ed i perni di manovella vengono finiti con lavorazione di rettifica delle superfici su cui si appoggeranno le bronzine di banco e della testa di biella: i bracci, o maschette, possono essere totalmente lavorati o anche lasciati grezzi di stampo sulle pareti laterali.

Gli alberi a gomito possono essere in un pezzo solo od in più pezzi: sono in un pezzo solo, normalmente, gli alberi per motori d'automobile e d'aviazione con cilindri disposti in linea; sono spesso in più pezzi quelli per motori da motociclette, per motori d'aviazione stellari e doppi stellari, per grossi motori diesel fissi e marini; non mancano esempi di alberi a gomito scomponibili per motori in linea da autocarro, Saurer, e d'aviazione, Hirth.



*Figura 5.2: Albero a gomiti in un solo pezzo*

Negli alberi a gomito composti, il montaggio delle manovelle sui perni avviene in modo diverso secondo il tipo di costruzione e del motore; così, ad esempio negli alberi a gomito per grossi motori diesel s'impiega il forzamento a caldo, in quelli per motori d'aviazione stellari avviene mediante bulloni di serraggio tangenziali,

per motori d'aviazione con cilindri verticali o a 'V', l'unione si effettua mediante denti frontali secondo sistemi quali quello di Hirth o altri ancora.

## **5.2.2 Accorgimenti tecnologici**

### **5.2.2.1 Tecniche di lavorazione**

L'albero a gomiti è un componente dalla complessa geometria e risulta intensamente sollecitato da cicli di carico che rendono il rischio di rottura a fatica molto elevato, per questo è necessario riporre particolare attenzione nelle lavorazioni meccaniche e nello studio dei particolari geometrici che lo riguardano. Fino a non moltissimi anni addietro la lavorazione degli alberi a gomiti poneva non pochi problemi ai costruttori automobilistici. Alcune operazioni più che essere difficoltose richiedevano tempi decisamente lunghi; è tipico il caso dei perni di banco e di biella che venivano torniti uno alla volta con macchine utensili nelle quali addirittura per regolazione della velocità di taglio e per l'avanzamento dell'utensile ci si affidava all'abilità e all'esperienza dell'operatore.

Ancora oggi in svariati casi si torniscono i perni uno alla volta, ad esempio per gli alberi destinati ai motori da competizione e per quelli di rilevanti dimensioni. Nelle produzioni automobilistiche di grande serie però si fa praticamente sempre ricorso a macchine automatiche nelle quali la lavorazione di tutti i perni viene effettuata contemporaneamente.

E' importante che durante le operazioni di tornitura dei perni l'albero motore sia adeguatamente supportato in modo da evitare ogni rischio di difetti geometrici derivanti da una sua flessione, che si può verificare in seguito al carico esercitato dagli utensili.

La tornitura dei perni viene di norma seguita da una prima rettifica; negli alberi in acciaio e in quelli in ghisa destinati a subire un trattamento termico o termochimico, al termine di questa operazione deve rimanere sui perni stessi un soprametallo, in genere dell'ordine di 0,4-0,6 mm sul diametro, destinato ad essere asportato nel corso della rettifica finale.

Analoghe avvertenze devono essere prese anche per gli spallamenti laterali dei

perni, dai quali nella fase di finitura non di rado si asportano 0,2-0,4 mm di metallo.

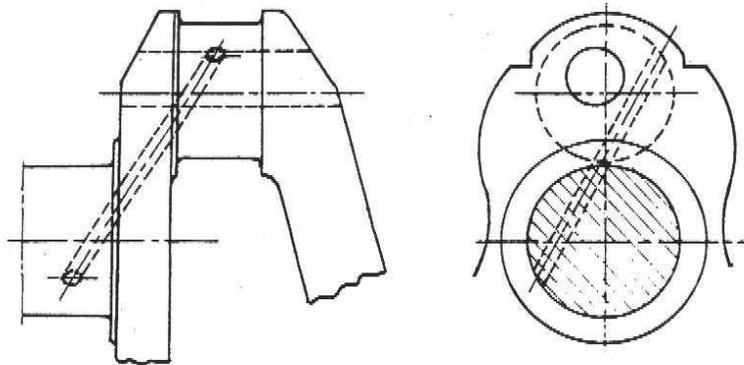
Per conferire proprietà antifrizione è indispensabile impartire ai perni dell'albero a gomiti una elevata durezza utilizzando vari tipi di trattamento.

Da molti anni a questa parte viene impiegata in maniera assai diffusa la tempra ad induzione dei perni.

Un altro sistema per indurire superficialmente i perni è quello che prevede il riscaldamento alla fiamma ossiacetilenica durante la rotazione dell'albero. In entrambi i casi per ottenere un rapido raffreddamento si ricorre a getti d'acqua. In genere lo spessore dello strato indurito è dell'ordine del 5-8% del diametro dell'albero.

Nei motori per prestazioni molto elevate spesso si impiegano alberi in acciaio niturato: grazie alla nitrurazione non solo è possibile ottenere perni dotati di una eccezionale resistenza all'usura ma è possibile migliorare in misura sensibile la resistenza a fatica con incrementi dell'ordine del 30%.

In passato la realizzazione delle canalizzazioni di passaggio per il lubrificante è stata difficoltosa e fonte di problemi sia per il diametro, in genere piuttosto ridotto, che per la notevole lunghezza delle canalizzazioni stesse.



*Figura 5.3: Particolare del circuito di lubrificazione*

Nelle foratrici odierne la punta, dotata di spirale a due principi, lavora praticamente immersa nel fluido da taglio continuamente emesso da appositi

ugelli. In genere la foratura viene effettuata in più fasi, ritraendo periodicamente la punta per liberarla da trucioli e sfridi. Negli alberi ottenuti mediante fusione in genere i perni di biella, e talvolta anche quelli di banco, sono cavi internamente.

Le canalizzazioni di passaggio olio in questo caso vengono spesso praticate mediante foratura alla macchina utensile, facendo bene attenzione ad evitare queste cavità. In certi casi però si preferisce ricorrere a tubetti metallici riportati. Altre volte ancora l'olio passa all'interno delle cavità stesse.

Le estremità delle canalizzazioni di passaggio olio che non terminano in corrispondenza della superficie di lavoro dei perni dell'albero vengono chiuse mediante tappi che a seconda dei casi possono essere installati a pressione oppure avvitati. In questo secondo caso si impiegano di norma dei grani filettati con cava esagonale la cui filettatura viene cosparsa con loctite prima dell'inserimento.

Dopo il trattamento gli alberi vengono sottoposti alle operazioni di finitura dei perni e ad eventuale raddrizzatura. Anche in questo caso si tratta di operazioni che devono essere effettuate con grande accuratezza. Le mole devono ruotare alla velocità corretta, senza vibrazioni ed essere frequentemente ravvivate.

Alcuni costruttori di cuscinetti a strisciamento raccomandano di effettuare la prima rettifica facendo ruotare l'albero in senso opposto a quello in cui esso gira quando è installato nel motore. La rettifica finale va poi eseguita invertendo il senso di rotazione dell'albero, che risulta così uguale a quello nel quale esso gira una volta nel motore.

Questa rettifica viene seguita quasi sempre da una lucidatura dei perni, effettuata utilizzando della tela abrasiva finissima oppure della tela impregnata di polvere abrasiva a grana eccezionalmente fine.

Al termine delle lavorazioni gli alberi vengono sottoposti ad una accuratissima pulizia consistente in più lavaggi con opportuni solventi, ciascuno dei quali è seguito da scrupolosa soffiatura al fine di eliminare ogni traccia di particelle abrasive. Si tappano infine i fori nelle canalizzazioni di passaggio dell'olio praticati per rendere possibile l'accesso ai perni di manovella e si procede ai controlli finali.

### 5.2.2.2 Osservazioni geometriche

Per migliorare la resistenza a fatica degli alberi è importante che non vi siano repentine variazioni di sezione, che causano inaccettabili concentrazioni di tensione, né spigoli vivi. Occorre quindi dotare di opportuno raggio di curvatura i raccordi tra i perni e gli spallamenti laterali; in alternativa questi stessi raccordi possono essere rullati.

In figura è mostrato l'effetto del raggio di raccordo sul valore della massima tensione sopportabile da un albero dritto con una sola maschetta.

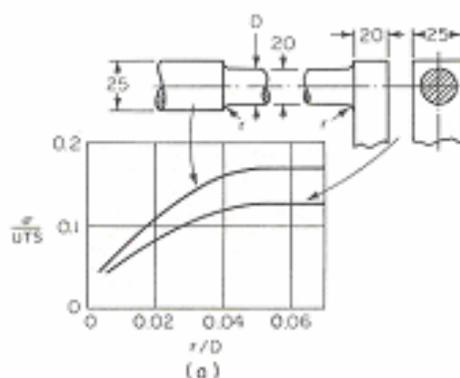


Figura 5.4: Effetto del raggio di raccordo sul valore della massima tensione sopportabile

Scelti i valori delle dimensioni principali dell'albero, la scelta del raggio di raccordo è quella che più influenza la resistenza a fatica. Un raccordo elevato aumenta notevolmente la resistenza.

Quando non risulta possibile avere un raccordo adeguato a causa dell'insufficiente lunghezza dei supporti, è consigliabile effettuare delle gole di scarico: raccordi non circolari sono leggermente migliori di raccordi circolari, ma non sono generalmente utilizzati per questioni di costo, tranne che in rari casi di alberi di rilevanti dimensioni.

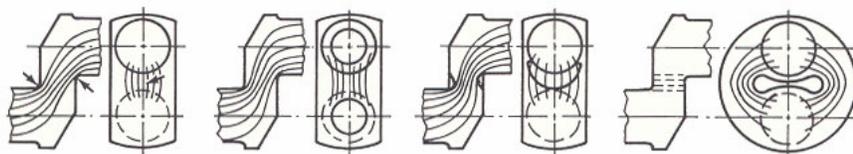


Figura 5.5: Andamento delle linee di tensione nel gomito

L'albero con semplice spallamento è più resistente dell'albero con mascheretta, pur avendo le stesse dimensioni di massima e del raccordo. Ciò è dovuto alla non uniforme distribuzione delle tensioni tra supporto di biella e mascheretta, le quali tendono a concentrarsi sul raccordo interno come mostrato in figura; nella stessa figura sono illustrate varie soluzioni per ottenere una migliore distribuzione delle tensioni.

Ai fini del conseguimento di una elevata rigidità è risultata di grande importanza l'adozione di perni di banco e di biella di diametro sempre maggiore e di lunghezza via via minore; i perni lunghi e di piccolo diametro di una volta erano in larga misura dovuti alla necessità di disporre di una elevata superficie di appoggio senza però raggiungere velocità di strisciamento considerevoli per non mettere in crisi i cuscinetti di allora.

Oggi per i motori con cilindri in linea usualmente si adottano perni di biella aventi un diametro compreso tra 0,58 e 0,68 volte l'alesaggio; per i perni di banco questo valore indicativo vale all'incirca 0,60 - 0,72 volte l'alesaggio.

Il rapporto tra la lunghezza e il diametro dei perni, sia di banco che di biella, è mediamente compreso tra 0,40 e 0,62, i valori più bassi sono i preferiti per i perni di banco. Molto importante è il ricoprimento, overlap, tra i perni che assicura una notevole rigidità all'albero.

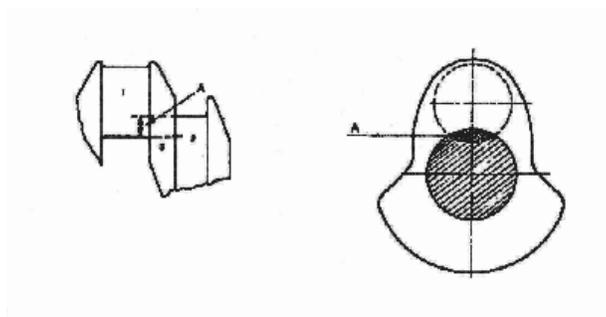


Figura 5.6: Overlap

Un overlap maggiore implica una maggiore resistenza; questa tendenza è dovuta al fatto che si ha una maggiore quota del carico che passa direttamente tra i due perni attraverso l'overlap, riducendo dunque lo sforzo sui raccordi.

Nella figura che segue sono mostrati i risultati di prove di rottura a fatica dove la lunghezza della linea verticale rappresenta la tensione torsionale ciclica che l'albero può sopportare per diversi milioni di cicli senza rompersi.

L'albero rappresentato nell'immagine (a) è quello che sfrutta peggio il materiale: infatti sia le sollecitazioni di flessione che quelle di torsione hanno una distribuzione lineare che aumenta spostandosi dal centro della sezione circolare, quindi la parte interna dell'albero risulta quasi ininfluenza ai fini dell'assorbimento di tensione. Un netto miglioramento si ha forando l'albero con fori rettilinei, immagine (g), o ancora meglio con fori complessi, immagini (b-c), naturalmente più costosi.

L'utilizzo di maschette smussate, immagine (h), comporta riduzioni di peso senza rilevanti diminuzioni di resistenza, almeno nei casi di maschette relativamente spesse.

Un aumento delle dimensioni trasversali della maschetta ha un rilevante effetto in caso di fori rettilinei, immagini (i-j), un effetto minore nel caso di fori complessi, immagini (c-d).

Spesso la lunghezza totale dell'albero è vincolata dagli ingombri dei cilindri; in questi casi la dimensione delle maschette influenza le lunghezze dei perni di banco e manovella, la somma dei tre dà ovviamente la lunghezza totale. Quando le lunghezze dei perni sono ridotte è necessario adottare maschette più larghe.

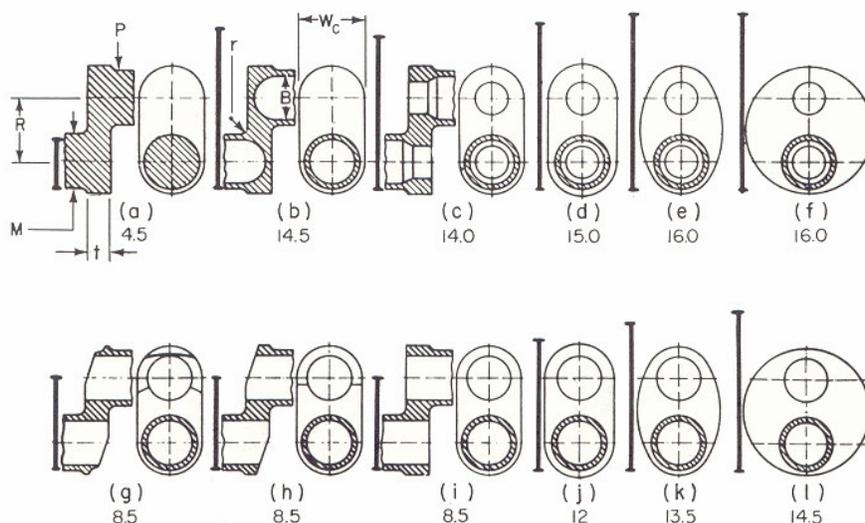


Fig.5.7: Risultati di prove di rottura a fatica

Importante è anche la disposizione delle canalizzazioni di passaggio olio e in particolare delle loro estremità: i fori sui perni non devono avere gli spigoli vivi ma leggermente arrotondati, non di rado questa zona è estremamente critica per quanto riguarda la concentrazione degli stress e inoltre i margini a spigolo vivo possono risultare deleteri per la durata delle bronzine.

In alcuni casi per agevolare la distribuzione dell'olio sulla superficie di lavoro del perno si realizza una specie di 'sacca' di forma leggermente ellittica proprio in corrispondenza del foro di uscita dell'olio.

Gli errori più comuni nella progettazione di un albero motore riguardano la presenza fori per la lubrificazione passanti troppo vicino ai raccordi tra perni e maschetta, filetti in corrispondenza di zone ad alta sollecitazione, raccordi troppo ridotti o addirittura spigoli vivi, sia cavi che convessi, eccessivi smussi delle maschette, specialmente in caso d'alberi alleggeriti e con maschette di ridotto spessore.

In ultima analisi si può affermare che la progettazione di un albero a gomiti è ben lontana dall'essere una scienza esatta, essa dipende molto dall'intelligente applicazione dei risultati delle sperimentazioni e dall'analisi di precedenti soluzioni funzionanti in maniera ottimale.

### 5.2.3 Materiali

Gli acciai usati per applicazioni sugli alberi a gomito sono generalmente acciai comuni aventi resistenza a trazione circa  $R = 600 \div 700$  MPa e percentuale di carbonio  $C = 0,35 \div 0,45$  %.

Negli alberi a gomito dei motori aeronautici, fortemente sollecitati, si usano invece acciai al Cr-Mo (1,1  $\div$  1,2% Cr; 0,2  $\div$  0,25% Mo) o al Cr-Ni-Mo (1,3% Cr; 2,2% Ni; 0,3 % Mo).

Un acciaio speciale ad alta resistenza ( $R = 900 \div 1050$  MPa), ma con minori percentuali di elementi speciali è il 38 NCD 4. Come già accennato, sono anche usati alberi in ghisa malleabile, sferoidale, legata, acciaiata, grigia di qualità con  $R = 450 \div 900$  MPa che, se ben costruiti, raggiungono resistenze solo di poco inferiori a quelle dei corrispondenti alberi d'acciaio.

Spesso nella progettazione degli alberi motore presentati in questo lavoro è stato utilizzato un acciaio speciale, il 300 M, le cui caratteristiche sono:

→ Tensione di rottura	$R = 1930$ MPa
→ Tensione di snervamento	$S = 1520$ MPa
→ Modulo di Young	$E = 205000$ MPa
→ Coefficiente di Poisson	$\nu = 0,29$
→ Modulo di elasticità tangenziale	$G = 80000$ MPa
→ Densità	$\rho = 7833,4$ kg/m <sup>3</sup>

e la cui composizione percentuale è la seguente:

C	0,4-0,46	Cr	0,7-0,95
Fe	93,4-94,8	Mn	0,65-0,9
Mo	0,3-0,45	Ni	1,65-2
P	max 0,035	S	max 0,04
Si	1,45-1,8	V	min 0,05

### 5.3 La simulazione FEM

Conosciuto sin dagli anni '50, il metodo degli elementi finiti ha trovato diffusione solo molto più tardi; oggi, grazie alla disponibilità di calcolatori ad alte prestazioni, è diventato uno dei metodi di calcolo più usati in tutte le branche dell'ingegneria, dall'analisi strutturale sino alla fluidodinamica computazionale.

L'acronimo FEM deriva dall'inglese *finite element method*.

In analisi numerica il metodo degli elementi finiti è usato per risolvere in maniera approssimata problemi descritti da equazioni differenziali alle derivate parziali riducendo queste ultime ad un sistema di equazioni algebriche. La caratteristica principale del metodo degli elementi finiti è la discretizzazione del dominio continuo di partenza in un dominio discreto, *mesh*, mediante l'uso di primitive, elementi finiti, di semplice forma, triangoli e quadrilateri per domini 2D, esaedri e tetraedri 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 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.

Il metodo degli elementi finiti fa parte della classe del metodo di Galerkin, il cui punto di partenza è la cosiddetta formulazione debole di un problema differenziale. Questa formulazione, basata sul concetto di derivata in senso distribuzionale, di integrazione nel senso di Lebesgue e di media pesata, mediante opportune funzioni dette funzioni test, ha il grande pregio di richiedere alla soluzione caratteristiche di regolarità realistiche per quasi tutti i problemi ingegneristici ed è pertanto strumento descrittivo molto utile.

I metodi di tipo Galerkin si basano sull'idea di approssimare la soluzione del problema scritto in forma debole mediante combinazione lineare di funzioni, le shape functions, elementari. I coefficienti di tale combinazione lineare, detti anche gradi di libertà, diventano le incognite del problema algebrico ottenuto dalla discretizzazione.

Per arrivare al modello agli elementi finali si seguono delle fasi fondamentali, ognuna delle quali comporta l'inserimento di errori nella soluzione finale:

- ➔ *Idealizzazione*: questa fase è presente in tutti gli studi di ingegneria: si passa dal sistema fisico ad un modello matematico, che astrae alcuni aspetti di interesse del sistema fisico, focalizzando l'attenzione su poche variabili aggregate di interesse e 'filtrando' le rimanenti. Ad esempio nel calcolo del momento flettente di una trave non si prendono in considerazione le interazioni a livello molecolare. Il sistema fisico, se complesso, viene suddiviso in sottosistemi. Il sottosistema verrà poi suddiviso in elementi finiti ai quali verrà applicato un modello matematico. A differenza delle trattazioni analitiche è sufficiente che il modello matematico scelto sia adeguato alle geometrie semplici degli elementi finiti. La scelta di un tipo di elemento in un programma software equivale ad una scelta implicita del modello matematico che vi è alla base. L'errore che può portare l'utilizzo di un modello deve essere valutato con prove sperimentali, operazione in genere dispendiosa per tempo e risorse.
- ➔ *Discretizzazione*: in una simulazione per via numerica è necessario passare da un numero infinito di gradi di libertà ad un numero finito. La discretizzazione, nello spazio o nel tempo, ha lo scopo di ottenere un modello discreto caratterizzato da un numero finito di gradi di libertà. Viene inserito un errore dato dalla discordanza con la soluzione esatta del modello matematico; questo errore può essere valutato opportunamente se esiste un modello matematico adeguato all'intera struttura, quindi preferibile da utilizzare rispetto all'analisi FEM, ed in

assenza di errori numerici di calcolo, ciò può essere considerato vero utilizzando calcolatori elettronici.

Ogni elemento è caratterizzato da:

- Dimensione: 1D,2D,3D
- Nodi: sono punti precisi dell'elemento che ne individuano la geometria. Su ogni nodo dell'elemento viene associato il valore di un campo o gradiente che interessa l'intera struttura. Nel caso di elementi meccanici il campo è quello delle reazioni vincolari.
- Gradi di libertà: sono i possibili valori che possono assumere i campi o gradienti nei nodi, due nodi adiacenti hanno gli stessi valori.
- Forze sui nodi: sono le forze esterne applicate sui nodi o l'effetto delle reazioni vincolari. Esiste una relazione di dualità tra forze e reazioni vincolari.

Detto  $f$  il vettore di forze esterne su un nodo ed  $u$  il vettore di spostamento si assume linearità tra  $f$  e  $u$   $Ku = f$  dove  $K$  prende il nome di matrice di rigidità. Questa relazione individua la dualità tra forze esterne e spostamenti. Il prodotto scalare  $uf$  è associato al valore del lavoro compiuto dalle forze esterne.

In questa tesi i componenti via via progettati sono stati sottoposti a verifica strutturale mediante FEM. Per far questo è necessaria una stima dei carichi agenti sul componente ed una ben precisa disposizione dei vincoli del sistema. Noti quindi cariche e vincoli e definito il grado di discretizzazione necessario, da cui dipende la precisione del calcolo, il software è in grado di fornire le deformazioni e le tensioni relative al caso implementato.

Ho posto particolare attenzione all'analisi del gruppo manovellismo, da cui è stato poi dimensionato il resto del motore, andando a fare una precisa analisi dei carichi agenti e mediante il software Ansys Workbench ho proceduto ad effettuare tutte le verifiche opportune.

## 5.4 Analisi dei carichi agenti sull'albero

### 5.4.1 Analisi cinematica del manovellismo

Il gruppo biella-manovella trasforma il moto alternato dello stantuffo in moto rotatorio dell'albero motore.

L'occhio superiore della biella, detto piede di biella, collegato allo stantuffo si muove di moto rettilineo alternato, mentre la testa della biella ruota col perno di estremità della manovella. Agli effetti del calcolo, il movimento rotatorio della manovella è considerato, senza errore apprezzabile, uniforme.

Nella rappresentazione schematica di figura, riferendoci alle caratteristiche del motore originale, il 1900 jtd FIAT, si ha:

$L$  = lunghezza della biella = 145 mm

$r$  = raggio di manovella = 45,2 mm

$C$  = corsa dello stantuffo = 90,4 mm

$x$  = ogni spostamento dello stantuffo inferiore a  $C$ , riferito al PMS;

$\alpha$  = spostamento angolare della manovella rispetto alla posizione corrispondente al PMS;

$\beta$  = angolo che l'asse della biella forma con quello del cilindro

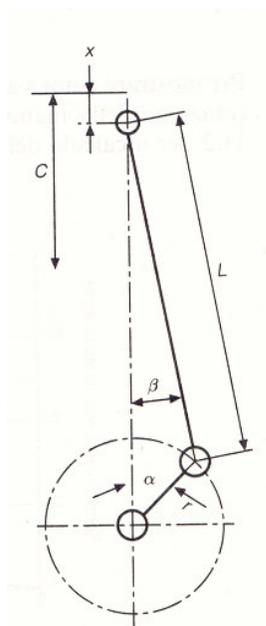


Figura 5.8: Schematizzazione moto biella-manovella

Lo studio della cinematica dello stantuffo prevede la ricerca della relazione che esiste fra gli spostamenti lineari  $x$  dello stantuffo e quelli angolari  $\alpha$  della manovella.

Dalla figura si ricava:

$$x = r(1 - \cos \alpha) + L(1 - \cos \beta)$$

ma in quest'espressione compare l'angolo  $\beta$  mentre vogliamo esprimere  $x$  solo in funzione dell'angolo  $\alpha$ .

Essendo:

$$r \sin \alpha = L \sin \beta$$

Si ha:

$$\sin \beta = \frac{r \cdot \sin \alpha}{L}$$

Ponendo  $\lambda = \frac{r}{L}$ , si ottiene:

$$\text{sen}\beta = \lambda \cdot \text{sen}\alpha$$

Da questa espressione si ricava per ogni posizione della manovella l'angolo  $\beta$  della biella.

Per  $\alpha = \frac{\pi}{2}$ ,  $\text{sen}\alpha$  è uguale a 1 e perciò il valore dell'angolo  $\beta$  diviene massimo, ossia:

$$\text{sen}\beta = \lambda$$

Ricordando l'espressione trigonometrica:

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \text{sen}^2\beta}$$

e sostituendo il valore di  $\text{sen}\beta$  calcolato in precedenza, si ha:

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \text{sen}^2\alpha}$$

Sostituendo questo valore nell'espressione di  $x$  si ottiene l'espressione dello spostamento dello stantuffo in funzione dell'angolo della manovella:

$$x = r \cdot (1 - \cos\alpha) + L(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \text{sen}^2\alpha})$$

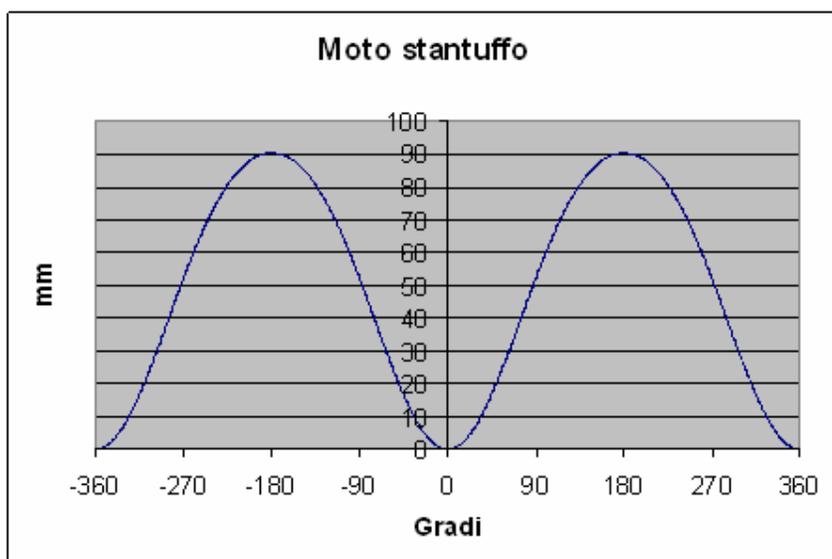


Figura 5.9: Spostamento dello stantuffo in funzione dell'angolo di manovella

La velocità dello stantuffo non è dunque uniforme. Essa vale:

$$V = \frac{dx}{dt} = r\omega \cdot \left( \operatorname{sen}\alpha + \lambda \cdot \frac{\lambda \cdot \operatorname{sen}2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \operatorname{sen}^2\alpha}} \right)$$

in cui si è posto  $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ , velocità angolare del motore espressa in radianti al secondo.

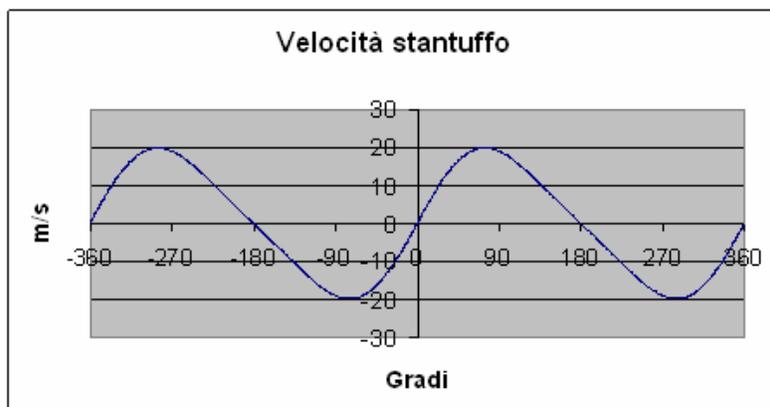


Figura 5.10: Velocità dello stantuffo in funzione dell'angolo di manovella

Nota il valore della velocità  $V$  dello stantuffo, è immediato calcolare il valore della sua accelerazione  $a$ :

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2}$$

da cui:

$$a = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

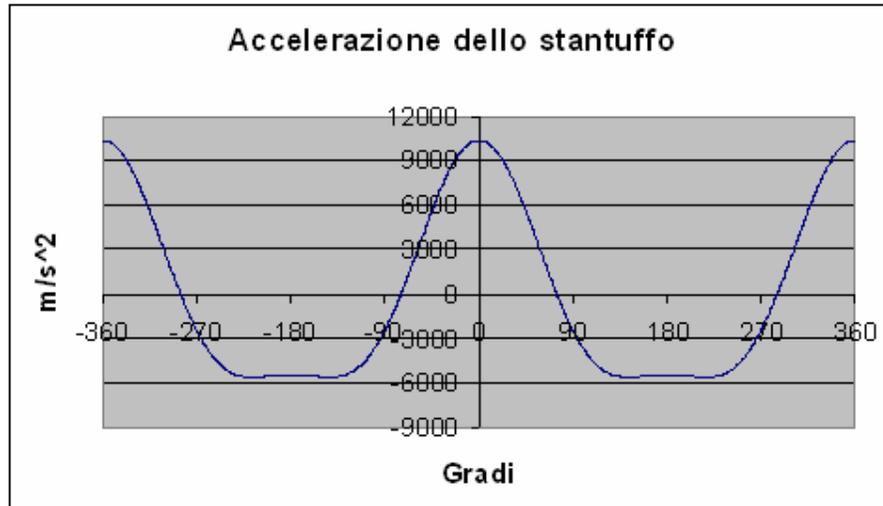


Figura 5.11: Accelerazione dello stantuffo in funzione dell'angolo di manovella

Il valore di  $a$  si annulla quando è massima la velocità dello stantuffo.

La cinematica della biella è determinata dal suo angolo di rotazione  $\beta$  espresso da:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \text{sen}^2 \alpha}$$

Derivandola rispetto al tempo si ottiene:

$$\cos \beta \cdot \frac{d\beta}{dt} = \lambda \cdot \cos \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \lambda \cdot \cos \alpha$$

La velocità angolare della biella risulta pertanto:

$$\omega_b = \frac{d\beta}{dt} = \omega \cdot \lambda \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}$$

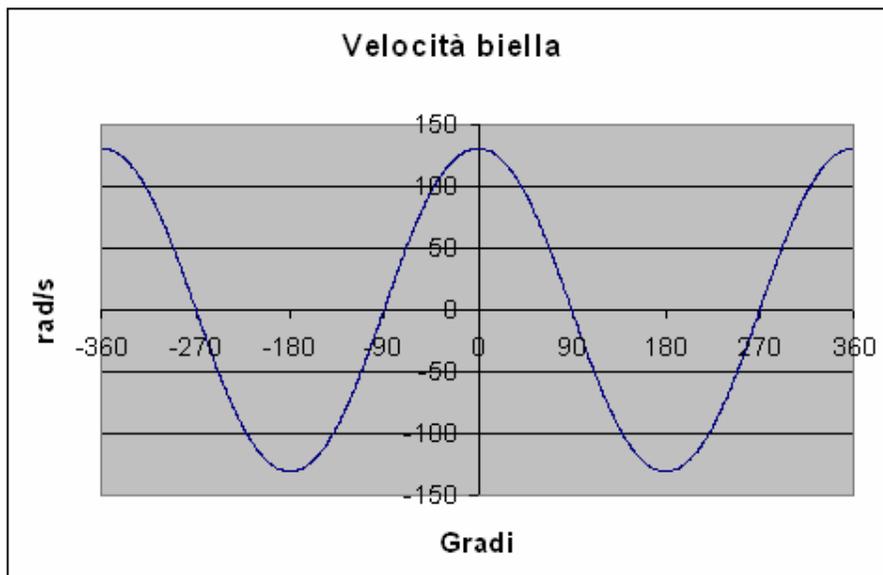


Figura 5.12: Velocità della biella in funzione dell'angolo di manovella

Mentre la sua accelerazione angolare è espressa da:

$$\dot{\omega}_b = \frac{d\omega_b}{dt} = -\omega^2 \cdot \lambda \cdot \left( \frac{\sin \alpha}{\cos \beta} - \lambda \frac{\sin \beta \cdot \cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right)$$

La conoscenza delle caratteristiche cinematiche di manovella, biella e stantuffo consente di eseguire un'analisi accurata della dinamica del manovellismo. Ogni componente infatti è soggetto a forze e coppie d'inerzia, le quali dipendono dalla precedente analisi cinematica.

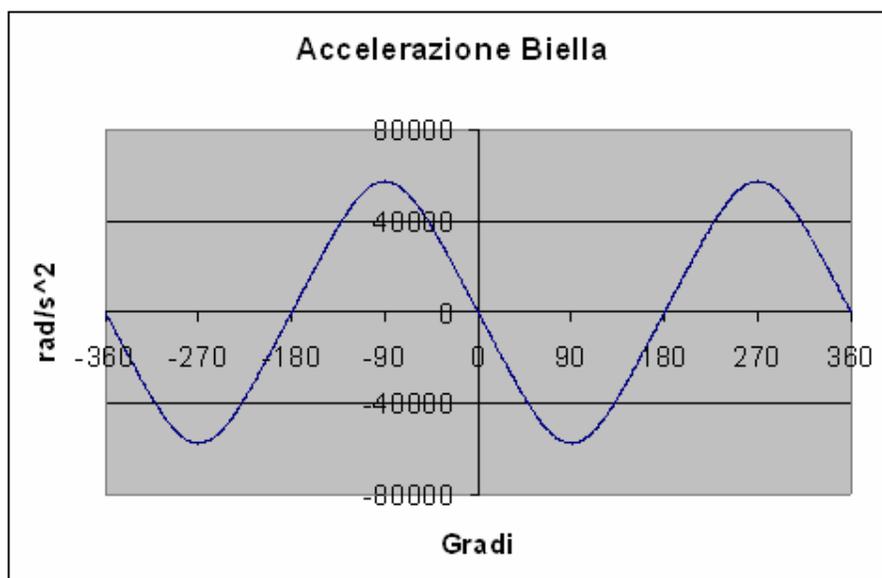


Figura 5.13: Accelerazione della biella in funzione dell'angolo di manovella

## 5.4.2 Forze agenti sul manovellismo

### 5.4.2.1 Forze di pressione

Le forze che agiscono sul manovellismo si suddividono in forze dovute alla pressione dei gas contenuti nel cilindro e forze di inerzia agenti sulle parti in movimento, come mostrato in figura.

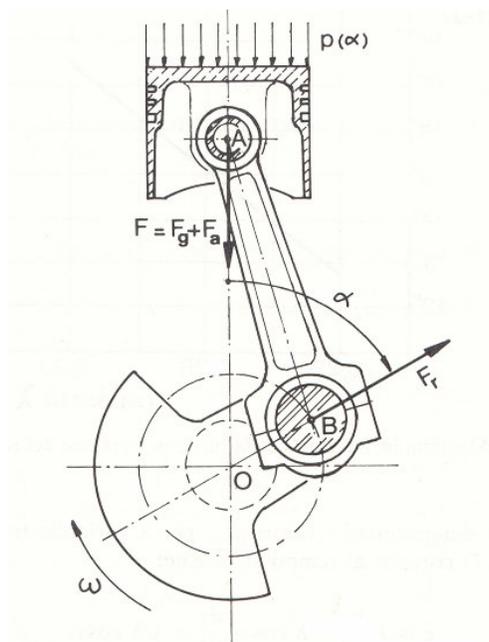


Figura 5.14: Forze agenti sul manovellismo

Le forze dovute alla pressione dei gas si ricavano dalla relazione:

$$F_g = (p(\alpha) - p_0) \frac{\pi D^2}{4}$$

essendo:

$D$  = diametro dello stantuffo

$p(\alpha)$  = pressione dei gas all'interno del cilindro

$p_0$  = pressione esistente all'interno del basamento, supposta uguale a quella dell'ambiente esterno.

Per ciò che riguarda le forze di pressione agenti sull'albero a gomiti del motore oggetto dei miei studi, è stata fatta una rilevazione delle pressioni in camera di combustione, ottenendo il seguente grafico  $p(\alpha)$ :

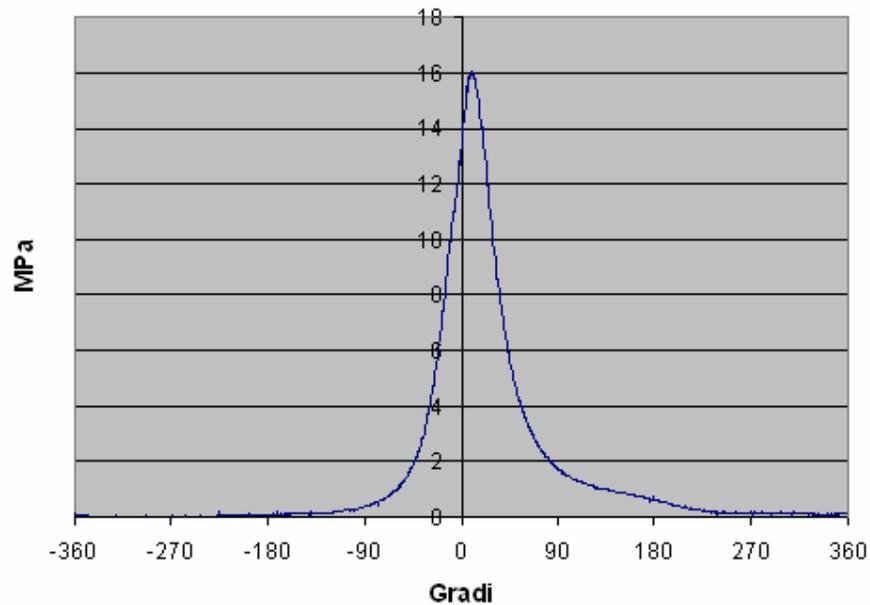


Figura 5.15: Andamento della pressione in camera di combustione in funzione dell'angolo di manovella

Riferiamoci ora ad un sistema di riferimento fisso situato nel piano di moto di biella e manovella, con origine sull'asse di rotazione dell'albero e asse  $y$  coincidente con l'asse del moto del pistone.

Si riporta in figura il diagramma polare della forza  $F_g$ , scomposta lungo gli assi secondo le relazioni:

$$F_{gx} = F_g$$

$$F_{gy} = F_g \cdot \operatorname{tg}\beta$$

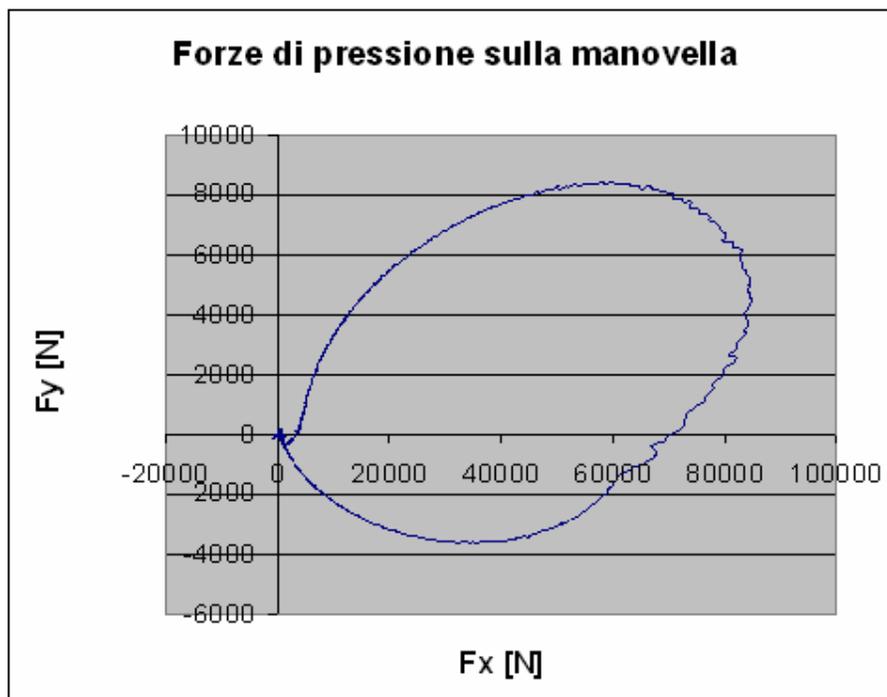


Figura 5.16: Diagramma polare della forza  $F_g$

#### 5.4.2.2 Forze d'inerzia

Le forze di inerzia che agiscono sulle parti mobili del manovellismo sono divisibili in forze di inerzia agenti sulle parti dotate di moto alterno e forze di inerzia agenti sulle parti dotate di rotatorio. Conoscendo le leggi che governano il moto degli organi che compongono il manovellismo è possibile ricavare, note le rispettive masse, le forze che su di essi agiscono.

Le parti dotate di moto alternato sono soggette a forze d'inerzia calcolabili per mezzo della formula generale

$$F_a = -m_a a$$

in cui  $m_a$  è la massa e  $a$  è l'accelerazione dello stantuffo, si ottiene quindi:

$$F_a = -m_a \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

La forza d'inerzia  $F_a$ , costantemente diretta lungo l'asse del cilindro, risulta variabile in grandezza e verso ed ha segno opposto a quello dell'accelerazione  $a$ , è inoltre costituita dalla somma di due termini: la forza alterna d'inerzia del primo ordine, il termine in  $\cos \alpha$ , e forza alterna d'inerzia del secondo ordine, il termine in  $\cos 2\alpha$ .

Le parti dotate di moto rotatorio, gruppo della manovella, sono soggette alla forza centrifuga

$$F_r = m_r \omega^2 r$$

che rappresenta un vettore rotante, costante in modulo, passante per l'asse di rotazione della manovella.

Nella formula scritta il termine  $m_r$  rappresenta la massa rotante ridotta a raggio di manovella  $r$ .

La riduzione delle masse al raggio di manovella deve essere effettuata in modo da assicurare uguaglianza tra le forze centrifughe agenti sulle masse effettive e quelle agenti sulle masse ridotte.

La massa  $m_p$  del perno di biella non richiede alcuna riduzione in quanto il suo baricentro, essendo sull'asse del perno stesso, si trova già a distanza  $r$  dall'asse di rotazione della manovella.

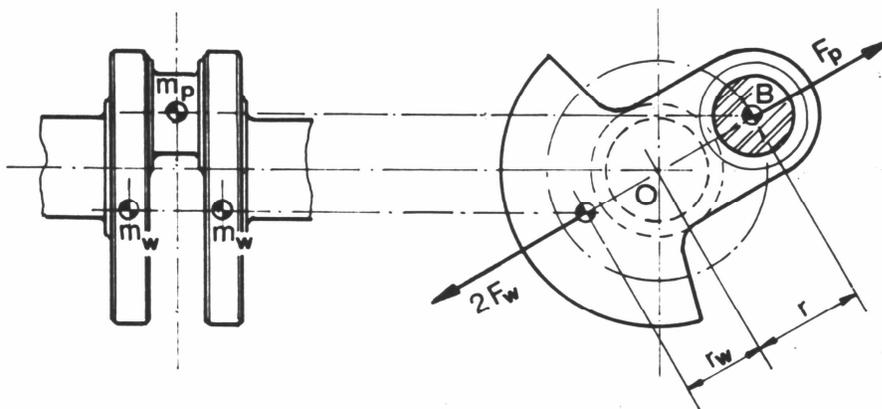


Figura 5.17: Riduzione delle masse nella manovella

Le parti dotate di moto rototraslatorio, gruppo della biella, sono sostituite mediante un sistema di masse concentrate più un momento di inerzia puro, entità che non ha aderenza fisica ma serve a soddisfare compiutamente il sistema di equazioni del moto.

Si ha quindi:

- una massa  $m_{ba}$  nel centro del piede di biella soggetta alla cinematica dello stantuffo;
- una massa  $m_{br}$  nel centro della testa di biella soggetta alla cinematica della manovella;
- un momento d'inerzia puro  $J'$ .

Le forze in gioco sono dunque:

- *Una forza alterna d'inerzia:*

$$F_a = -m_a \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

dove  $m_a = 2,02$  kg

- *Una forza rotante d'inerzia:*

$$F_r = m_r \omega^2 r$$

dove  $m_r = 0,58$  kg

- *Una coppia pura d'inerzia:*

$$M_i = -\dot{\omega}_b \cdot J'$$

con  $J' = J_z - m_b \cdot x_1 \cdot x_2 = -1901,33$  kg · mm<sup>2</sup>

Questa coppia è scomposta in una coppia di forze equivalente

$$Fy_{coppia} = \frac{M_i}{L \cdot \cos \beta}$$

Per ogni ipotesi di carico nelle diverse versioni motore presentate si è ricavato l'andamento totale delle forze d'inerzia, ottenuto sommando per ogni valore dell'angolo di manovella  $\alpha$  il valore delle tre componenti inerziali, e il diagramma polare delle forze totali agenti sull'albero a gomiti, visto da un sistema di riferimento fisso, con origine sull'asse di rotazione dell'albero ed assi appartenenti al piano di moto di pistone e biella. Questo andamento sarà quindi la somma delle componenti di pressione e d'inerzia.

## 5.5 Approccio progettuale classico

### 5.5.1 Modellazione dell'albero a campate singole

L'approccio tradizionale al calcolo degli alberi a gomito prevede di adottare la seguente semplificazione: l'albero viene suddiviso in un numero di tratti pari al numero di cilindri, la continuità dell'albero viene così a mancare e le singole campate vengono analizzate separatamente [13-26].

Sarebbe possibile, al costo di una complicazione dell'analisi, evitare di interromperne la continuità, considerandolo un'unica trave: tuttavia nel presente studio l'accuratezza del risultato è ottenuta con l'analisi FEM, non si ritiene quindi necessario approfondire l'analisi in questa fase.

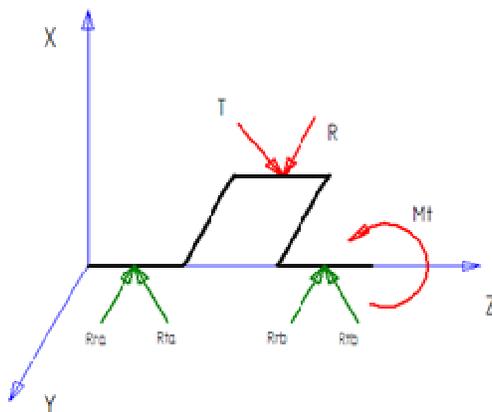


Figura 5.18: Singola campata sottoposta a sollecitazioni

L'approssimazione fatta porta quindi a considerare il tratto di albero fra due supporti di banco come una trave appoggiata agli estremi in corrispondenza delle mezzerie di tali supporti ed indipendente dagli altri tratti: si considera trasmesso tra un tratto ed il successivo il solo momento torcente, il quale si somma algebricamente a partire dall'estremo libero dell'albero fino alla sezione in cui viene trasmesso come coppia motrice.

### 5.5.2 Sollecitazioni primo gomito

Nella figura precedente è riportato lo schema adottato per modellare il primo gomito, in rosso le sollecitazioni esterne, in verde le reazioni vincolari.

Questo sistema di forze genera i seguenti diagrammi delle sollecitazioni di sforzo normale, taglio, momento flettente e torcente:

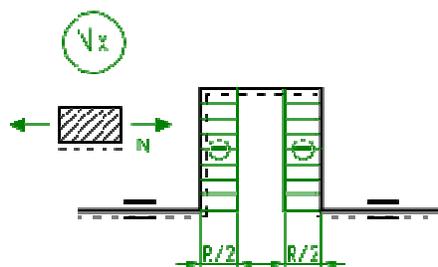


Figura 5.19: Sforzo normale

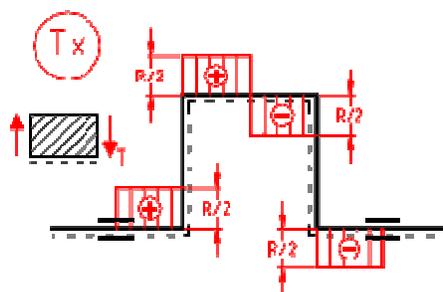


Figura 5.20: Sforzo di taglio lungo l'asse x

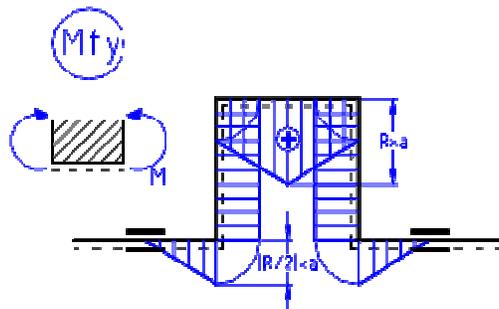


Figura 5.21: Momento flettente lungo l'asse y

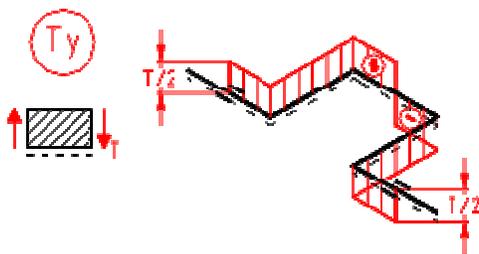


Figura 5.22: Sforzo di taglio lungo l'asse y

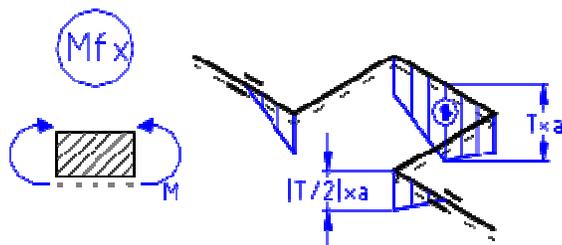


Figura 5.23: Momento flettente lungo l'asse x

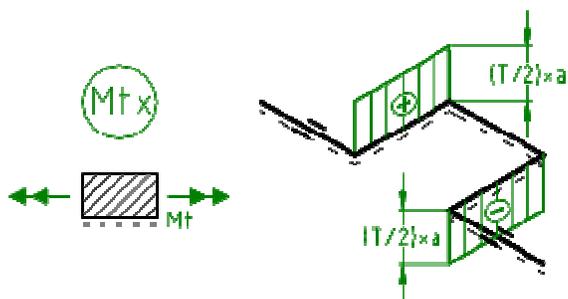


Figura 5.24: Momento torcente lungo l'asse x

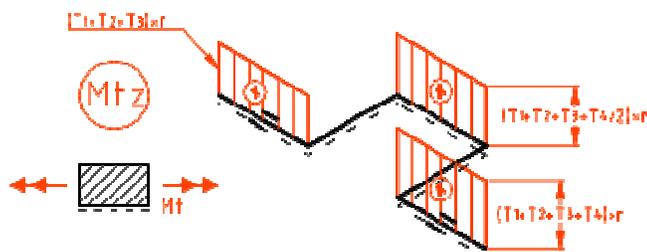


Figura 5.25: Momento torcente lungo l'asse z

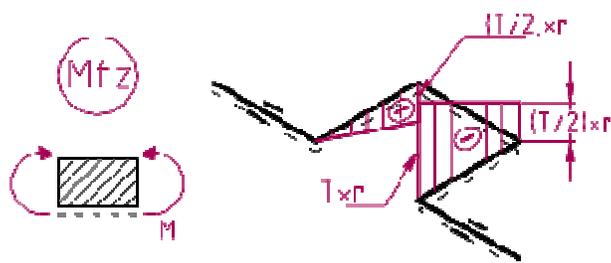


Figura 5.26: Momento flettente lungo l'asse z

### 5.5.3 Sollecitazioni gomiti successivi

Si è fatta l'ipotesi semplificativa che i perni di banco siano appoggi perfetti attraverso cui viene trasmesso solo il momento torcente  $M_t$ . Lo studio dei gomiti successivi prevede quindi un sistema di forze applicato analogo a quelle del primo gomito fatto salvo  $M_t$  che cresce tra il primo e l'ultimo gomito.

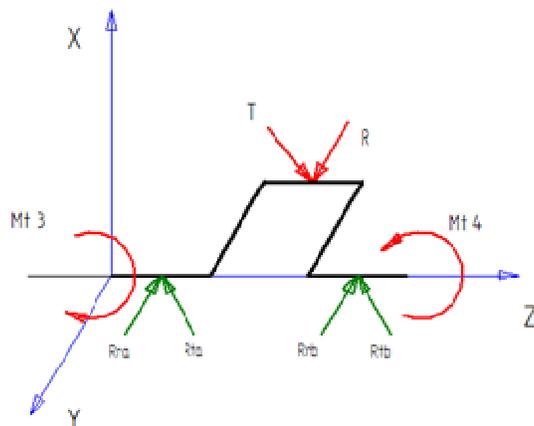


Figura 5.27: Ultima campata sottoposta a sollecitazioni

I diagrammi delle sollecitazioni del 4° gomito sono gli stessi del 1° gomito, ad eccezione dei diagrammi di  $M_{f_z}$  e  $M_t$  che si presentano come segue:

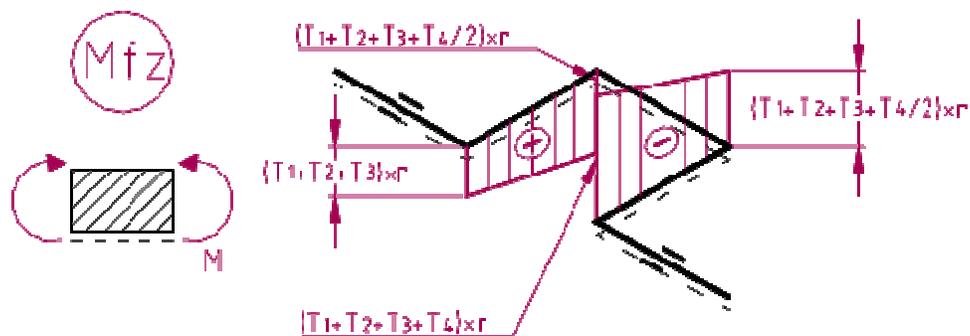


Figura 5.28: Momento flettente lungo l'asse z

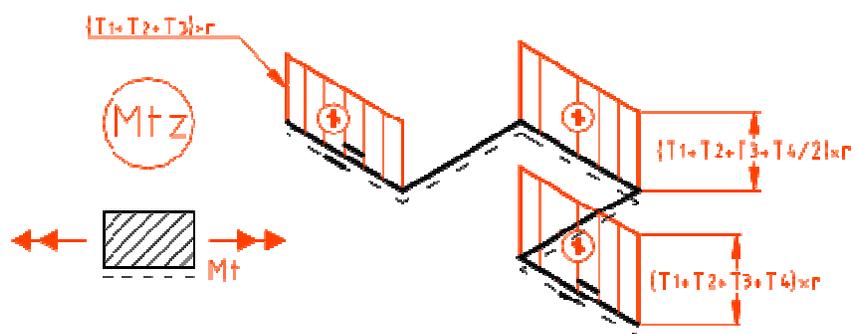


Figura 5.29: Momento torcente lungo l'asse z

## Capitolo 6: I casi studiati

### 6.1 Valutazioni sul frazionamento

Iniziamo con l'analizzare i limiti costruttivi e i vincoli logici che hanno indirizzato la scelta di una configurazione a quattro cilindri.

Il limite inferiore al frazionamento ci è stato imposto fondamentalmente da un paio di fattori: il primo è un problema di iniezione, che vedremo vincolare la cilindrata massima ammissibile per canna, il secondo riguarda la resistenza meccanica della testata e pone dei limiti agli alesaggi.

Occupiamoci in primo luogo dei vincoli legati all'apparato di iniezione.

Assumendo il rendimento totale del propulsore  $\eta \cong 0,38$ , una cilindrata di 1900 cc, una potenza desiderata  $W = 221$  kW, e dato il potere calorifico inferiore del combustibile  $k_i = 10000$  kcal / kg, avremo un consumo specifico pari a:

$$q = \frac{1}{\eta k_i} = 2.63 * 10^{-1} \frac{\text{g}}{\text{kcal}} = 226 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

Il consumo totale orario di combustibile, necessario per lo sviluppo dei 221 kW, desiderati in condizioni di funzionamento a regime, sarà quindi:

$$Q = q * W \cong 50 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Tale quantitativo, indipendente dal frazionamento scelto, andrà ripartito nei vari cilindri: in un quattro cilindri si dovrà iniettare una quantità di combustibile, JP4, pari, per canna, a:

$$Q_4 = 12.5 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Allo stato tecnologico attuale, secondo dati di provenienza FIAT, un comune iniettore common rail è in grado di iniettare al massimo circa  $150 - 160 \text{ mm}^3$  di carburante per colpo.

Vediamo allora quanti  $\text{mm}^3$  per colpo dovremmo iniettare nel caso di una configurazione a quattro cilindri per raggiungere i 50 kg di combustibile necessari a sviluppare per 1 ora la massima potenza, al rendimento stabilito.

Tenendo conto che i 221 kW di potenza vengono sviluppati ad un regime di rotazione di 3800 rpm (cui corrispondono  $c = 114000$  detonazioni per ora in ogni cilindro), che un valore attendibile di densità per un carburante avio è circa  $\rho = 0,9 \text{ kg / dm}^3$ , ed essendo la quantità per colpo da iniettare in ogni canna, nelle condizioni sopraddette, la seguente:

$$q_{c4} = \frac{Q_4}{c * \rho}$$

allora, per il quattro cilindri e per ogni colpo avremo:

$$q_{c4} = \frac{12,5}{114000 * 0,9} * 10^6 = 122 \text{ mm}^3$$

Abbiamo quindi esigenze dell'apparato di iniezione, problematiche relative alle sollecitazioni della testa e già citate fondamentali esigenze di semplicità, compattezza, peso ridotto e costi di realizzazione che ci spingono verso frazionamenti bassi.

Infatti maggiore sarà il frazionamento più alto sarà il prezzo da pagare in termini di peso, ingombro, affidabilità e costi.

## 6.2 1900 jtd 8 valvole con architettura 4 V di 90°

La prima analisi verte sullo sviluppo di un motore a combustione interna con accensione per compressione diesel con architettura di 4 cilindri a V di 90° [29].

Gli obiettivi e gli strumenti utilizzati sono qui di seguito elencati:

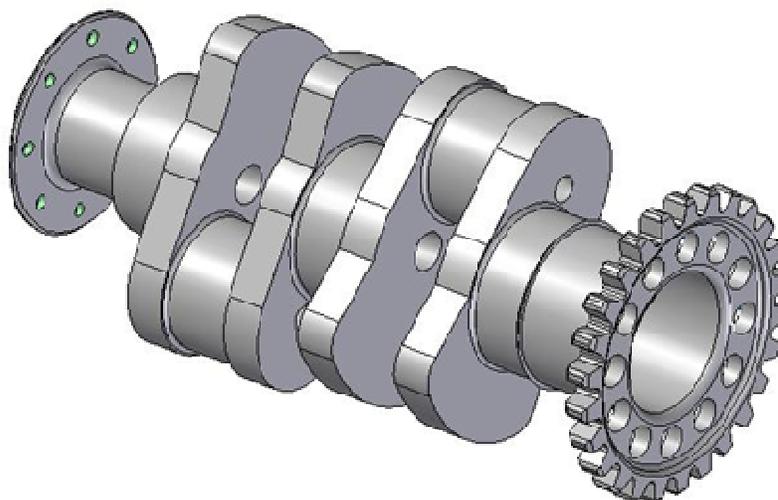
- Motore di cilindrata pari a 1900 cc a 4 cilindri di potenza obiettivo pari a circa 300 CV.: per il target di potenza auspicato il primo tentativo è stato di utilizzare una architettura con 4 cilindri a V, seguendo esempi del tipo del motore Rolls Royce Merlin Packard [1].
- Utilizzazione della caratteristica “biella a forchetta”: adozione della biella a forchetta, cioè della coppia di bielle fork e blade rod, considerate più avanti nella trattazione, che consente di avere 2 bielle montate sullo stesso perno dell’albero a gomito, in quanto il perno di una biella diventa sede della bronzina dell’altra. Di conseguenza le due bancate risultano simmetriche rispetto al piano verticale passante per l’albero a gomiti. Questa soluzione permette di render più compatto il motore, ed in particolare risulta longitudinalmente più corto rispetto a soluzioni quali le bielle affiancate.
- Alimentazione a gasolio di tipo common rail: questa specifica impone l’abbandono delle soluzioni proposte dal motore aeronautico “classico” per sfruttare invece le tecnologie di iniezione diretta di gasolio.
- Distribuzione ad aste e bilancieri: questa scelta, già utilizzata con efficienza nella tradizione aeronautica, permette di limitare ingombri e pesi, nel rispetto della esigenza di compattezza prefissata per il propulsore in studio. La distribuzione ad aste e bilancieri permette l’uso di un albero a camme centrale, posizionato all’interno della V formata dalle due bancate del motore, albero che viene reso coassiale con l’albero elica: questa soluzione permette, come vedremo, una notevole compattezza e limitazione dei pesi.
- Limitare il più possibile peso ed ingombri ricercando compattezza e semplicità per il propulsore: per far questo ho lavorato sul

dimensionamento dell'albero motore, cercando di contenere più possibile pesi e dimensioni.

Nello studio di questa architettura motore di quattro cilindri a V di  $90^\circ$  l'utilizzo delle bielle fork-rod ha guidato tutto il progetto poiché è stato possibile ragionare su un albero motore con sole due manovelle disposte a  $180^\circ$  che significa contenimento di pesi e dimensioni già in partenza.

Sono state mantenute corsa di 90,4 mm ed alesaggio di 82 mm del motore FIAT 1.9 jtd, nonché il pistone e la geometria dei condotti di scarico, aspirazione, "passaggi acqua" e posizione dell'iniettore della testata dello stesso motore.

Lo studio è partito dall'analisi delle vibrazioni torsionali di un albero motore di primo tentativo, dimensionato grossolanamente, raffigurato di seguito:

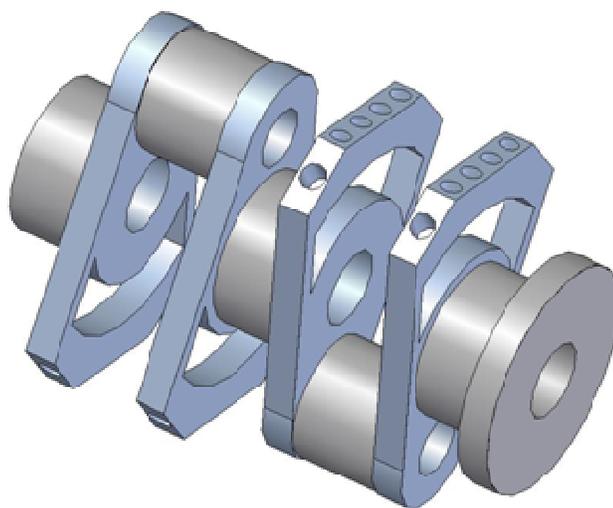


*Fig.6.1: Albero I versione, I tentativo*

Dalle verifiche delle vibrazioni torsionali è emerso che l'albero motore non era verificato secondo le curve di resistenza del Lloyd ed è cominciato un processo di progettazione che ha stravolto la geometria, che fin qui era stata mantenuta abbastanza tradizionale rispetto alle consuete forme di alberi a gomito.

Il passo successivo è stato quello di cercare innanzitutto di alleggerire l'albero a partire da un ridimensionamento dei perni di banco e manovella, ma al tempo stesso di irrobustirlo perché potesse essere verificato. Il primo tentativo prevedeva così che il diametro dei perni di banco diminuisse da 72 mm, con foro di 18 mm, a 60 mm, con foro di 30 mm, e che i perni di manovella diminuissero da diametro 60 mm, con foro di 12 mm, a 48 mm, con foro di 24 mm.

Le maschette sono state dimensionate tenendo presente di dover equilibrare le forze centrifughe e alterne del primo ordine e la conseguenza è stata di un alleggerimento complessivo di circa 1 kg rispetto all'albero del motore appena visto.



*Fig.6.2: Albero I versione, II tentativo*

Andando però ad eseguire la verifica alle vibrazioni torsionali è risultato che ancora una volta l'albero non reggeva sempre nello stesso punto.

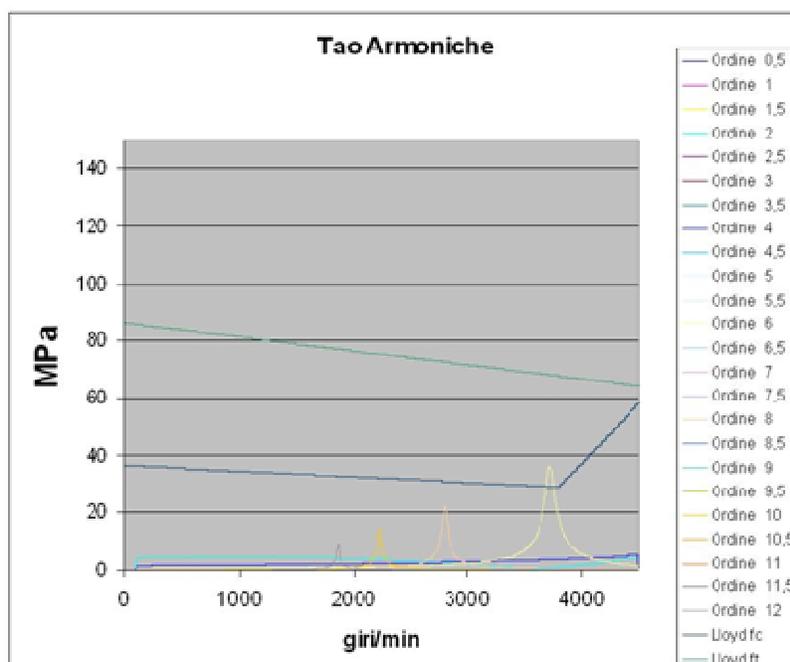


Fig.6.3: Analisi torsionale albero I versione, II tentativo

Inoltre l'alleggerimento ottenuto da questo primo lavoro non era notevole come ci sarebbe aspettato e così ho valutato soluzioni alternative tra cui quella di eliminare il perno di banco posto in mezzeria. Ho così provato a dimensionare un collegamento fra i due perni di manovella che sostituisse il perno di banco e il primo approccio è stato di dimensionare un collegamento che non differisse più di tanto dalle geometrie convenzionali. Ne è risultato un albero alleggerito di circa 5 kg e dalla geometria mostrata in figura:

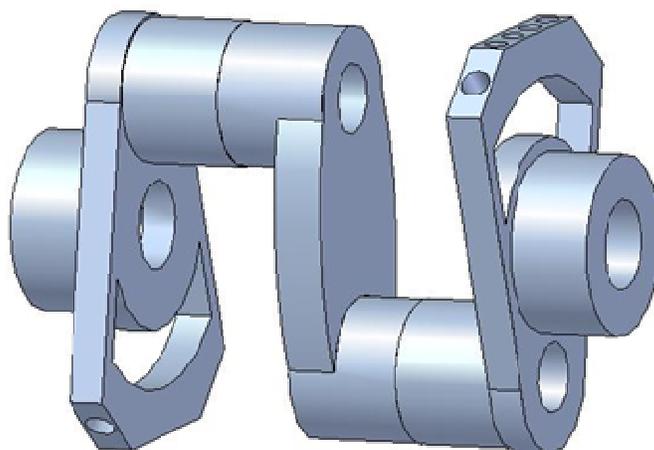


Fig.6.4: Albero I versione, III tentativo

Andando però a verificare le vibrazioni torsionali è risultato che l'albero non reggeva proprio nel collegamento fra i perni di manovella, come mostrato di seguito:

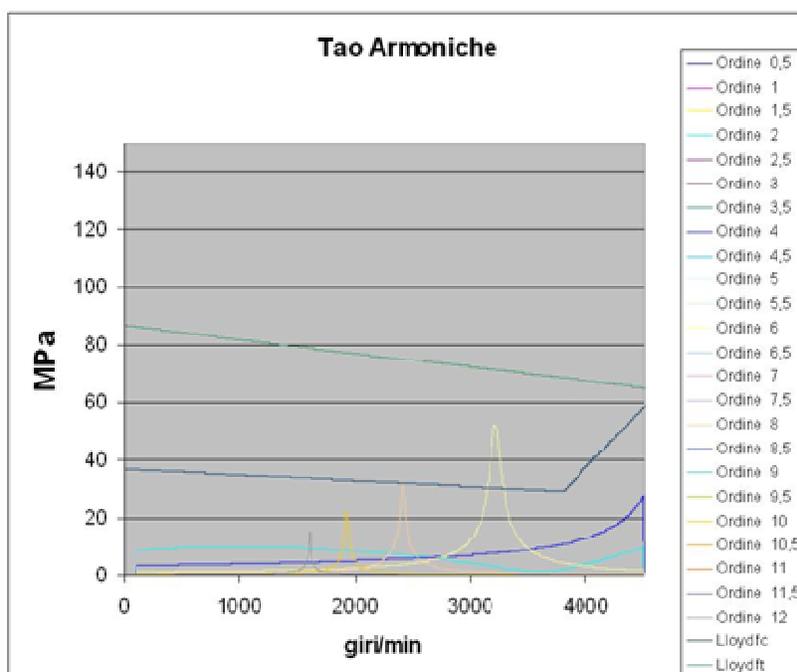
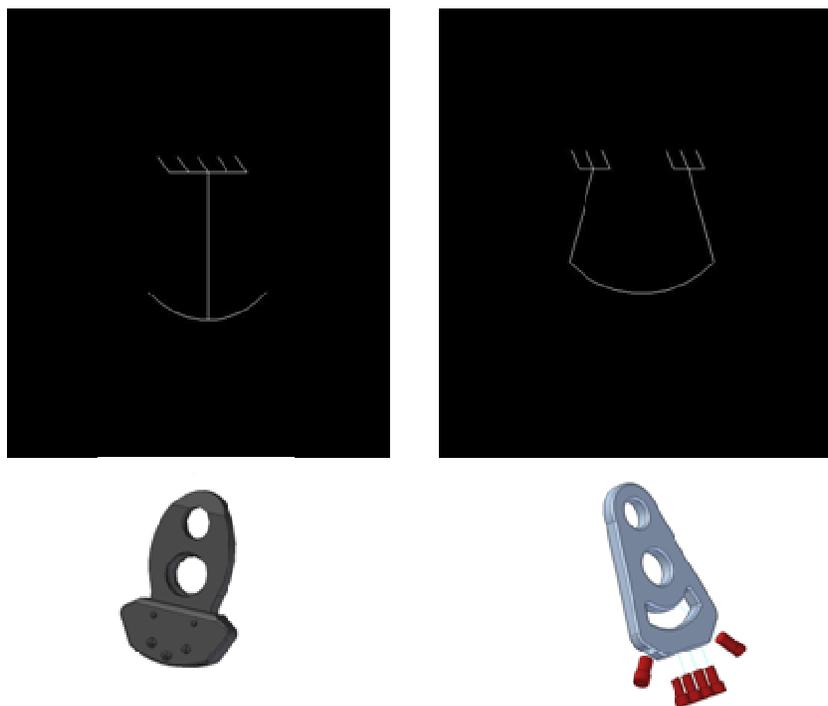


Fig.6.5: Analisi torsionale albero I versione, III tentativo





*Fig.6.7: Confronto fra due schematizzazioni di maschetta con contrappesi*

E' da notare che per il contrappesi ho previsto una soluzione per cui essi vengono avvitati sul bordo inferiore della maschetta, questo a vantaggio di stabilità, schematizzazione a trave con due supporti, e di ingombro.

Dall'analisi dei carichi agenti sul manovellismo sono stati ricavati i diagrammi riportati di seguito:

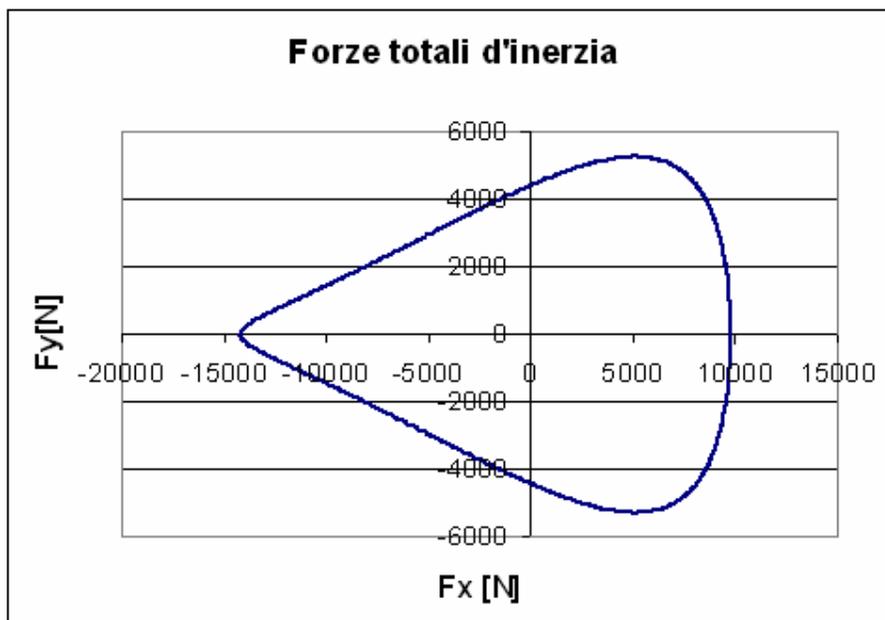


Figura 6.8: Andamento totale delle forze di inerzia

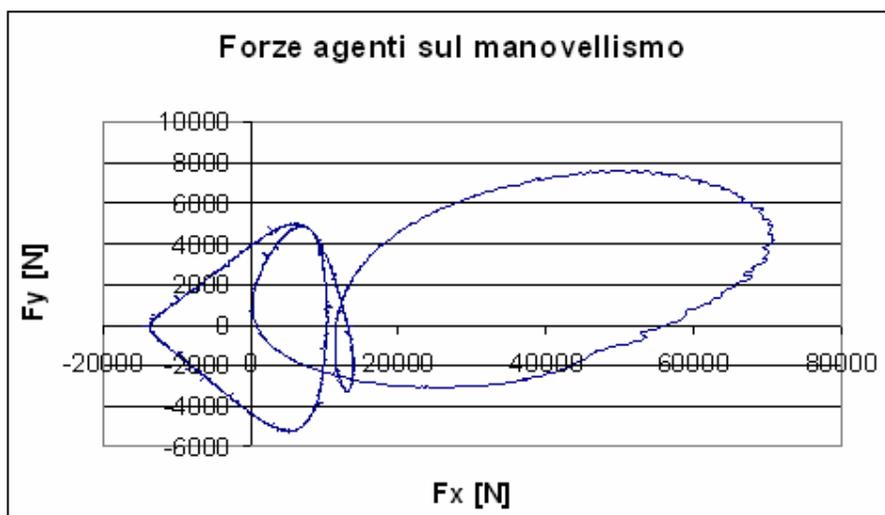


Figura 6.9: Diagramma polare delle forze totali agenti sull'albero a gomiti

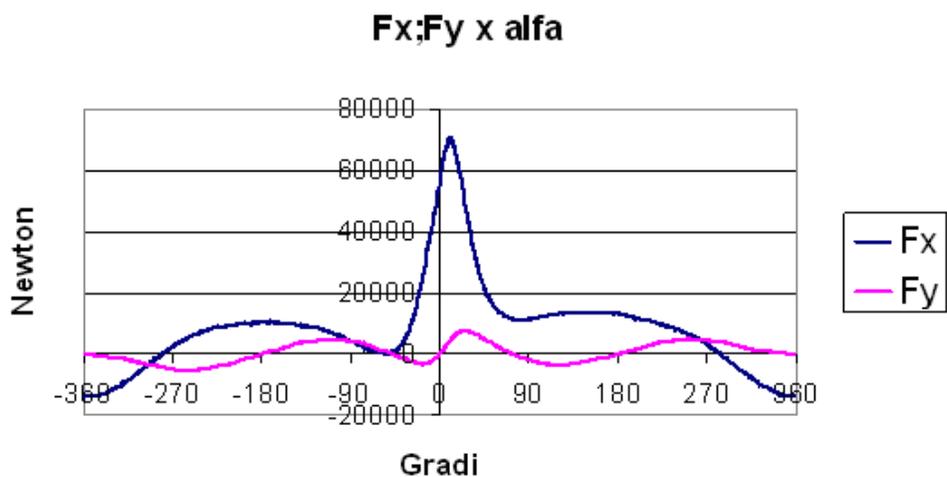


Figura 6.10 : Andamento di  $F_x$  ed  $F_y$  in funzione dell'angolo di manovella

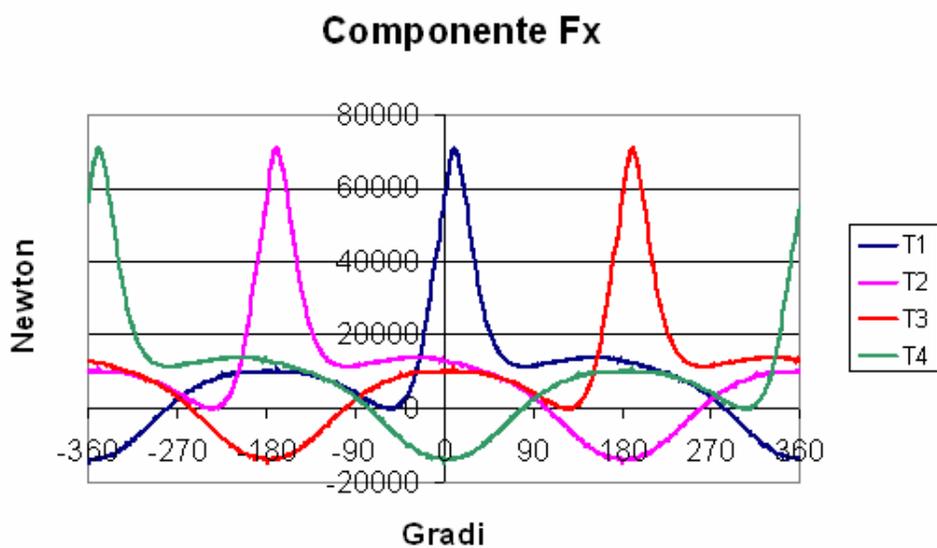


Figura 6.11: Componente della forza  $F_x$  in base all'ordine di scoppio

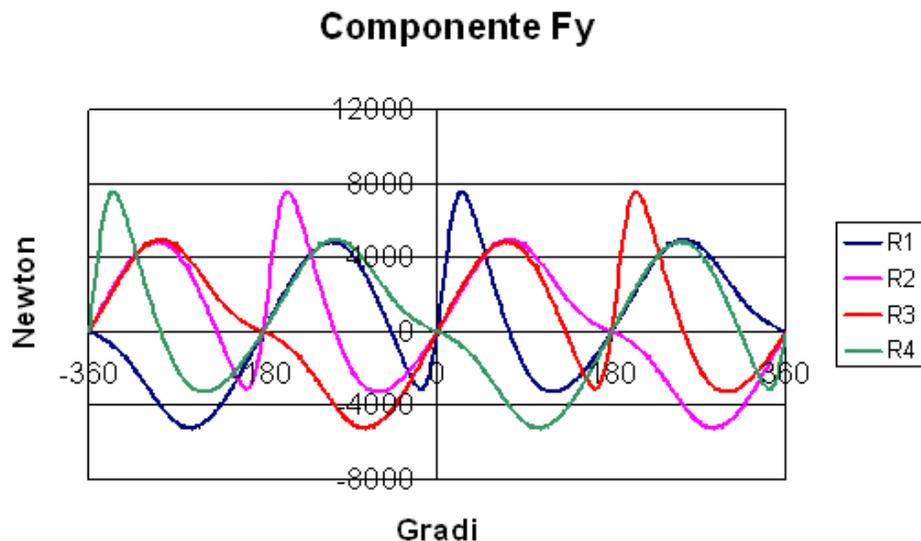


Figura 6.12: Componente della forza  $F_y$  in base all'ordine di scoppio

Per conoscere con esattezza l'entità della forza agente su ciascun perno di manovella, bisogna sommare il contributo di due forze totali d'inerzia poste a  $90^\circ$  fra loro e proiettare il vettore somma rispettivamente lungo gli assi x ed y.

A questo punto ho provveduto alle verifiche delle vibrazioni torsionali, delle velocità critiche proprie e alla verifica a fatica. Qui sono mostrati solo i risultati relativi all'ultima soluzione di albero a gomiti proposto in questa versione motore. Ho creato il modello considerando ogni massa volante schematizzante il sistema pistone-biella facente capo a metà del gomito. In particolare nell'ultima di queste masse volanti ho incluso anche l'inerzia del riduttore e dell'albero a camme, tutto facente capo al tratto finale dell'albero motore. Infine ho considerato un ultimo tratto di rigidità pari all'albero d'elica portante l'ultimo volano che schematizza l'inerzia dell'elica stessa. Sono riportati i dati calcolati per l'analisi:

Massa volante del sistema stantuffo-biella rod-manovella del primo tratto da sinistra:  $J_1 = 0,020301 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Massa volante del sistema stantuffo-biella fork- manovella del secondo tratto:  $J_2 = 0,020082 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Massa volanica del sistema stantuffo-biella rod-manovella del terzo tratto:

$$J_3=0,019247 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Massa volanica del sistema stantuffo-biella fork- manovella, del riduttore e dell'albero a camme:  $J_4=0,024457 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Massa volanica dell'elica:  $J_5=0,25 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Rigidezza torsionale dei primi due tratti di albero tra i perni di manovella:

$$K_1 = K_2=1420000\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$$

Rigidezza torsionale del tratto d'albero adiacente alla ruota dentata:

$$K_3=556206\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$$

Rigidezza torsionale dell'albero d'elica:

$$K_4=1367000\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$$

Per l'albero elica ho previsto un diametro di 86 mm con foro 60 mm e ho tenuto la lunghezza di 122 mm.

L'analisi che seguirà è stata realizzata tramite un foglio di calcolo Microsoft® Excel 2002.

Si tratta di un foglio Excel, della dimensione approssimativa di 48 Mbyte, che affronta l'analisi vibrazionale di un sistema suddividendo il problema in due fasi:

*I.* Determinazione dei modi propri di vibrare del sistema

*II.* Analisi armonica e diagramma degli sforzi di torsione

Ogni fase è caratterizzata da un foglio di input ed uno di output. L'input della fase *I* è dato dai valori dei momenti d'inerzia dei volani dell'albero equivalente e dai moduli di rigidezza torsionale dei tratti di albero equivalente.

Foglio di calcolo per la determinazione dei modi propri di vibrazione di un albero con 12 masse volaniche	
Valore delle masse volaniche	Valore delle rigidzze torsionali
J1 <input type="text" value="0.020301"/> kg·m <sup>2</sup>	K1 <input type="text" value="1420000"/> N m/rad
J2 <input type="text" value="0.020082"/> kg·m <sup>2</sup>	K2 <input type="text" value="1420000"/> N m/rad
J3 <input type="text" value="0.019247"/> kg·m <sup>2</sup>	K3 <input type="text" value="572206"/> N m/rad
J4 <input type="text" value="0.024437"/> kg·m <sup>2</sup>	K4 <input type="text" value="1367000"/> N m/rad
J5 <input type="text" value="0.25"/> kg·m <sup>2</sup>	K5 <input type="text"/> N m/rad
J6 <input type="text"/> kg·m <sup>2</sup>	K6 <input type="text"/> N m/rad
J7 <input type="text"/> kg·m <sup>2</sup>	K7 <input type="text"/> N m/rad
J8 <input type="text"/> kg·m <sup>2</sup>	K8 <input type="text"/> N m/rad
J9 <input type="text"/> kg·m <sup>2</sup>	K9 <input type="text"/> N m/rad
J10 <input type="text"/> kg·m <sup>2</sup>	K10 <input type="text"/> N m/rad
J11 <input type="text"/> kg·m <sup>2</sup>	K11 <input type="text"/> N m/rad
J12 <input type="text"/> kg·m <sup>2</sup>	<input type="text"/>

Fig.6.13: Schermata degli input della fase I del foglio di calcolo

La schermata di output della fase I indica i modi propri individuati nell'intervallo  $0 \div 10000$  rad/s. La limitazione dell'intervallo d'analisi è dovuta al metodo scelto per risolvere il problema: nella determinazione dei modi propri si utilizza infatti il metodo tabellare dell'Holzer, metodo che richiede la soluzione del sistema per via numerica; si è limitato l'intervallo per consentire il calcolo in tempi ragionevoli ed evitare di avere un foglio di calcolo di dimensioni troppo elevate.

Vengono quindi forniti i primi 4 modi propri di vibrare e viene indicato il tratto più sollecitato ed il valore del momento che si avrebbe nel tratto critico se il sistema ruotasse al modo proprio.

<b>Primo modo proprio</b>	<b>Secondo modo proprio</b>
2662 rad/s	Valore fuor scala rad/s
Il massimo valore del momento torcente è: $M = [N \cdot m]$ 379277,3E	Il massimo valore del momento torcente è: $M = [N \cdot m]$ #N/D
Il tratto più sollecitato è il n° 4	Il tratto più sollecitato è il n° #N/D
<b>Terzo modo proprio</b>	<b>Quarto modo proprio</b>
Valore fuori scala rad/s	Valore fuor scala rad/s
Il massimo valore del momento torcente è: $M = [N \cdot m]$ #N/D	Il massimo valore del momento torcente è: $M = [N \cdot m]$ #N/D
Il tratto più sollecitato è il n° #N/D	Il tratto più sollecitato è il n° #N/D

Fig.6.14: Schermata di output della fase I del foglio di calcolo

L'input della fase II è dato dalle caratteristiche geometriche e dai parametri che caratterizzano il funzionamento del motore. In questa fase è possibile tener conto della eventuale presenza di giunti elastici o viscosi. Nonostante il foglio sia stato realizzato per esigenze specifiche, si è tentato di rendere più generale possibile il suo utilizzo: è quindi possibile variare il numero dei cilindri, la collocazione del picco della  $p_{mi}$ , pressione media indicata, e la sua intensità, il tipo di ciclo, Otto o Diesel, il numero di giri di esercizio nonché le caratteristiche degli eventuali giunti.

Analisi armonica e diagramma degli sforzi di torsione			
Seconda fase di immissione dati			
Raggio di manovella =	45,2	mm	
Lunghezza totale biella=	142	mm	
Peso masse alterne=	1,03	kg	
Alesaggio=	32,6	mm	
Pmi (pressione media indicata) Massimo=	2,39	MPa	
n° giri corrispondente alla Pmi Max=	3800	giri/min	
Numero di cilindri=	4	(max 12 cilindri)	
Tipo ciclo (diesel->d; otto->o)	d	d/o	
Diametro esterno perna più sollecitata=	86	mm	
Diametro interno perna più sollecitata=	60	mm	
Campo d'indagine=	n° giri Minimo	100	giri/min
	n° giri Massimo	4500	giri/min
Calcolare le armoniche rispetto al modo proprio n°	1	(1, 2, 3, 4)	
n° giri di esercizio=	3800	giri/min	
<b>Ordine di accensione=</b>			
Indicare i valori corrispondenti ai cilindri seguendo l'ordine di accensione:			
Volano	Volanti		
Primo	1	-----	
Secondo	3	-----	
Terzo	2	-----	
Quarto	4	-----	
-----	-----	-----	
-----	-----	-----	
<b>Intervallo angolari tra scoppi consecutivi=</b>			
Primo intervallo	180	-----	
Secondo intervallo	180	-----	
Terzo intervallo	180	-----	
-----	-----	-----	
-----	-----	-----	
E' presente un giunto elastico?	n	s/n	
Se si: Rigidezza torsionale K della gomma=		Nm/rot	
IRH (international rubber hardness) della gomma=		valori possibili: 30-40-50-60-70	
Posizione giunto (indicare il tratto d'albero equiv.)=			
E' presente un giunto viscoso?		s/n	
Se si: J massa interna=		Nm	
J massa esterna=		Nm	
Posizione giunto (indicare il tratto d'albero equiv.)=			

Fig.6.15: Schermata degli input della fase II del foglio di calcolo

L'output della fase II conclude l'analisi delle sollecitazioni torsionali gravanti sul sistema riportando i grafici degli sforzi di torsione per il tratto più sollecitato.

Di seguito sono riportati la *curva risultante* ottenuta sommando per ogni regime di rotazione le tre componenti dominanti e il *diagramma degli sforzi di torsione*, avente una curva di andamento delle tensioni per ogni ordine considerato:

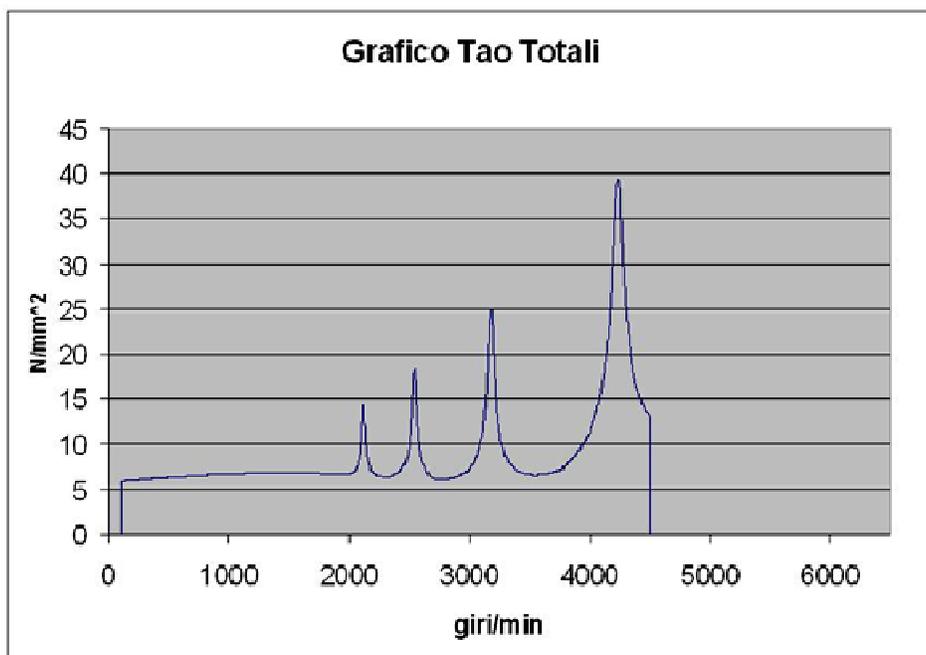


Fig.6.16: Curva risultante

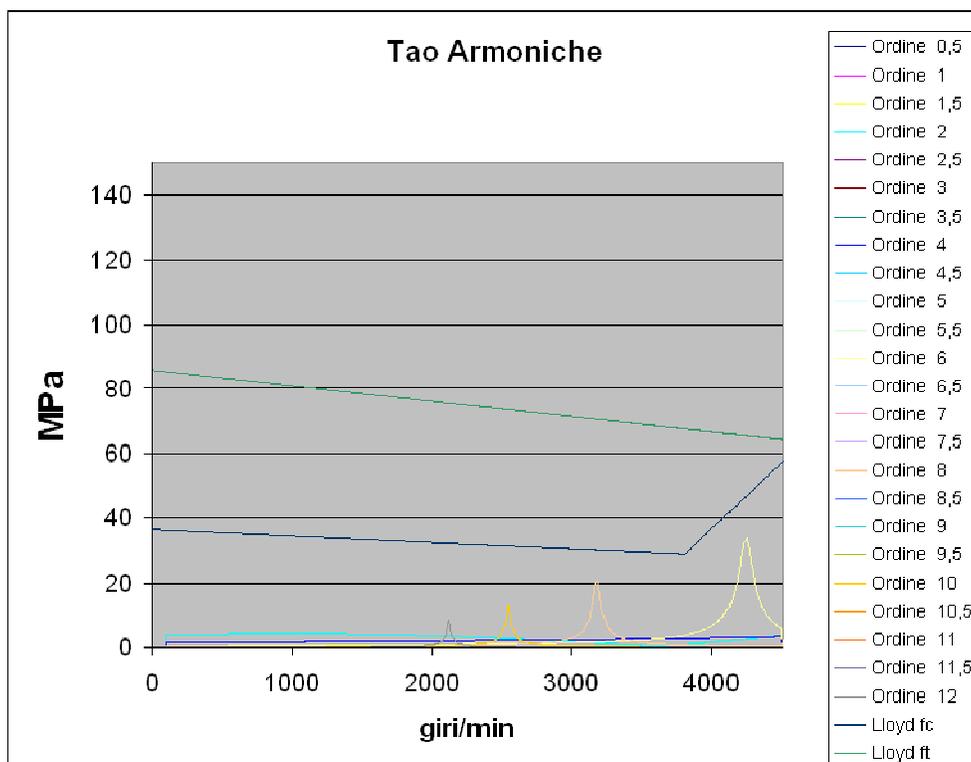


Fig.6.17: Diagramma degli sforzi di torsione

Sovrapposti ai diagrammi degli sforzi di torsione sono riportate le curve del Lloyd's Register of Shipping: si tratta di limiti che tengono conto delle differenze pratiche tra le tensioni vibrazionali calcolate e misurate.

Le relazioni utilizzate per ottenerle sono supportate da considerazioni pratiche e dall'esperienza, inoltre sono ottenute ipotizzando l'utilizzo di un acciaio al carbonio avente  $\sigma$  di rottura di 465 N/mm<sup>2</sup>.

La curva del Lloyd fc esprime il limite a cui deve sottostare la tensione vibrazionale per utilizzo a regime: in pratica è necessario verificare che attorno alla velocità di rotazione di regime il picco di tensione stia sotto alla curva fc. La curva del Lloyd ft indica invece il limite da evitare anche durante il transitorio d'esercizio.

Il foglio di calcolo sopra illustrato presenta due principali fonti di approssimazione nel calcolo. Innanzitutto la soluzione del sistema di equilibrio è ottenuta con il procedimento tabellare dell'Holzer, mentre per la soluzione esatta del sistema occorrerebbe un approccio matriciale; inoltre la determinazione delle componenti armoniche della pressione del gas è ottenuta tramite la formula:

$$T_{kp} = \frac{6,9 \cdot 10^6}{(50/\sqrt{k}) + k^3} + \frac{5 \cdot p_{mi}}{18 + k^3}$$

dove  $T_{kp}$  è l'ampiezza della componente armonica di ordine  $k$  dovuta alla pressione del gas;  $p_{mi}$  è la pressione indicata. Si tratta di una formula che l'esperienza ha indicato come efficace approssimazione delle componenti armoniche ricercate. In realtà l'approccio rigoroso al problema prevedrebbe lo sviluppo della pressione dei gas direttamente in serie di Fourier.

La scelta di questo tipo di modello approssimato è motivata, oltre che dalla minore complessità di calcolo, dal fatto che in passato sono state fatte analisi sul sistema 1900 jtd con software adottanti le stesse semplificazioni, utilizzando il software Tors22, basato appunto sul modello adottato anche nella presente tesi e da anni utilizzato per la progettazione. L'utilizzo di ipotesi comuni ha permesso di

verificare l'analisi svolta con il foglio di calcolo Excel con i risultati ottenuti in precedenza, verificandone l'attendibilità.

Lo studio delle velocità critiche flessionali dell'albero motore è stato affrontato tramite il software di calcolo Ansys Workbench .

Per la verifica agli elementi finiti ho utilizzato una discretizzazione a 68336 nodi e 40253 elementi.

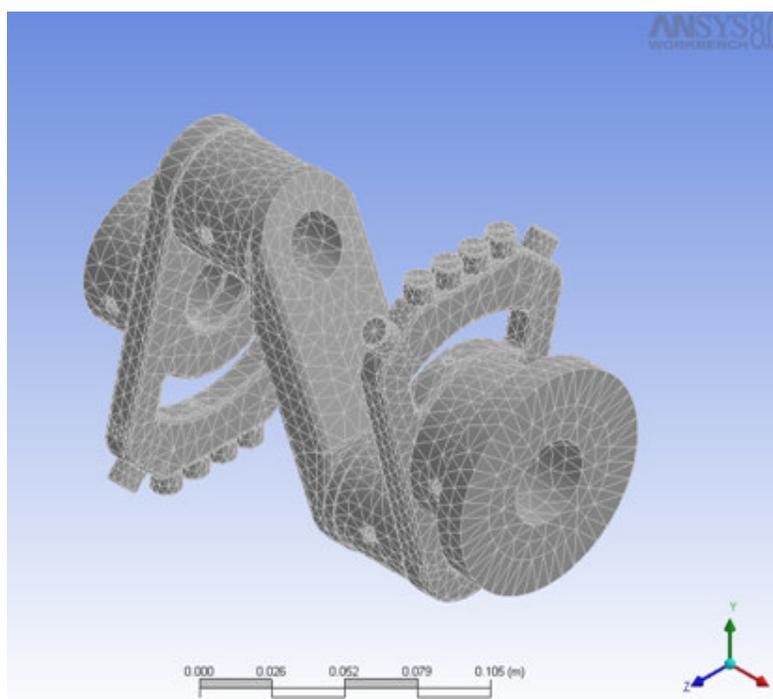


Fig.6.18: Discretizzazione dell'albero per il modello di calcolo agli elementi finiti

Utilizzando il modello realizzato per l'analisi strutturale, realizzato per il calcolo delle  $\sigma_{id}$  sul pezzo, si è potuto impostare il calcolo delle velocità critiche flessionali con lo strumento "Rilevatore di frequenza". Si è ottenuto:

$$\omega_{cf1} = 5684 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

quale prima velocità critica flessionale.

In figura è riportata l'immagine modale associata alla  $\omega_{cf1}$ .

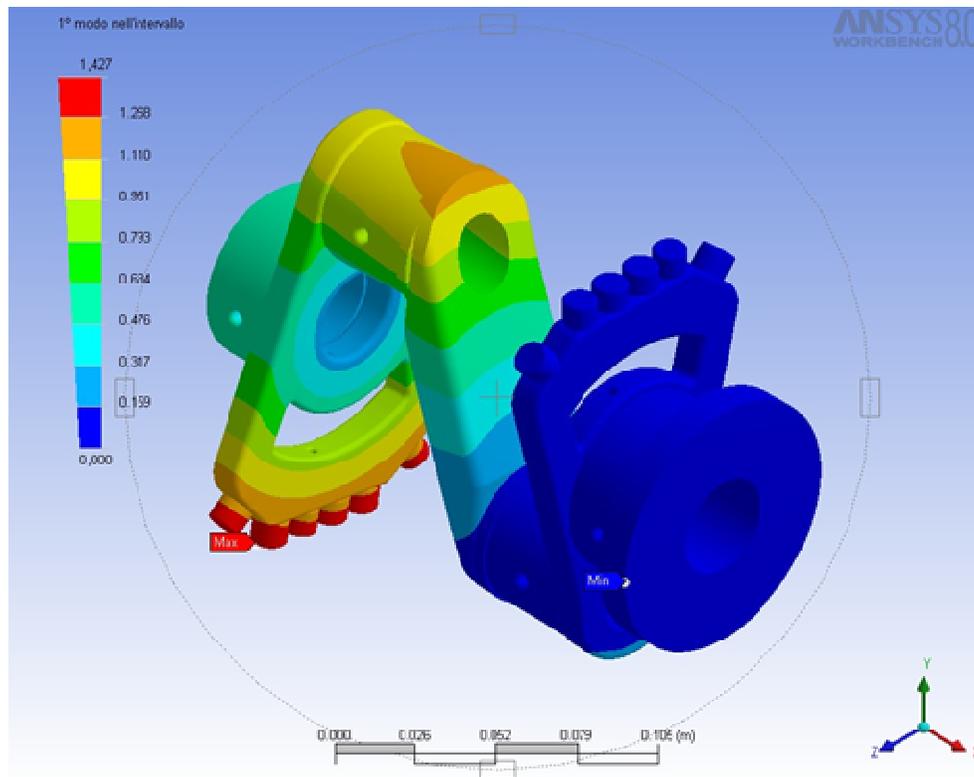


Fig.6.19: Frequenza critica relativa al primo modo di vibrare

Secondo la formula empirica [7], la velocità critica flessionale deve essere confrontata con:

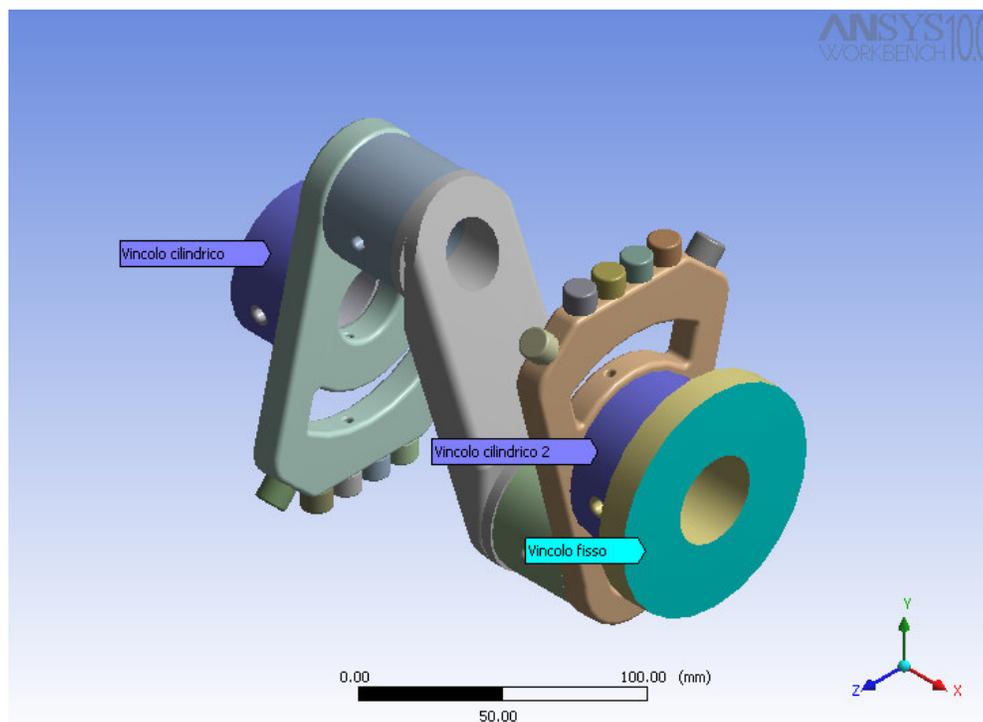
$$n_{confronto} = \frac{1}{18} \cdot 10^{-3} \cdot n_{max} + \frac{5}{6} \cdot n_{max} + 78000 \quad \text{nel nostro caso } n_{max} = 3800 \text{ giri/min}$$

Si ha quindi:  $n_{confronto} = 81970$  giri/min

La velocità ottenuta con Ansys Workbench 8.0 vale:

$$n_{c1} = \frac{30}{\pi} \cdot \omega_{ef1} = 54281.4 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$$

Da quanto emerge allora sembra che l'albero in questione non regga alle frequenze flessionali. A tal proposito ho allora confrontato il mio risultato con quello derivante dallo stesso studio sull'albero motore del motore Diamler Benz, DB 605, albero usato, controllato e certificato. L'albero motore del DB 605 ha una velocità di regime di 2800 giri/min; dai calcoli effettuati con lo studio delle frequenze flessionali è risultato che la prima velocità critica è pari circa a 11880 giri/min e la velocità di confronto sarebbe 80333 giri/min. A questo punto ho allora semplicemente confrontato il rapporto fra la velocità critica e quella di regime del mio albero con quello del DB 605. Questo rapporto per il mio albero è di 14,28 contro 4,24 del DB 605 ritenendo così che la verifica fosse stata superata. Per le verifiche con il metodo degli elementi finiti l'ipotesi di studio statico è stata riprodotta cercando di rispettare il più possibile le condizioni di vincolo reali dell'albero motore. Il software utilizzato ha permesso di simulare la presenza delle bronzine tramite l'utilizzo di vincoli cilindrici.



*Fig.6.20: Simulazione dei vincoli applicati*

In corrispondenza della flangia a cui è fissato il volano è stato posizionato un vincolo fisso. In questo modo è simulata la presa di potenza localizzata in questo tratto del componente.

I carichi ottenuti sono applicati al modello tramite forze vettoriali, proiettate lungo assi normali al sistema di riferimento principale.

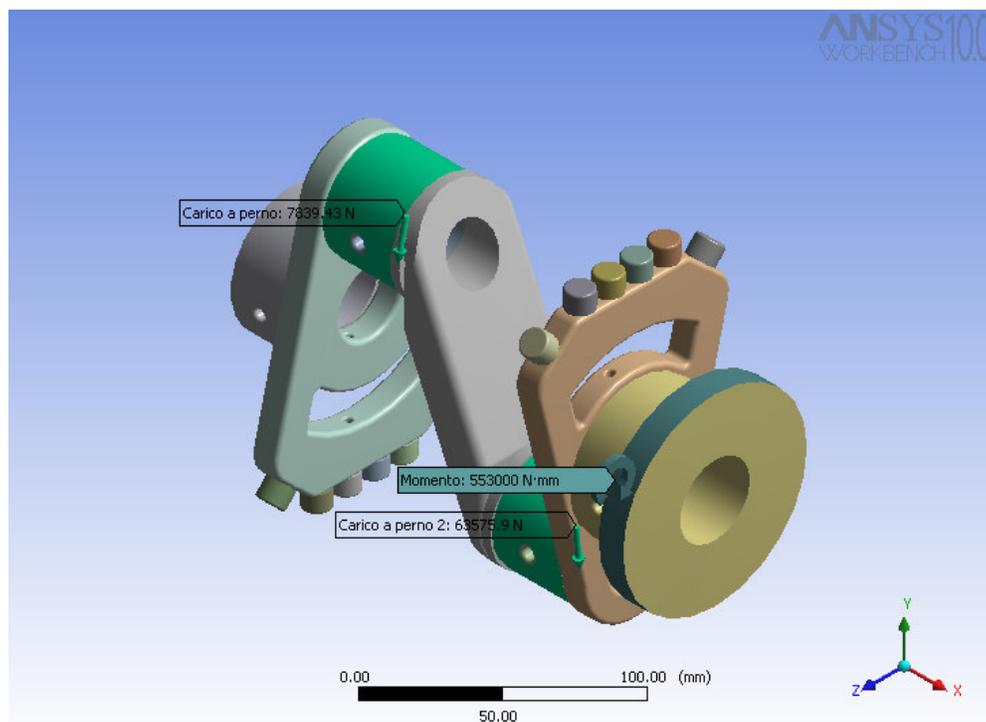


Fig.6.21: Simulazione dei carichi applicati

I carichi sono ovviamente applicati ai perni di manovella e vengono denominati “R” o “T” a seconda che risultino radiali o tangenziali alla manovella stessa.

La simulazione del comportamento alle vibrazioni torsionali fatta ha evidenziato la presenza di una coppia dovuta alla vibrazione torsionale nel tratto finale dell'albero a gomiti di cui si è tenuto conto introducendo un momento torcente  $M_t$ .

A seguire l'immagine che mette in evidenza la massima sollecitazione, pari a 438 MPa, valore nettamente inferiore alla resistenza prevista per l'acciaio 300M utilizzato,  $\sigma_{origine}$  pari a 1200 MPa.

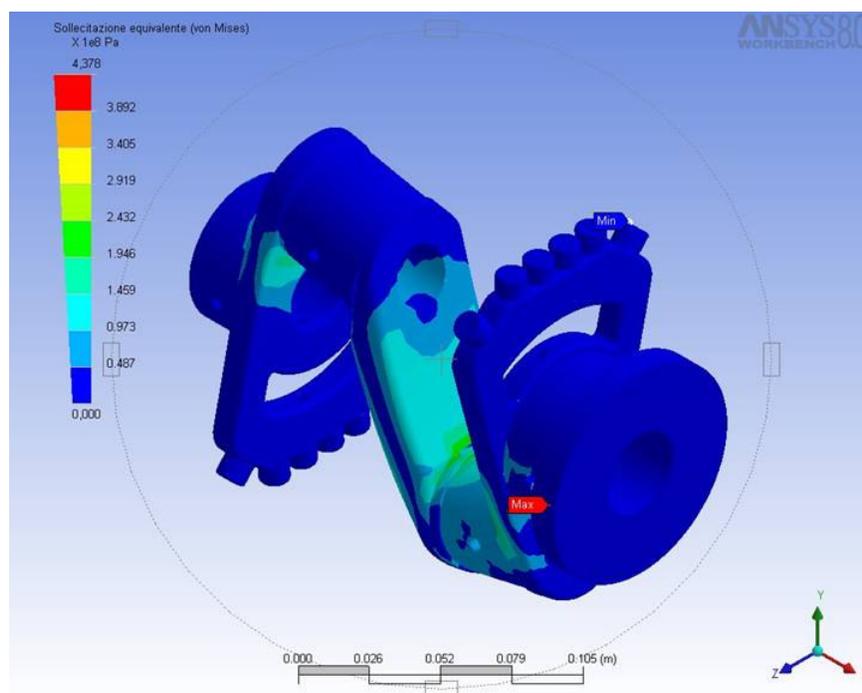


Fig.6.22: Sollecitazione massima

### 6.3 Albero motore in acciaio 300 M versione 4 cilindri in linea

La seconda analisi verte sullo sviluppo di un motore a combustione interna con accensione per compressione diesel con architettura in linea, basato sul motore 1900 jtd FIAT, in grado di sviluppare una potenza di circa 300 CV.

In particolare lo studio si incentra sulla realizzazione di un nuovo albero a gomiti capace di supportare tale potenza.

Gli obiettivi, gli strumenti ed i vincoli imposti sono qui di seguito elencati:

- Necessità di mantenere invariate la cilindrata, 1910 cc, e la disposizione in linea dei cilindri.
- Utilizzare il medesimo basamento in ghisa del motore originale, per motivi economici: questa scelta impone la costanza delle dimensioni dei perni di banco dell'albero motore, e quindi una certa difficoltà di ottenere consistenti alleggerimenti di questo organo meccanico.

- Alimentazione a gasolio di tipo common rail: questa specifica impone l'abbandono delle soluzioni proposte dal motore aeronautico "classico" per sfruttare invece le tecnologie di iniezione diretta di gasolio.
- Tentare di utilizzare il maggior numero di componenti originali, in particolar modo pistoni e bielle: questa scelta comporta indubbi vantaggi economici, ma limita considerevolmente la pressione massima raggiungibile in camera di combustione, dal momento che il pistone originale resiste fino ad un massimo di 180 bar.

Nello studio di questa versione motore l'obiettivo iniziale era il dimensionamento di un nuovo albero motore in acciaio speciale 300 M, in grado di permettere il raggiungimento della potenza prefissata di 300 CV ad un regime di rotazione di 3800 rpm, utilizzando pistoni bimetallici in grado di sopportare una pressione in camera di combustione di 240 bar, pressione a cui si ottiene esattamente la potenza voluta al regime scelto.

Infatti fino all'inizio del 2003, gli unici iniettori commerciali disponibili erano gli UNIJET con cui era possibile ottenere il pieno controllo della iniezione solo fino a 3800 rpm.

Con l'avvento dei nuovi iniettori MULTIJET, è invece possibile avere il pieno controllo della iniezione fino ad un regime massimo di 5000 rpm, consentendo enormi vantaggi in termini di potenza erogabile a pari pressioni in camera.

Così si è deciso di valutare anche la possibilità di ottenere i 300 CV prefissati non più a 3800 rpm, ma a 5000 rpm..

Per il calcolo della potenza ottenibile dal motore al regime di rotazione stabilito, con una pressione in camera di combustione di 180 bar, garantendo un rapporto di compressione del motore superiore al 12:1, valore minimo necessario per il funzionamento del diesel si è adottato un metodo sperimentale che si basa sulla netta separazione tra i due contributi che determinano la pressione massima raggiungibile in camera di combustione che sono:

- Contributo dovuto alla sola compressione, che in prima approssimazione potrebbe essere considerata adiabatica ma che per correttezza individuiamo in una politropica di esponente  $n$ ;
- Contributo dovuto alla sola combustione, che è governata da una legge esponenziale

I particolari relativi alle ipotesi su cui è basato tale metodo e la descrizione dello stesso sono riportati in appendice.

Si ragiona fissando la pressione massima a 180 bar, il regime di rotazione a 5000 rpm e il rapporto di compressione a 15,5:1, cercando di ottenere la potenza voluta. Seguendo il metodo menzionato e mediante l'ausilio del calcolatore, con il quale tra l'altro sono stati effettuati tutti i calcoli, si è giunti alla seguente conclusione:

$$\textit{Potenza massima erogabile a 3800 rpm} = 223,079 \textit{ CV}$$

Per cui tramite una semplice proporzione si è ottenuta la potenza a 5000 rpm:

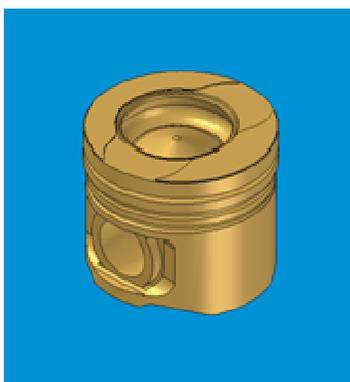
$$\textit{Potenza massima erogabile a 5000 rpm} = 223,079 * 5000/3800 = 293,525 \textit{ CV}$$

$$\textit{Rapporto di compressione} = 15,5:1$$

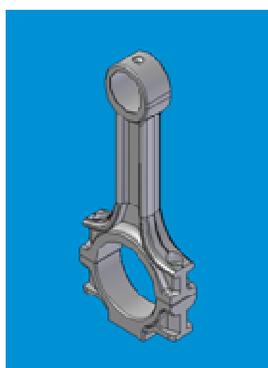
$$\textit{Pressione ingresso motore} = 3,93 \textit{ bar ( prima delle valvole )}$$

In vista del raggiungimento della potenza obiettivo, si è pensato di usare pistoni e bielle originali con sezione ad H e di valutare il comportamento dell'albero motore del 1900 jtd alle nuove specifiche.

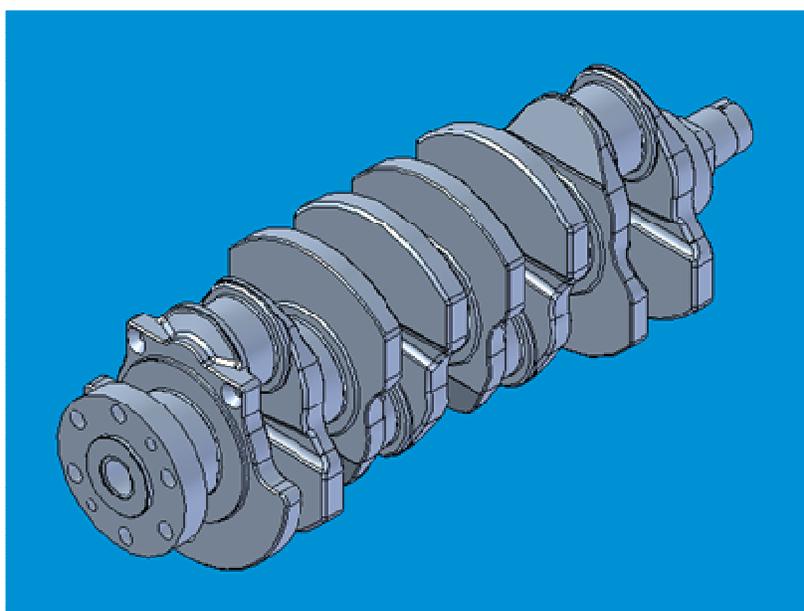
Nelle figure che seguono sono raffigurati rispettivamente, il pistone, la biella e l'albero originali:



*Fig.6.23: Il pistone originale*



*Fig.6.24: La biella originale*



*Fig.6.25: L' albero motore originale*

Sono state in seguito apportate alcune modifiche all'albero per ottenere maggiore resistenza: al posto delle gole inizialmente presenti, sono stati fatti degli scavi circolari in corrispondenza delle maschette tali da incrementare i raggi di raccordo sui perni, da 1mm a 2mm per quelli di biella, e da 1,2 mm a 3 mm per quelli di banco.

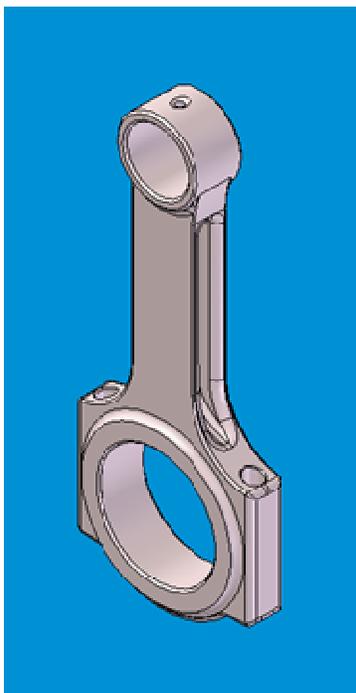
Le inerzie in gioco restano le stesse, per cui non ci sono stati ulteriori cambiamenti.

Successivamente sono stati riprogettati un nuovo albero in acciaio 300 M e nuove bielle in lega di titanio, con cui è possibile arrivare a pressioni in camera di 240 bar, limite di resistenza della testata, e quindi raggiungere potenze nell'ordine dei 400 CV a 5000 rpm, usando i nuovi pistoni bimetallici.

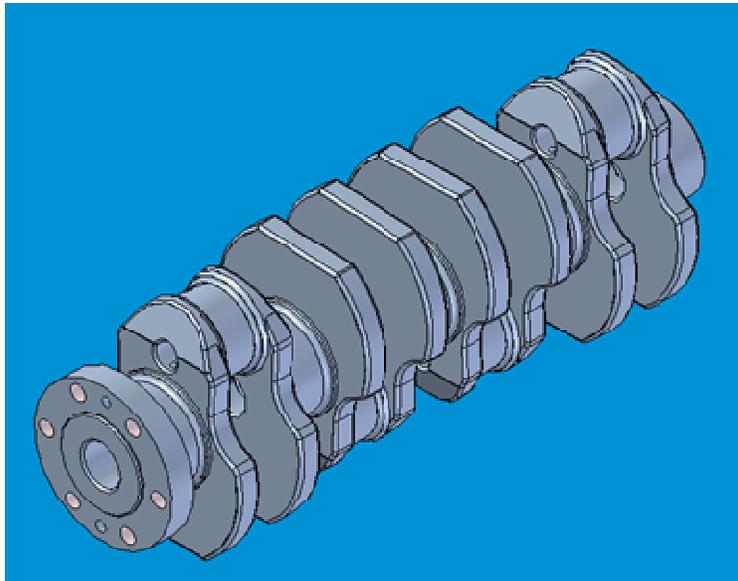
Per l'albero suddetto i perni di banco e di biella mantengono lo stesso diametro dell'albero originale, per poter usare basamento e al limite le bielle in dotazione; mentre sono stati realizzati dei fori di alleggerimento sui perni e le maschette, in modo da avere un risparmio di peso di circa 2,2 kg passando da 17,5 kg a 15,3 kg.

Le nuove bielle con sezione ad H rovesciato, hanno maggiore resistenza a flessione rispetto a quelle ad H semplice, ed ognuna di esse pesa 0,457 kg invece dei 0,653 kg originari.

Nelle figure riportate di seguito sono visibili rispettivamente le bielle in lega TiGr5, e il nuovo albero:



*Fig.6.26: La nuova biella in lega di titanio, versione motore II*



*Fig. 6.27: Il nuovo albero motore in acciaio 300M, versione motore II*

Per la realizzazione delle nuove bielle con sezione ad “H rovesciato”, si è usata una lega di titanio, Ti Gr 5, caratterizzata da elevata resistenza meccanica, densità

pari a circa la metà di quella dell'acciaio, e con un rapporto resistenza / densità che, in confronto ad altri metalli, rimane molto alto anche al variare della temperatura.

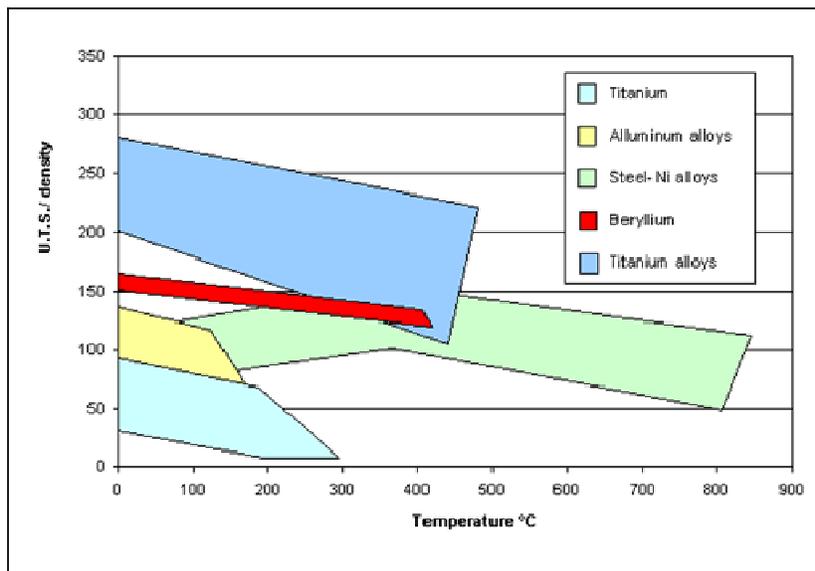


Fig. 6.28: Andamento del rapporto resistenza/densità in funzione della temperatura

Inoltre tale lega ha ottima resistenza alla corrosione, all'erosione per corrosione e è estremamente versatile poiché si comporta molto bene durante la formatura a caldo. Sono riportate la composizione chimica e le proprietà della lega Ti Gr 5:

Componente	Wt. %Min	Wt. %Max
C	---	0,1
V	3,4	4,5
O2	0	0,2
H2	0	0,0125
Al	5,5	6,75
Fe	0	0,4
N2	0	0,05

Densità ( $\rho$ ) = 4,45 kg/dm<sup>3</sup>

Proprietà meccaniche:

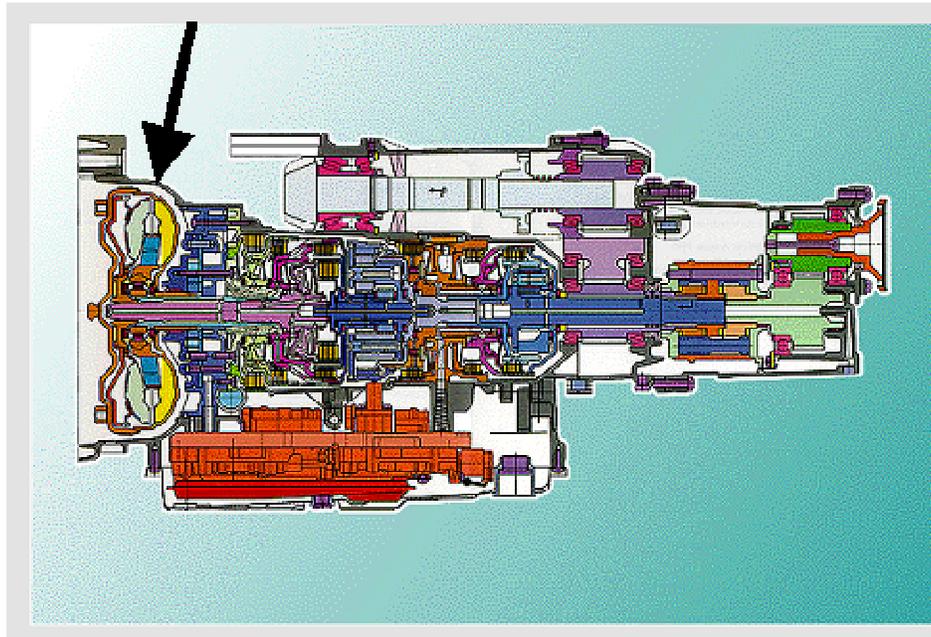
	Min	Max
Tensione di rottura a trazione [ N/mm <sup>2</sup> ]	1040	1100
Tensione di snervamento a trazione[ N/ mm <sup>2</sup> ]	895	940
Modulo di elasticità [ N/ mm <sup>2</sup> ]	96000	----
Allungamento percentuale [ %]	25	----
Coefficiente di Poisson	0,33	----
Temperatura di fusione [°C]	1604	1660

Sono state effettuate le analisi dei tre alberi per valutare il loro comportamento in relazione alle vibrazioni torsionali, flessionali, e alla resistenza strutturale; visto che tali componenti entrano in crisi dal punto di vista torsionale, si è deciso di adottare un giunto viscoso per il loro accoppiamento con il gruppo riduttore-elica, in modo da smorzare le frequenze più pericolose.

Di seguito saranno riportati soltanto i risultati relativi alla versione ultima dell'albero opportunamente raccordato, alleggerito e per il quale è prevista una velocità di rotazione di 5000 rpm.

Il convertitore di coppia utilizzato proviene da un cambio automatico di produzione ZF progettato appositamente per la BMW.

In figura è visibile l'intero gruppo del cambio automatico ed il convertitore indicato con la freccia:



*Fig. 6.29: Gruppo di un cambio automatico*

L'uso del convertitore è fondamentale per questa applicazione, poiché permette lo smorzamento di tutte le vibrazioni torsionali con frequenze pericolose per l'albero a gomiti; grazie allo scorrimento presente tra la girante pompa e la girante turbina, e alla presenza dell'olio che ha ottime capacità smorzanti, il convertitore funziona come un dumper viscoso, ed è così che è stato simulato nell'apposito foglio di calcolo torsionale.

In figura sono visibili tutti i componenti principali:

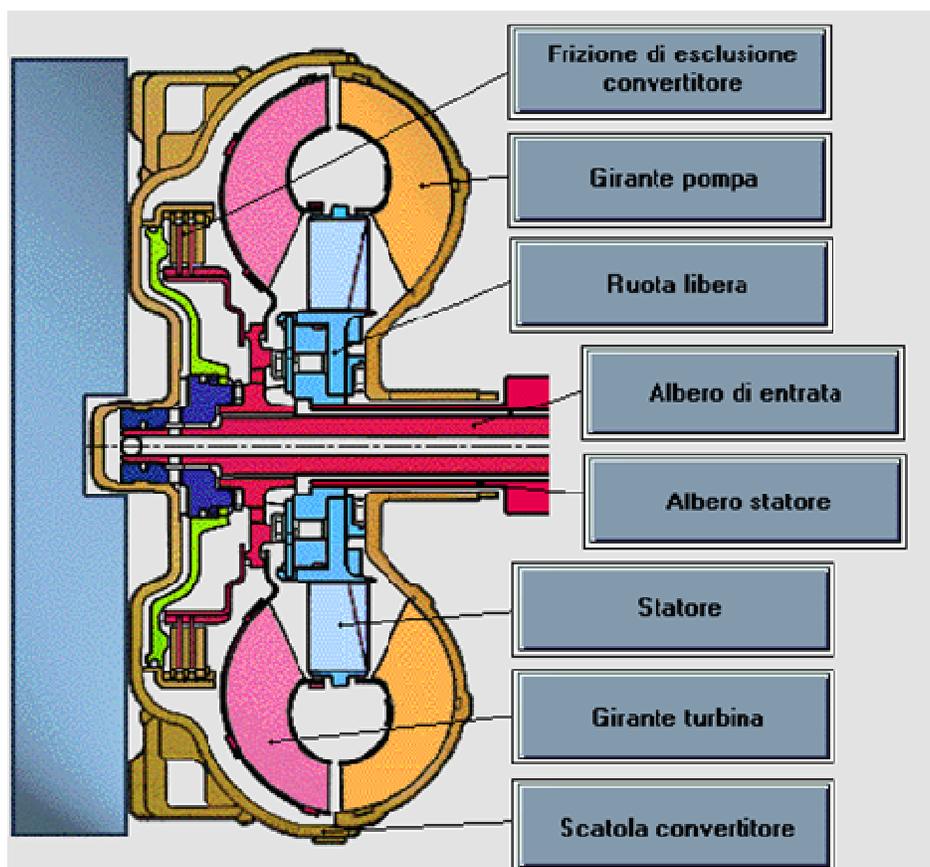


Fig. 6.30: I componenti principali del convertitore di coppia

Di seguito sono riportati alcuni dati fondamentali del convertitore in questione:

- Peso totale (giranti, carcassa, statore, ruota e gruppo frizione) : 9 kg
- Diametro giranti: 250 mm
- Diametro statore: 150 mm
- Diametro esterno carcassa: 310 mm
- Spessore carcassa: 170 mm

Il funzionamento è piuttosto semplice, ed è basato sul principio dello “slittamento”, inteso come perdita percentuale del numero di giri nel passaggio dalla pompa alla turbina:

$$S = 100\% \cdot \left( 1 - \frac{n_T}{n_p} \right)$$

$n_T$  = numero di giri della turbina

$n_p$  = numero di giri della pompa.

Le pale della pompa sono fissate alla scatola, e la girante viene azionata dal motore a combustione interna mediante l'albero a gomiti, trascinando in rotazione l'olio contenuto nella scatola del convertitore ed indirizzandolo verso la turbina.

Questo flusso d'olio impatta sulle palette della turbina trasferendo loro energia cinetica e viene ritrasmesso alla pompa tramite lo statore, che ridevia la corrente per immetterla nel verso di rotazione della pompa.

L'albero di uscita della turbina è chiaramente quello che nel caso specifico collega l'albero motore al riduttore dell'elica.

Lo statore ha la funzione fondamentale di aumentare la coppia erogata, ed è collegato all'albero con una ruota libera.

A partire da un certo numero di giri, per bassi scorrimenti, il flusso d'olio colpisce la parte posteriore dello statore; palette fisse disturberebbero la corrente e quindi grazie alla ruota libera lo statore inizia a ruotare nello stesso senso delle due giranti.

In tale situazione essendo la corrente poco deviata, l'incremento di coppia è sempre più basso man mano che le velocità delle giranti si avvicinano nel loro valore.

Chiaramente lo slittamento è necessario e sempre presente, altrimenti la turbina rimarrebbe immobile.

Nella figura seguente si vede il percorso dell'olio:

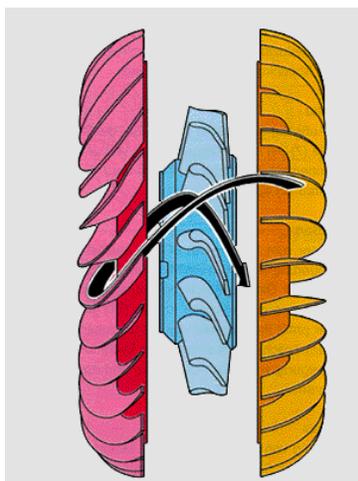


Fig. 6.31: Percorso dell'olio fra le pale pompa e le pale turbina

Quindi il convertitore per scorrimenti grandi, riduce il numero di giri ed aumenta la coppia; al diminuire dello slittamento invece diminuisce anche il rapporto di trasmissione e quindi l'innalzamento di coppia è più modesto.

Infine per "S" molto bassi (2-3%), esso funziona proprio come una frizione idraulica, mantenendo però anche in questa fase tale slittamento, problema principale di questo schema di trasmissione che comporta perdite, e rendimenti bassi.

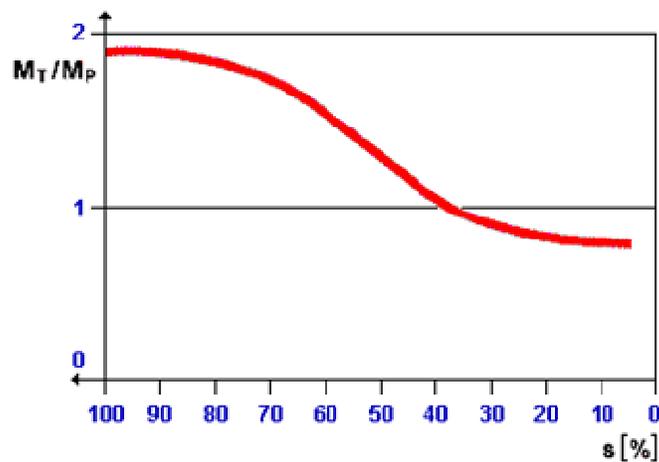
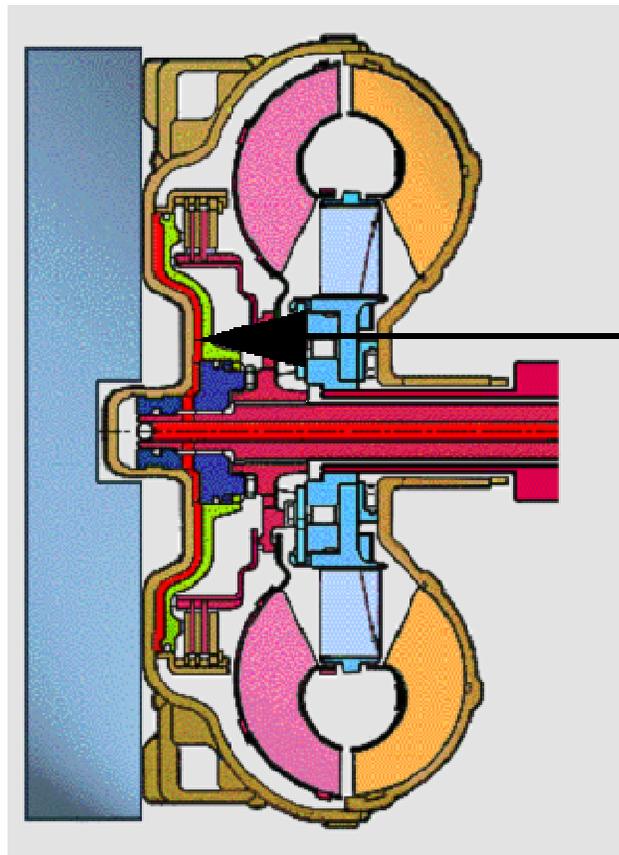


Fig. 6.32: Andamento del rapporto di conversione al variare dello scorrimento

Per ovviare al problema nella trasmissione in esame, è presente una frizione a dischi, comandata elettroidraulicamente, che bypassa il convertitore quando  $S=2\%$ .

Questo consente di realizzare un collegamento rigido tra l'albero a gomiti e il gruppo riduttore-elica, senza alcuna perdita.

In figura, in rosso e contraddistinto da una freccia, si può notare il comando idraulico della frizione con pressione dell'olio che vari tra 0 e 7 bar, a seconda della coppia da trasferire:



*Fig. 6.33: Il comando idraulico della frizione*

Nel caso del motore in esame si sono individuate le seguenti grandezze:

$$m_p = 0,361 \text{ kg}$$

$$r_w = 6,30 \text{ mm}$$

$$m_w = 1,326 \text{ kg}$$

$$r = 45,2 \text{ mm}$$

Le masse  $m_w$  dei bracci di manovella con gli eventuali contrappesi, i cui baricentri si trovano generalmente a distanze  $r_w$  diverse da  $r$  dall'asse di rotazione dell'albero, debbono essere ridotte imponendo l'uguaglianza dei momenti statici:

$$m_{wr} = m_w \frac{r_w}{r} = 0.1848 \text{ kg}$$

otteniamo:

$$m_{mr} = m_p - 2m_{wr} = -0.0086 \text{ kg}$$

si ha  $m_r < 0$  per effetto dei contrappesi, questo significa che la forza centrifuga

$$F_{mr} = m_{mr} \cdot \omega^2 \cdot r$$

complessivamente agente sulla manovella risulta diretta in senso concorde a  $F_w$ .

Le parti dotate di moto rototraslatorio, gruppo della biella, sono sostituite mediante un sistema di masse concentrate più un momento di inerzia puro.

Dalle equazioni del moto si ottiene:

$$m_{ba} = m_b \cdot \frac{x_2}{L} = 0.1478 \text{ kg}$$

con  $x_2$  = distanza tra testa di biella e baricentro della stessa = 41,7 mm

$L =$  lunghezza totale biella = 145 mm

$m_b =$  peso biella = 0,511 kg

$$m_{br} = m_b \frac{x_1}{L} = 0.3662 \text{ kg}$$

con  $x_1 =$  distanza tra piede di biella e baricentro della stessa = 103,3 mm

$$J' = J_z - m_b \cdot x_1 \cdot x_2 = -569.25 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

con  $J_z =$  momento d'inerzia della biella rispetto ad un asse passante per il baricentro e normale al piano di moto = 1644,86 kg · mm<sup>2</sup>

L'intero manovellismo risulta sollecitato da:

→ *Una forza alterna d'inerzia:*

$$F_a = -m_a \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

dove  $m_a = m_s + m_{ba} = 0,827$  kg

$m_s =$  massa di stantuffo, spinotto e segmenti = 0,680 kg

$$m_{ba} = m_b \cdot \frac{x_2}{L} = 0,1478 \text{ kg}$$

→ *Una forza rotante d'inerzia:*

$$F_r = m_r \omega^2 r$$

dove  $m_r = m_{mr} + m_{br} = 0,3576$  kg

$m_{mr} = m_p - 2m_{wr} = -0,0086$  kg

$$m_{br} = m_b \frac{x_1}{L} = 0,3662 \text{ kg}$$

→ *Una coppia pura d'inerzia:*

$$M_i = -\dot{\omega}_b \cdot J'$$

con  $J' = J_z - m_b \cdot x_1 \cdot x_2 = -569,25$  kg · mm<sup>2</sup>

questa coppia è scomposta in una coppia di forze equivalente:

$$F_{y \text{ coppia}} = \frac{M_i}{L} \cdot \cos \beta$$

Dall'analisi dei carichi agenti sul manovellismo sono stati ricavati i diagrammi riportati di seguito:

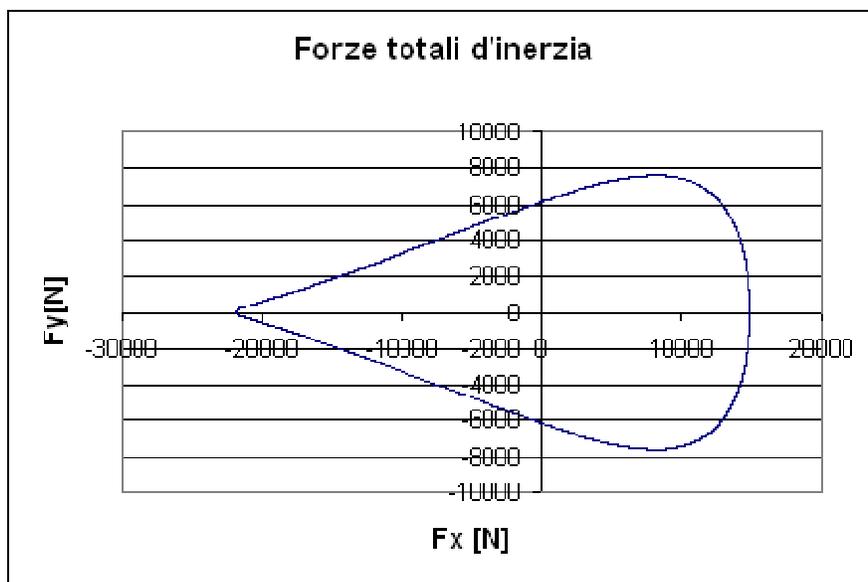


Fig. 6.34: Andamento totale delle forze di inerzia

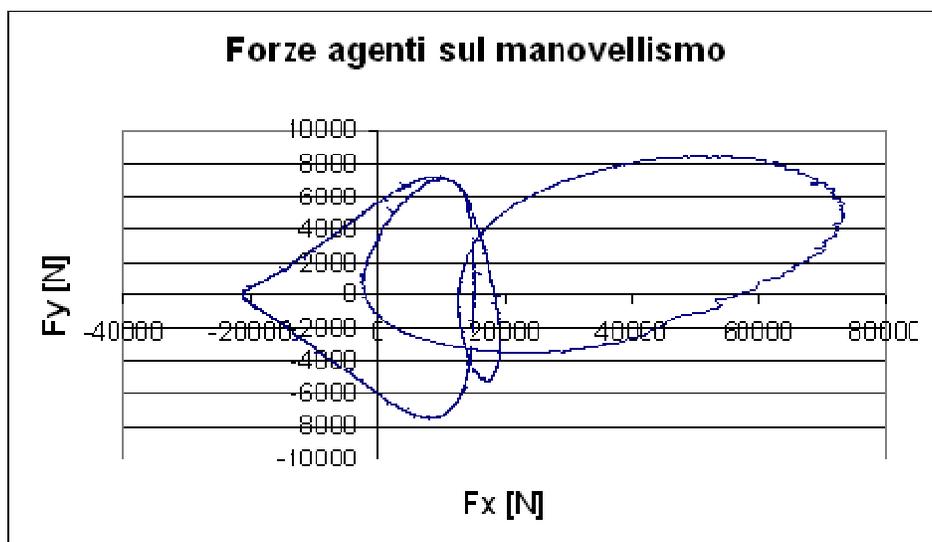


Fig. 6.35: Diagramma polare delle forze totali agenti sull'albero a gomiti

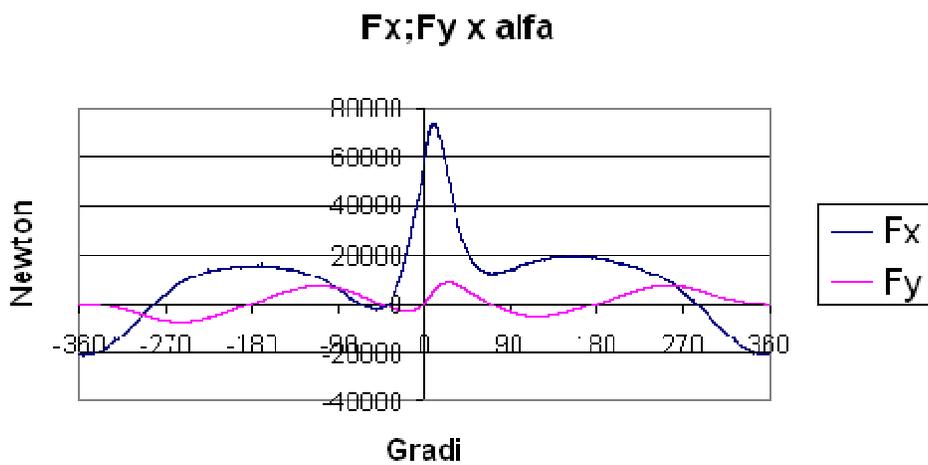


Fig. 6.36: Andamento di  $F_x$  ed  $F_y$  al variare del raggio di manovella

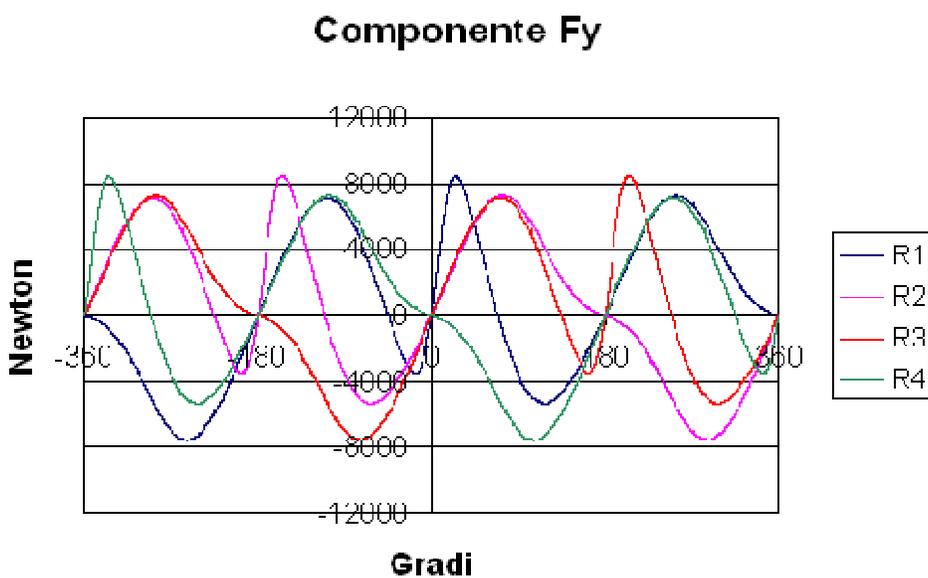


Fig. 6.37: Componente della forza  $F_y$  in base all'ordine di scoppio

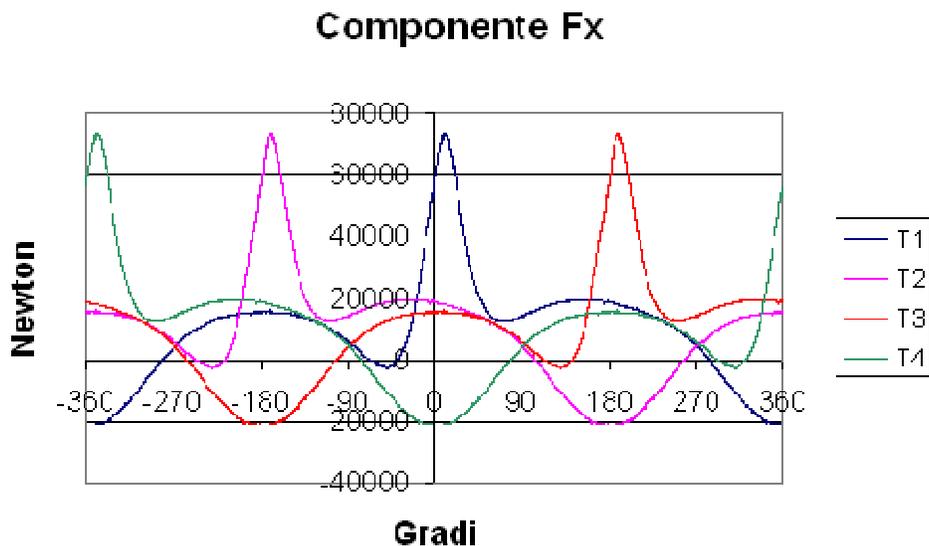


Fig. 6.38: Componente della forza  $F_x$  in base all'ordine di scoppio

Per una corretta analisi dei carichi agenti sul sistema è necessario considerare che le fasi di espansione nei quattro cilindri non sono contemporanee: l'ordine di espansione è: 1-3-4-2.

Il sistema relativo a questa versione motore si è modellato inserendo tra il volano del quarto cilindro e quello dell'elica tre  $J$  supplementari schematizzanti il volano motore, l'inerzia del giunto e quella del riduttore. La presenza di un giunto viscoso influenzerà il valore della rigidezza torsionale del tratto d'albero in cui è collocato. In questo modo risulta definito l'albero equivalente riportato in figura:

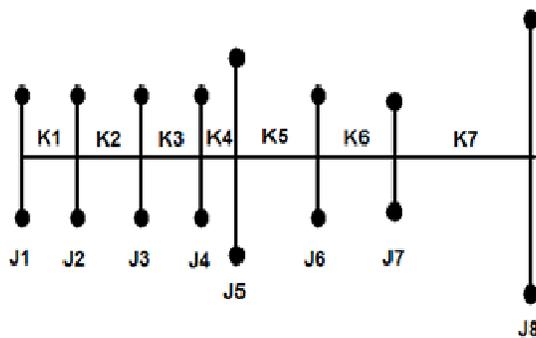


Fig. 6.39: Schematizzazione della riduzione ad albero equivalente

dove:

Masse volaniche del sistema stantuffo-biella-manovella:

$$J_1=J_2=J_3=J_4=0,008437 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Massa volanica del volano motore:

$$J_5=0,0201 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Massa volanica del giunto elastico:

$$J_6=0,0627 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Massa volanica dei componenti del riduttore:

$$J_7=0,009385 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Massa volanica dell'elica:

$$J_8=0,2779 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Rigidezza torsionale dei tratti di albero tra i perni di manovella:

$$K_1=K_2=K_3=740535 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$$

Rigidezza torsionale del tratto d'albero adiacente al volano:

$$K_4=1395764 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$$

Rigidezza torsionale del giunto elastico:

$$K_5=1926 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$$

Rigidezza torsionale del sistema riduttore:

$$K_6=267258 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$$

Rigidezza torsionale dell'albero elica:

$$K_7=\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$$

Le varie fasi di input ed output del foglio di calcolo Excel utilizzato per l'analisi delle vibrazioni torsionali di questa versione motore sono visualizzate di seguito:

Valore delle masse volariche		Valore delle rigidzze torsionali	
J1	0,008437 kg·m <sup>2</sup>	K1	740535 N·m/rad
J2	0,008437 kg·m <sup>2</sup>	K2	740535 N·m/rad
J3	0,008437 kg·m <sup>2</sup>	K3	740535 N·m/rad
J4	0,008437 kg·m <sup>2</sup>	K4	1395764 N·m/rad
J5	0,0201 kg·m <sup>2</sup>	K5	1926 N·m/rad
J6	0,0627 kg·m <sup>2</sup>	K6	267258 N·m/rad
J7	0,009385 kg·m <sup>2</sup>	K7	159828 N·m/rad
J8	0,2799 kg·m <sup>2</sup>	K8	N·m/rad
J9	kg·m <sup>2</sup>	K9	N·m/rad
J10	kg·m <sup>2</sup>	K10	N·m/rad
J11	kg·m <sup>2</sup>	K11	N·m/rad
J12	kg·m <sup>2</sup>		

Fig.6.40: Schermata degli input della fase I del foglio di calcolo

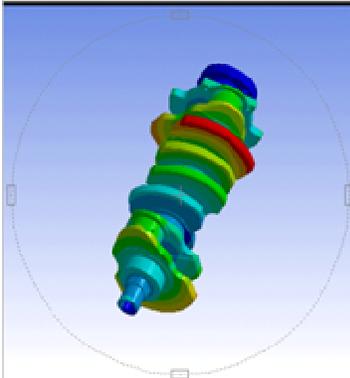
Modi propri risultanti		
	<b>Primo modo proprio</b>	<b>Secondo modo proprio</b>
	201 rad/s	1381 rad/s
	Il massimo valore del momento torcente è: M = [N·m] 2170,91011	Il massimo valore del momento torcente è: M = [N·m] 92665,49764
	Il tratto più sollecitato è il n° 5	Il tratto più sollecitato è il n° 5
	<b>Terzo modo proprio</b>	<b>Quarto modo proprio</b>
	5160 rad/s	Valore fuori scala rad/s
	Il massimo valore del momento torcente è: M = [N·m] 2579979,57	Il massimo valore del momento torcente è: M = [N·m] #N/D
	Il tratto più sollecitato è il n° 3	Il tratto più sollecitato è il n° #N/D
nell'intervallo 0-10000 rad/s: 3		

Fig.6.41: Schermata degli output della fase I del foglio di calcolo

Analisi armonica e diagramma degli sforzi di torsione			
Seconda fase di immissione dati			
Raggio di manovella =	45,2	mm	
Lunghezza totale biella=	145	mm	
Peso masse alterne=	0,9948	kg	
Alasaggio=	82,6	mm	
Pmi (pressione media indicata) Massima=	3,079	MPa	
n° giri corrispondente alla Pmi Max=	5000	giri/min	
Numero di cilindri=	4	(max 12 cilindri)	
Tipo ciclo (diesel->d; otto->o)	d	d/o	
Diametro esterno perno più sollecitato=	45	mm	
Diametro interno perno più sollecitato=	20	mm	
Campo d'indagine:	n° giri Minimo	100	giri/min
	n° giri Massimo	5500	giri/min
Calcolare le armoniche rispetto al modo proprio n°	1	(1,2,3,4)	
n° giri di esercizio=	5000	giri/min	
Ordine di accensione=			
Indicare i volani corrispondenti ai cilindri seguendo l'ordine di accensione			
Volano	Volano		
Primo	1	-----	
Secondo	3	-----	
Terzo	4	-----	
Quarto	2	-----	
-----		-----	
-----		-----	
Intervalli angolari tra scoppi consecutivi:			
Primo intervallo	180	-----	
Secondo intervallo	180	-----	
Terzo intervallo	180	-----	
-----		-----	
-----		-----	
E' presente un giunto elastico?			
Se si:	Rigidezza torsionale K della gomma=	0	Nm/rad
	IRH (international rubber hardness) della gomma=	0	valori possibili: 30-40-50-60-70
	Posizione giunto (indicare il tratto d'albero equiv.=	0	
E' presente un giunto viscoso?			
Se si:	J massa interna=	0,057	Nm
	J massa esterna=	0,034	Nm
	Posizione giunto (indicare il tratto d'albero equiv.=	5	

Fig.6.42: Schermata degli input della fase II del foglio di calcolo

Di seguito sono riportati la *curva risultante* ottenuta sommando per ogni regime di rotazione le tre componenti dominanti e il *diagramma degli sforzi di torsione*, avente una curva di andamento delle tensioni per ogni ordine considerato:

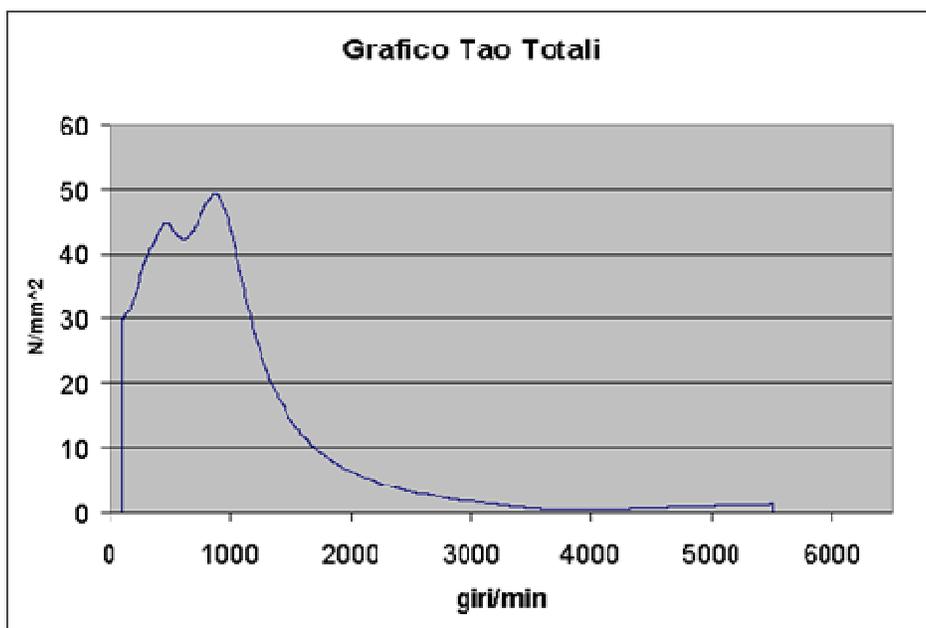


Fig.6.43: Curva risultante

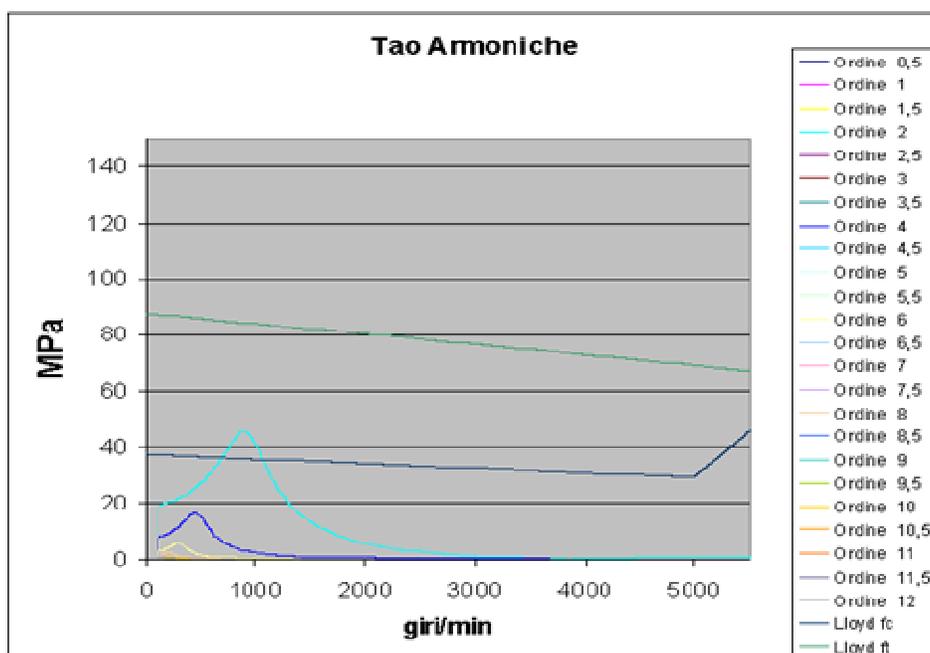


Fig.6.44: Diagramma degli sforzi di torsione

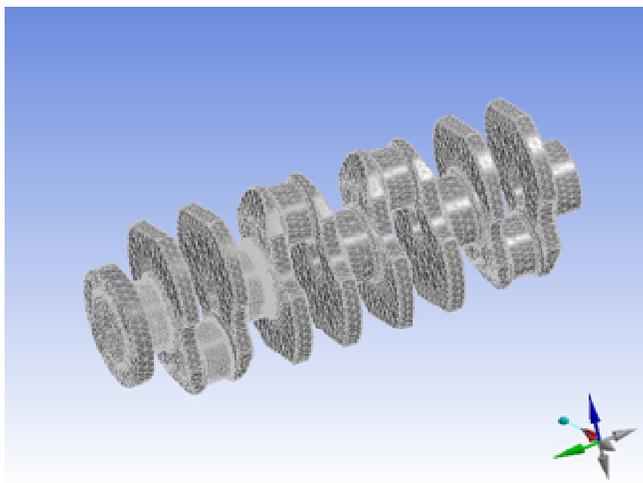
Si vede chiaramente che il nuovo albero è opportunamente verificato a partire da circa 1100 giri/min, che è comunque il regime di minimo per questo motore.

Lo studio delle velocità critiche flessionali dell'albero motore è stato affrontato tramite il software di calcolo Ansys Workbench .

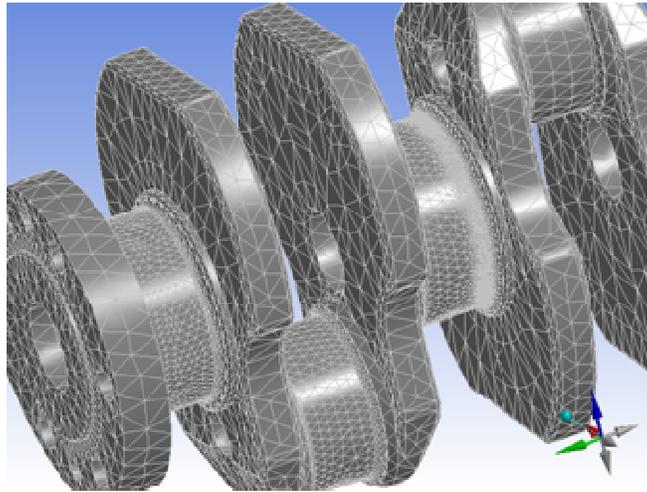
La reticolatura dell'albero è stata eseguita tenendo conto della diversa importanza che le varie aree ricoprivano; infatti la parte sulla quale si focalizza lo studio è la parte dell'albero motore più sollecitata. La sezione critica è localizzata tra il perno di banco adiacente al volano ed il perno di banco attiguo. In questa zona la reticolatura è stata minuziosamente controllata, sia per l'importanza che essi ricoprivano nel calcolo, sia nell'infittimento della trama. Nelle altre zone, invece, la reticolatura è stata lasciata al controllo del calcolatore seppur utilizzando lo stesso tipo di elemento tetraedrico scelto in precedenza.

La reticolatura realizzata contiene 151754 nodi e 90197 elementi.

La figura ci permette di vedere direttamente il risultato raggiunto:



*Fig.6.45: La reticolatura dell'albero a gomiti*



*Fig.6.46: La reticolatura infittita sui perni di banco*

Lo studio delle velocità critiche flessionali del nuovo albero motore del 1900 jtd è stato affrontato utilizzando il modello realizzato per l'analisi strutturale, realizzato per il calcolo delle  $s_{id}$  sul pezzo e sul quale si è potuto impostare il calcolo delle velocità critiche flessionali con lo strumento "Rilevatore di frequenza". Si è ottenuto quale prima velocità critica flessionale:

$$\omega_{cf1} = 3896.3 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

In figura è riportata l'immagine modale associata alla  $\omega_{cf1}$ .

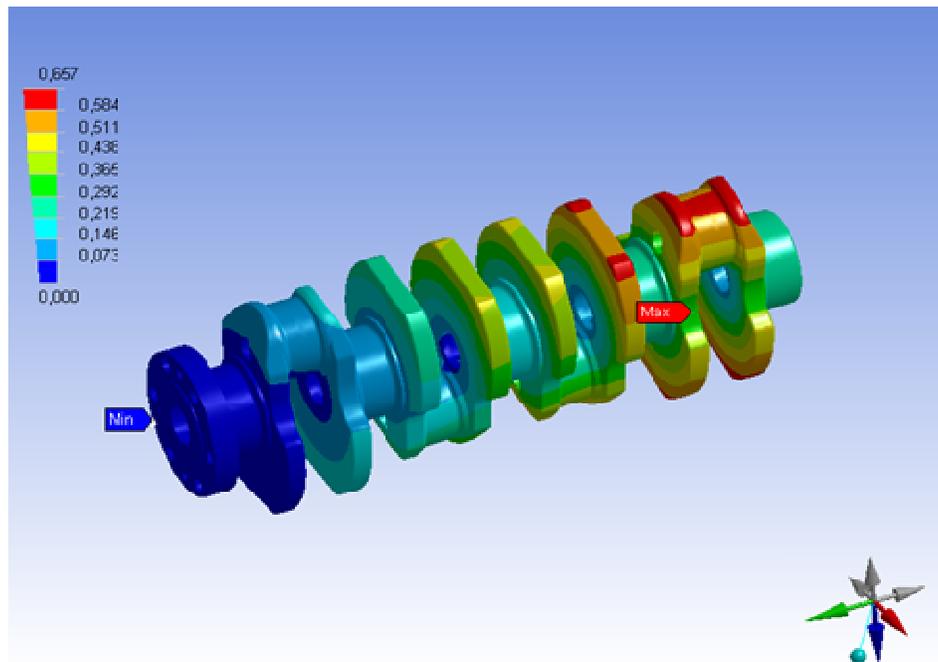


Fig.6.47: Frequenza critica relativa al primo modo di vibrare

Come già spiegato per la precedente versione si è confrontato il rapporto tra la prima velocità critica flessionale e la velocità di rotazione dell'albero stesso a regime, con lo stesso rapporto calcolato per l'albero del DB 605.

La velocità ottenuta vale:

$$n_{c1} = \frac{30}{\pi} \cdot \omega_{cf1} = 37208 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$$

Nel caso dell'albero a gomiti nuovo del 1900 jtd, il rapporto fra le suddette velocità risulta pari a:

$$K_{1900-jtd-nuovo} = \left( \frac{n_{c1}}{n_{\max}} \right)_{1900-jtd-nuovo} = \frac{37208}{5000} = 7,442$$

Mentre per il Daimler-Benz 605, avente velocità di regime di 2800 giri/min si ha:

$$K_{DB-605} = \left( \frac{n_{cl}}{n_{max}} \right)_{DB-605} = \frac{11880}{2800} = 4,243$$

Dal momento che il DB 605 è perfettamente funzionante, e che  $K_{1900jtdnuovo} \geq K_{DB605}$ , se ne deduce che l'albero in questione non presenta criticità flessionali nell'utilizzo a regime.

Per le verifiche con il metodo degli elementi finiti l'ipotesi di studio statico è stata riprodotta cercando di rispettare il più possibile le condizioni di vincolo reali dell'albero motore. Il software utilizzato ha permesso di simulare la presenza delle bronzine tramite l'utilizzo di vincoli cilindrici.

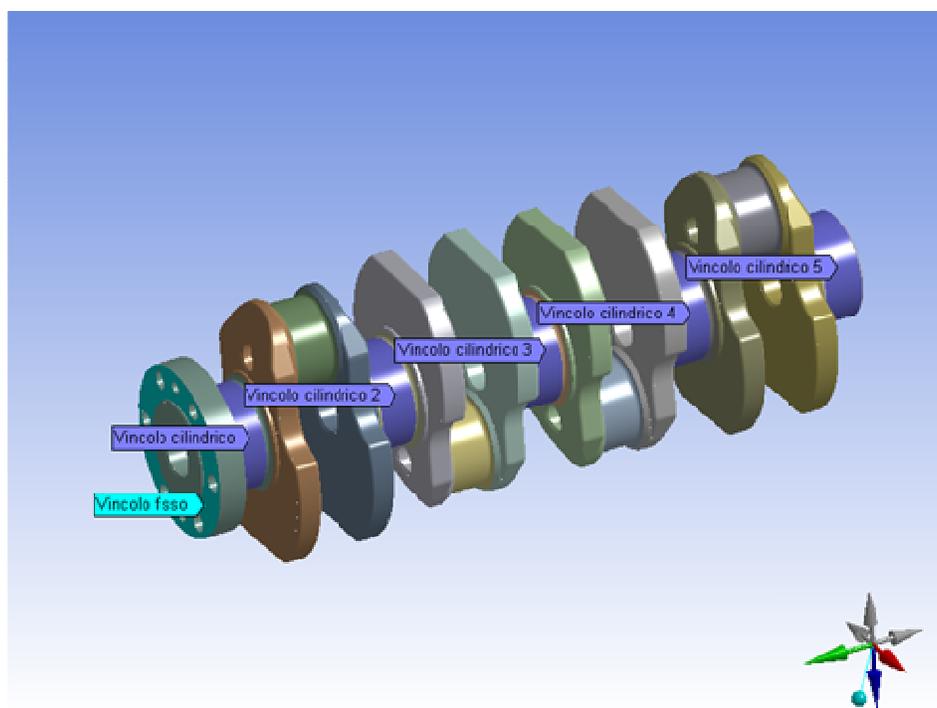
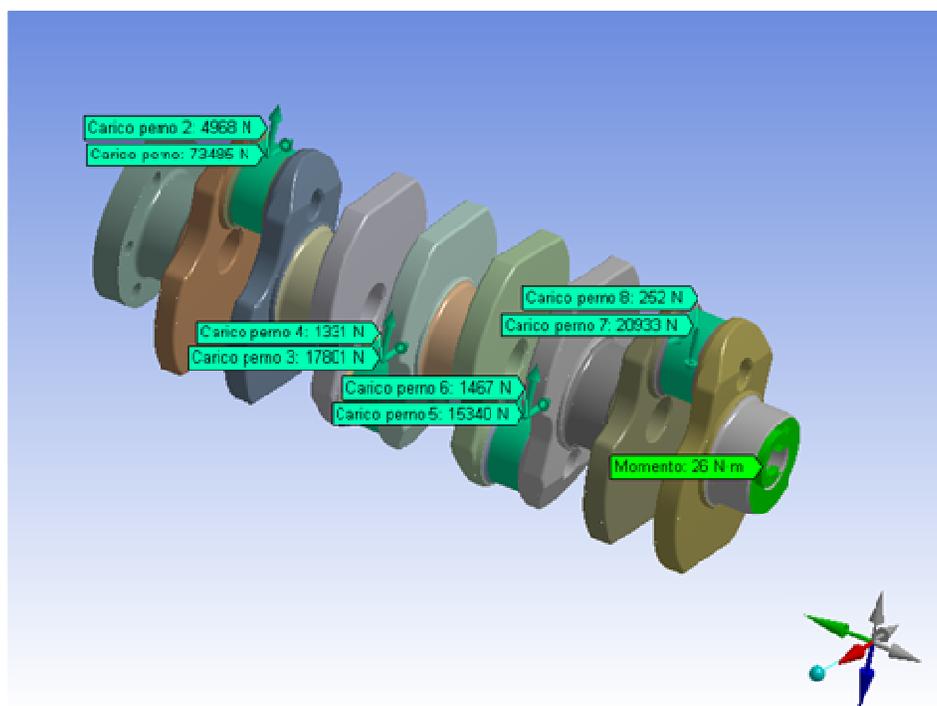


Fig.6.48: Simulazione dei vincoli

In corrispondenza della flangia a cui è fissato il volano è stato posizionato un vincolo fisso. In questo modo è simulata la presa di potenza localizzata in questo tratto del componente.

I carichi ottenuti sono applicati al modello tramite forze vettoriali, proiettate lungo assi normali al sistema di riferimento principale.



*Fig.6.49: Simulazione dei carichi applicati*

I carichi sono ovviamente applicati ai perni di manovella e vengono denominati “R” o “T” a seconda che risultino radiali o tangenziali alla manovella stessa.

La simulazione del comportamento alle vibrazioni torsionali fatta ha evidenziato la presenza di una coppia dovuta alla vibrazione torsionale nel tratto finale dell’albero a gomiti. Si è tenuto conto di questa coppia introducendo un momento torcente  $M_t = 26 \text{ Nm}$  in corrispondenza del primo perno di banco lato distribuzione, per mettere in torsione tutto l’albero.

A seguire le verifiche statica e a fatica del nuovo albero alleggerito in 300M, con bielle in TiGr5 e pistoni originali.

Il nuovo albero differisce dall'originale soprattutto per via dei fori di alleggerimento sui perni e mascherette, nonché per la presenza di veri e propri raggi di raccordo sui perni, invece delle gole presenti inizialmente. I diametri dei perni restano identici per poter usare basamento e al limite bielle originali.

Il modello è sempre lo stesso già utilizzato, concepito proprio per questo albero, ed nella figura seguente sono rappresentate le tensioni di Von Mises sull'albero:

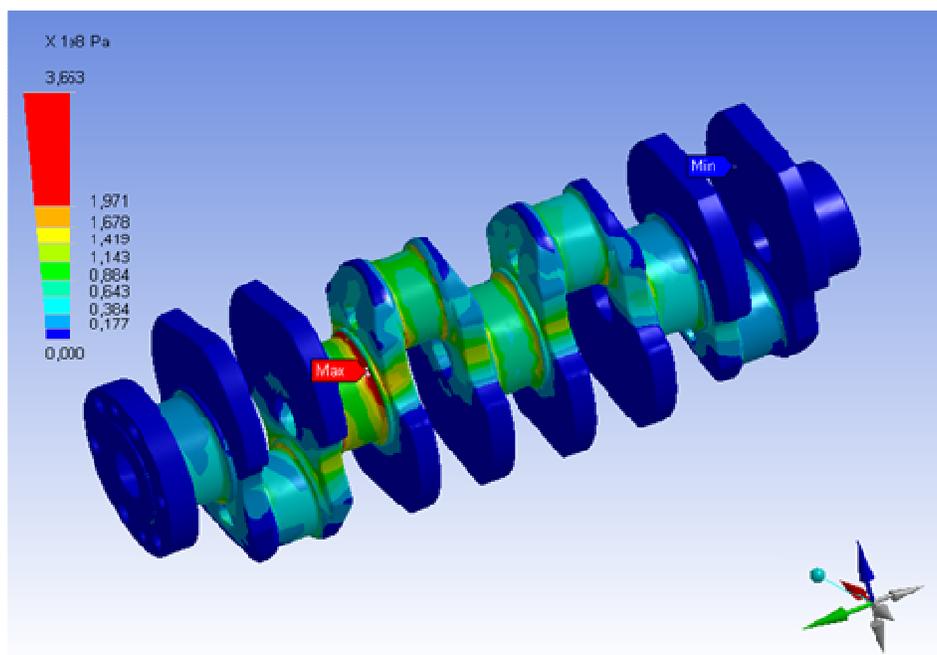


Fig.6.50: Tensione equivalente secondo Von-Mises

Come si può notare il picco di tensione, pari a  $365,3 \text{ N/mm}^2$ , è al solito localizzato nella zona di collegamento tra il secondo perno di banco e la terza mascheretta.

E' riportato anche l'andamento del coefficiente di sicurezza sull'albero:

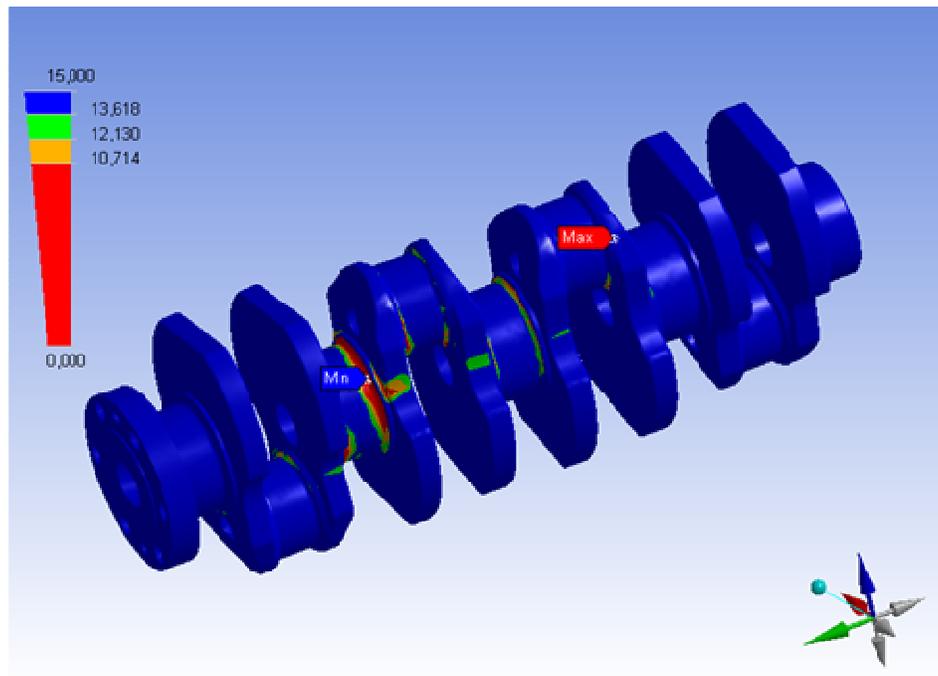


Fig.6.51: Coefficiente di sicurezza nella verifica statica

Il valore minimo del coefficiente di sicurezza è:

$$K_{\min} = 4,68$$

un valore molto alto che permette ottimi margini di sicurezza. Inoltre tale valore è stato calcolato considerando una tensione di snervamento pari a  $1710 \text{ N/mm}^2$ , valore standard per il 300M; ma se consideriamo, come per il caso del 38MnSiV6, un incremento di tale valore di circa il 25% dovuto alla velocità di applicazione del carico, allora si otterrebbe uno snervamento di circa

$$\sigma_s \cong 2130 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Per cui sarebbe logico attendersi un coefficiente minimo  $K_{\min} \cong 5,83$ .

L'albero è quindi molto robusto ed in grado di sopportare pressioni in camera di combustione ben superiori ai 180 bar previsti, con conseguente aumento della potenza erogabile.

Per realizzare la verifica a fatica si è fatto uso del grafico, riportato in figura, rappresentante una serie di curve di fatica dell'acciaio 300M:

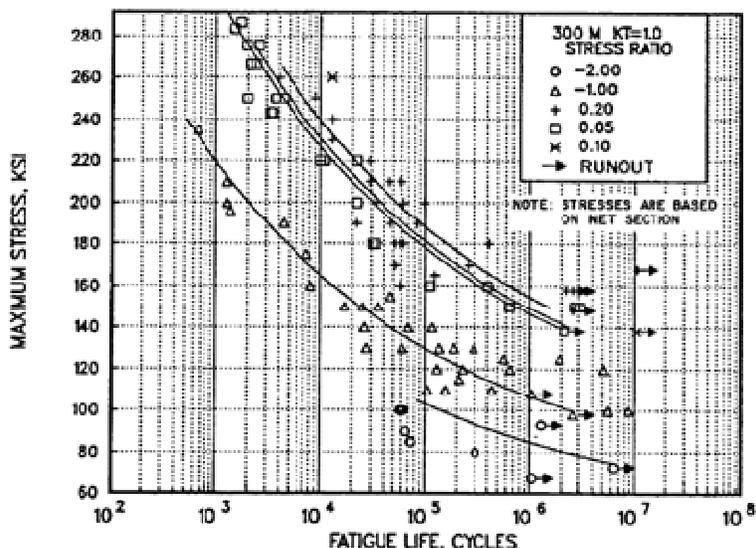


Figure 2.3.1.4.8(a). Best-fit S/N curves for unnotched 300M alloy forging,  $F_{30} = 280$  ksi, longitudinal and transverse directions.

Fig. 6.52: Serie di curve di fatica dell'acciaio 300M

Visto che il ciclo di carico dell'albero è praticamente all'origine, si può prendere come curva di riferimento quella relativa ad uno

$$STRESS - RATIO = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = 0,05$$

in cui la tensione limite di fatica, a  $2 \cdot 10^6$  cicli, è:

$$\sigma_{lim} = 140KSI$$

Il picco tensionale precedentemente trovato è invece:

$$\sigma_{\max} = 365,3 \frac{N}{\text{mm}^2} = 52,8 \text{KSI}$$

Il coefficiente di sicurezza a fatica è quindi:

$$K = \frac{140}{52,8} = 2,65$$

valore ottimale considerato che il valore minimo è stimabile in 2, per avere buoni margini di sicurezza.

Anche in tal caso si riporta l'andamento del coefficiente sul componente studiato:

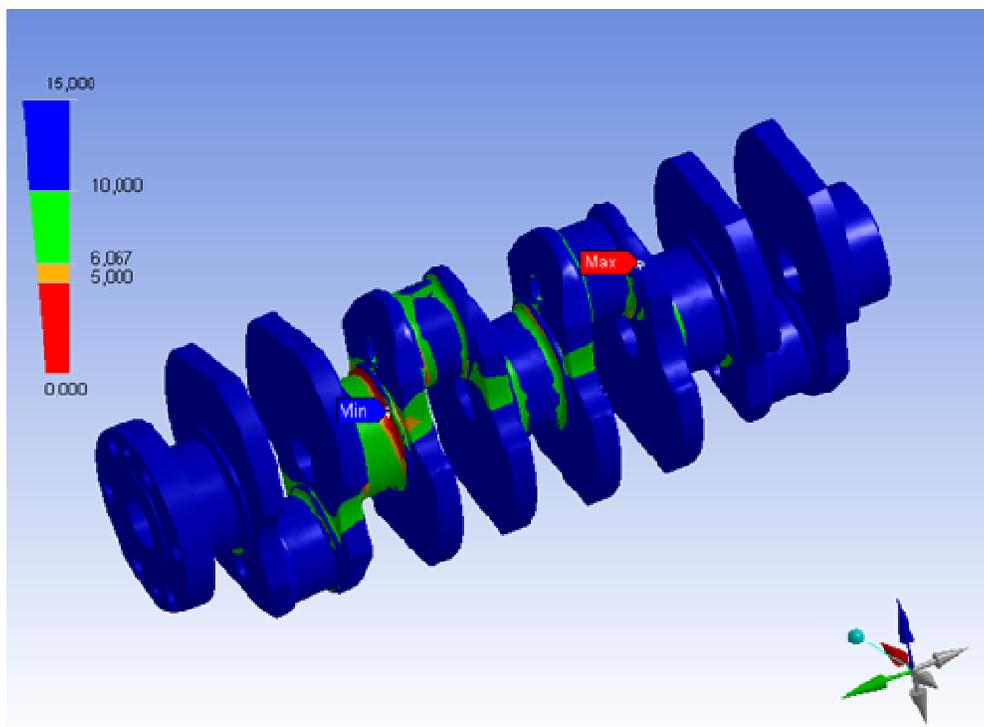


Fig.6.53: Coefficiente di sicurezza nella verifica a fatica

## 6.4 Versione corsa lunga 2500 cc

Questa terza analisi verte sulla realizzazione di un nuovo albero a gomiti capace di supportare la potenza di 300 CV per un motore dalla cilindrata aumentata a 2500 cc.

Chiaramente si sono dovuti rispettare alcuni vincoli imposti dal tipo di motore scelto:

- Aumentare la cilindrata a 2500 centimetri cubici e mantenere la disposizione in linea dei cilindri e la stessa testata in lega leggera: questa specifica ha potuto ad aumentare la corsa e mantenere la velocità media del pistone costante rispetto al 1900 jtd precedentemente studiato
- Riprogettare il basamento passando dalla ghisa alla lega leggera
- Alimentazione a gasolio di tipo common rail: questa specifica impone l'abbandono delle soluzioni proposte dal motore aeronautico "classico" per sfruttare invece le tecnologie di iniezione diretta di gasolio.
- Tentare di utilizzare il maggior numero di componenti originali, in particolar modo pistoni e tutti i componenti della testa: questa scelta comporta indubbi vantaggi economici, ma limita considerevolmente la pressione massima raggiungibile in camera di combustione, dal momento che il pistone originale resiste fino ad un massimo di 180 bar.

Si è partiti con l'obiettivo di dimensionare un nuovo albero motore in ghisa a grafite sferoidale ASTM 897, in grado di permettere il raggiungimento della potenza prefissata di 300 CV al regime di rotazione di 3800 rpm, utilizzando i nuovi pistoni bimetallici in grado di sopportare una pressione in camera di combustione di 240 bar, pressione a cui si ottiene esattamente la potenza voluta al regime scelto.

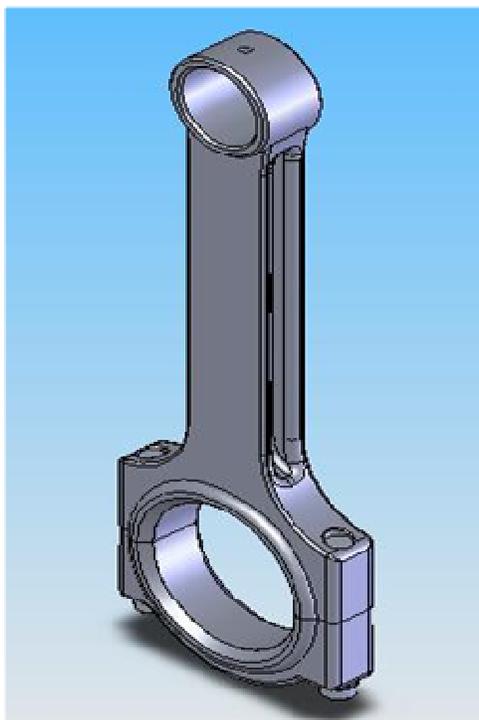
A partire dagli ingombri del vecchio albero del 1900 jtd, si è riprogettato un nuovo albero in ghisa a grafite sferoidale ASTM 897 e nuove bielle in lega di titanio, con cui è possibile arrivare a pressioni in camera di 240 bar, limite di

resistenza della testata, e quindi raggiungere potenze nell'ordine dei 400 CV a 5000 rpm, usando i nuovi pistoni bimetallici.

Per l'albero suddetto i perni di banco e di biella mantengono lo stesso diametro dell'albero originale, per mantenere gli stessi pistoni e la stessa testata del vecchio 1900 jtd.

Le nuove bielle con sezione ad H rovesciato, hanno maggiore resistenza a flessione rispetto a quelle ad H semplice, ed ognuna di esse pesa 0,511 kg invece dei 0,653 kg originari.

Nelle figure che seguono sono visibili rispettivamente le bielle in lega TiGr5, e il nuovo albero:



*Fig.6.54: La nuova biella in lega di titanio, versione motore III*

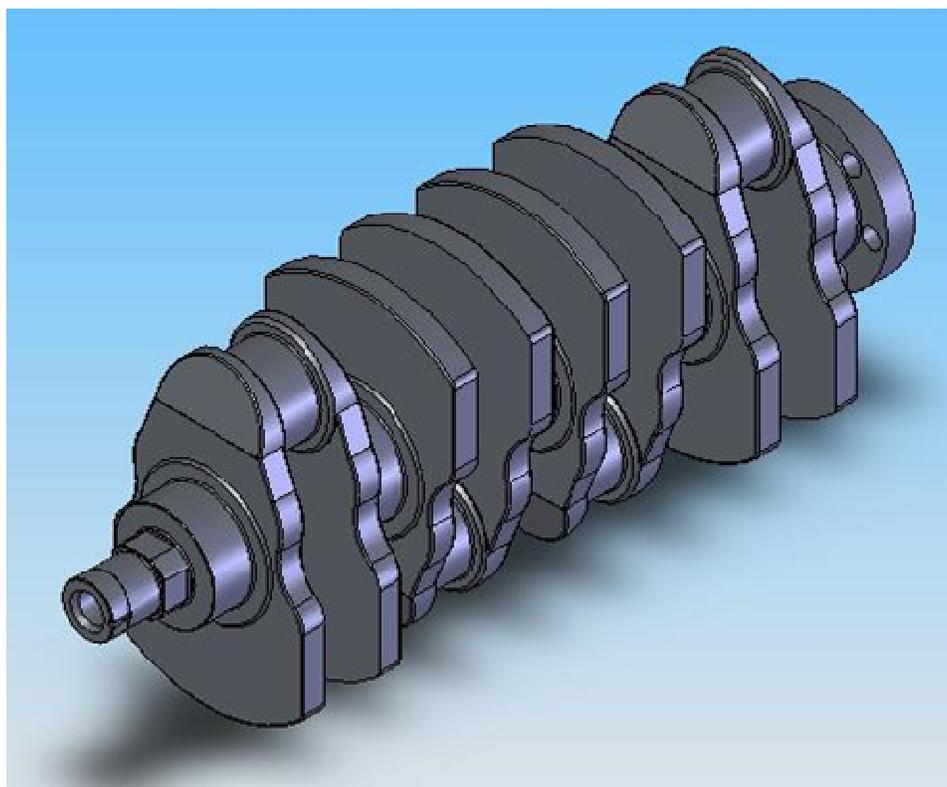


Fig.6.55: Il nuovo albero grafite sferoidale ASTM 897 , versione motore III

Qui di seguito sono riportate la composizione chimica e le proprietà della ghisa ASTM 897.

Componente	Wt. %
C	3,7
Cu	Max 0,8
Mn	0,28
Fe	93
Mo	0,25
Ni	Max 2
Si	2,5

Densità  $\rho = 7,0965 \text{ g/cm}^3$

Proprietà meccaniche:

	Min	Max
Durezza Brinell		302
Tensione a rottura a trazione [N/mm <sup>2</sup> ]	-----	965
Tensione di snervamento a trazione [N/mm <sup>2</sup> ]		758
Modulo di elasticità[N/mm <sup>2</sup> ]	-----	170000
Modulo di elasticità tangenziale[N/mm <sup>2</sup> ]	-----	65100

Le proprietà meccaniche sopra elencate sono riferite alla temperatura ambiente di 20°C.

La ghisa a grafite sferoidale ASTM 897 offre bassi costi, buona lavorabilità, buon rapporto resistenza-peso, buona durezza e resistenza a fatica perché può essere fusa come ogni altra ghisa. Conseguentemente la ghisa a grafite sferoidale è sottoposta ad un processo di formazione di grafite sferoidale per avere delle proprietà meccaniche superiori alle ghise normali e a molti acciai forgiati.

Le proprietà meccaniche della ghisa sono determinate dalla matrice metallica. Questa, nelle ghise normali, è costituita in percentuale controllata di perlite e ferrite.

E' stata quindi effettuata l'analisi del'albero per valutare il suo comportamento in relazione alle vibrazioni torsionali, flessionali, e alla resistenza strutturale.

Visto che tali componenti entrano in crisi dal punto di vista torsionale, si è deciso di adottare uno smorzatore a pendolo sulle due maschette più sollecitate, in modo da smorzare le frequenze più pericolose.

Nel caso del motore in esame si sono individuate le seguenti grandezze:

$$m_p = 0,38 \text{ kg}$$

$$r_w = 6,89 \text{ mm}$$

$$m_w = 1,63 \text{ kg}$$

$$r = 59,45 \text{ mm}$$

Le masse  $m_w$  dei bracci di manovella con gli eventuali contrappesi, i cui baricentri si trovano generalmente a distanze  $r_w$  diverse da  $r$  dall'asse di rotazione dell'albero, vanno ridotte imponendo l'uguaglianza dei momenti statici:

$$m_{wr} = m_w \frac{r_w}{r} = 0,1889\text{kg}$$

otteniamo:

$$m_{mr} = m_p - 2m_{wr} = 0.00218\text{kg}$$

si ha  $m_r > 0$  per effetto dei contrappesi, questo significa che la forza centrifuga

$$F_{mr} = m_{mr} \cdot \omega^2 \cdot r$$

complessivamente agente sulla manovella risulta diretta in senso concorde a  $F_w$ .

Le parti dotate di moto rototraslatorio sono sostituite mediante un sistema di masse concentrate più un momento di inerzia puro, entità che non ha aderenza fisica ma serve a soddisfare compiutamente il sistema di equazioni del moto.

Dalle equazioni del moto si ottiene:

$$m_{ba} = m_b \cdot \frac{x_2}{L} = 0.1626\text{kg}$$

con  $x_2$  = distanza tra testa di biella e baricentro della stessa = 62,11 mm

$L$  = lunghezza totale biella = 191 mm

$m_b$  = peso biella = 0,5 kg

$$m_{br} = m_b \frac{x_1}{L} = 0,3374\text{kg}$$

con  $x_1$  = distanza tra piede di biella e baricentro della stessa = 128,89 mm

$$J' = J_z - m_b \cdot x_1 \cdot x_2 = -1320.29 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

con  $J_z$  = momento d'inerzia della biella rispetto ad un asse passante per il baricentro e normale al piano di moto = 2682,38 kg·mm<sup>2</sup>

L'intero manovellismo risulta sollecitato da:

→ *Una forza alterna d'inerzia:*

$$F_a = -m_a \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

dove  $m_a = m_s + m_{ba} = 0,8426$  kg

$m_s$  = massa di stantuffo, spinotto e segmenti = 0,680 kg

$$m_{ba} = m_b \cdot \frac{x_2}{L} = 0,1626 \text{ kg}$$

→ *Una forza rotante d'inerzia:*

$$F_r = m_r \omega^2 r$$

dove  $m_r = m_{mr} + m_{br} = 0,339$  kg

$$m_{mr} = m_p - 2m_{vr} = 0,00218 \text{ kg}$$

$$m_{br} = m_b \cdot \frac{x_1}{L} = 0,3374 \text{ kg}$$

→ *Una coppia pura d'inerzia:*

$$M_i = -\dot{\omega}_b \cdot J'$$

$$\text{con } J' = J_z - m_b \cdot x_1 \cdot x_2 = -1320.29 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

questa coppia è scomposta in una coppia di forze equivalente:

$$F_{y \text{ coppia}} = \frac{M_i}{L} \cdot \cos \beta$$

Dall'analisi dei carichi agenti sul manovellismo sono stati ricavati i diagrammi riportati di seguito:

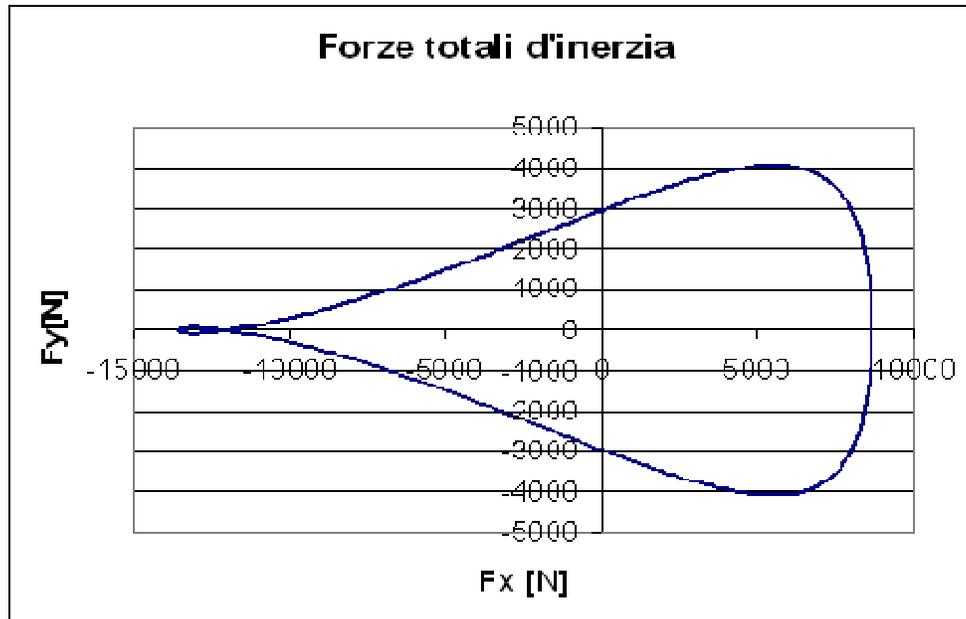


Fig. 6.56: Andamento totale delle forze di inerzia

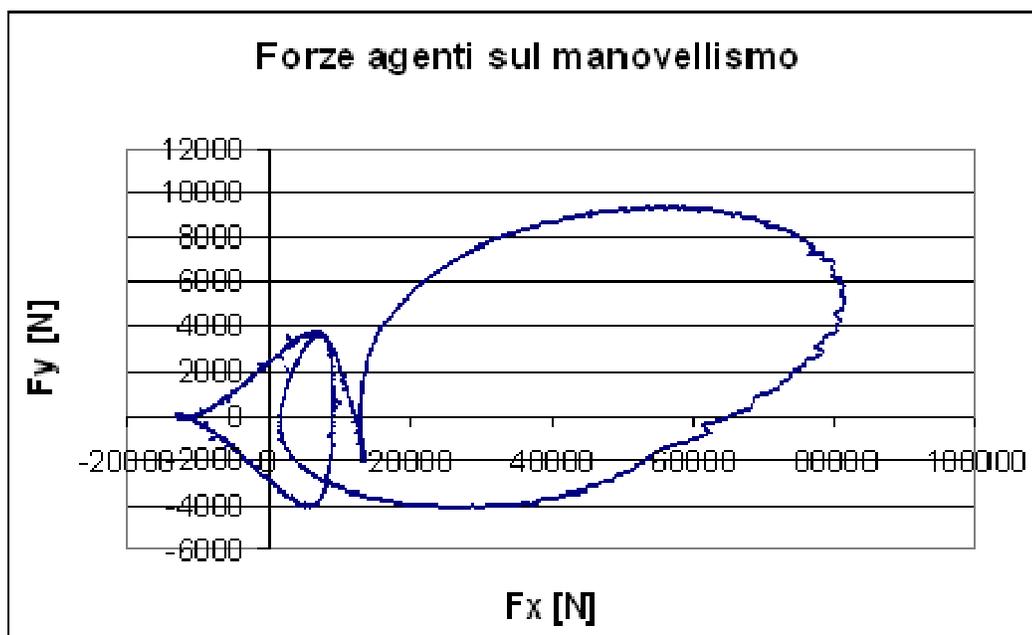


Fig. 6.57: Diagramma polare delle forze totali agenti sull'albero a gomiti

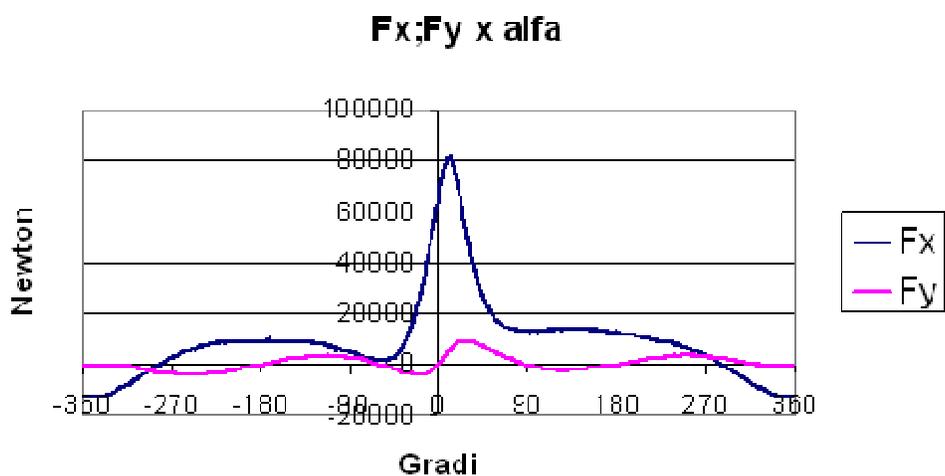


Fig. 6.58: L'andamento di Fx ed Fy al variare del raggio di manovella

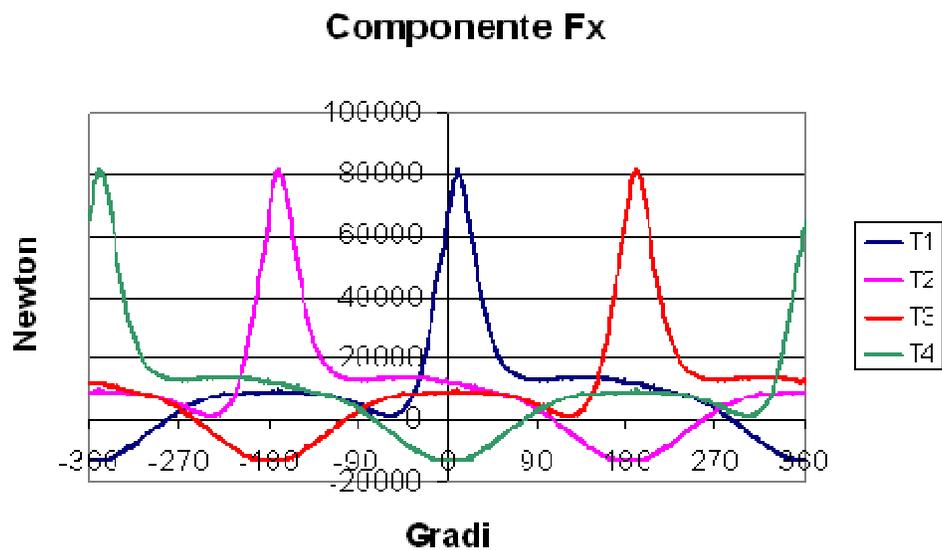


Fig. 6.59: Componente della forza  $F_x$  in base all'ordine di scoppio

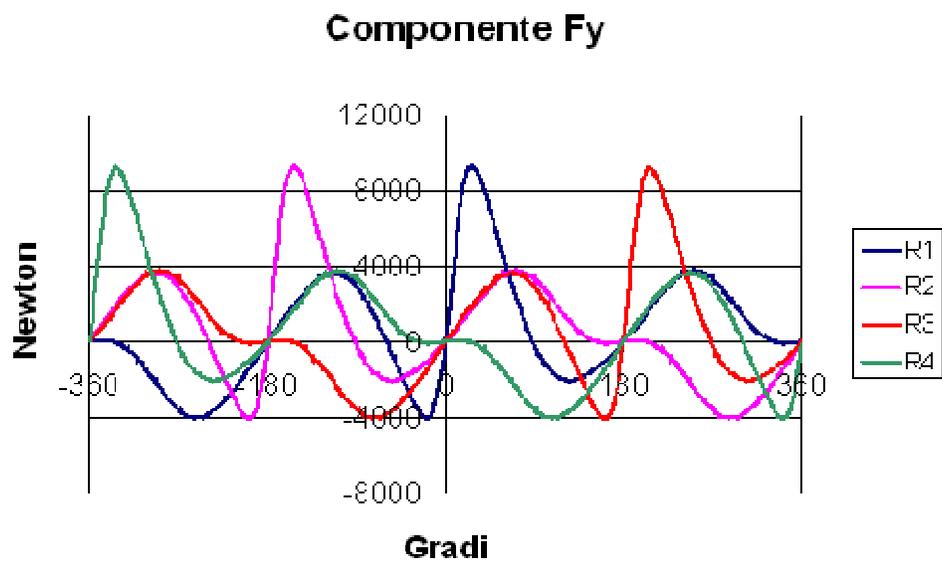


Fig. 6.60: Componente della forza  $F_y$  in base all'ordine di scoppio

Nel caso particolare dell'albero progettato per questa versione motore risulta definito l'albero equivalente riportato in figura:

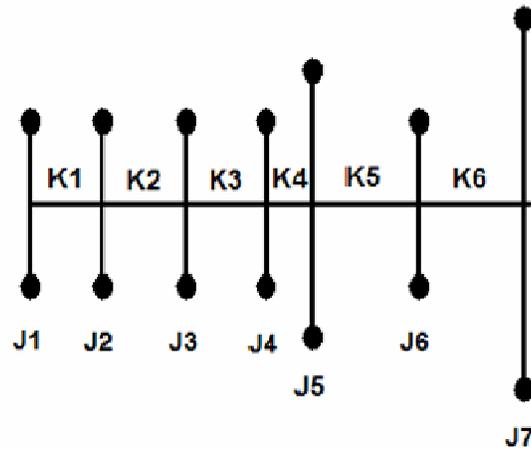


Fig. 6.61: Schematizzazione della riduzione ad albero equivalente

dove:

Masse volaniche del sistema stantuffo-biella-manovella:

$$J_1=J_2=J_3=J_4=0,0263 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Massa volanica del volano motore:

$$J_5=0,0201 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Massa volanica dei componenti del riduttore:

$$J_6=0,009385 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Massa volanica dell'elica:

$$J_7=0,2799 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Rigidezza torsionale dei tratti di albero tra i perni di manovella:

$$K_1= K_2= K_3=391482 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$$

Rigidezza torsionale del tratto d'albero adiacente al volano:

$$K_4= 1395764 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$$

Rigidezza torsionale del sistema riduttore:

$$K_5= 267258 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$$

Rigidezza torsionale dell'albero elica:

$$K_6=3795425 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$$

Le varie fasi di input ed output del foglio di calcolo Excel utilizzato per l'analisi delle vibrazioni torsionali di questa versione motore sono visualizzate di seguito:

J1	0.02623	kg·m <sup>2</sup>		
			K1	391481.47 N·m/rad
J2	0.02623	kg·m <sup>2</sup>		
			K2	391481.47 N·m/rad
J3	0.02623	kg·m <sup>2</sup>		
			K3	391481.47 N·m/rad
J4	0.02623	kg·m <sup>2</sup>		
			K4	139576.4 N·m/rad
J5	0.0201	kg·m <sup>2</sup>		
			K5	26725.8 N·m/rad
J6	0.009385	kg·m <sup>2</sup>		
			K6	37954.25 N·m/rad
J7	0.2799	kg·m <sup>2</sup>		
			K7	N·m/rad
J8		kg·m <sup>2</sup>		
			K8	N·m/rad
J9		kg·m <sup>2</sup>		
			K9	N·m/rad
J10		kg·m <sup>2</sup>		
			K10	N·m/rad
J11		kg·m <sup>2</sup>		
			K11	N·m/rad
J12		kg·m <sup>2</sup>		

Fig.6.62: Schermata degli input della fase I del foglio di calcolo

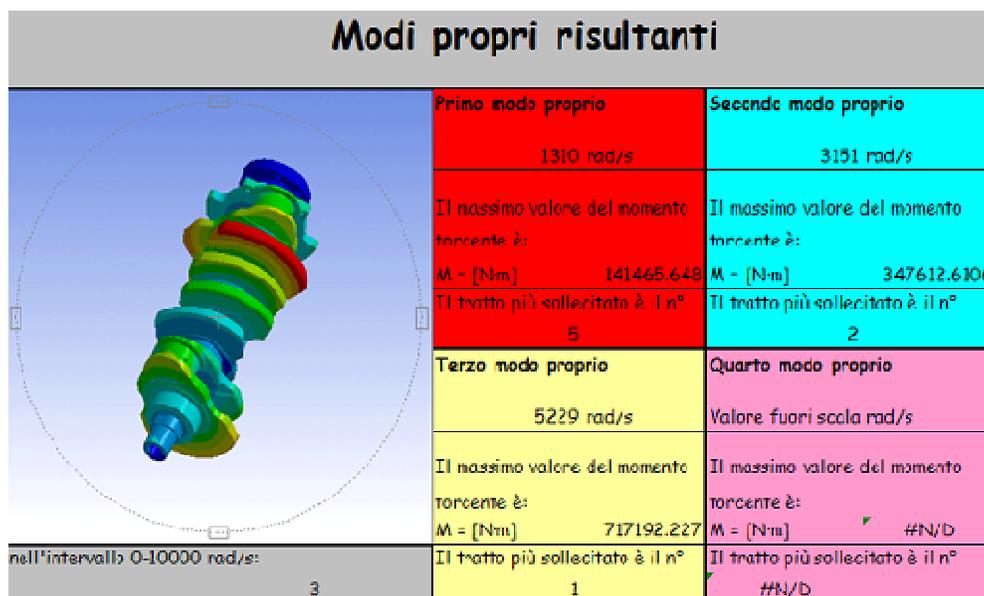


Fig.6.63: Schermata degli output della fase I del foglio di calcolo

Analisi armonica e diagramma degli sforzi di torsione			
Seconda fase di immissione dati			
Raggio di manovella =	59	mm	
Lunghezza totale biella =	191	mm	
Peso masse d'inerzia =	0.8426	kg	
Allesaggio =	82	mm	
Pmi (Pressione media indicata) Massima =	3.079	MPa	
n° giri corrispondente alla Pmi Max =	3800	giri/min	
Numero di cilindri =	4	(max 12 cilindri)	
Tipo ciclo (ciesel->d; otto->o)	d	d/o	
Diametro esterno perno più sollecitato =	60.2	mm	
Diametro interno perno più sollecitato =	0	mm	
Campo di indagine =	n° giri Minimo	100	giri/min
	n° giri Massimo	4000	giri/min
Calcolare le armoniche rispetto al modo proprio n°	1	(1,2,3,4)	
n° giri di accensione =	3900	giri/min	
Ordine di accensione =			
Indicare i valori corrispondenti ai cilindri seguendo l'ordine di accensione			
Valore		Valore	
Primo	1	-----	
Secondo	3	-----	
Terzo	4	-----	
Quarto	2	-----	
-----		-----	
-----		-----	
Intervallo angolari tra scoppi consecutivi =			
Primo intervallo	180	-----	
Secondo intervallo	180	-----	
Terzo intervallo	180	-----	
-----		-----	
-----		-----	
E' presente un giunto elastico?			
Se si:	Rigidezza torsionale K della gomma =	0	Nm/rad
	IRH (International rubber hardness) della gomma =	0	valori possibili: 30-40-50-60-70
	Posizione giunto (indicare il tratto d'albero equiv.) =	0	
E' presente un giunto viscoso?			
Se si:	J massa interna =		N.m
	J massa esterna =		N.m
	Posizione giunto (indicare il tratto d'albero equiv.) =		

Fig.6.64: Schermata degli input della fase II del foglio di calcolo

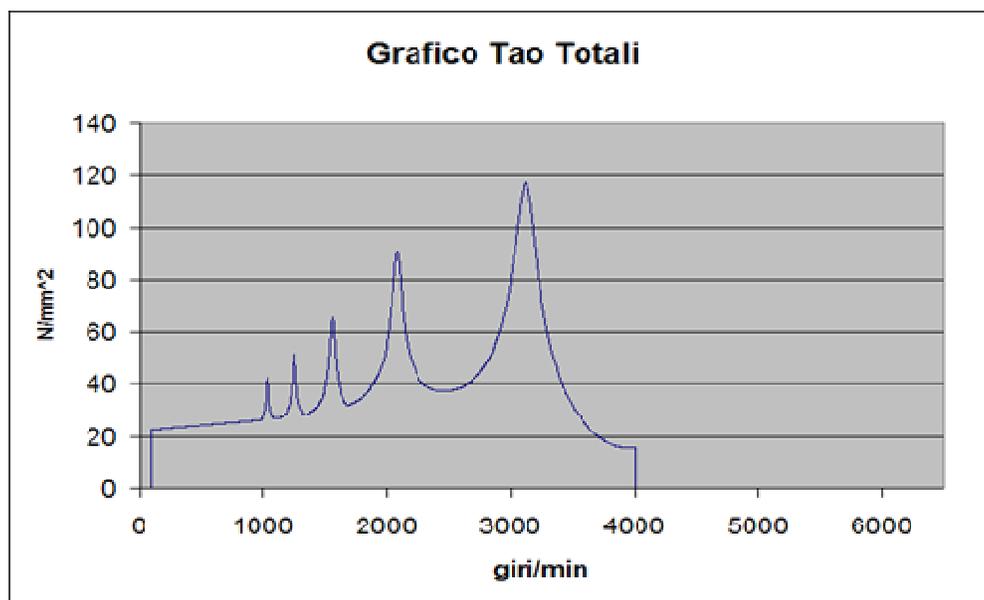


Fig.6.65: Curva risultante

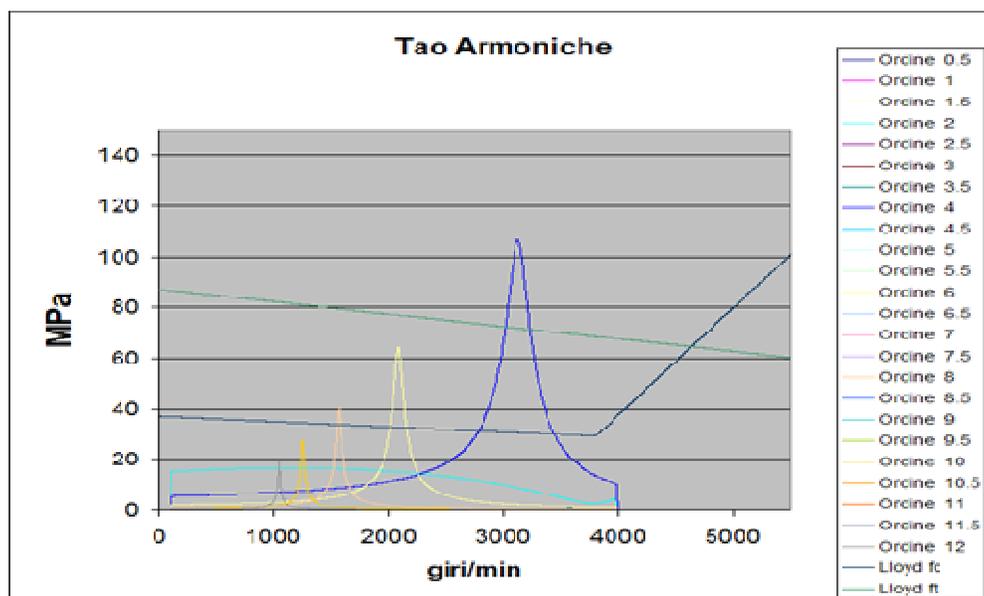


Fig.6.66: Diagramma degli sforzi di torsione

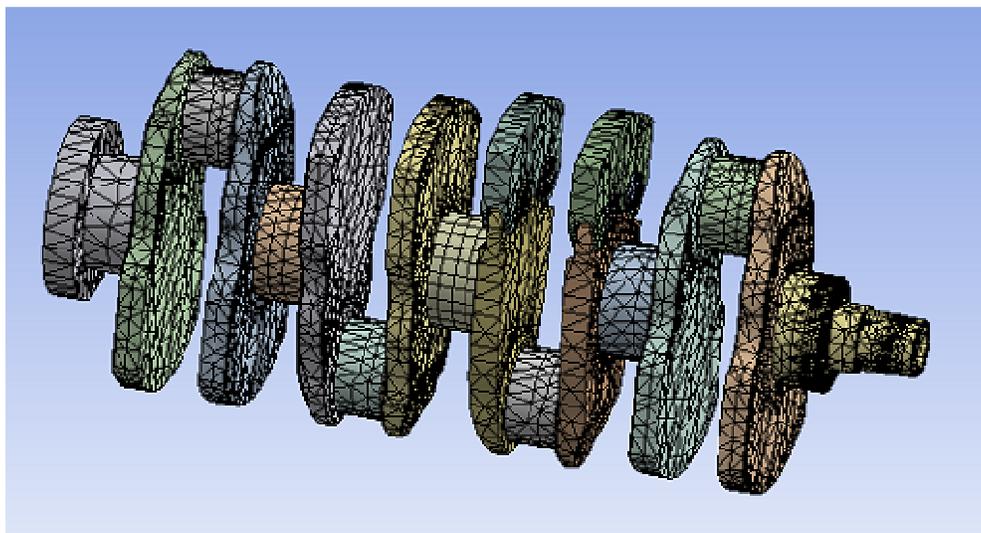
Essendo le armoniche del 4° e del 6° ordine sopra la curva di ft si sono calettati sulla terza e quarta mascheretta due pendoli in modo da smorzare le vibrazioni a cui è sottoposto l'albero a gomiti.

Lo studio delle velocità critiche flessionali dell'albero motore del 2500 jtd è stato affrontato tramite il software di calcolo Ansys Workbench .

La reticolatura dell'albero è stata eseguita tenendo conto della diversa importanza che le varie aree ricoprivano; infatti la parte sulla quale si focalizza lo studio è la parte dell'albero motore più sollecitata. La sezione critica è localizzata tra il perno di banco adiacente al lato distribuzione ed il perno di banco attiguo. In questa zona la reticolatura è stata minuziosamente controllata, nelle altre zone, invece, è stata lasciata al controllo del calcolatore seppur utilizzando lo stesso tipo di elemento tetraedrico scelto in precedenza.

La reticolatura realizzata contiene 138929 nodi e 84901 elementi.

La figura ci permette di vedere direttamente il risultato raggiunto dopo diverse prove di affinamento e di calcolo volte all'ottimizzazione dello studio.



*Fig.6.67: La reticolatura dell'albero a gomiti*

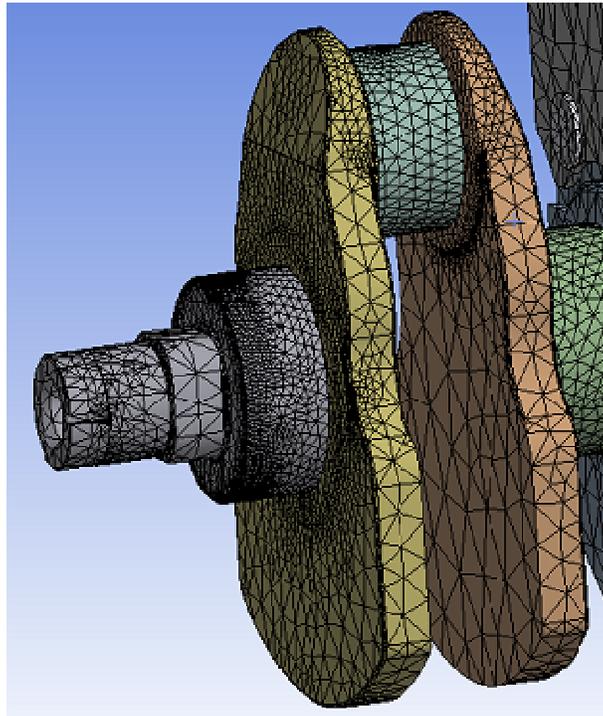


Fig.6.68: La reticolatura infittita nelle zone critiche

Lo studio delle velocità critiche flessionali dell'albero motore è stato affrontato tramite il software di calcolo ANSYS Workbench.

Utilizzando il modello realizzato per l'analisi strutturale, realizzato per il calcolo delle  $\sigma_{id}$  sul pezzo, si è potuto impostare il calcolo delle velocità critiche flessionali con lo strumento "Rilevatore di frequenza". Si è ottenuto:

$$\omega_{cf1} = 1685.4 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

quale prima velocità critica flessionale. In figura è riportata l'immagine modale associata alla  $\omega_{cf1}$ .

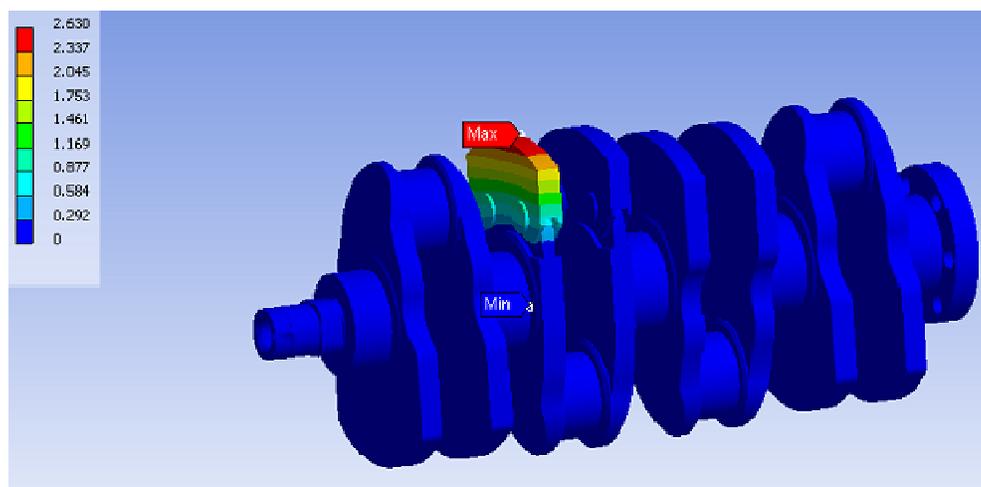


Fig.6.69: Frequenza critica relativa al primo modo di vibrare

Il rapporto tra la prima velocità critica flessionale e la velocità di rotazione dell'albero stesso a regime, in relazione allo stesso rapporto calcolato per l'albero del DB 605 risulta pari a:

$$K_{2500jtd} = \left( \frac{n_{cl}}{n_{max}} \right) = \frac{16094}{3800} = 4,235$$

Mentre per il Daimler-Benz 605, avente velocità di regime di 2800 giri/min si ha:

$$K_{DB-605} = \left( \frac{n_{cl}}{n_{max}} \right)_{DB-605} = \frac{11880}{2800} = 4,243$$

Essendo  $K_{2500jtd} \approx K_{DB605}$ , se ne deduce che l'albero in questione non presenta criticità flessionali nell'utilizzo a regime.

Per le verifiche con il metodo degli elementi finiti l'ipotesi di studio statico è stata riprodotta cercando di rispettare il più possibile le condizioni di vincolo reali dell'albero motore. Il software utilizzato ha permesso di simulare la presenza delle bronzine tramite l'utilizzo di vincoli cilindrici.

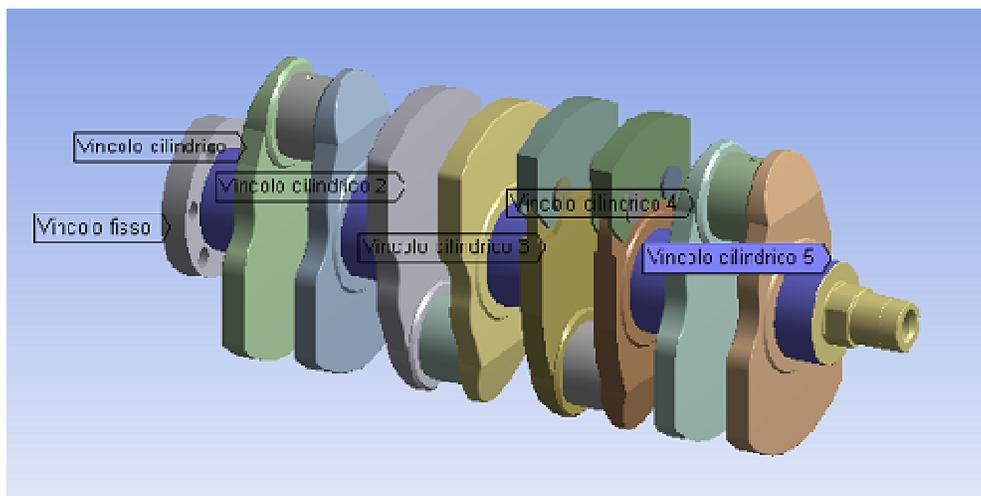


Fig.6.70: Simulazione dei vincoli applicati

In corrispondenza della flangia a cui è fissato il volano è stato posizionato un vincolo fisso. In questo modo è simulata la presa di potenza localizzata in questo tratto del componente.

Il carico reale a cui è soggetto l'albero a gomiti è l'insieme delle forze di pressione ed inerziali trasmesse dalla biella e generate dal moto del sistema.

I carichi ottenuti sono applicati al modello tramite forze vettoriali, proiettate lungo assi normali al sistema di riferimento principale.

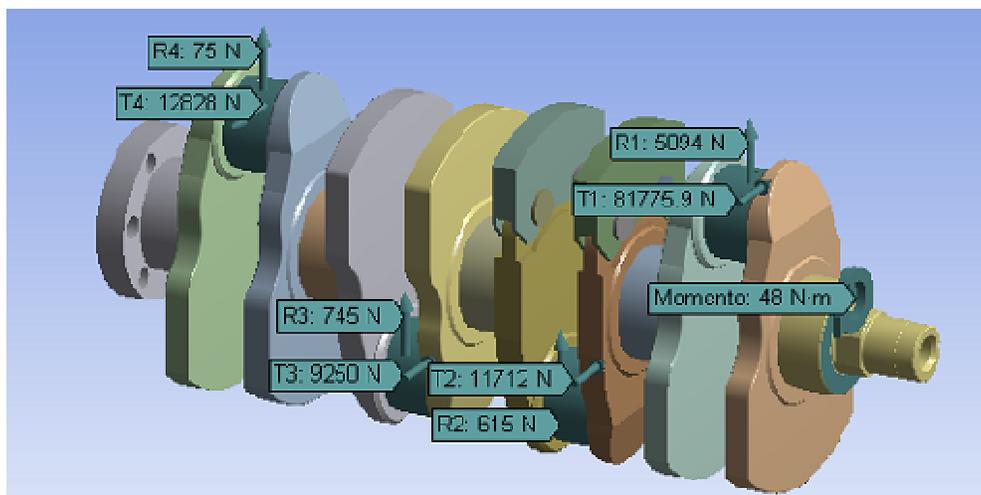


Fig.6.71: Simulazione dei carichi applicati

I carichi sono ovviamente applicati ai perni di manovella e vengono denominati “R” o “T” a seconda che risultino radiali o tangenziali alla manovella stessa.

La simulazione del comportamento alle vibrazioni torsionali ha evidenziato la presenza di una coppia dovuta alla vibrazione torsionale nel tratto iniziale dell’albero a gomiti. Si è tenuto conto di questa coppia introducendo un momento torcente  $M_t = 48\text{Nm}$  in corrispondenza del primo perno di banco lato distribuzione, per mettere in torsione tutto l’albero.

Segue la verifica statica dell’albero della versione 2500 jtd.

La figura seguente illustra l’andamento delle tensioni equivalenti di Von Mises sull’albero.

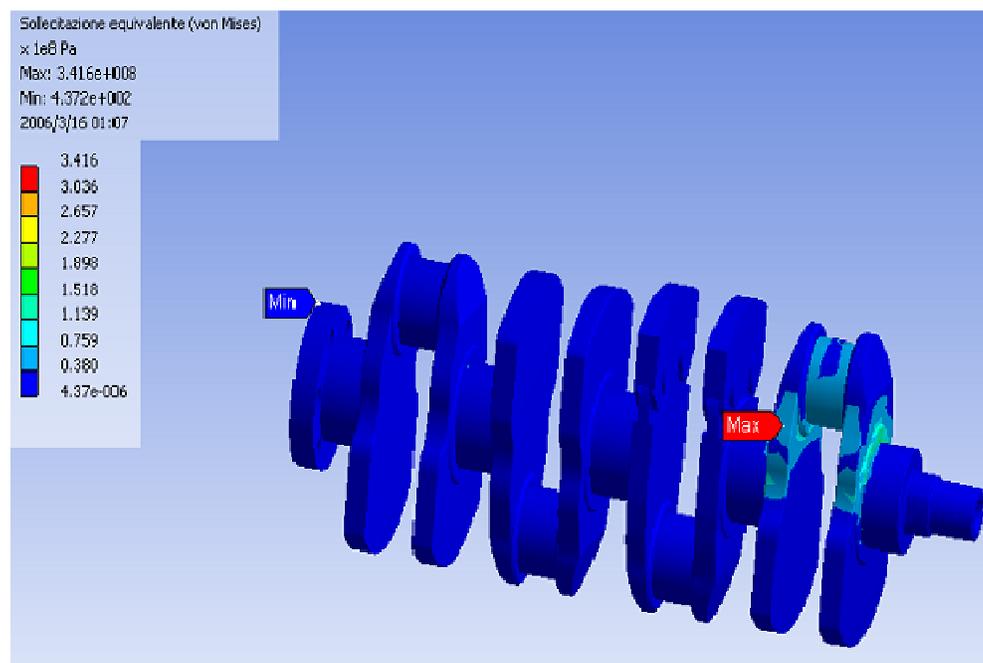


Fig.6.72: Tensione equivalente secondo Von-Mises



Fig.6.73: Massima sollecitazione rilevata

La sollecitazione più elevata si trova in corrispondenza dell'unione tra il secondo perno di banco e la seconda maschetta. Questa sollecitazione raggiunge il valore di 341,6 N/mm<sup>2</sup>. Per cui si valuta questa tensione considerando il coefficiente di sicurezza in relazione alla tensione di snervamento del materiale.

La verifica del componente viene effettuata riportando la  $\sigma_{id}$  nel diagramma di resistenza a fatica di Goodman-Smith. Il confronto tra la  $\sigma_{id}$  e la  $\sigma_{Rif}$  rilevata nel grafico permette di calcolare il coefficiente di sicurezza K.

Nel caso in esame, essendo la  $\sigma_{id}$  calcolata tramite il metodo di Von Mises, la  $\sigma_{Rif}$  sarà la  $\sigma_s$ , limite di fatica a trazione, del valore di 758 N/mm<sup>2</sup>.

Il coefficiente di sicurezza per la verifica statica è:

$$K_{\min} = \frac{\sigma_{id}}{\sigma_s} = \frac{758}{341,6} = 2,21$$

Il valore minimo del coefficiente di sicurezza è:

$$K_{\min} = 2,21$$

un valore non molto alto che permette un ristretto margine di sicurezza. Tale valore è stato calcolato considerando una tensione di snervamento pari a 758 N/mm<sup>2</sup>, valore standard per la ghisa a grafite sferoidale ASTM 897; ma se consideriamo un incremento di tale valore di circa il 25% dovuto alla velocità di applicazione del carico, allora si otterrebbe uno snervamento di circa

$$\sigma_s \cong 948 \frac{N}{mm^2}$$

Per cui sarebbe logico attendersi un coefficiente minimo  $K_{\min} \cong 2,77$ .

L'albero è quindi robusto ed in grado di sopportare pressioni in camera di combustione superiori ai 180 bar previsti, con conseguente aumento della potenza erogabile.

## 6.5 Versione corsa corta 1600 cc

Questa ultima analisi tratta lo sviluppo di un motore a combustione interna con accensione per compressione diesel basato sull'unità cilindro del motore motociclistico Yamaha YR1.

Gli obiettivi e gli strumenti utilizzati sono qui di seguito elencati:

- Modifica ed irrobustimento della versione a benzina del basamento motore, compatibile con le specifiche caratteristiche del motore diesel e con i limiti di affidabilità, leggerezza ed ingombro;
- Rapporto di compressione 14,5:1;
- Motore a corsa corta con rapporto  $\lambda = 0,31$ , come nel motore 1,9 jtd della FIAT.

Lo studio si è avvalso della regola del “buon proporzionamento” tra le varie parti del motore. Successivamente le suddette ipotesi di proporzionamento sono state sottoposte a prove, che ne hanno confermato la validità.

Nella progettazione di biella e spinotto si è ricaduti su una scelta abbastanza usuale nei motori ad alta potenza specifica.

La lega scelta è la Ti-6Al-4V. Il trattamento STA, tempra di soluzione più invecchiamento artificiale, conferisce proprietà eccezionali che combinate al ridotto peso specifico,  $\rho = 4,43 \text{ g/cm}^3$ , giustificano appieno l'opzione. Si riportano di seguito le proprietà meccaniche di primario interesse per la lega in esame.

- Tensione di rottura  $R = 1170 \text{ MPa}$
- Tensione di snervamento  $S = 1100 \text{ MPa}$
- Modulo di Young  $E = 114000 \text{ MPa}$
- Coefficiente di Poisson  $\nu = 0,33$
- Modulo di elasticità tangenziale  $G = 44000 \text{ MPa}$
- Densità  $\rho = 4430 \text{ kg/m}^3$

Le proprietà meccaniche sopra elencate sono riferite alla temperatura ambiente di  $20^\circ\text{C}$ .

Per quanto riguarda invece la sua composizione percentuale abbiamo:

Al	6
Fe	Max 0,25
O	Max 0,2
Ti	90
V	4

La biella così realizzata è riportata in figura :

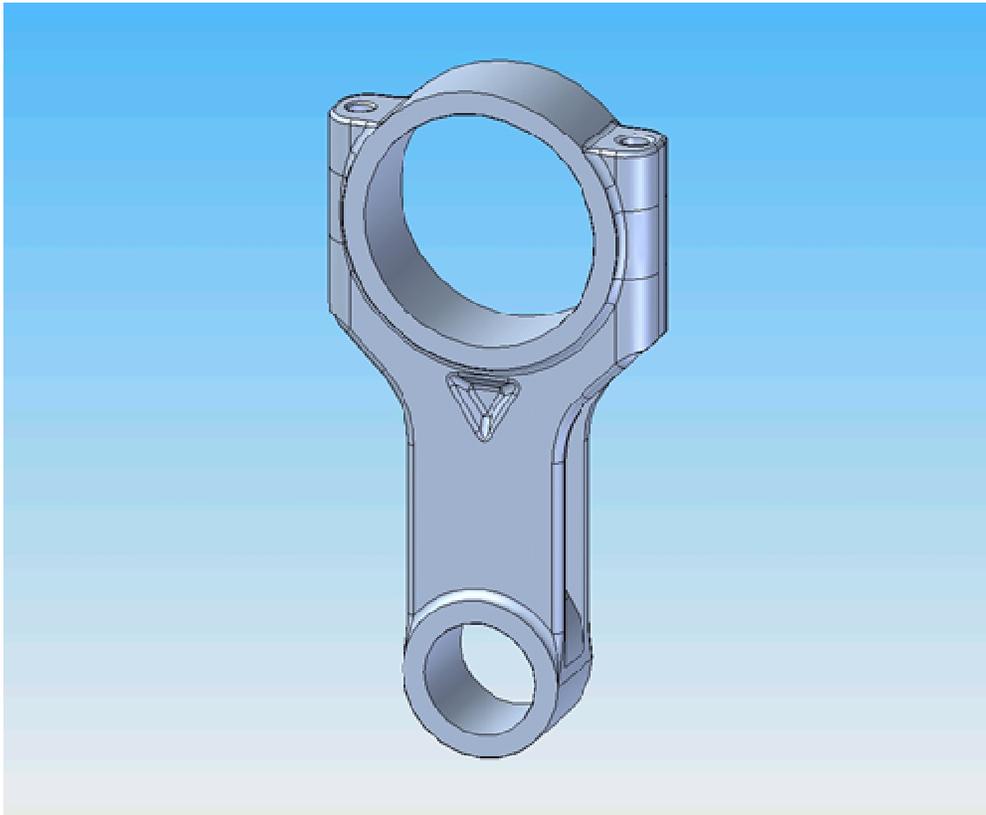


Fig.6.74: La biella in lega di titanio Ti-6Al-4V

Il proporzionamento della biella è stato frutto delle seguenti considerazioni :

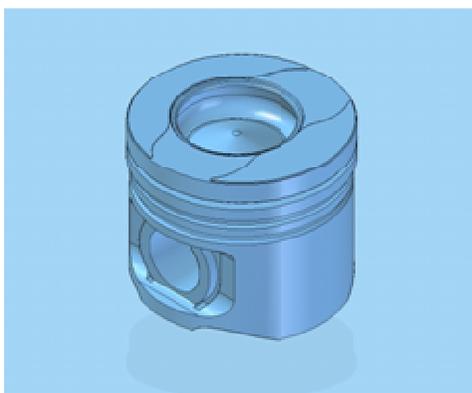
- 1) Rapporto  $\lambda = r/l = 0,31$  ;
- 2) Raggio di manovella  $r = 32,3$  mm, dato ricavato dalla corsa pari a 64,6 mm;
- 3) Diametro interno della testa di biella dato dal diametro del corrispondente perno sull'albero motore, considerando la presenza delle bronzine;
- 4) Diametro del piede di biella, dato dal diametro esterno dello spinotto.

In definitiva, la biella ha le dimensioni :

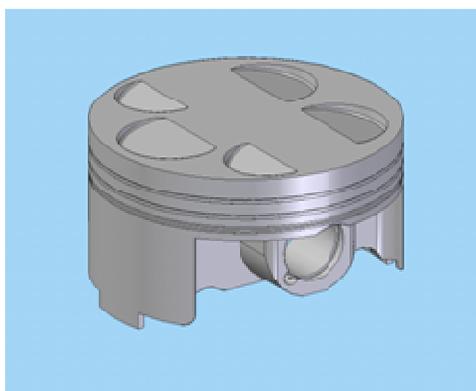
- lunghezza  $l = 104,2$  ;
- diametro interno testa di biella  $d_t = 54$  mm ;
- diametro interno piede di biella  $d_p = 26$  mm.

Il peso della biella è di 0,323 kg. Il complessivo dato da biella, bronzine e viti pesa in totale 0,400 kg. Il corrispondente complessivo nel motore a benzina pesa 0,336 kg. Si è ottenuto un'aumento di peso del 19%.

Il pistone utilizzato è stato realizzato modificando lo scavo della camera di combustione compatibilmente con l'esigenza di ottenere un rapporto di compressione 15:1. Il volume del nuovo scavo è stato calcolato mediante un foglio elettronico con il programma Microsoft Exel® 2003. Il materiale usato per il pistone è una lega di alluminio-silicio indicata con la sigla Aluminium 390.0-T5 adatta per speciali applicazioni che necessitano elevate resistenze meccaniche a caldo e notevole fluidità. Il peso del nuovo pistone è di 0,526 kg mentre il pistone del motore a benzina pesa 0,310 kg.



*Fig.6.75: Il nuovo pistone in lega d'alluminio 390.0-T5*



*Fig.6.76: Il pistone del motore benzina*

L'aumento di peso riscontrato è del 69%.

Il procedimento per il calcolo del volume dello scavo si articola nei seguenti passi:

- 1) calcolo del volume dello scavo del pistone originale;
- 2) calcolo del volume dello scavo per avere rapporto di compressione 14,5:1;
- 3) modifica dello scavo con l'ausilio di modellatore solido.

Il foglio elettronico è stato impostato con la formula del rapporto di compressione:

$$\rho = \frac{V_0 + V}{V_0}$$

dove  $V$  è il volume della cilindrata unitario, mentre  $V_0$  è il volume della camera di combustione, inteso come somma del volume dello scavo più il volume che rimane al di sopra del cielo del pistone quando quest'ultimo si trova al PMS.

Dalla precedente equazione e dalle considerazioni precedenti si trova che il volume dello scavo da ottenere è.

$$V_{\text{scavo}} = 19990\text{mm}^3$$

Noti alesaggio e corsa, allora risulta nota anche la cilindrata unitaria e quella totale che sono:

$$V = 341154\text{mm}^3$$

$$V_{\text{tot}} = 1364616\text{mm}^3 \cong 1365\text{cm}^3$$

La potenza ottenuta è di circa 220 CV, che equivalgono a 162 kW.

Per la progettazione dell'albero motore si è fatto uso dei mezzi già citati: in particolare il profilo delle maschette è stato disegnato usando i criteri geometrici noti in letteratura e di seguito rappresentati:

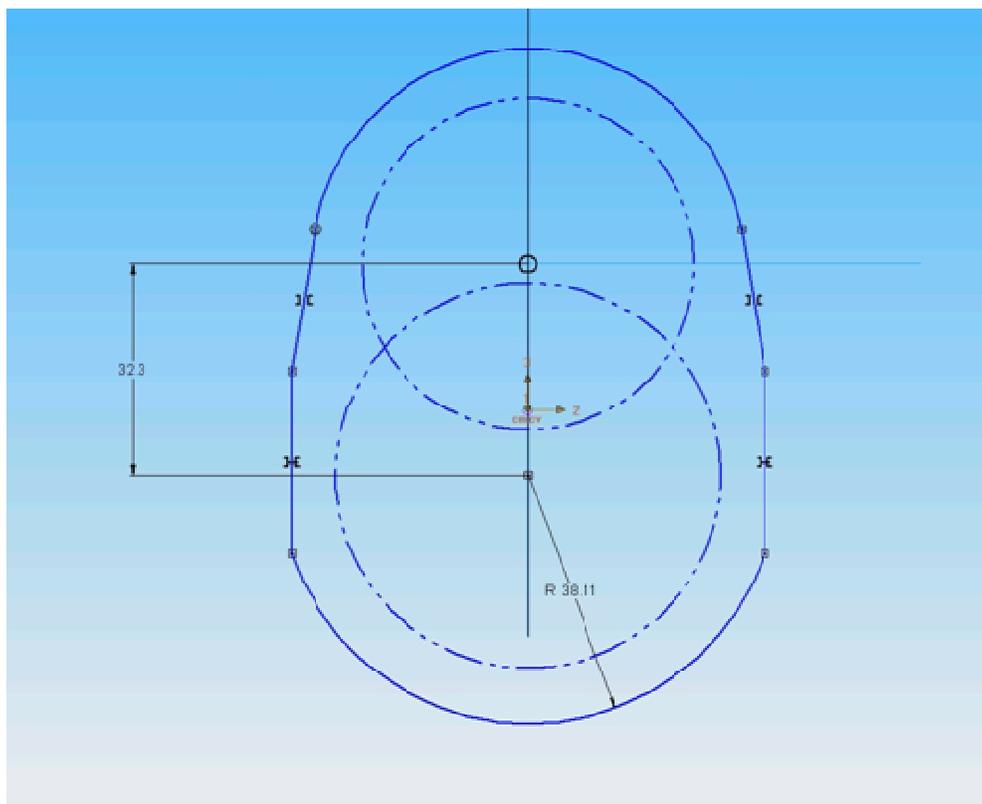
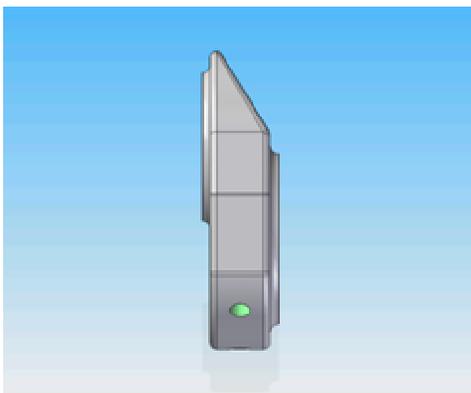


Fig.6.77: Rappresentazione della geometria della maschetta

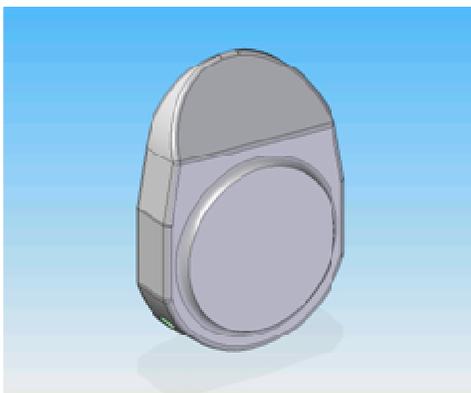
Il diametro dei perni di banco è di 59 mm, mentre quello dei perni di biella è di 51 mm, il raggio di manovella è di 32,3 mm.

E' da notare l'overlap di 22,7 mm tra profili del perno di banco e del perno di manovella. Un grande valore di overlap assicura una maggiore rigidezza dell'albero ed un carico minore a danno dei raccordi. Lo spessore della maschetta è di 20 mm.

Nelle figure si possono notare i fori per l'assemblaggio con i contrappesi e lo scavo per l'eliminazione di materiale inutile realizzato al di sopra del raccordo del perno di banco.

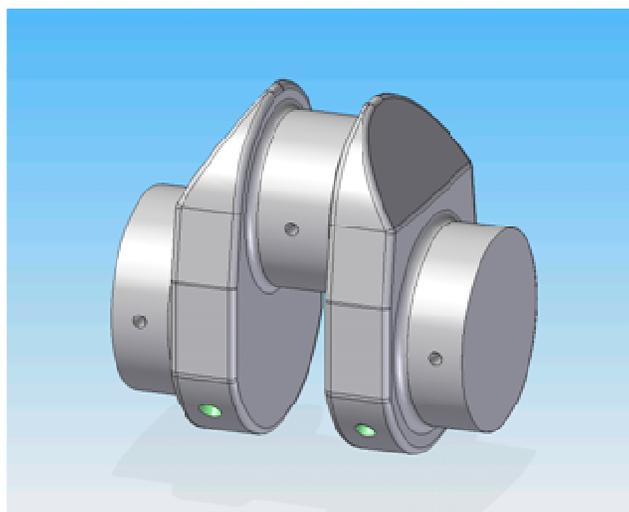


*Fig.6.78: La mascheretta con fori per l'assemblaggio dei contrappesi*



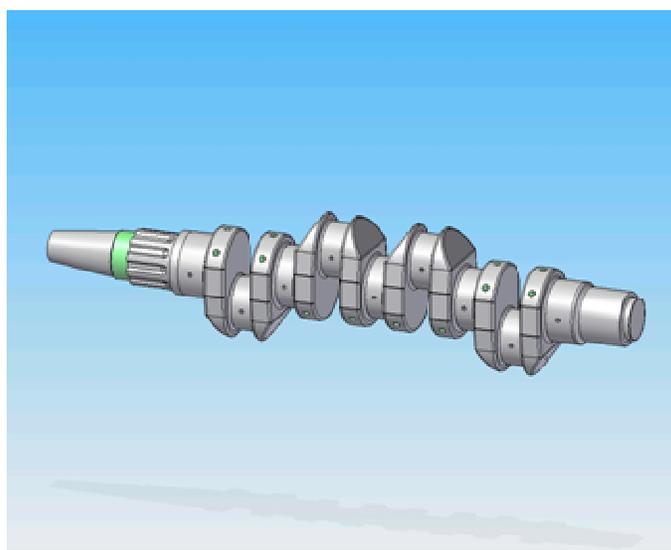
*Fig.6.79: La mascheretta con scavo di alleggerimento*

In secondo luogo sono stati realizzati i perni di banco e di biella. Nella figura sottostante si può notare l'assemblaggio di una delle manovelle.



*Fig.6.80: Assemblaggio della manovella*

Nella figura seguente si può osservare l'albero finale dotato di profilo scanalato, sede del riduttore dell'elica e di magneti per l'alloggiamento dell'alternatore.



*Fig.6.81: L'albero motore*

Si possono notare le manovelle sfasate di  $180^\circ$  l'una dall'altra ed i fori per la lubrificazione. Sono stati inoltre ricavati dei fori trasversali inclinati a  $30^\circ$  rispetto ad un piano orizzontale e passante per l'asse di rotazione.

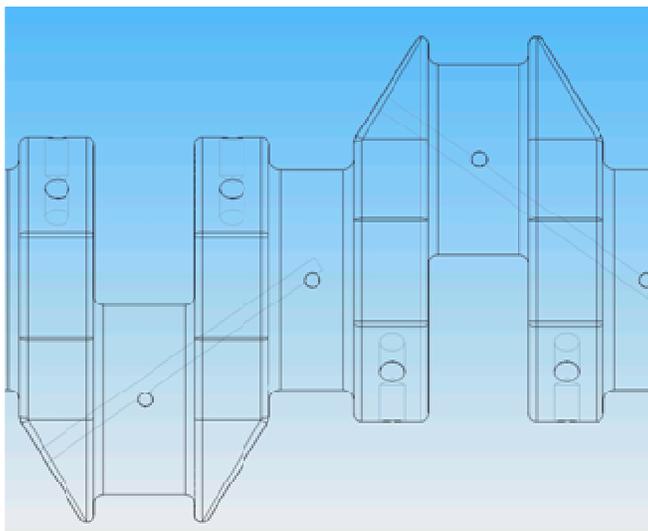


Fig.6.82: I fori trasversali

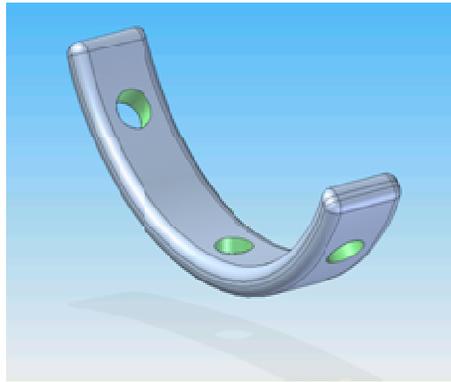
La scelta del materiale è stata dettata da esigenze di resistenza e peso.

In un primo momento è stata adottata una ghisa sferoidale, denominata GS 800, avente le seguenti caratteristiche:

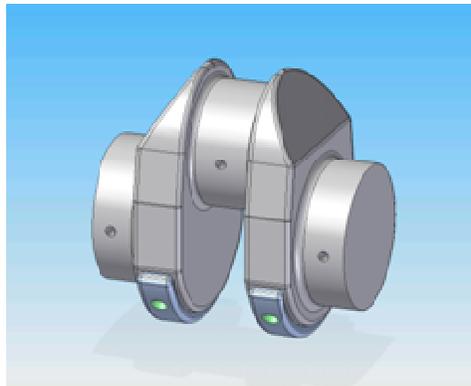
Durezza Rockwell C	30- 55 HRC;
Tensione di rottura	$R = 827 \text{ MPa}$ ;
Tensione di snervamento	$S = 621 \text{ MPa}$ ;
Modulo di Young	$E = 172000 \text{ MPa}$ ;
Coefficiente di Poisson	$\nu = 0,275$ ;
Densità	$\rho = 6640 \text{ kg/m}^3$ ;

Il peso dell'albero realizzato in ghisa GS 800 è 12,480 kg.

L'albero siffatto deve essere equilibrato con contrappesi realizzati in tungsteno, materiale avente densità molto elevata,  $19273 \text{ kg/m}^3$ , in modo da avere piccoli volumi. In figura si può vedere una manovella con i relativi contrappesi, ed il contrappeso:



*Fig.6.83: Contrappeso*

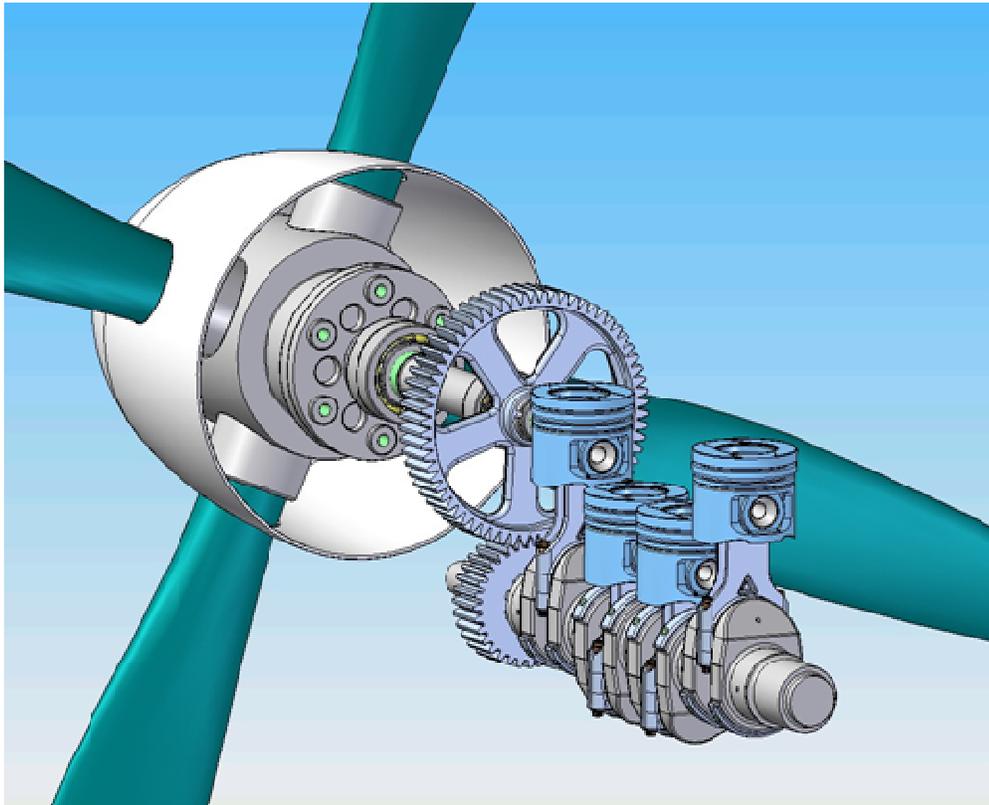


*Fig.6.84: Manovella con contrappeso*

Il manovellismo così progettato è stato sottoposto alle verifiche delle vibrazioni torsionali, delle velocità critiche proprie e alla verifica a fatica.

Il sistema esaminato, mostrato in figura, è costituito da:

1. Albero a gomiti + bielle e pistoni
2. Rotismo esterno
3. Albero d'elica
4. Elica



*Fig.6.85: Il sistema albero motore- riduttore- albero elica*

L'albero equivalente è costituito da un albero rettilineo, elastico e supposto privo di massa propria, portante  $n$  masse volaniche di cui le prime  $n-1$  corrispondono ai cilindri mentre l'ultima, più grande, rappresenta l'elica.

Ciascuno dei primi  $n$  volani comprende evidentemente un sistema stantuffo-biella-manovella, mostrato in figura, e nella determinazione del suo momento polare d'inerzia entra in gioco l'influenza delle masse alterne.

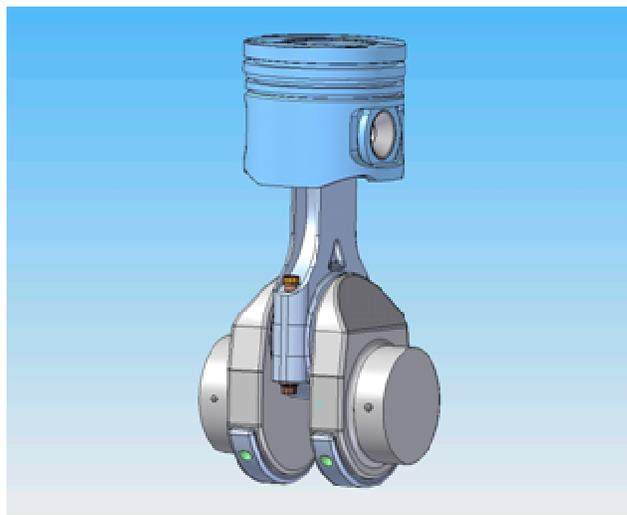


Fig.6.86: Sistema pistone-biella-manovella

Nel calcolo delle masse volaniche e delle rigidezze torsionali per l'albero in ghisa sferoidale G S 800 si hanno i seguenti valori per le inerzie:

$$J_1 = J_2 = J_3 = J_4 = 0,0121199 \text{ kg}\cdot\text{m}^2;$$

$$J_5 = 0,006613 \text{ kg}\cdot\text{m}^2;$$

$$J_6 = 0,21952 \text{ kg}\cdot\text{m}^2;$$

mentre per le rigidezze si ha:

$$K_1 = K_2 = K_3 = 291104 \text{ Nm/rad};$$

$$K_4 = 1395645 \text{ Nm/rad};$$

$$K_5 = 900000 \text{ Nm/rad}.$$

Le varie fasi di input ed output del foglio di calcolo Excel utilizzato per l'analisi delle vibrazioni torsionali dell'albero in ghisa di questa versione motore sono visualizzate di seguito:

Valore delle masse volaniche		Valore delle rigidzze torsionali	
J1	0.0121199 kg·m <sup>2</sup>	K1	291104 N·m/rad
J2	0.0121199 kg·m <sup>2</sup>	K2	291104 N·m/rad
J3	0.0121199 kg·m <sup>2</sup>	K3	291104 N·m/rad
J4	0.0121199 kg·m <sup>2</sup>	K4	1395645 N·m/rad
J5	0.06613 kg·m <sup>2</sup>	K5	900000 N·m/rad
J6	0.21952 kg·m <sup>2</sup>		

Fig.6.87: Schermata degli input della fase I del foglio di calcolo

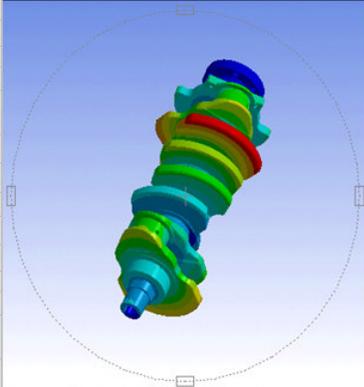
Modi propri risultanti		
	<b>Primo modo proprio</b> 2036 rad/s Il massimo valore del momento torcente è: M = [N·m] 128500,492 Il tratto più sollecitato è il n° 5	<b>Secondo modo proprio</b> 3915 rad/s Il massimo valore del momento torcente è: M = [N·m] 252985,5815 Il tratto più sollecitato è il n° 2
	<b>Terzo modo proprio</b> Valore fuori scala rad/s Il massimo valore del momento torcente è: M = [N·m] #N/D Il tratto più sollecitato è il n° #N/D	<b>Quarto modo proprio</b> Valore fuori scala rad/s Il massimo valore del momento torcente è: M = [N·m] #N/D Il tratto più sollecitato è il n° #N/D
	Numero di velocità critiche presenti nell'intervallo 0-10000 rad/s: 2	

Fig.6.88: Schermata degli output della fase I del foglio di calcolo

Come si vede, il terzo ed il quarto modo proprio di vibrare hanno valori fuori scala, quindi ci preoccuperemo di ciò che accade al primo modo di vibrare alla velocità critica di 2056 rad/s.

Analisi armonica e diagramma degli sforzi di torsione			
Seconda fase di immissione dati			
Raggio di manovella =	32,2	mm	
Lunghezza totale biella=	104,1	mm	
Peso masse alterne=	0,65	kg	
Alesaggio=	82	mm	
Pmi (pressione media indicata) Massima=	3,224	MPa	
n° giri corrispondente alla Pmi Max=	3800	giri/min	
Numero di cilindri=	4	(max 12 cilindri)	
Tipe ciclo (diesel->d; otto->o)	d	d/o	
Diametro esterno perno più sollecitato=	59	mm	
Diametro interno perno più sollecitato=	0	mm	
Campo d'indagine=	n° giri Minimo	100	giri/min
	n° giri Massimo	5500	giri/min
Calcolare le armoniche rispetto al modo proprio n°	1	(1.2.3.4)	
n° giri di esercizio=	5000	giri/min	
<b>Ordine di accensione=</b>			
Indicare i volani corrispondenti ai cilindri seguendo l'ordine di accensione			
Volano		Volano	
Primo	1	-----	
Secondo	3	-----	
Terzo	4	-----	
Quarto	2	-----	
-----		-----	
-----		-----	
<b>Intervalli angolari tra scoppi consecutivi=</b>			
Primo intervallo	180	-----	
Secondo intervallo	180	-----	
Terzo intervallo	180	-----	
-----		-----	

Fig.6.89: Schermata degli input della fase II del foglio di calcolo

Di seguito sono riportati la *curva risultante* ottenuta sommando per ogni regime di rotazione le tre componenti dominanti e il *diagramma degli sforzi di torsione*, avente una curva di andamento delle tensioni per ogni ordine considerato:

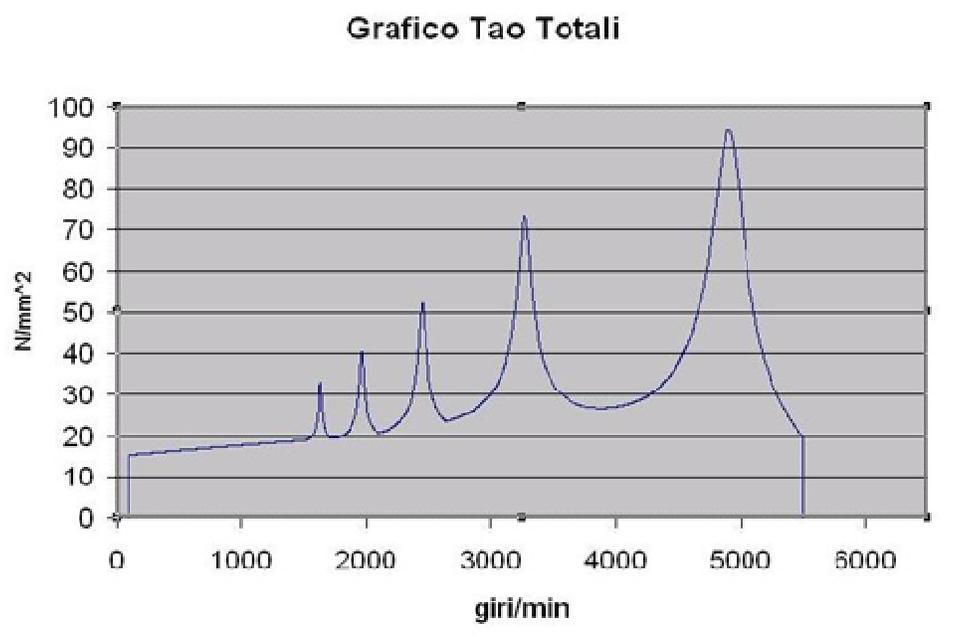


Fig.6.90: Curva risultante

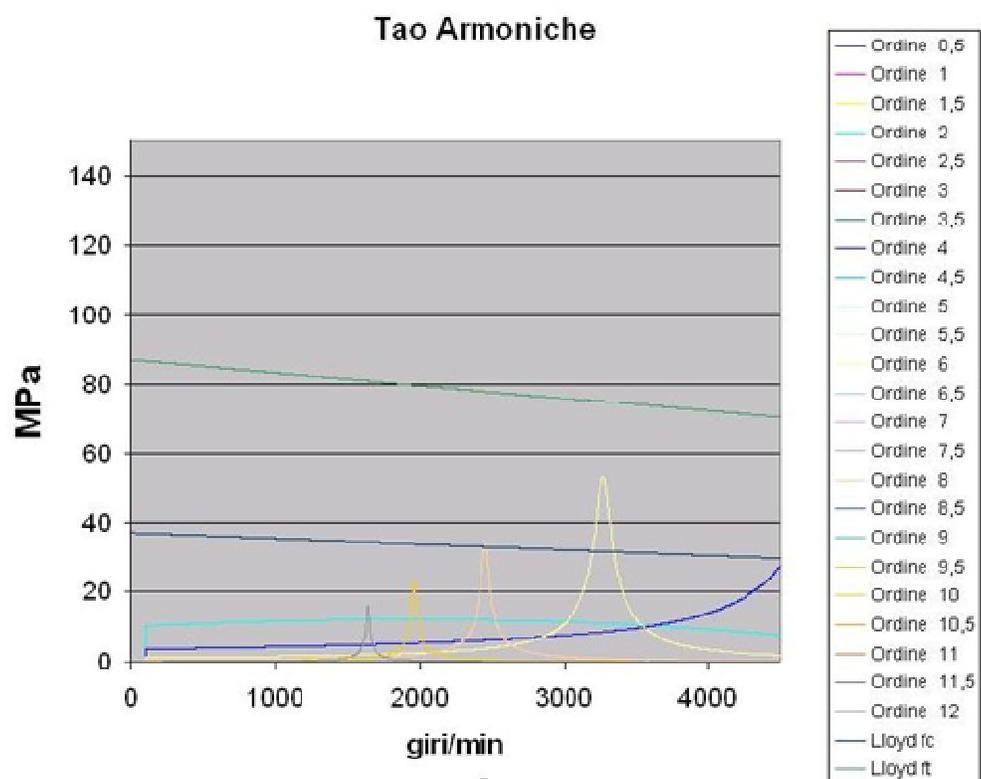


Fig.6.91: Diagramma degli sforzi di torsione

Dall'analisi del diagramma degli sforzi di torsione è evidente che l'albero motore così progettato non possiede le caratteristiche necessarie per un funzionamento ottimale e si è optato per la sostituzione del materiale al fine di poter conservare le geometrie calcolate. Il materiale scelto è in questo caso, è l'acciaio 300 M, le cui caratteristiche sono già state menzionate precedentemente.

La modifica del materiale di cui l'albero è composto comporta la nuova equilibratura.

Il nuovo albero è identico nella forma al precedente, ma cambia nel peso, che aumenta del 19%, divenendo di 14,5 kg.

Seguono le immagini relative al foglio elettronico di calcolo delle vibrazioni torsionali .

Foglio di calcolo per la determinazione dei modi propri di vibrazione di un albero con 12 masse volaniche		
Valore delle masse volaniche		Valore delle rigidzze torsionali
J1	0,175 kg m <sup>2</sup>	
		K1 1395764 N·m/rad
J2	0,002 kg m <sup>2</sup>	
		K2 893168 N·m/rad
J3	0,0132333 kg m <sup>2</sup>	
		K3 624450 N·m/rad
J4	0,0132333 kg m <sup>2</sup>	
		K4 624450 N·m/rad
J5	0,0132333 kg m <sup>2</sup>	
		K5 624450 N·m/rad
J6	0,0132333 kg m <sup>2</sup>	
		K6 936704 N·m/rad
J7	0,019 kg m <sup>2</sup>	
		K7 N·m/rad
J8	kg m <sup>2</sup>	
		K8 N·m/rad
J9	kg m <sup>2</sup>	
		K9 N·m/rad
J10	kg m <sup>2</sup>	
		K10 N·m/rad
J11	kg m <sup>2</sup>	
		K11 N·m/rad
J12	kg m <sup>2</sup>	

Fig.6.92: Schermata degli input della fase I del foglio di calcolo

<b>Primo modo proprio</b>	<b>Secondo modo proprio</b>
2074 rad/s	5596 rad/s
Il massimo valore del momento torcente è:	Il massimo valore del momento torcente è:
M = [Nm] 756721,54	M = [Nm] 5480162,8
Il tratto più sollecitato è il n°	Il tratto più sollecitato è il n°
2	1
<b>Terzo modo proprio</b>	<b>Quarto modo proprio</b>
Valore fuori scala rad/s	Valore fuori scala rad/s
Il massimo valore del momento torcente è:	Il massimo valore del momento torcente è:
M = [Nm] #N/D	M = [Nm] #N/D
Il tratto più sollecitato è il n°	Il tratto più sollecitato è il n°
#N/D	#N/D

Fig.6.93: Schermata degli output della fase I del foglio di calcolo

<b>Analisi armonica e diagramma degli sforzi di torsione</b>			
<b>Seconda fase di immissione dati</b>			
Raggio di manovella =	32,3	mm	
Lunghezza totale biella=	101,4	mm	
Peso masse a terne=	0,719	kg	
Alesaggio=	82	mm	
Pmi (Pressione media indicata) Massima=	3,225	MPa	
n° giri corrispondente alla Pmi Max=	3800	giri/min	
Numero di cilindri=	4	(max 12 cilindri)	
Tipo ciclo (diesel->d; otto->o)	d	d/o	
Diametro esterno perno più sollecitato=	51	mm	
Diametro interno perno più sollecitato=	0	mm	
Campo d'indagine=	n° giri Minimo	100	giri/min
	n° giri Massimo	5500	giri/min
Calcolare le armoniche rispetto al modo proprio n°	1	(1,2,3,4)	
n° giri di esercizio=	5000	giri/min	
Ordine di accensione=			
Indicare i volani corrispondenti ai cilindri seguendo l'ordine di accensione			
Volano		Volano	
Primo	1	-----	
Secondo	3	-----	
Terzo	4	-----	
Quarto	2	-----	
-----		-----	
-----		-----	
Intervalli angolari tra scoppi consecutivi=			
Primo intervallo	180	-----	
Secondo intervallo	180	-----	
Terzo intervallo	180	-----	
-----		-----	
-----		-----	
-----		-----	

Fig.6.94: Schermata degli input della fase II del foglio di calcolo

### Grafico Tao Totali

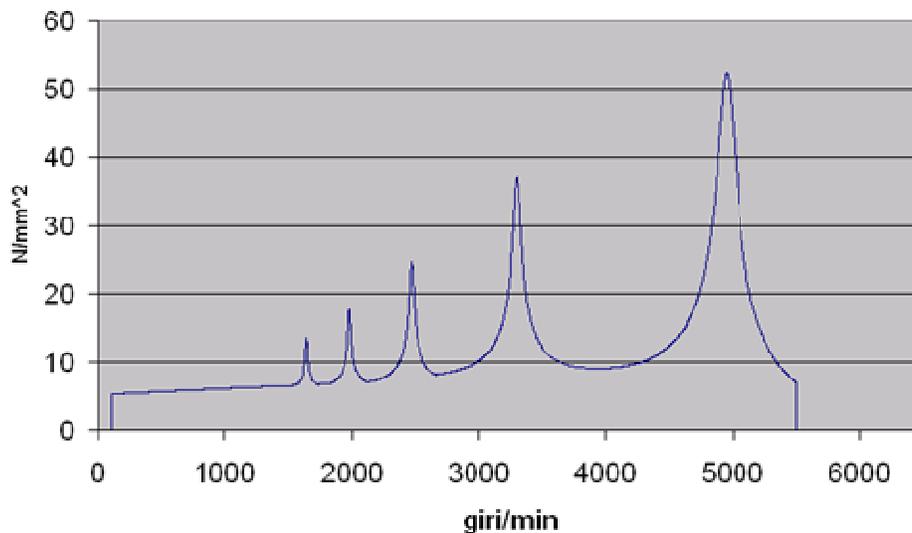


Fig.6.95: Curva risultante

### Tao Armoniche

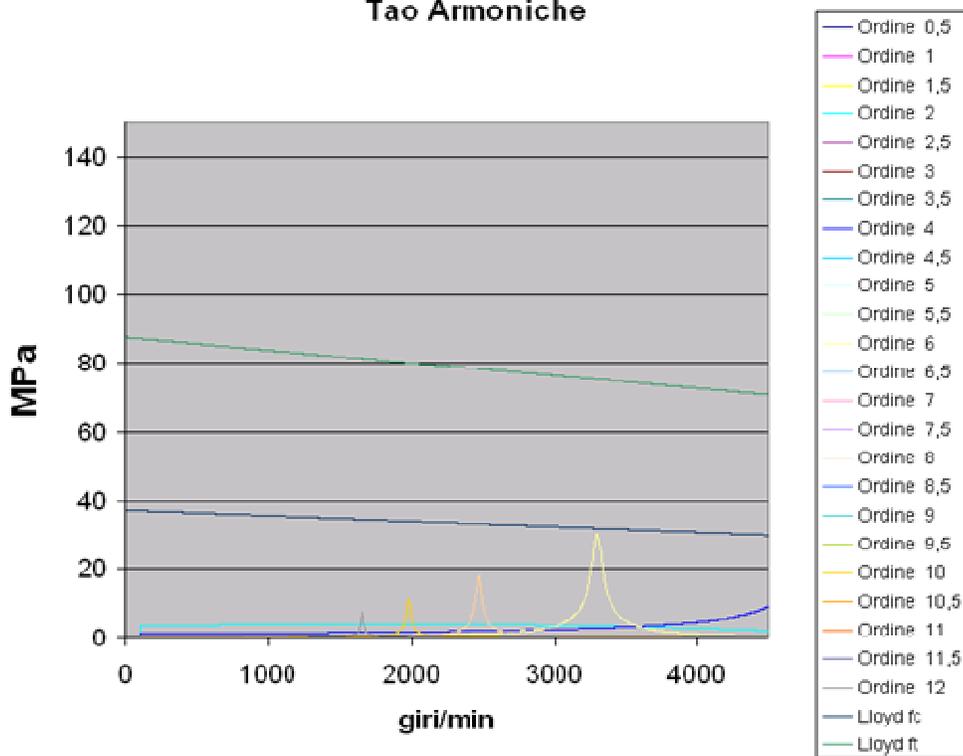


Fig.6.96: Diagramma degli sforzi di torsione

Come si vede dalle immagini, avendo sostituito il materiale, ghisa sferoidale con acciaio speciale, l'albero risulta ora verificato, avvalorando così la scelta fatta, sia pure a svantaggio del peso complessivo.

## Capitolo 7: Sistemi turbocompound

### 7.1 Introduzione ai sistemi turbocompound

Più del 35% dell'energia liberata dalla combustione del carburante viene perduta con i gas di scarico. Tra il 1909 ed il 1915 Alfred Buchi sviluppò il primo turbocharger mentre era impegnato nello sviluppo del motore diesel presso la Sulzer di Winterthur, Svizzera. Il vantaggio di questo sistema rispetto alla sovralimentazione meccanica, compressore trascinato dall'albero motore per le operazioni in altitudine venne presto riconosciuto, tanto che nel 1917 Auguste Rateau lo adattò ad un motore aeronautico. Sebbene materiali resistenti alle temperature dei gas esausti prodotti dal motore ( $\geq 950^\circ$ ) non fossero ancora disponibili, già nel 1939 il bombardiere B17 venne equipaggiato con dei gruppi di sovralimentazione della General Electric, grazie ad un getto di aria fredda convogliato sulle turbine.

I primi aerei dotati di sistemi turbocompound furono usati già durante la seconda guerra mondiale; poi, furono usati nei motori marini. Sin dal 1991 la Scania ha prodotto camion equipaggiati con motori dotati di turbocompound.

Negli Stati Uniti la ricerca ha portato allo sviluppo di turbocompound di tipo elettrico. Grazie a questo dispositivo parte dell'energia dei gas di scarico viene recuperata e questo permette di incrementare le prestazioni e l'efficienza generale del motore.

Un classico sistema di turbocompound si compone di una turbina e di un compressore. A bassi regimi di rotazione, quando la pressione dei gas esausti non è sufficientemente elevata, la turbina produce una contropressione che oppone resistenza al flusso dei gas in uscita dal cilindro e peggiora il rendimento di carica. Per ovviare a questo inconveniente la valvola wastegate scarica i gas omettendo il turbo compressore. Ad alti regimi di rotazione, a cui corrisponde un'alta pressione dei gas di scarico, la turbina produce più energia di quella necessaria a trascinare

il compressore, per cui è ragionevole fare uso del surplus energetico per trascinare un generatore nel caso di un turbocompound elettrico o per ottenere una trasmissione diretta di potenza sull'albero motore nel caso di un turbocompound meccanico. Questo viene mostrato in figura dove sono rappresentate le caratteristiche della turbina e del compressore in funzione del carico del motore.

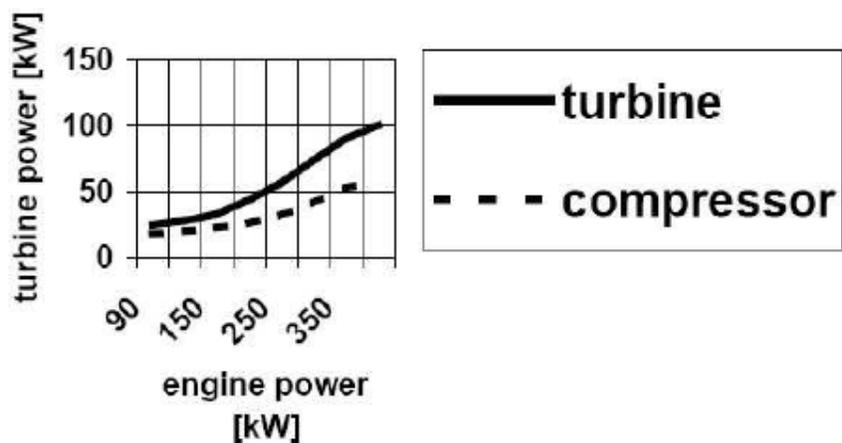


Fig. 7.1: Curve di potenza di turbina e compressore per motore Caterpillar C15

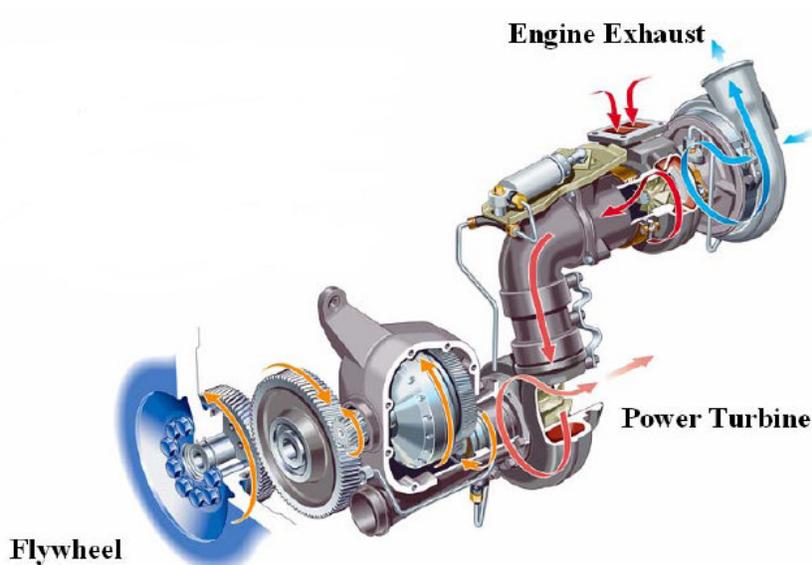


Fig. 7.2: Schema del turbocompound meccanico Scania

Il lavoro teorico della turbina è dato dalle equazioni:

$$l_0 = \frac{k_1}{k_1 - 1} * R_{sp} * T_s \left[ 1 - \left( \frac{p'_s}{p_s} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}} \right] \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\frac{T'_s}{T_s} = \left( \frac{p'_s}{p_s} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}}$$

Dalle precedenti si ricava:

$$l_0 = \frac{k - 1}{k_1 - 1} * R_{sp} * (T_s - T'_s) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

dove:

$l_0$  – lavoro teorico

$k_1$  – esponente dell'adiabatica dei gas esausti

$R_{sp}$  – costante dei gas esausti

$p'_s$  – pressione dei gas a valle della turbina

$p_s$  – pressione dei gas a monte della turbina

$T_s$  – temperatura dei gas prima della turbina

$T'_s$  – temperatura dei gas che lasciano il rotore

L'equazione ottenuta definisce la relazione tra la quantità teorica di lavoro ottenibile e la caduta di temperatura dei gas esausti dopo essere passati attraverso la turbina.

La potenza ottenuta dalla turbina può essere espressa dalla relazione:

$$N_t = G_s * l_t = G_s * l_0 * \eta_t$$

dove:

$N_t$  – potenza teorica

$G_s$  – portata in massa dei gas esausti [kg/s]

$\eta_t$  – rendimento isoentropico della turbina

La portata in massa dei gas esausti può essere determinata attraverso la quantità di aria introdotta a monte del motore dal compressore e dal coefficiente di modifica molecolare che e' pari a:

$$\beta = \frac{m_{pow} + m_{pal}}{m_{pow}}$$

dove:

$\beta$  – coefficiente di modifica molecolare

che per motori diesel sovralimentati varia fra i valori 1,03 ÷ 1,05.

La portata dei gas è quindi data dalla relazione:

$$G_s = \beta * G_p$$

dove:

$G_p$  – quantità di aria che entra nei cilindri del motore [kg/s]

La quantità di aria in ingresso al motore è a sua volta descritta dalla relazione:

$$G_p = \frac{n * V_{ss} * \eta_n * \gamma_{pow}}{120}$$

dove:

$G_p$  – quantità di aria in ingresso nei cilindri

$V_{ss}$  – cilindrata del motore [m<sup>3</sup>]

$\gamma_{pow}$  – densità dell'aria che entra nei cilindri [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$n$  – velocità di rotazione del motore [rpm]

$\eta_n$  – rendimento di carica

Sulla base del precedente modello di calcolo viene determinata la potenza della turbina ed è possibile ottenere in grafico l'andamento della potenza in funzione del carico del motore, come si vede dalle figure seguenti.

Si procede secondo il seguente schema a blocchi:

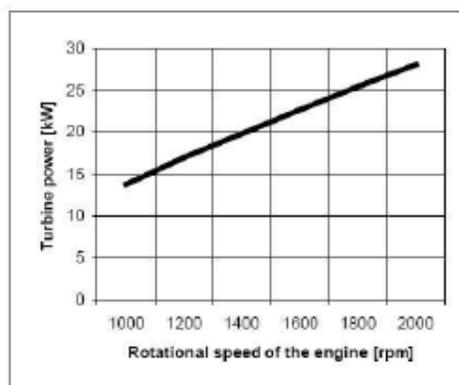


Fig. 7.3: Traccia della funzione di potenza ottenuta da un turbocompound meccanico

L'utilizzo di un sistema turbocompound, in affiancamento al sistema di sovralimentazione classico, risulta quindi essere, per quanto esposto in precedenza, un'ottima via per recuperare parte dell'energia prodotta durante la fase di combustione che altrimenti andrebbe perduta in seno ai gas di scarico. La maggior complicazione impiantistica ed il maggior costo vengono bilanciati dai seguenti vantaggi:

- Aumento della coppia ottenibile fino al 10-11%
- Incremento della coppia fino al 10-11%
- Riduzione dei consumi di carburante del 5-11%

Questi parametri variano in tutto l'arco di funzionamento del motore, in particolare questi cambiamenti sono maggiori ai carichi più elevati, quando il motore lavora a velocità di rotazione prossime a quella di coppia massima.

Da queste affermazioni segue quindi che l'utilizzo di sistemi turbocompound risulta particolarmente vantaggioso soprattutto per motori che lavorano ad alti carichi.

Per l'insieme di tutti questi fattori, ma in particolar modo per consentire, a parità di cilindrata, una quota di ristabilimento maggiore si è studiato un sistema di turbosovralimentazione che consenta di portare la quota di ristabilimento ai più elevati valori possibili compatibilmente con la tecnica attuale. Unitamente a questo intento ci si è mossi nella direzione di un incremento di rendimento e potenza grazie allo studio di soluzioni di turbocompound da applicare al motore nella versione 4 cilindri in linea analizzata nel capitolo precedente. Preme sottolineare che se da un lato l'utilizzo di tali soluzioni, come detto, porta ad un miglioramento di tali parametri importantissimi ha comunque dall'altro l'inconveniente di una maggiore complicazione impiantistica.

E' anche opportuno sottolineare che l'offerta commerciale, in tale campo, risulta decisamente carente o comunque non soddisfacente rispetto alle specifiche esigenze di applicazione, perciò il sistema in esame, una volta progettato e messo

a punto, se si dimostrerà alla prova pratica soddisfacente, potrà ben inserirsi in una nicchia con sviluppi futuri decisamente interessanti.

## 7.2 Valutazioni di applicazione

E' necessario, ora, definire i limiti della progettazione che si è effettuata.

E' evidente che la progettazione completa di un sistema di turbosovralimentazione deve sviluppare e risolvere le seguenti problematiche:

- Progettazione del compressore centrifugo
- Progettazione della turbina centripeta
- Progettazione delle caratteristiche dell'accoppiamento tra compressore e turbina
- Progettazione e taratura di organi di sicurezza (waste gate)
- Accoppiamento di motore e turbosovralimentatore ("matching")

Il dimensionamento che andremo ad eseguire è caratterizzato dai seguenti aspetti fondamentali:

- Aspetto fluidodinamico;
- Aspetto termodinamico;
- Verifica e ottimizzazione delle soluzioni proposte in precedenza;
- Effettiva realizzabilità del sistema progettato.

Il primo passo è stato la costruzione di un modello di simulazione usato per il dimensionamento di massima dell'impianto di sovralimentazione, al fine di ottenere valori sempre prossimi alla realtà sperimentale e sono state effettuate simulazioni a livelli di quota vicini fra loro.

Per quanto riguarda i dati iniziali su cui ci si è basati, per il motore sono stati tenuti presenti i valori di potenza e di geometria relativi alla versione 4 cilindri in linea già esaminata, per le condizioni di utilizzo si è mantenuta l'intenzione di

dimensionare un impianto che garantisca il funzionamento stratosferico, fino a 20 km, del sistema di propulsione in esame.

Il sistema di sovralimentazione nativo del motore 1.9 jtd FIAT è un sistema progettato per l'uso a terra, e come tale presenta delle incompatibilità inconciliabili con l'uso aeronautico.

Il sistema di sovralimentazione è del tipo a gas di scarico, con wastgate comandata automaticamente, con sistema a pressione costante.

Sul motore 1900 jtd originale è presente la sovralimentazione di potenza. Volendo quindi ottenere un motore capace di fornire una quota di ristabilimento discreta, si deve pensare di potenziare il sistema di sovralimentazione, per poter affiancare alla sovralimentazione di potenza, capace di fare arrivare il motore a livelli buoni di potenza, la sovralimentazione per il ristabilimento della pressione. Le specifiche richieste per lo sviluppo del progetto sono:

- la pressione necessaria alla sovralimentazione di potenza prima delle valvole vale 3,93 bar quindi, stimando la perdita di carico dovuta ad un eventuale aftercooler in circa 0,3 bar, la pressione in uscita dall'ultimo compressore del gruppo deve essere pari almeno a 4,23 bar.
- la quota di ristabilimento viene fissata a 20000 metri.

Per la valutazione dei parametri atmosferici si è fatto riferimento al modello di Atmosfera Standard. Questo modello venne adottato il 15 ottobre 1976 dal United States Committee on Extension to the Standard Atmosphere (COE-SA), rappresentante 29 organizzazioni scientifiche e di ingegneria americane.

I valori presentati nel 1976 portano piccole modifiche rispetto a quelli precedentemente adottati, risalenti al 1962. Vediamo nel dettaglio il modello utilizzato per il calcolo dei parametri.

L'atmosfera standard viene definita in termini di altitudine geopotenziale.

L'idea alla base di questo concetto è che un piccolo cambiamento nell'altitudine geopotenziale produrrà gli stessi cambiamenti nell'energia potenziale gravitazionale come l'altitudine geometrica al livello del mare.

Matematicamente questo è espresso dall'equazione:

$$gdT = GdH$$

dove H è l'altitudine geopotenziale e Z quella geometrica, g l'accelerazione di gravità e G il suo valore a livello del mare. Il valore di g varia con l'altitudine come esposto nella formula seguente:

$$\frac{g}{G} = \left( \frac{E}{Z + E} \right)^2$$

dove E è il raggio della terra. Segue:

$$dH = \frac{g}{G} dZ = \left( \frac{E}{Z + E} \right)^2 dZ$$

Integrando:

$$\int_0^H dH = \int_0^H \left( \frac{E}{Z + E} \right)^2 dZ$$

$$H = \frac{EZ}{E + Z}$$

$$Z = \frac{EH}{E - H}$$

Mentre Z ed H sono virtualmente identiche a basse altitudini, si può vedere che, ad esempio, per Z = 86 km corrisponde un H = 84.852 km. A quell'altitudine g vale 0.9735 volte il suo valore a livello del mare.

Partendo dall'equazione fondamentale:

$$dP = -\rho(gdZ) = -\rho(GdH)$$

ed utilizzando la formula dei gas perfetti otteniamo:

$$dP = -\frac{MP}{RT}GdH$$

Questa equazione porta direttamente al calcolo della pressione nell'atmosfera standard. All'interno di un livello atmosferico la temperatura è funzione lineare dell'altitudine geopotenziale H.

$$T = T_b + L(H - H_b)$$

dove L è il gradiente costante di temperatura e  $T_b$  e  $H_b$  sono la temperatura e l'altitudine geopotenziale alla base del livello. L'equazione iniziale diventa quindi:

$$dP = -\frac{MG}{R} \frac{P}{(T_b + L(H - H_b))} dH$$

e la pressione a qualunque livello di H all'interno del livello si può trovare integrando questa equazione:

$$\int_{P_b}^P dP = -\int_{H_b}^H \frac{MG}{R} \frac{P}{(T_b + L(H - H_b))} dH$$

Dalla precedente si ottiene:

$$\ln\left(\frac{P}{P_b}\right) = -\frac{MG}{RL} \ln\left(\frac{T_b + L(H - H_b)}{T_b}\right)$$

che in forma esponenziale diviene:

$$\frac{P}{P_b} = \left( \frac{T_b + L(H - H_b)}{T_b} \right)^{-\frac{g_0 M}{RL}}$$

Si vede quindi la ragione per la quale si utilizza l'altitudine geopotenziale per la definizione dell'atmosfera standard. Se venisse utilizzata  $Z$  sarebbe apparso  $g$  e non  $G$  nell'equazione e la variazione di  $g$  sarebbe stata inclusa nell'integrazione rendendola decisamente più complessa.

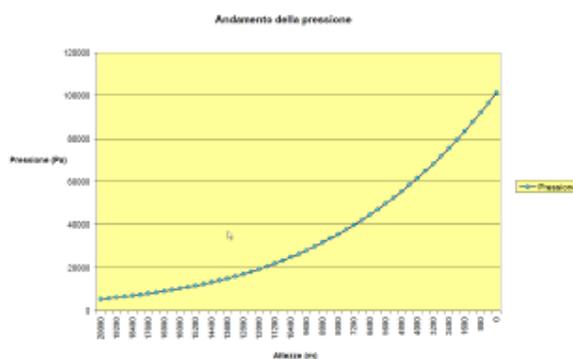


Fig. 7.4: Andamento della pressione nell'atmosfera standard

Per la valutazione dei parametri termodinamici dell'aria in ingresso ed in uscita dalle varie fasi di compressione, se vogliamo una stima accurata dei valori in esame, dobbiamo considerare l'evoluzione della trasformazione dal punto 1 al punto 2' come una politropica.

Non sono quindi trascurabili né il rendimento a cui lavora il compressore né le variazioni delle grandezze con la temperatura, ad esempio  $c_p = f(T)$ .

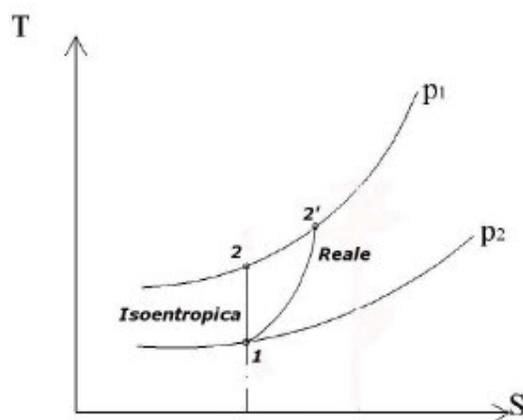


Fig. 7.5: Compressioni nel piano T-S

Un modello che restituisce ottimi risultati è quindi un modello che tenga conto non solo dell'equazione dei gas perfetti, ma tenga presenti anche le variazioni dei calori specifici  $C_p(T)$  e  $C_v(T)$ .

Questo permette il calcolo di un certo numero di proprietà termodinamiche che sono utili all'interno di un ampio range di pressioni e temperature. La figura mostra l'influenza sull'entalpia dell'aria sia degli effetti gas reale che hanno le alte pressioni e temperature, sia gli effetti di dissociazione causati da bassa pressione - alte temperature.

La zona chiara nella figura mostra gli intervalli di pressione e temperatura all'interno dei quali il modello di gas ideale ha uno scostamento di entalpia minore dell'1%. In questa regione trovano collocazione un grande numero di applicazioni dell'ingegneria e questo sottolinea l'utilità del modello ideale del gas.

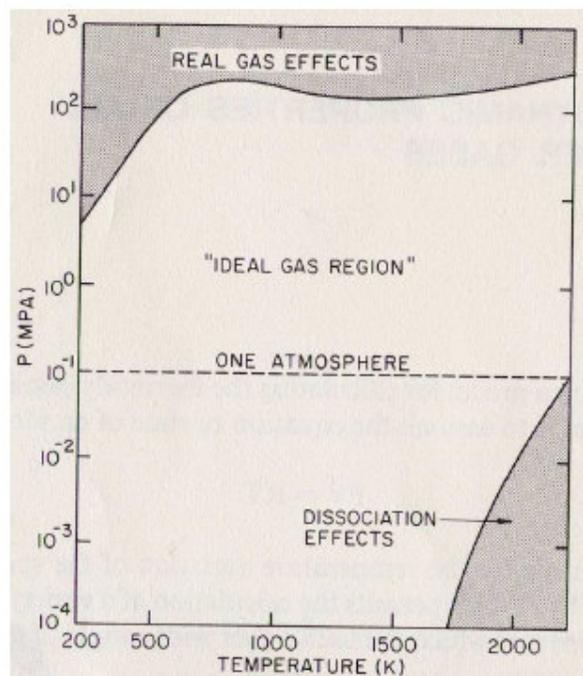


Fig. 7.6: Range di utilizzo del gas ideale

Le proprietà dei gas che sono utili nella fasi di progettazione e nell'analisi, proprie dell'ingegneria, sono:

1. Calore specifico a pressione costante:  $C_P(T)$
2. Calore specifico a volume costante:  $C_V(T)$
3. Entalpia:

$$H(T) = \int_{T_0}^T C_P(T) dT$$

4. Energia interna:

$$U(T) = H(T) - RT$$

5. Entropia:

$$E(T) = \int_{T_0}^T \frac{CP(T)}{T} dT$$

6. Rapporto pressione isoentropico:  $PR(T) = \text{EXP} [E(T) / R]$
7. Funzione pressione isoentropica:  $IPR(T) = E(T) / R$
8. Funzione volume isoentropica:  $IVR(T) = \text{LOG}(RT) - IPR(T)$
9. Temperatura in funzione di  $IPR(T)$ :  $T(IPR)$
10. Rapporto fra calori specifici:  $G(T) = CP(T) / CV(T) = 1 / [1 - R/CP(T)]$

Tutte le caratteristiche elencate sopra, con l'eccezione dell'IPR e dell'IVR, sono le stesse presentate nei normali libri di testo di termodinamica. Queste due funzioni sono state ridefinite nel caso dell'aria per ottenere equazioni termodinamiche più accurate. In molte tabelle di proprietà termodinamiche dell'aria, il salto di pressione in un processo isoentropico è dato da:

$$\left( \frac{P_1}{P_2} \right)_{ISEN} = \frac{PR(T_1)}{PR(T_2)}$$

dove  $PR(T)$  viene calcolato dalla relazione:

$$PR(T) = \text{EXP} \left[ \frac{E(T)}{R} \right]$$

A causa della natura esponenziale di questa equazione, il range della funzione entropia  $E(T)$  causa grandi variazioni di  $PR(T)$  nell'intervallo di temperature qui considerato per l'aria. Questo impedisce di esprimere  $PR(T)$  con una equazione semplice e al tempo stesso accurata. Questo problema viene aggirato definendo una nuova funzione di rapporto di pressione isoentropico:

$$IPR(T) = \text{LOG}(PR) = \frac{E(T)}{R}$$

da cui:

$$\text{LOG} \left( \frac{P_1}{P_2} \right)_{ISEN} = IPR(T_1) - IPR(T_2)$$

Il rapporto di volume isoentropico  $V R(T)$  presenta le stesse difficoltà di calcolo già discusse per  $PR(T)$ . Similmente viene definita una nuova funzione:

$$IVR(T) = \text{LOG}VR(T) = \text{LOG}(RT) - IPR(T)$$

da cui:

$$\text{LOG} \left[ \frac{V(T_1)}{V(T_2)} \right]_{ISEN} = IVR(T_1) - IVR(T_2)$$

Nella soluzione di molti problemi di ingegneria che coinvolgono trasformazioni isoentropiche, la temperatura in ingresso e il salto di pressione fra gli stati sono in genere noti e si desidera calcolare la temperatura finale  $T_2$ .

Questo caso è proprio quello in cui ci troviamo, per cui l'introduzione di queste nuove funzioni nel modello di calcolo ci permette di introdurre la variazione con la temperatura di alcune grandezze e di andare a valutarla con la dovuta accuratezza.

Del modello di calcolo completo anticipo in questa sede solo le varie simulazioni che sono state effettuate con l'ausilio di un programma di calcolo, nello specifico Matematica della Wolfram Research.

In letteratura ci vengono forniti anche i polinomi interpolanti delle grandezze appena illustrate, che è stato possibile inserire direttamente nel programma, con il duplice vantaggio di un risparmio di tempo rispetto alla lettura dei valori da tabella e di una maggiore precisione nella computazione.

Il polinomio interpolante della funzione  $H(T)$  assume la forma seguente:

$$H(T) = \sum_{N=0}^3 A(N)T^N$$

con A che assume i valori:

- $A(0) = 0.120740 \cdot 10^2$
- $A(1) = 0.924502$
- $A(2) = 0.115984 \cdot 10^{-3}$
- $A(3) = -0.563568 \cdot 10^{-8}$

I polinomi interpolanti di E (T) e della funzione IPR(T) risultano invece:

$$IPR(T) = \frac{E(T_1)}{R}, R = 0.287040 \frac{kJ}{kgK}$$

$$E(T) = \sum_{N=0}^1 A(N)T^N + A(2)LOG(T)$$

con:

- $A(0) = 0.1386989 \cdot 10^2$
- $A(1) = 0.184930 \cdot 10^{-3}$
- $A(2) = 0.95$

Vediamo la forma assunta dall'espressione della temperatura in funzione dell'IPR:

$$T(IPR) = \sum_{N=0}^3 A(N)(IPR)^N$$

con:

- $A(0) = -0.880092 \cdot 10^4$
- $A(1) = 0.126974 \cdot 10^4$
- $A(2) = -0.619391 \cdot 10^2$
- $A(3) = 0.103530$

Abbiamo visto quindi che con l'utilizzo di tali funzioni termodinamiche viene pienamente soddisfatta la richiesta di inserire nel modello la variazione dei parametri, quali ad esempio i calori specifici, che variano al variare della temperatura.

Per quanto concerne i rendimenti delle trasformazioni si è invece utilizzata una formula che legasse fra loro il rendimento della politropica a quello total-to-total del compressore.

$$\eta_{TT} = \frac{(\beta)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{(\beta)^{\frac{k-1}{k} \frac{1}{\eta_{pc}}} - 1}$$

Calcolando quindi  $\eta_{pc}$  una volta noto  $\eta_{TT}$  dal grafico del compressore, arriviamo alla sintesi completa del procedimento di calcolo che ci permette di stimare i valori di temperatura in uscita dalle fasi di compressione.

Diventa infatti:

$$\text{LOG} \left( \frac{P_1}{P_2} \right)_{ISEN} = \eta_{pc} (IPR(T_1) - IPR(T_2))$$

da cui possiamo calcolare l'IPR dell'aria in uscita dalla fase di compressione, una volta che siano noti il rapporto di compressione  $\beta$  ed il rendimento dello stadio.

$$IPR(T_2) = \frac{\text{LOG}(\beta)}{\eta_{pc}} + IPR(T_1)$$

Noto  $IPR(T_2)$  si ricava immediatamente  $T_2$  grazie alla funzione  $T$  (IPR).

Nella valutazione dei vari stadi di espansione si utilizza un metodo iterativo spiegato in seguito. In ingresso alla turbina sono note alcune grandezze, facendo riferimento alla figura:

la pressione di ingresso  $p_5$

l'entalpia specifica di ingresso  $h_5$

la temperatura di ingresso  $T_5$

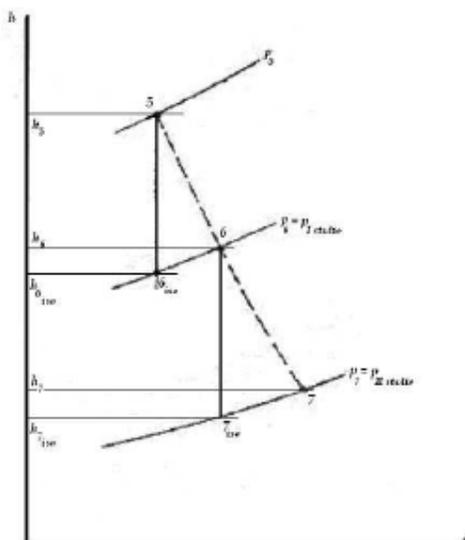


Figura 7.7: Espansioni tra due livelli di pressione

Per la valutazione dell'uscita serve, oltre a questi dati in ingresso, anche la potenza specifica che viene assorbita dal compressore al quale la turbina è collegata.

Nel modello precedentemente elaborato, il salto entalpico specifico nel compressore veniva calcolato, note le temperature di ingresso e uscita dallo stadio di compressione attraverso la:

$$\Delta h_{comp} = c_p \Delta T_{comp}$$

Questa strada non tiene conto della variazione di  $c_p$  con la temperatura e quindi si preferisce calcolare il  $\Delta h$  attraverso la funzione  $H(T)$  nella forma polinomiale illustrata, da cui:

$$\Delta h_{comp} = (h_{u,c} - h_{i,c})_{reale}$$

Noti quindi i dati della temperatura e dell'entalpia specifica dei fumi all'ingresso della turbina e il salto entalpico della compressione, si può valutare il salto entalpico reale in turbina, partendo dalla condizione di autosufficienza del gruppo turbocompressore:

$$P_c = P_t = (h_{i,t} - h_{u,t}) * \eta_t = (h_{i,t} - h_{u,t})_{reale}$$

da cui si ricavano l'entalpia teorica e quella reale in uscita dalla turbina :

$$h_{uiso,t} = h_{i,t} - \frac{P_c}{\eta_t}$$

$$h_{u,t} = h_{i,t} - P_c$$

Nota l'entalpia reale in uscita dalla turbina, mediante un procedimento iterativo che coinvolge il calore specifico  $c_p$  della miscela di gas, è possibile ottenere la temperatura di uscita dei gas dalla turbina.

Tale procedimento parte con l'assegnazione arbitraria del calore specifico all'uscita pari all'unità ( $c_{pusc} = 1$ ).

Si calcola poi un valore di primo tentativo per la temperatura all'uscita dividendo l'entalpia trovata precedentemente per tale  $c_p$ .

Sempre facendo riferimento alla figura, avremo quindi:

$$T_6 = \frac{h_{u,t}}{c_p} = \frac{h_6}{c_p}$$

Si cerca poi un  $c_p$  medio che caratterizzi la trasformazione da  $T_5$  a  $T_6$ :

$$(c_p)_{medio} = \frac{(c_p(T_5) - c_p(T_6))}{(T_5 - T_6)}$$

Trovato il  $c_p$  medio in funzione di questa prima temperatura  $T_6$  si calcola un nuovo valore di  $T_6$ , primo, utilizzando lo stesso  $h_6$  trovato all'inizio. Iterando questo procedimento si nota la convergenza dei valori della temperatura in uscita verso un valore, che sarà quello reale che si sta cercando.

Nel modello di calcolo precedentemente proposto la miscela di gas in uscita dal motore viene trattata come se fosse completamente composta da CO e viene considerato, di conseguenza, il  $c_p$  della miscela pari a quello dell'ossido di carbonio. Per superare questa limitazione si può utilizzare un  $c_p$  equivalente della miscela di gas effettuando una media-pesata dei  $c_p$  dei singoli elementi chimici. I valori esatti dei calori specifici dei singoli elementi sono stati tratti dal database del NIST (National Institute of Science and Technology). La loro forma polinomiale, comune ad ogni elemento, si presenta nella forma:

$$c_p = A + Bt + Ct^2 + Dt^3 + \frac{E}{t^2}$$

Per quanto riguarda la composizione dei gas si fa riferimento alla miscela tipo di un motore diesel, trascurando la percentuale bassissima che costituiscono i prodotti secondari della combustione. Si richiamano solo le percentuali dei singoli elementi:

- N<sub>2</sub> 75.2%
- O<sub>2</sub> 15%
- CO<sub>2</sub> 7.2%
- H<sub>2</sub>O 2.6%

Il  $c_p$  equivalente della miscela assume quindi la forma:

$$c_{p,equivalente} = \frac{c_{pN_2} * 75.2 + c_{pO_2} * 15 + c_{pCO_2} * 7.2 + c_{pH_2O} * 2.6}{100}$$

Specificati i modi di valutazione delle fasi di compressione ed espansione, si descrivono ora i parametri di base per il dimensionamento effettivo del sistema di turbocompressione. Si è esaminato, per avere un'idea dell'offerta commerciale, l'intera gamma dei turbocompressori centrifughi della Garrett, un'azienda americana che offre un'ampia disponibilità di prodotti, in grado di rispondere alle esigenze più diverse con prodotti di altissima qualità, anche se a un costo mediamente più elevato. La soluzione studiata prevede la sovralimentazione del motore per mezzo di più turbocompressori in serie ed è la migliore in riferimento alle possibilità attuali in termini di disponibilità sul mercato dei turbocompressori. L'accoppiamento di più gruppi al nostro motore risulta un'operazione di per sé complessa. Quando si va a fare il matching tra due macchine di tipo centrifugo e volumetrico, con i calcoli si può soltanto prevedere quello che sarà il funzionamento a grandi linee, e la sperimentazione e la messa a punto saranno essenziali. Mettendo in serie più macchine, i cui regimi di rotazione non sono legati da relazioni geometriche bensì soltanto fluido-termodinamiche, la complessità dei modelli da usare per la previsione del comportamento aumenta parecchio. In questa sede si farà quindi, come del resto è abitudine dei costruttori di motori alternativi, la scelta propositiva dei compressori da usare: per le turbine si potranno proporre le scelte consigliate da catalogo, ma sappiamo che l'ultima parola in fatto di matching va lasciata alle ditte specializzate, che solo hanno l'esperienza e gli strumenti adeguati. Un altro problema inerente all'utilizzo dei turbocompressori riguarda la disposizione e la progettazione dei condotti e dei collettori: sarà in particolare da tenere presente la possibilità dell'innescio di fenomeni oscillatori nel funzionamento delle macchine in serie. Infine anche il sistema di interrefrigerazione e la disposizione degli scambiatori richiederanno un ulteriore studio qui non affrontato. La Garrett fornisce le formule attraverso cui valutare il rapporto di compressione e il valore corretto della portata in massa d'aria in ingresso al compressore.

Il primo dato da fissare e punto di partenza per questo studio è la portata massica reale (Actual Flow) richiesta dal motore 1.9 jtd AVIO, stimata pari a circa 700 kg/h a 3800 rpm. Fissando la pressione massima in camera di combustione a 180 bar, ed il regime massimo di rotazione del motore a 5000 rpm. Per questo abbiamo ricalcolato la portata effettiva a 5000 rpm con una semplice proporzione, per poi trasformarla in lb/min:

$$ActualFlow = \frac{\left( \frac{700}{3800} * 5000 \right)}{0.454 * 60} = 33.84 \frac{lb}{min}$$

Con i dati ipotizzati e con quelli forniti dalla Garrett è stato possibile effettuare il calcolo termodinamico dell'impianto per diverse quote, fino alla quota di 20000 m. Le prove sono state realizzate con l'ausilio di fogli di calcolo Matematica. Di seguito riporto i risultati raccolti ed una serie di valutazione sulla convenienza o meno di installazione del sistema turbocompound alle diverse quote.

### *Livello 20000 - 17600 m*

#### *Compressione*

Per quanto riguarda il livello 20000 - 17600 metri la parte del sistema che si occupa della compressione dell'aria così si compone:

1. 3 compressori GT60 con:  
 $\beta = 3, 2 \div 3, 4$   
 $m = 345 \div 503 \text{ lb/min}$   
 $\eta = 0.7 \div 0, 72$
2. 1 compressore GT60 con:  
 $\beta = 3, 3 \div 3, 4$   
 $m = 134 \div 178 \text{ lb/min}$   
 $\eta = 0, 68 \div 0, 72$
3. Intercooler
4. 1 compressore GT40 con:

$$\beta = 3 \div 4$$

$$m = 40 \div 51 \text{ lb/min}$$

$$\eta = 0,65 \div 0,76$$

**5.** Intercooler

**6.** 1 compressore GT15 con:

$$\beta = 1,7 \div 1,9$$

$$m = 11 \div 12 \text{ lb/min}$$

$$\eta = 0,72 \div 0,75$$

### *Espansione*

Per quanto riguarda il livello 20000 - 17600 metri la parte del sistema che si occupa dell'espansione dei gas esausti così si compone:

**1.** 1 turbina GT15 con:

$$EP = 1,79 \div 1,84$$

$$m = 7,2 \text{ lb/min}$$

$$\eta = 0,7$$

**2.** 1 turbina GT22 con:

$$EP = 2,4 \div 3$$

$$m = 11,8 \div 12 \text{ lb/min}$$

$$\eta = 0,75$$

**3.** 1 turbina GT40 con:

$$EP = 2,9 \div 3,4$$

$$m = 25 \div 31 \text{ lb/min}$$

$$\eta = 0,85$$

**4.** 3 turbine GT35R con:

$$EP = 2,6 \div 3,5$$

$$m = 21 \div 30 \text{ lb/min}$$

$$\eta = 0,85$$

Per la valutazione riguardo alla possibilità o meno di effettuare un recupero di energia dai gas di scarico, si devono tenere in considerazione due parametri fondamentali:

- il  $\Delta p$  di pressione fra l'uscita dell'ultima turbina e l'atmosfera
- la potenza teorica residua che i gas possiedono e che può essere recuperata

Come si può vedere dal grafico sull'andamento delle pressioni, il divario fra la pressione atmosferica e quella in uscita dall'ultima turbina non supera il valore di 1 bar, valore che si ritiene il minimo per l'applicazione del turbocompound.

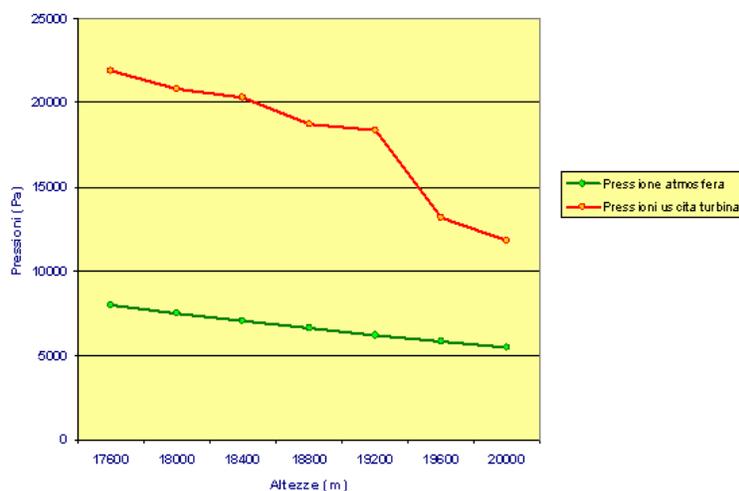


Fig. 7.8: Andamento delle pressioni

In aggiunta a questo le potenze teoriche ricavabili dai gas di scarico non raggiungono valori particolarmente elevati, come evidente dal diagramma che segue.



Fig. 7.8: Potenza teorica ricavabile per il livello 20000 -17600 m

Si conclude quindi che per questo livello di pressione non conviene applicare il turbocompound.

### *Livello 17200 - 13600 m*

#### *Compressione*

Per quanto riguarda il livello 17200 - 13600 metri la parte del sistema che si occupa della compressione dell'aria così si compone:

1. 2 compressori GT60 con:  
 $\beta = 2,7 \div 3,4$   
 $m = 183 \div 323 \text{ lb/min}$   
 $\eta = 0,68 \div 0,72$
2. 1 compressore GT60 con:  
 $\beta = 2,2 \div 3,2$   
 $m = 83 \div 119 \text{ lb/min}$   
 $\eta = 0,68 \div 0,72$
3. Intercooler
4. 1 compressore GT40 con:  
 $\beta = 2,6 \div 2,8$

$$m = 33 \div 37 \text{ lb/min}$$

$$\eta = 0,76$$

5. Intercooler

6. 1 compressore GT15 con:

$$\beta = 1,7 \div 1,9$$

$$m = 11 \div 12 \text{ lb/min}$$

$$\eta = 0,72 \div 0,74$$

### *Espansione*

Per quanto riguarda il livello 17200 - 13600 metri la parte del sistema che si occupa dell'espansione dei gas esausti così si compone:

1. 1 turbina GT15 con:

$$EP = 1,78 \div 1,84$$

$$m = 7,1 \text{ lb/min}$$

$$\eta = 0,7$$

2. 1 turbina GT22 con:

$$EP = 2,3 \div 2,1$$

$$m = 11,6 \div 12 \text{ lb/min}$$

$$\eta = 0,75$$

3. 1 turbina GT40 con:

$$EP = 2,1 \div 2,8$$

$$m = 22,9 \div 25 \text{ lb/min}$$

$$\eta = 0,85$$

4. 2 turbine GT35R con:

$$EP = 2 \div 2,7$$

$$m = 22,5 \div 29,3 \text{ lb/min}$$

$$\eta = 0,85$$

Anche per questo livello come per il precedente si vede che il salto di pressione a disposizione di un eventuale sistema di recupero energia non è sufficientemente

elevato. Come si può notare dal grafico infatti tale salto non supera il bar, fissato come soglia minima.

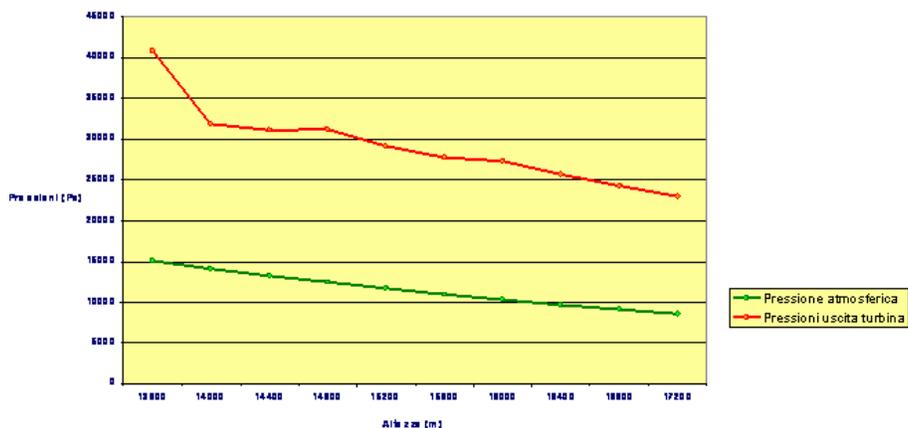


Fig. 7.9: Andamento delle pressioni

Le potenze recuperabili non raggiungono neanche per questa configurazione valori particolarmente degni di nota. Questo porta a non considerare vantaggioso adottare un sistema turbocompound neanche per tale fascia di atmosfera.



Fig. 7.10: Potenza teorica ricavabile per il livello 17600 -13600 m

*Livello 13200 – 5200 m**Compressione*

Per quanto riguarda il livello 13200 - 5200 metri la parte del sistema che si occupa della compressione dell'aria così si compone:

1. 1 compressore GT60 con:  
 $\beta = 1,7 \div 3,7$   
 $m = 58 \div 172 \text{ lb/min}$   
 $\eta = 0,68 \div 0,75$
2. Intercooler (solo fra i 13200 m e i 12400 m)
3. 1 compressore GT40 con:  
 $\beta = 2,6 \div 4$   
 $m = 36 \div 53 \text{ lb/min}$   
 $\eta = 0,65 \div 0,76$  Intercooler
4. 1 compressore GT15 con:  
 $\beta = 1,6 \div 2,2$   
 $m = 10 \div 14 \text{ lb/min}$   
 $\eta = 0,7 \div 0,75$

*Espansione*

Per quanto riguarda il livello 13200 - 5200 metri la parte del sistema che si occupa dell'espansione dei gas esausti così si compone:

1. 1 turbina GT15 con:  
 $EP = 1,7 \div 1,9$   
 $m = 6,9 \div 7,1 \text{ lb/min}$   
 $\eta = 0,7$
2. 1 turbina GT22 con:  
 $EP = 2 \div 3$   
 $m = 11,2 \div 12,4 \text{ lb/min}$   
 $\eta = 0,75$

3. 1 turbina GT40 con:  
 $EP = 1,6 \div 2,3$   
 $m = 21 \div 28,8 \text{ lb/min}$   
 $\eta = 0,85$

In questo livello le potenze sono di livello decisamente superiore a quelle dei livelli precedenti. Come si vede dal grafico, si arriva a picchi di potenza attorno ai 60 kW. La potenza scende poi fino a valori intorno ai 40 kW per la quota di 5200 metri.

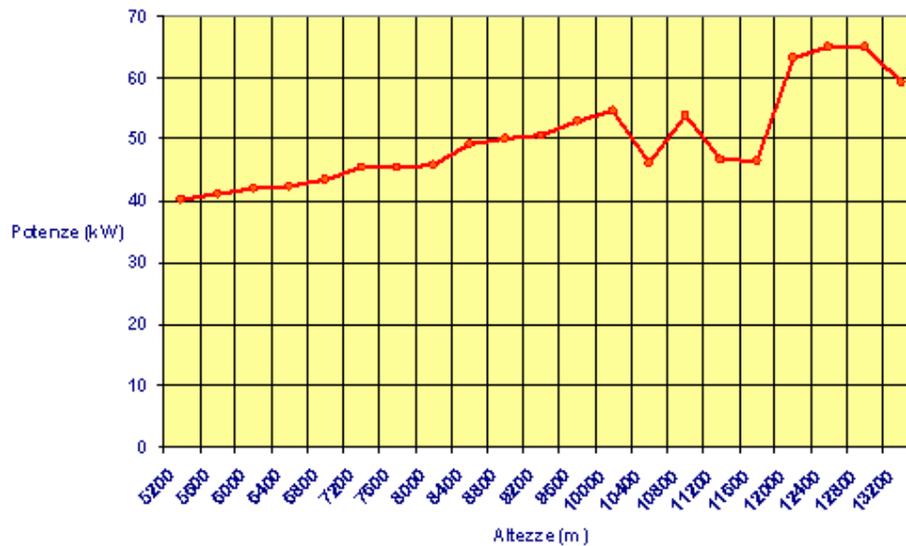


Fig. 7.11: Potenza teorica ricavabile per il livello 13200 - 5200 m

L'ostacolo che permane ancora in questo livello è però il  $\Delta p$ , ancora non sufficiente, in quanto  $\Delta p < 1 \text{ bar}$ , come si vede in figura .

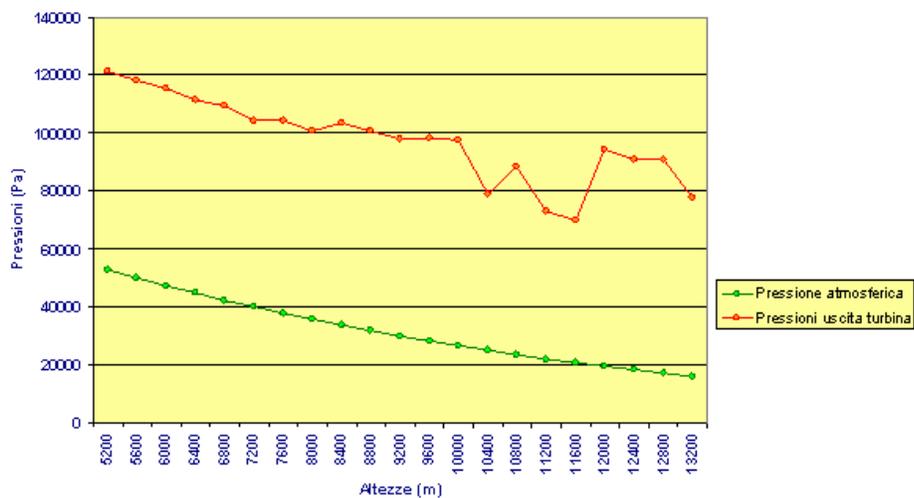


Fig. 7.12: Andamento delle pressioni

### Livello 4800 - 0 m

#### Compressione

Per quanto riguarda il livello 4800 - 0 metri la parte del sistema che si occupa della compressione dell'aria così si compone:

1. 1 compressore GT40 con:  
 $\beta = 2, 3 \div 4$   
 $m = 29 \div 54 \text{ lb/min}$   
 $\eta = 0, 65 \div 0, 76$
2. Intercooler
3. 1 compressore GT15 con:  
 $\beta = 1, 6 \div 2, 1$   
 $m = 12, 9 \div 14, 9 \text{ lb/min}$   
 $\eta = 0, 73 \div 0, 75$
4. Aftercooler

*Espansione*

Per quanto riguarda il livello 4800 - 0 metri la parte del sistema che si occupa dell'espansione dei gas esausti così si compone:

1. 1 turbina GT15 con:
  - $EP = 1,7 \div 1,9$
  - $m = 6,5 \div 6,8 \text{ lb/min}$
  - $\eta = 0,7$
2. 1 turbina GT22 con:
  - $EP = 1,7 \div 2,3$
  - $m = 10,4 \div 11,5 \text{ lb/min}$
  - $\eta = 0,75$

Questo ultimo livello si presenta decisamente più interessante dei precedenti.

Il  $\Delta p$  di pressione ora supera il valore di soglia, fissato in 1 bar, e questo accade in tutto l'arco di altitudini fra il suolo e i 4800 m, come si può vedere dai valori del grafico. La pressione è quindi sufficiente all'adozione di un sistema turbocompound.

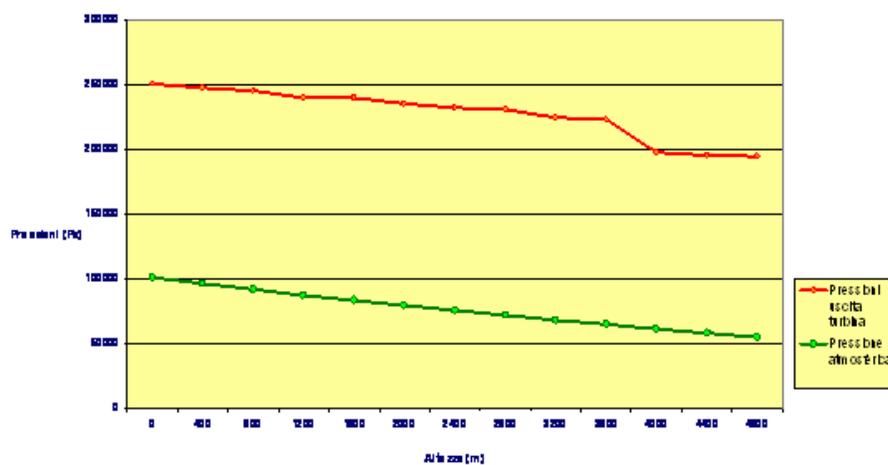


Fig. 7.13: Andamento delle pressioni

Anche la potenza ottenibile in via teorica si attesta su livelli di tutto rilievo. La potenza media teoricamente ricavabile è infatti dell'ordine di 60 kW, come da figura.

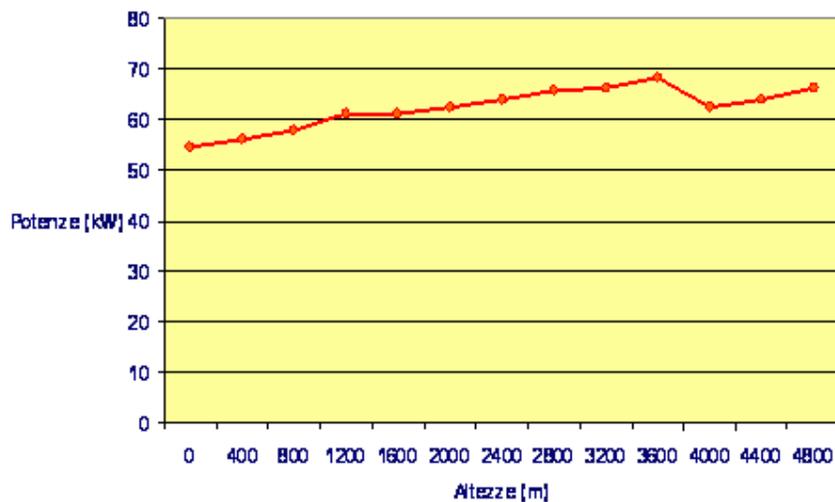


Fig. 7.14: Potenza teorica ricavabile per il livello 4800 - 0 m

Questo è particolarmente apprezzabile al decollo dove maggiori potenze aiutano a sollevare nel minor spazio e nel minor tempo possibile l'aereo dalla pista, compatibilmente al carico stivato a bordo e al tipo di volo o missione.

Da questi risultati emerge, come unica possibilità di utilizzo di un sistema turbocompound, l'installazione solo per questa prima fascia di altitudini di lavoro.

## Capitolo 8: Discussione dei risultati

In questo capitolo per ciascuna versione del motore presentata verrà esposto l'assemblaggio del motore completo corredato in alcuni di accessori.

Dalla stima dei pesi e degli ingombri di ogni soluzione scaturiscono le valutazioni riguardo la validità e la fattibilità di ciascun motore proposto.

Ricordo che l'obiettivo principale è quello di ottenere il migliore rapporto potenza peso, quindi compattezza ed elevate prestazioni.

### 8.1 Motore 1900 jtd 8 valvole con architettura 4 V di 90°

Sono stati realizzati per questa versione le testate, i cilindri, il basamento, è stata prevista una distribuzione del tipo ad aste e bilancieri, una trasmissione del moto all'albero elica tramite riduttore con ruote a denti elicoidali.

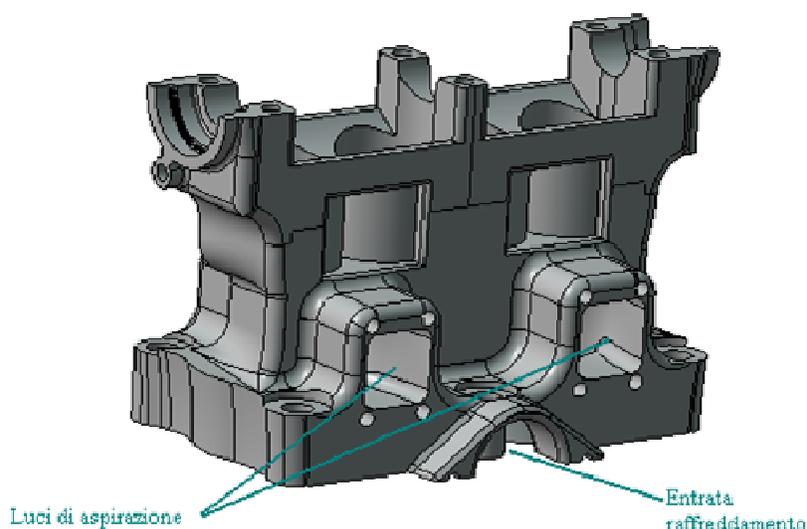
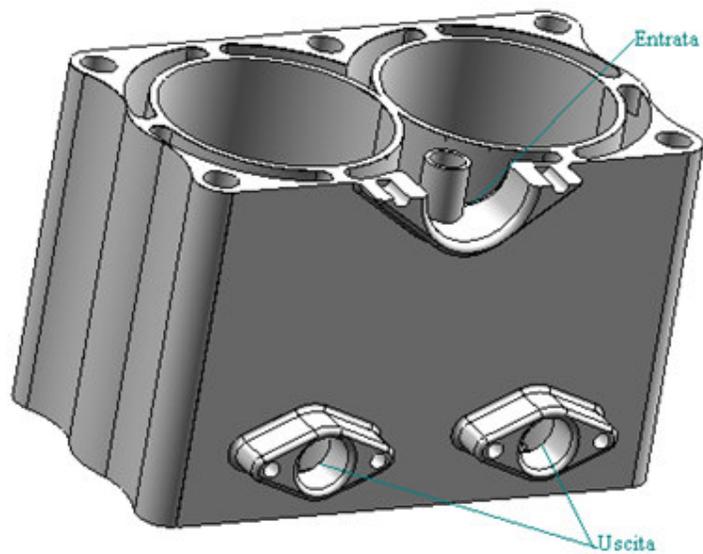
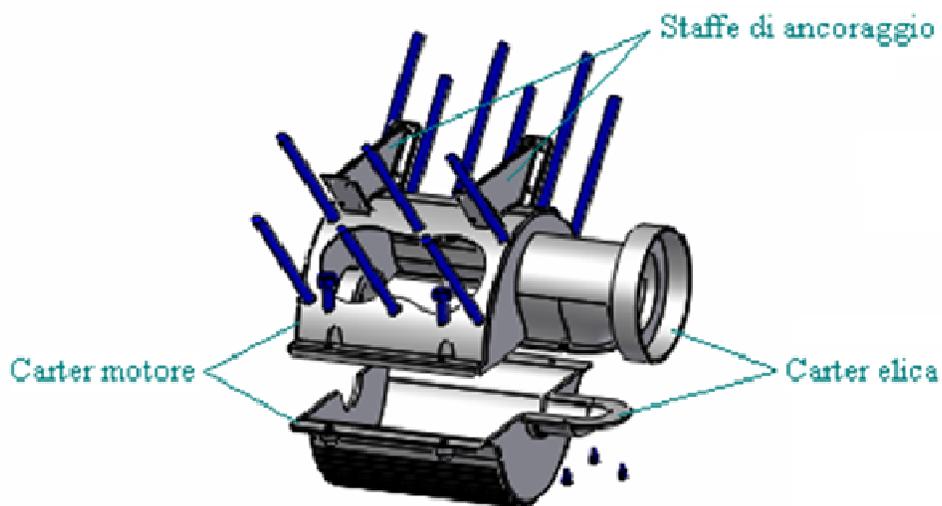


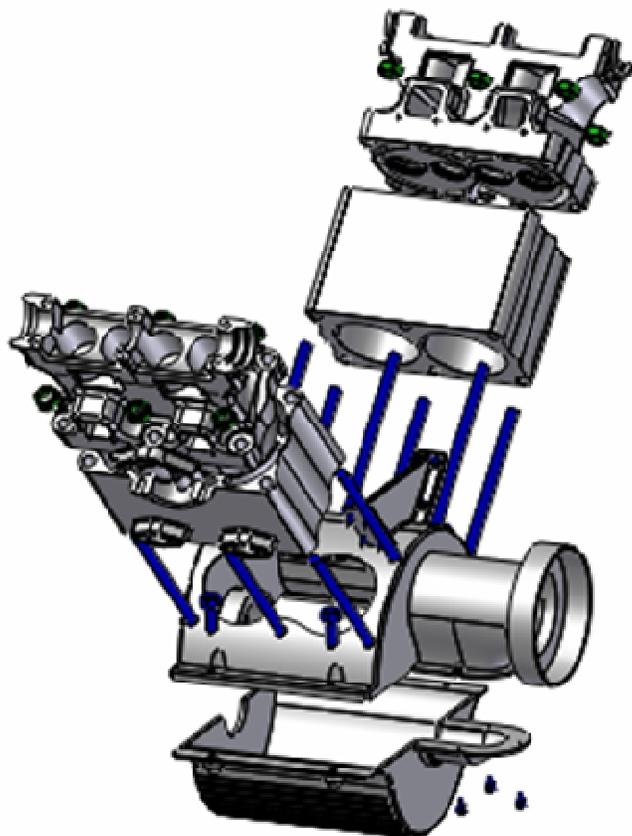
Fig.8.1 : La testata



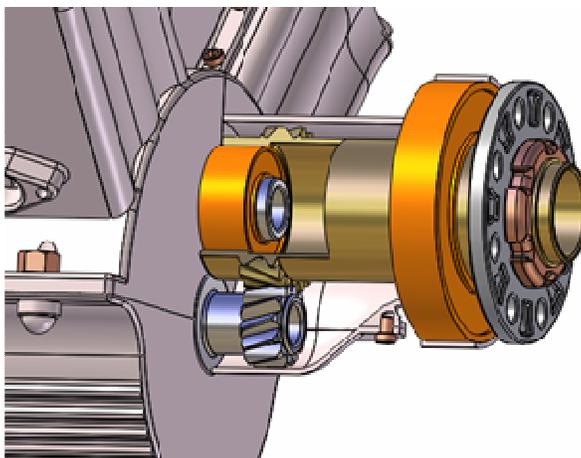
*Fig.8.2 : Il gruppo cilindri*



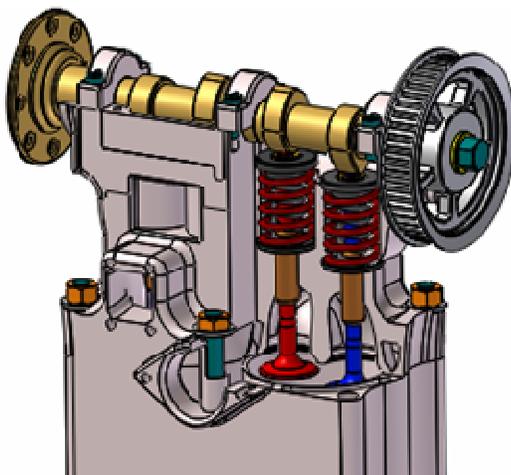
*Fig.8.3 : Il basamento*



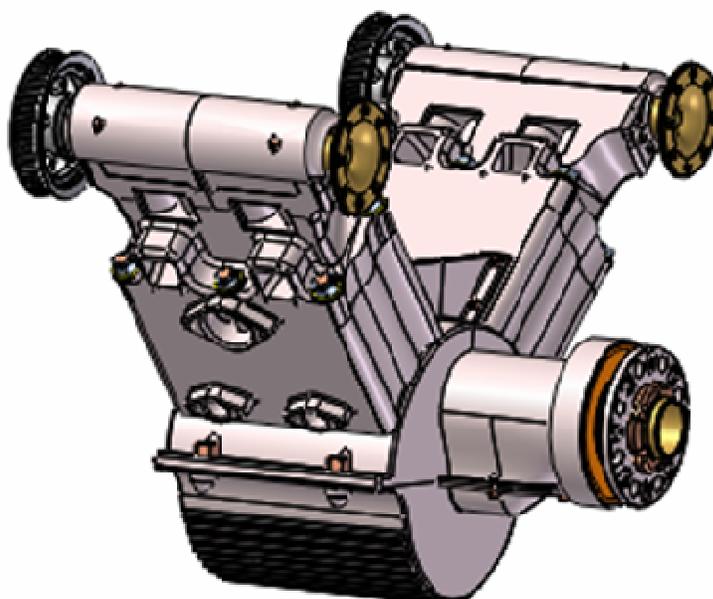
*Fig.8.4 : Esploso del gruppo basamento-cilindri-testate*



*Fig. 8.5 : La trasmissione all'albero elica*



*Fig.8.6 : La distribuzione di una bancata*



*Fig.8.7 : Il complessivo motore*

Per il disegno delle luci di aspirazione e di scarico si è partiti dal presupposto che la locazione delle bocche di scarico fossero rivolte verso l'interno della "V" del motore, onde evitare che i collettori di alimentazione del gruppo compressore, situato fra le due bancate, risultassero troppo lunghi e di conseguenza dissipativi del salto entalpico reso dallo scarico dei fumi.

Il numero dei prigionieri è di sei per bancata.

Per quanto riguarda la geometria dei condotti di raffreddamento, l'obiettivo è stato quello di ottenere la più ampia superficie di scambio termico.

Volendo sfruttare al meglio il contributo dell'apparato di raffreddamento, si è pensato di realizzarne due indipendenti, ciascuno responsabile di una singola bancata del motore.

In questo modo si ottiene un effetto più efficace da parte del refrigerante, e due impianti ridotti aventi una possibilità di collocazione più immediata.

Volendo contenere al massimo il peso e sfruttare al meglio la capacità di estrazione del calore, si è pensato di ricavare, su ciascun lato del motore, una singola entrata e due diverse aperture di uscita.

La luce di entrata del fluido refrigerante è posta in posizione centrale alle testate, sul lato esterno della "V", in modo che il liquido, entrando, venga ripartito sia perifericamente alla sommità del motore, discendendo in un secondo momento nei cilindri, sia alla sommità di questi ultimi.

Le bocche di uscita sono state realizzate sempre all'esterno della "V" in prossimità del basamento, mantenendo però la massima distanza fra di loro onde poter far aumentare il percorso, e quindi il tempo di permanenza, al vettore di raffreddamento.

E' necessaria un'operazione di lucidatura dei condotti, i quali sono particolarmente "ruvidi" superficialmente. Questo accorgimento diminuisce la superficie di scambio, peggiorando la trasmissione di calore, ma diminuisce l'insorgere di cricche localizzate, effetto intaglio.

Successivamente si è passati a definire la geometria esterna del componente, mantenendo come obiettivo finale il contenimento del peso, ma anche l'ergonomia del manufatto. Quest'ultima caratteristica ha spinto a delineare dei tratti molto caratteristici per quanto riguarda l'elemento realizzato in alluminio: per questo motivo si è deciso di realizzarlo mediante la tecnica di microfusione, in particolare utilizzando il processo comunemente detto di "colata in cera persa".

In alternativa può essere sfruttato il metodo della pressofusione.

La fusione stessa risulterà certamente costosa, ma i vantaggi derivanti ed il particolare utilizzo previsto per tale propulsore ne giustificano ampiamente i costi.

Il materiale utilizzato è una lega di alluminio, GD-ALSi9, ad alta colabilità e con buone proprietà meccaniche.

Per questo motivo si è optato per una costruzione del monoblocco in diverse parti, fra loro connesse mediante l'utilizzo di prigionieri di cospicua portanza, M12, considerando anche le notevoli pressioni in gioco; tutto sommato però la loro lunghezza risulta essere contenuta, 170 mm.

Per quanto riguarda la lubrificazione, è stato deciso l'utilizzo di un impianto a carter a secco, in cui si prevede che tutto l'olio vada a raccogliersi in un contenitore esterno al carter. La pressione presente nel motore permetterà all'olio di giungere dal fondo del blocco motore, carter secco, a tale contenitore. Da tale contenitore l'olio verrà rimandato in circolo attraverso l'utilizzo di una pompa di mandata.

La lubrificazione adottata per questo motore, carter a secco, permette di ridurre i pesi, in quanto si avrà una coppa più piccola, la cui funzione sarà solo quella di raccogliere il lubrificante che circola nel motore, che poi sarà inviato al serbatoio, e inoltre permette di ridurre la quantità di lubrificante utilizzato.

La scelta di questa soluzione a carter secco è passata attraverso il confronto con i sistemi di lubrificazione di alcuni motori aeronautici come il Daimler Benz 605 (1943), il Roll Royce Merlin 61 (1944) ed il Rotax 914 (1998).

Per questo motore si è pensato ad una pompa di mandata e tre pompe di recupero. La pompa di mandata provvede a mandare olio alle testate, nelle quali gli organi della distribuzione lavorano o completamente immersi nell'olio o lubrificati da appositi getti di olio, le due soluzioni possono essere anche integrate.

La stessa pompa di mandata provvede poi a mandare olio alla zona dell'albero a camme e ai perni di banco dell'albero a gomiti attraverso i quali l'olio si trasferisce ai perni biella. Sono inoltre previsti una serie di ugelli per spruzzare olio nel basamento, in direzione del pistone, al fine di lubrificare le coppie camicie-segmenti e di raffreddare la camera di combustione e, nel riduttore, per lubrificare tutti i cuscinetti e gli ingranaggi.

Una pompa di mandata è destinata al recupero del lubrificante dal sistema turbocompressore.

L'olio inviato alle testate finisce nella zona inferiore del blocco motore tramite tubazioni, mentre quello inviato alla zona dell'albero a camme finisce in parte nel riduttore ed in parte torna direttamente sul fondo del carter secco attraverso il monoblocco.

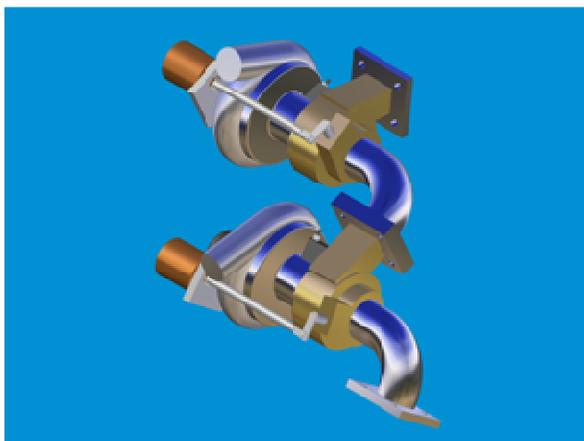
Le due pompe di aspirazione restanti provvedono quindi a prelevare l'olio dal carter secco del motore e dal riduttore.

A causa delle elevate temperature sviluppate in camera di combustione e della notevole vicinanza dei cilindri è inevitabile l'adozione del raffreddamento a liquido.

Si utilizzano due circuiti di raffreddamento, uno per ogni bancata, e, allo scopo di migliorare la refrigerazione, si è scelto di far passare il fluido prima nelle testate e poi nei cilindri; in tal modo la temperatura del refrigerante che giunge alle testate è inferiore a quella che si avrebbe se questo passasse prima per i cilindri.

Il raffreddamento dei cilindri è del tipo a "canne umide", in cui cioè le camicie sono lambite direttamente dal refrigerante. Tale scelta è dettata dalla notevole vicinanza dei cilindri stessi.

E' previsto un sistema di sovralimentazione, che non è stato però dimensionato, con due turbocompressori in serie che possano portare la quota di ristabilimento a circa 10000 metri.



*Fig. 8.8: Due turbocompressori in serie*

Gli ausiliari previsti sono:

- la pompa di iniezione che assorbe una potenza di circa 3,2 kW e deve ruotare ad una velocità pari a  $0,58 \cdot \omega$ , essendo  $\omega$  la velocità angolare dell'albero motore
- le pompe dell'olio che devono ruotare alla stessa velocità dell'albero motore
- la pompa dell'acqua che deve ruotare ad una velocità di  $3 \cdot \omega$
- due alternatori che assorbono una potenza di circa 1,1 kW e devono ruotare ad una velocità pari a  $3 \cdot \omega$
- due alternatori di emergenza, più piccoli dei precedenti, detti "alternatorini", che servono ad alimentare le centraline di emergenza e devono ruotare ad una velocità pari a  $3 \cdot \omega$
- la pompa vacuum necessaria al funzionamento sotto vuoto degli apparecchi di bordo, che assorbe una potenza di circa 400 W e deve funzionare ad una velocità pari a  $1,5 \cdot \omega$
- il motorino di avviamento, in una versione dotata di riduzione interna.

Gli ausiliari vanno disposti in maniera tale da aumentare il meno possibile gli ingombri del propulsore, rispettando naturalmente i rapporti di trasmissione necessari al loro funzionamento.

Nelle figure seguenti è rappresentato il posizionamento ausiliari proposto:

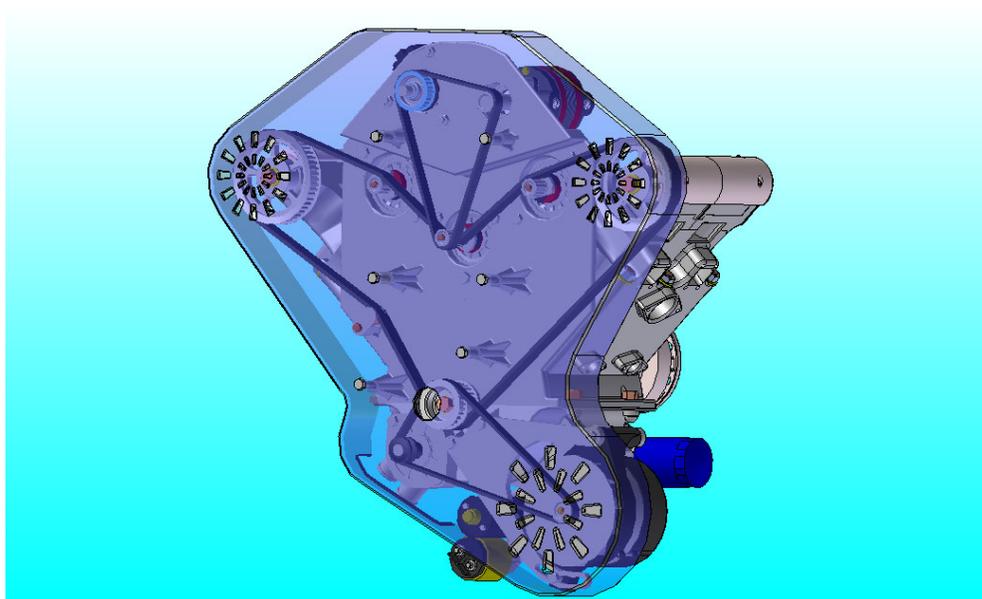


Fig. 8.9: Posizionamento ausiliari, vista retro

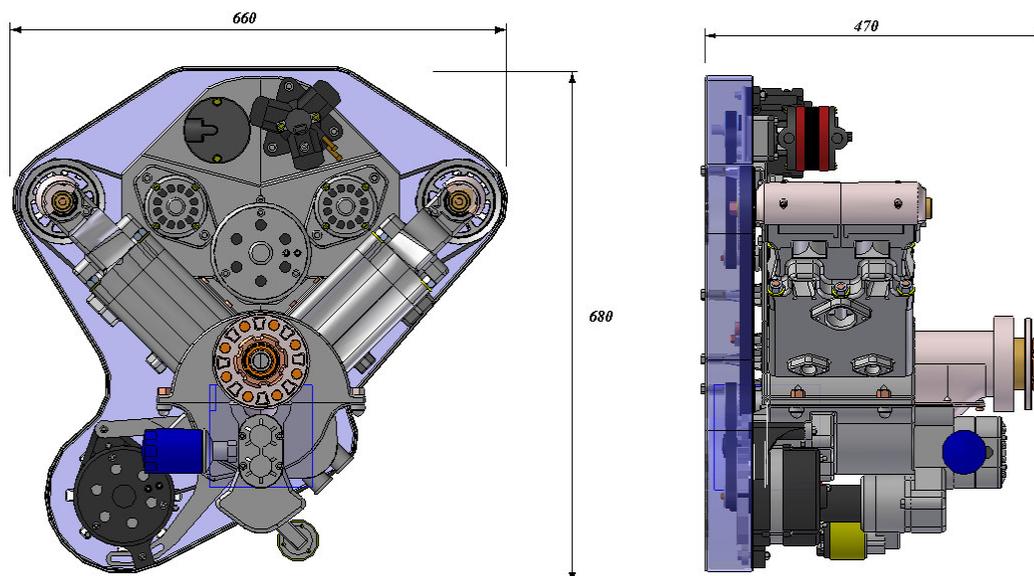


Fig. 8.10: Gli ingombri complessivi

	Motore	Motore completo
Lunghezza	425 mm	470mm
Altezza	435 mm	680 mm
Larghezza	650mm	660 mm

Come si nota dalle grandezze riportate, questa versione motore garantisce una cospicua riduzione degli spazi di ingombro rispetto alla versione originale a cilindri in linea, tralasciando l'aumento della larghezza dovuto soprattutto alle dimensioni delle pulegge dei due alberi a camme.

Il peso a secco del propulsore presentato, con la presenza di tutti gli elementi visti e senza considerare gli accessori, i collettori di aspirazione e scarico ed il sistema di turbocompressione, ammonta a circa 30 kg.

Per confronto possiamo considerare il motore FIAT 1.9 jtd preso con i medesimi presupposti, cioè senza considerare gli ausiliari, i collettori ed il turbocompressore che ha un peso di circa 130 kg.

E' dunque evidente la bontà, in termine di riduzione dei pesi; considerato il complesso degli ausiliari e degli elementi per il loro montaggio sul propulsore si ottiene un motore dal peso complessivo di 70 kg.

## 8.2 Motore 4 cilindri in linea

La versione 4 cilindri in linea differisce dalla versione originale del motore per le modifiche operate sul manovellismo che sono state già esaminate. Per il resto si sono mantenuti inalterati il più possibile i parametri per l'inserimento di basamento, testate ed ausiliari per poter conservare i componenti originali.

Sono però stati scelti i turbocompressori e sono stati dimensionati gli scambiatori di calore nell'intento di aumentare la quota di ristabilimento del motore.

Nella normale tecnica si possono distinguere due tipi di sovralimentazione: incrementare direttamente la potenza fornita dal motore, si parla allora di ground boosting, oppure assicurare che la potenza fornita dal motore al livello del mare

sia mantenuta anche in quota, cioè, come in questo caso, aumentare la quota di ristabilimento [2-3].

Ricordo che la quota di ristabilimento è la quota sopra la quale il turbocompressore non è più capace di mantenere all'aspirazione del motore la pressione richiesta.

Le specifiche richieste alla turbocompressione sono:

- la pressione prima delle valvole è di 3,93 bar, quindi considerando che l'aftercooler comporta una perdita di circa 0,3 bar, la pressione in uscita del secondo turbocompressore deve essere 4,23 bar, pari alla pressione di sovralimentazione;
- la quota di ristabilimento è 5000 piedi, equivalenti a 1524 m.

A 5000 piedi la pressione in atmosfera vale circa  $637 \text{ mm}_{hg}$ , quindi il rapporto di compressione necessario al ristabilimento in quota sarebbe  $760/637=1,19$ .

Per trovare il rapporto di compressione complessivo richiesto si moltiplica questo valore per il grado di sovralimentazione richiesto a terra dal motore:  $1,19*4,23 = 5,03$ .

Si vede subito che il rapporto di compressione richiesto è molto alto, infatti generalmente nei compressori centrifughi monostadio si hanno rapporti di compressione che solo raramente superano il valore 3 per arrivare in casi particolari di poco sopra 4.

La soluzione migliore in termini di semplicità e convenienza economica è la sovralimentazione del motore mediante due turbocompressori in serie.

Mettendo in serie addirittura tre macchine, i cui regimi di rotazione non sono legati da relazioni geometriche bensì soltanto fluido-termodinamiche, la complessità dei modelli da usare per la previsione del comportamento aumenta parecchio.

In questa sede si farà quindi, come del resto è abitudine dei costruttori di motori alternativi, la scelta propositiva dei compressori da usare: per le turbine si potranno proporre le scelte consigliate dai produttori da catalogo, ma sappiamo

che l'ultima parola in fatto di matching va lasciata alle ditte specializzate, che hanno l'esperienza e gli strumenti adeguati.

La pressione di sovralimentazione a terra è:

$$P_{OUT-2} = 4,23\text{bar}$$

a partire da una pressione di ingresso pari a quella atmosferica:

$$P_{ING-1} = 1\text{bar}$$

Per cui la pressione intermedia ottimale è:

$$P_{INTER} = P_{OUT-1} = P_{ING-2} = \sqrt{P_{ING-1} \cdot P_{OUT-2}} = 2,05\text{bar}$$

In entrambi gli stadi ho quindi un rapporto di compressione pari a:

$$\left( \frac{P_{OUT}}{P_{ING}} \right)_{TERRA} = 2,05$$

Mentre per avere la medesima potenza alla quota di ristabilimento di 5000 piedi:

$$\left( \frac{P_{OUT}}{P_{ING}} \right)_{5000} = 2,243$$

Di seguito sono rappresentate le mappe del compressore attualmente montato sul motore originale.

La FIAT richiede come specifica per il compressore un rapporto, come visibile dalla mappa, pari a:

$$\frac{P_{OUT}}{P_{ING}} = 3,1bar$$

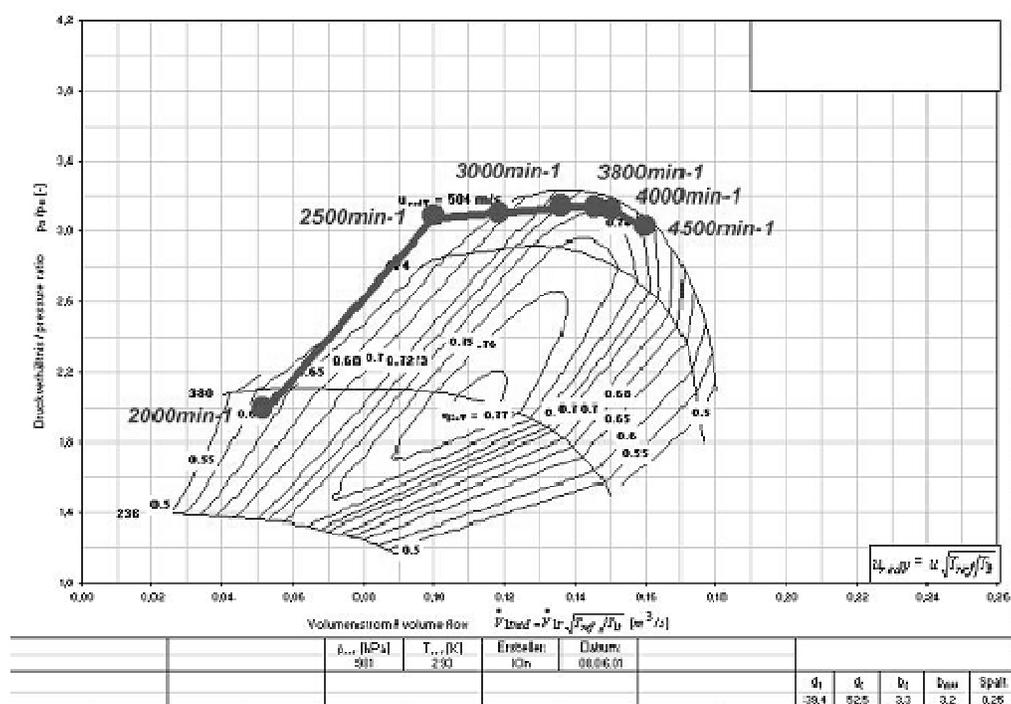


Fig.8.11: Mappa del compressore utilizzato sul motore originale

In questa prima mappa, in cui vengono usate le coordinate ridotte europee, è raffigurata la sovrapposizione della caratteristica del compressore e del motore: si nota un rapporto di compressione molto elevato, superiore a tre, e un funzionamento su valori piuttosto bassi del rendimento del compressore.

Nella mappa non sono indicate le velocità angolari della girante del compressore, ma solo le periferiche: grazie all'indicazione in tabella del diametro esterno della girante si può calcolare la velocità angolare massima:

$$n_{rpm} = 60u_{m/s} / \pi d$$

$$n_{rpm} = 504 * 60 / (\pi * 0.0525) = 183346 \text{ rpm}$$

velocità sicuramente ragguardevole, che non manda in crisi il materiale perché il diametro delle giranti è molto piccolo e i materiali sono materiali adatti all'applicazione.

Il compressore lavora già al limite delle proprie possibilità, come si vede dalla mappa sperimentale in cui, al posto delle linee isorendimento, si usa una rappresentazione in falsi colori:

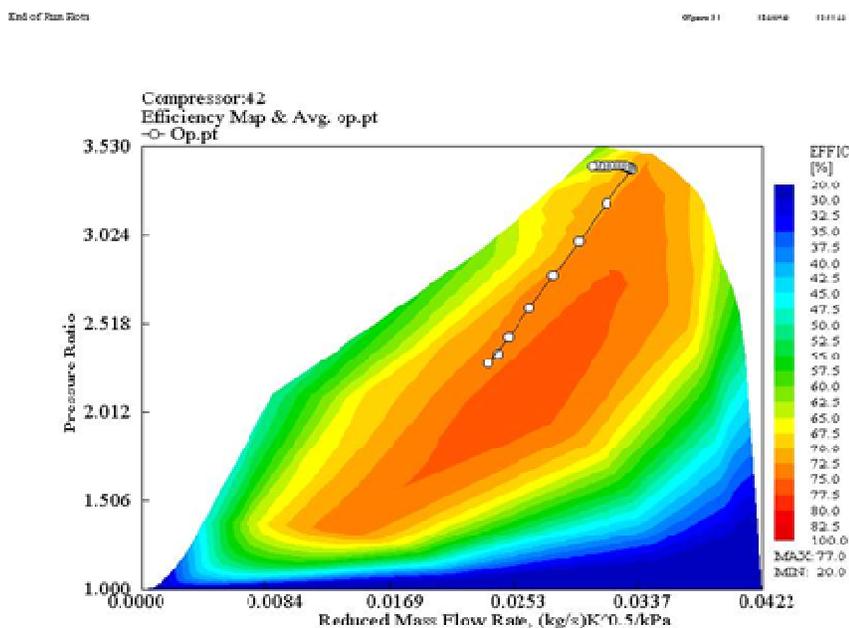


Fig.8.12: Mappa sperimentale del compressore

Anche in questa mappa sono indicati dei punti di funzionamento medi.

La scelta della turbina è analizzata con meno dettaglio perché l'elemento di per sé è più facilmente sostituibile con quello che offre il mercato.

Dal momento che il rapporto di compressione è più basso in ognuno dei due stadi, si utilizzano due di questi compressori in serie, rappresentando i nuovi punti di funzionamento a terra ai regimi voluti.

In figura con il punto blu è raffigurato il punto di funzionamento a 5000 rpm a terra per il primo compressore, e con quello rosso lo stesso punto per il secondo compressore:

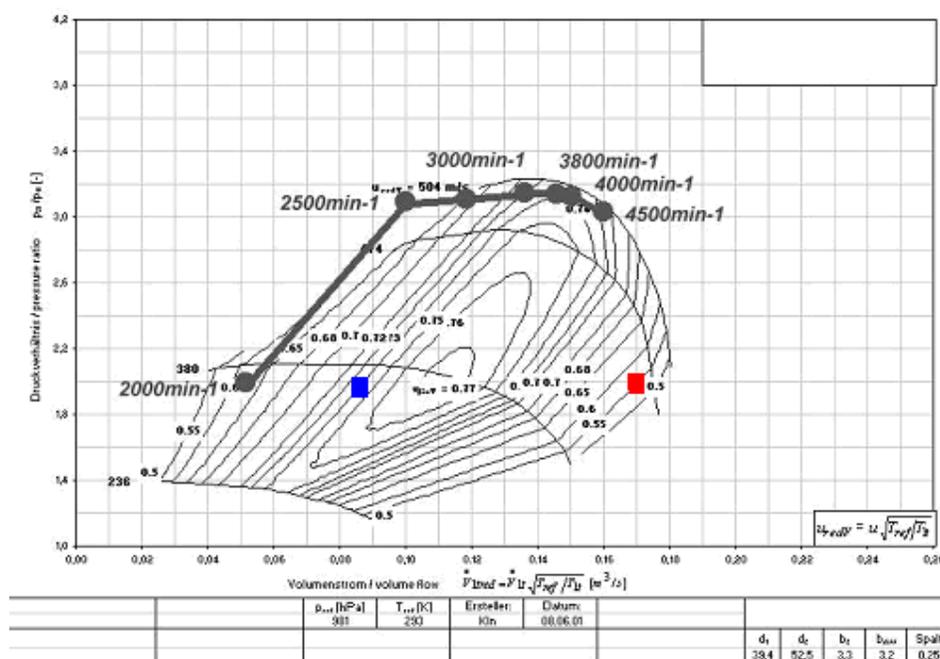


Fig.8.13: Punti di funzionamento per i compressori

Come si nota, il primo compressore lavora ad un rendimento basso circa pari a 0,55 mentre il secondo ad un rendimento di circa 0,73, ma con portata più bassa. Per migliorare la situazione si possono scegliere due compressori commerciali di dimensioni differenti e questo è possibile analizzando la gamma di compressori centrifughi della ditta americana Turbonetics ed utilizzando un programma di scelta.

Il programma in questione, che ci fornisce dei risultati in completo accordo con i dati in nostro possesso relativi all'accoppiamento di turbocompressore e motore, si chiama TurboCalc ed è fornito dalla Ray Hull Turbocharging. Tale programma, compilato in linguaggio Java, oltre a fornire i parametri di sovralimentazione di un motore di cui conosciamo cilindrata, velocità, requisiti in termini di grado di sovralimentazione, fornisce anche un confronto dei punti di funzionamento del motore con le mappe dei compressori Turbonetics.

Vediamo come si presenta la schermata del programma e come si utilizza.

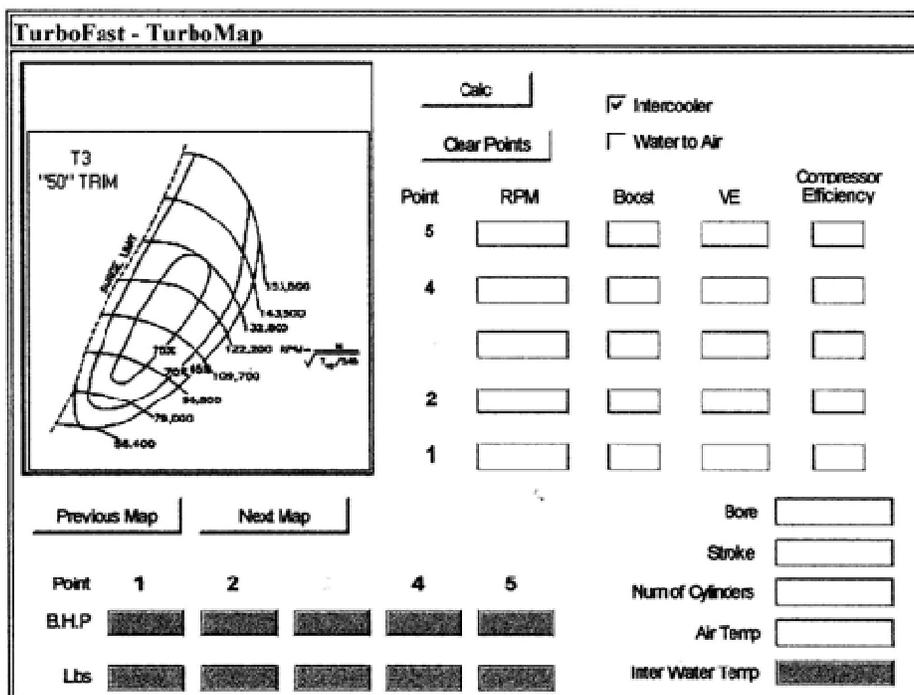


Fig.8.14: Schermata del programma di scelta dei compressori

Il programma in sostanza oltre a fornire i dati numerici visualizza sul piano delle mappe del compressore i punti di funzionamento da specifica e li sovrappone alle mappe disponibili sul database. Si possono selezionare da 1 a 5 punti di funzionamento. Alcuni dati di output sono inutili, come il calcolo della potenza sviluppata dal motore, perché fanno riferimento ad un motore benzina. Inoltre nel caso in esame si deve ricordare che con una pressione esterna diversa da quella atmosferica i punti di funzionamento si spostano, quindi questo programma ci può dare solo l'incipit per sviluppare i calcoli.

Ecco le istruzioni su come riempire la finestra di dialogo iniziale per poi disporre dei primi dati.

Per avere una corretta interpretazione delle richieste da parte del programma si dovrebbero inserire in corrispondenza del punto 1 i dati relativi al funzionamento in condizioni di velocità di rotazione massima del motore, nel punto 2 quelli relativi al picco nel grado di sovralimentazione e nel punto 3 i dati relativi al regime di inizio spinta del sistema di sovralimentazione. Ecco come riempire le caselle:

- Bore: inserire l'alesaggio del motore in inches, nel nostro caso 3.23;
- Stroke: inserire la corsa in inches, nel nostro caso 3.56;
- Num of cylinders: inserire il numero di cilindri;
- R.P.M.: inserire il regime di rotazione;
- Air temp: inserire la temperatura dell'aria esterna in gradi centigradi;
- VE: inserire l'efficienza volumetrica in percentuale;
- Boost: inserire la pressione di sovralimentazione, relativa, in psi;
- Compressor efficiency: inserire una stima in percentuale dell'efficienza del compressore;
- Lbs: è un dato di output che esprime il flusso di aria in libbre al minuto.

Inserendo correttamente i dati si vede che a terra la scelta ricade su due precisi modelli che permettono di massimizzare i rendimenti di entrambi i compressori. Per il primo stadio il migliore modello è il T04E "50" TRIM, in rosso il punto di funzionamento a 5000 rpm:

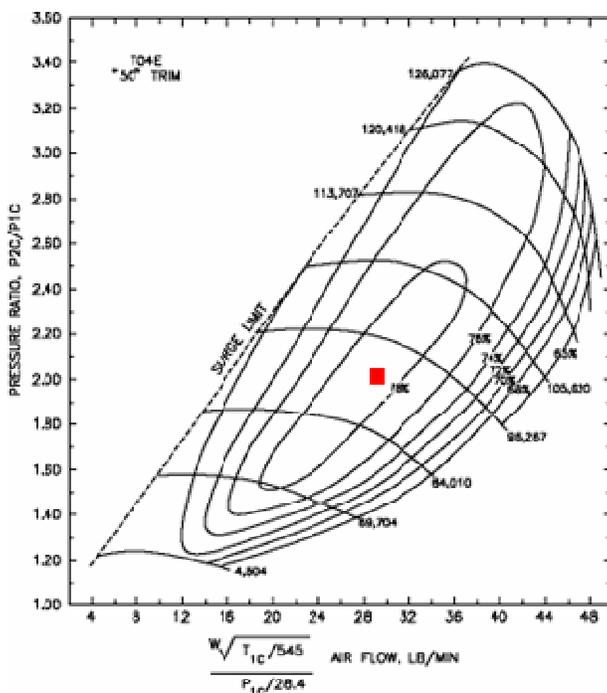


Fig.8.15: Punto di funzionamento per il primo compressore

Il rendimento è molto alto, pari a 0,78.

Per il secondo stadio la soluzione ottimale è invece un compressore più piccolo, il T3 “50” TRIM, in rosa il punto di funzionamento a regime:

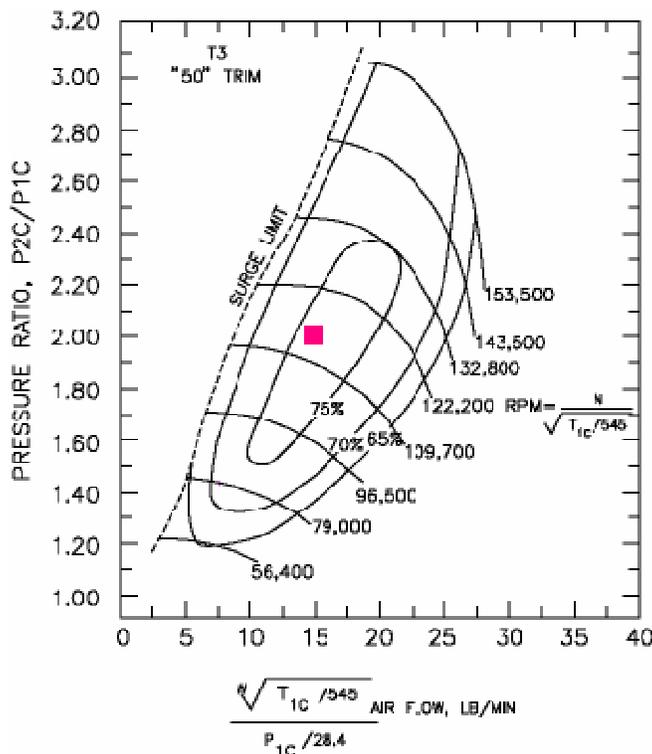


Fig.8.16: Punto di funzionamento per il secondo compressore

In tal caso invece il rendimento è 0,75.

Riporto anche l’analisi della possibilità di eliminare l’intercooler e di adottare un secondo compressore differente, con girante in titanio.

Per prima cosa è necessario calcolare la temperatura in uscita dal primo compressore, ipotizzando di usare quello scelto precedentemente:

$$\Delta T_1 = T_{ING-1} \left[ \left( \frac{P_{OUT-1}}{P_{ING-1}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] / \eta_{COMPR}$$

dove:

$$\Delta T_1 = \text{salto termico nel primo stadio} = T_{\text{OUT-1}} - T_{\text{ING-1}};$$

$$T_{\text{ING-1}} = T \text{ ingresso nel primo stadio} = 35^\circ\text{C} = 308 \text{ K};$$

$$\frac{P_{\text{OUT-1}}}{P_{\text{ING-1}}} = \text{rapporto di compressione nel primo stadio} = 2,05;$$

$$K = \left( \frac{c_p}{c_v} \right)_{\text{ARIA}} = 1,4;$$

$$\eta_{\text{COMPR}} = \text{rendimento del primo compressore} = 0,78;$$

Sostituendo all'interno dell'equazione ricavo:

$$\Delta T_1 = 89,9\text{K} \Rightarrow T_{\text{OUT-1}} = 397,9\text{K} = 124,8^\circ\text{C}$$

In questo modo ho la temperatura  $T_{1c}$  necessaria per calcolare la portata in ingresso al secondo compressore a 5000 rpm, che è pari a 9,22 Lb/min.

La temperatura ricavata è troppo alta per poter usare una girante in alluminio, dal momento che in queste condizioni esso ha scarsa resistenza meccanica.

E' però possibile realizzare la girante in lega di titanio e scegliere il compressore dalle dimensioni più adatte. Nella fattispecie il modello T3 "40" TRIM, in rosso il punto di funzionamento a 5000 rpm:

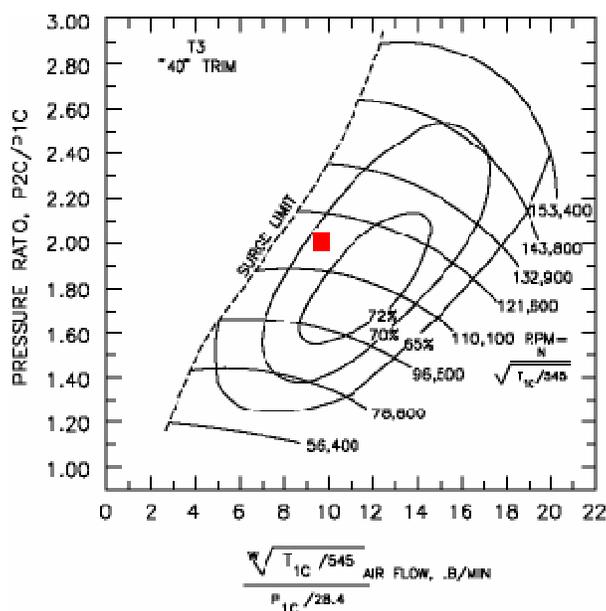


Fig.8.17: Punto di funzionamento per il nuovo compressore con girante in titanio

Questa soluzione consente un risparmio di peso, sempre utile in campo aeronautico, e una semplificazione di tutto il sistema di sovralimentazione, vista l'assenza del refrigeratore intermedio.

Ritornando alla prima soluzione di sovralimentazione che prevede di adottare un intercooler, per raffreddare i gas in uscita dal primo stadio di compressione, e un aftercooler, veniamo al dimensionamento degli scambiatori, con la semplificazione iniziale di considerare gli scambiatori funzionanti nelle stesse condizioni.

In realtà non è così, ma con una opinata scelta dei parametri di progettazione la semplificazione appare accettabile, almeno per un primo dimensionamento.

La potenza termica da smaltire andrà calcolata in base ai parametri del compressore, mentre il coefficiente di scambio termico globale sarà molto basso, essendo lo scambio termico aria-aria per sua natura peggiore di quello aria-acqua. L'andamento di tale coefficiente di scambio è rappresentato in figura , in funzione della velocità dell'aria, del suo riscaldamento, e dello spessore del pacco radiante:

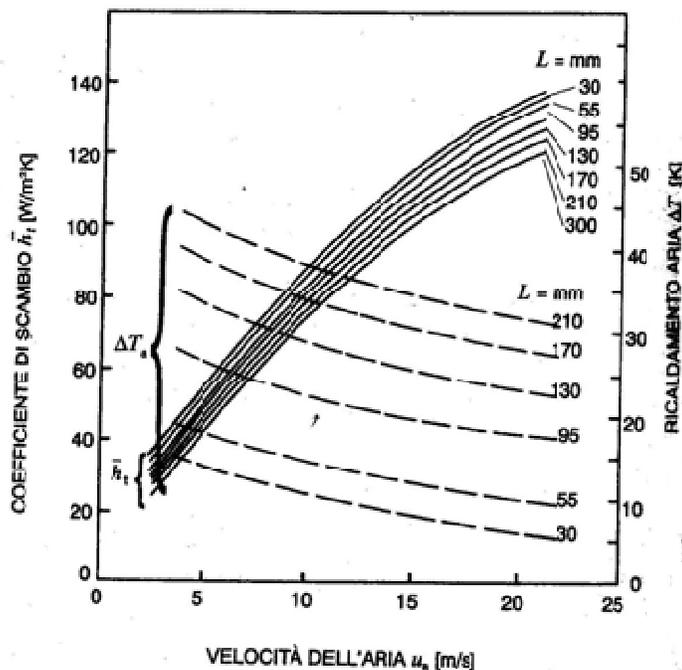


Fig.8.18: Andamento del coefficiente di scambio termico

La potenza termica da scambiare vale:

$$\dot{Q} = h_t A_a \Delta T_m$$

dove  $\dot{Q}$ ,  $h_t$ ,  $A_a$ ,  $\Delta T_m$  sono rispettivamente: la potenza termica trasmessa all'aria, il coefficiente di scambio termico globale, la superficie totale di cambio, il salto medio logaritmico di temperatura.

Ipotizzo che:

$$\Delta T_m = 65K$$

$$h_t = 15 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La potenza termica è però anche definita dal salto termico nello stadio di compressione:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T = 779\text{W}$$

Uguagliando questa espressione a quella precedentemente vista, si ottiene:

$$A_a = \frac{\dot{Q}}{h_t \cdot \Delta T_m} = \frac{779}{15 \cdot 65} = 0,799\text{m}^2$$

Per calcolare le dimensioni del radiatore sarebbe necessario conoscere il fattore di compattezza  $\zeta$  del radiatore: tale parametro indica il numero di metri quadrati di superficie di scambio per metro cubo di volume dello scambiatore.

Il fattore di compattezza è normalmente compreso tra  $500\text{m}^{-1}$  e  $1000\text{m}^{-1}$ , più è elevato e migliore è la qualità dello scambiatore.

Assumo per comodità un valore intermedio:

$$\zeta = 750\text{m}^{-1}$$

mentre per lo spessore del pacco radiante assumo:

$$L = 60\text{mm} = 0,060\text{ m}$$

Noti tali valori posso calcolare la superficie frontale dello scambiatore:

$$S = \frac{A_a}{\zeta L} = 0,0177\text{m}^2$$

Considero ora la seconda soluzione scelta, con l'esclusione dell'intercooler intermedio, e la sola presenza dell'aftercooler per il raffreddamento dei gas in uscita dal secondo compressore.

Ripetendo esattamente i calcoli visti posso dimensionare l'aftercooler in oggetto:

$$\Delta T_2 = 127,56\text{K} \Rightarrow T_{\text{OUT-2}} = 525,47\text{K} = 252,3^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p \Delta T = 1105,6 \text{ W}$$

$$A_a = \frac{\dot{Q}}{h_t \cdot \Delta T_m} = \frac{1105,6}{15 \cdot 65} = 1,134\text{m}^2$$

$$S = \frac{A_a}{\zeta_L} = 0,0252\text{m}^2$$

Sempre assumendo uno spessore del pacco radiante  $L = 60 \text{ mm}$  si nota come le dimensioni siano maggiori di quelle degli scambiatori precedenti.

### 8.3 Motore corsa lunga 2500 cc

La versione a corsa lunga del motore da 2500 cc è stata corredata dalla progettazione di massima del basamento per avere una idea di quello che implica questo aumento di cilindrata in termini di ingombri e pesi complessivi del blocco motore.

Il basamento supporta per mezzo di cuscinetti l'albero motore e serve a collegare i vari gruppi meccanici oltre che a racchiudere e proteggere nel suo interno gli organi rotanti e l'olio lubrificante.

Esso porta gli attacchi per il fissaggio del motore alle strutture di sostegno, telai sugli autoveicoli, carlinghe o ali negli aeroplani, perciò deve sopportare oltre agli sforzi interni provenienti dal manovellismo e dagli stantuffi, anche la coppia di reazione e, nel caso del motore d'aviazione, la spinta dell'elica. Usualmente, la parte inferiore del basamento e il blocco cilindri comprendente la parte superiore del basamento sono uniti mediante bulloni.

Nei vecchi motori d'aviazione raffreddati ad acqua il basamento era separato dai cilindri anche perché, essendo i motori a più file di cilindri e di grandi dimensioni, la fusione e la lavorazione risultavano più agevoli.

Nei motori stellari raffreddati ad aria il basamento era per lo più formato da due metà unite per mezzo di bulloni in corrispondenza del piano nel quale giacciono

gli assi dei cilindri.

I basamenti dei motori automobilistici sono fusi in ghisa o in lega leggera di alluminio e comprendono, come abbiamo detto, anche i cilindri. Blocco cilindri e basamento sono in tal caso una cosa sola.

In aviazione sono fusi in lega di alluminio, in lega di magnesio o anche in acciaio o fucinati di leghe di alluminio altoresistenti, come nei motori stellari.

Le forze che sollecitano questo blocco, che è il più importante del motore per dimensioni e massa, sono numerose ed è oltremodo complesso calcolare le sollecitazioni del materiale nei diversi punti tenendo conto contemporaneamente di tutte queste forze.

D'altronde le esigenze di forma e di costruzione fanno sì che nel suo insieme il basamento risulti generalmente assai rigido ed è più conveniente verificarne la resistenza con mezzi di laboratorio. E' sufficiente controllare che sia assicurata la resistenza agli sforzi più importanti concentrati in corrispondenza degli organi di collegamento, quali i bulloni di fissaggio della testa del blocco cilindri dei cappelli dei cuscinetti dell'albero a gomiti.

Durante il funzionamento le sollecitazioni generate dalle forze applicate ai cilindri e ai cuscinetti di banco variano in intensità e in direzione. Facendo in modo che le tensioni dei bulloni siano decisamente superiori agli sforzi massimi generati dal moto degli organi meccanici e dalle pressioni del gas si garantisce che le sollecitazioni del materiale non superino mai quelle imposte inizialmente.

Quando il basamento è di alluminio, è buona regola collegare la testa e i cappelli dei cuscinetti con lunghi bulloni che precaricano a compressione il basamento. Con questo sistema si evita che il basamento sia sollecitato a trazione dato che l'alluminio non è molto adatto a resistere a questo genere di sollecitazioni, specialmente quando il pezzo è costruito col procedimento di fusione sotto pressione.

Il basamento porta le forature per il passaggio dell'olio, per i supporti dell'albero degli eccentrici, per le guide delle valvole e punterie, quando le valvole sono laterali.

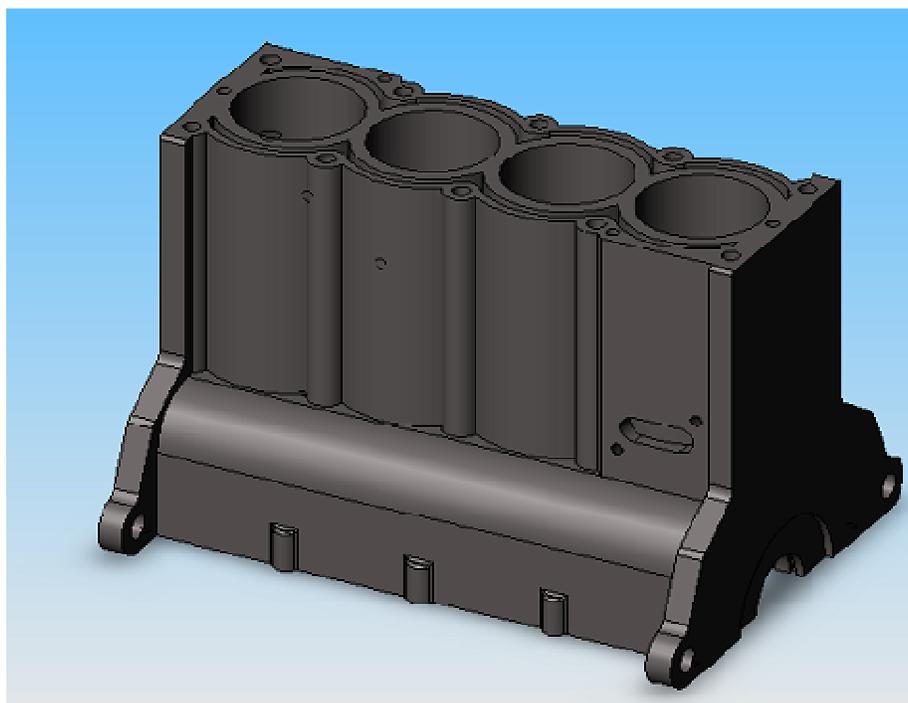
E' provvisto di vari piani e flangie principali di collegamento quali i piani di attacco della coppa per l'olio e gli eventuali coperchi di chiusura, il piano

d'attacco per la scatola porta-comandi ausiliari, quello per la scatola del gruppo porta-elica, nel campo dell'aviazione, quello del coperchio del comando distribuzione e quello della scatola del cambio di velocità, in campo automobilistico.

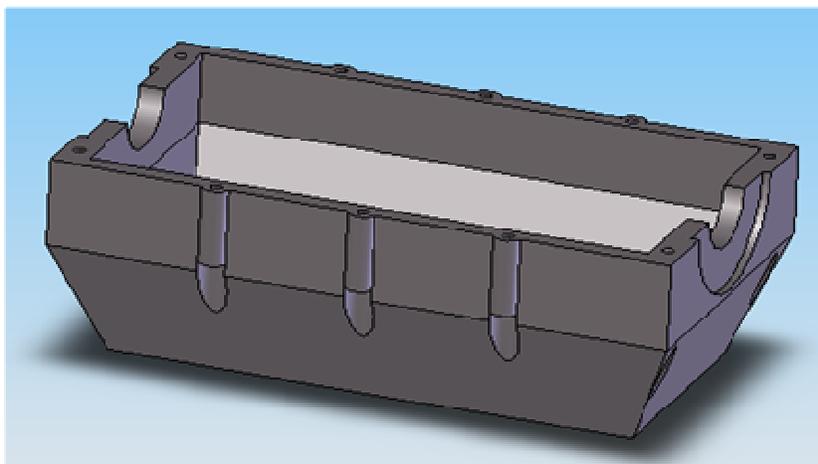
Nel caso specifico del motore in esame è stato necessario rimodellare il basamento del vecchio 1900 jtd a causa dell'aumento della corsa.

Si è aumentata l'altezza dei cilindri mentre gli ingombri laterali sono rimasti gli stessi, essendo rimasta inalterata la lunghezza dell'albero a gomiti.

Sono stati disegnati il nuovo blocco cilindri e il nuovo basamento inferiore, riportati nelle figure che seguono.



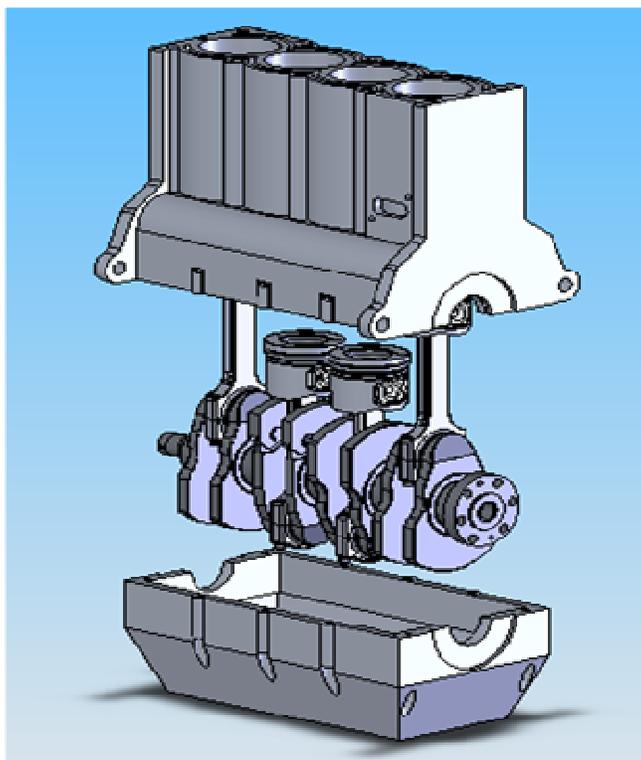
*Fig.8.19: Il blocco cilindri*



*Fig.8.20: Il basamento inferiore*

Il materiale utilizzato per il nuovo basamento è la stessa lega di alluminio utilizzata per il vecchio basamento del 1900 jtd.

In figura è mostrato il complessivo del blocco motore:



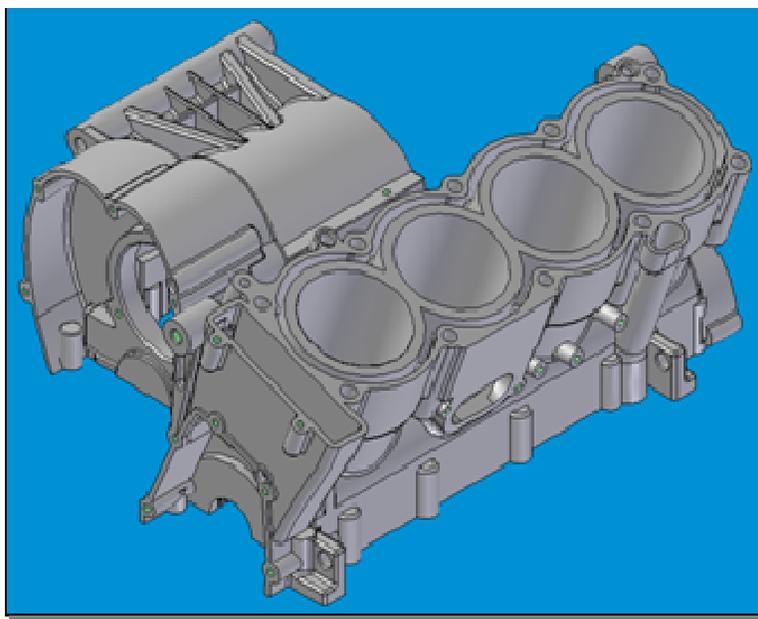
*Fig.8.21: Complessivo del motore 2500 cc*

Il nuovo basamento così progettato ha portato un aumento degli ingombri e del peso in una percentuale di circa il 30% andando sicuramente ad aumentare il peso totale del motore.

#### 8.4 Motore corsa corta 1600 cc

Questa versione del motore a corsa ridotta con una cilindrata pari a 1600 cc è corredata di basamento e di tutti gli ausiliari, dei circuiti di raffreddamento e di lubrificazione [36].

Il basamento studiato si basa sul blocco cilindri originale della Yamaha R1, riportato nella figura sottostante:



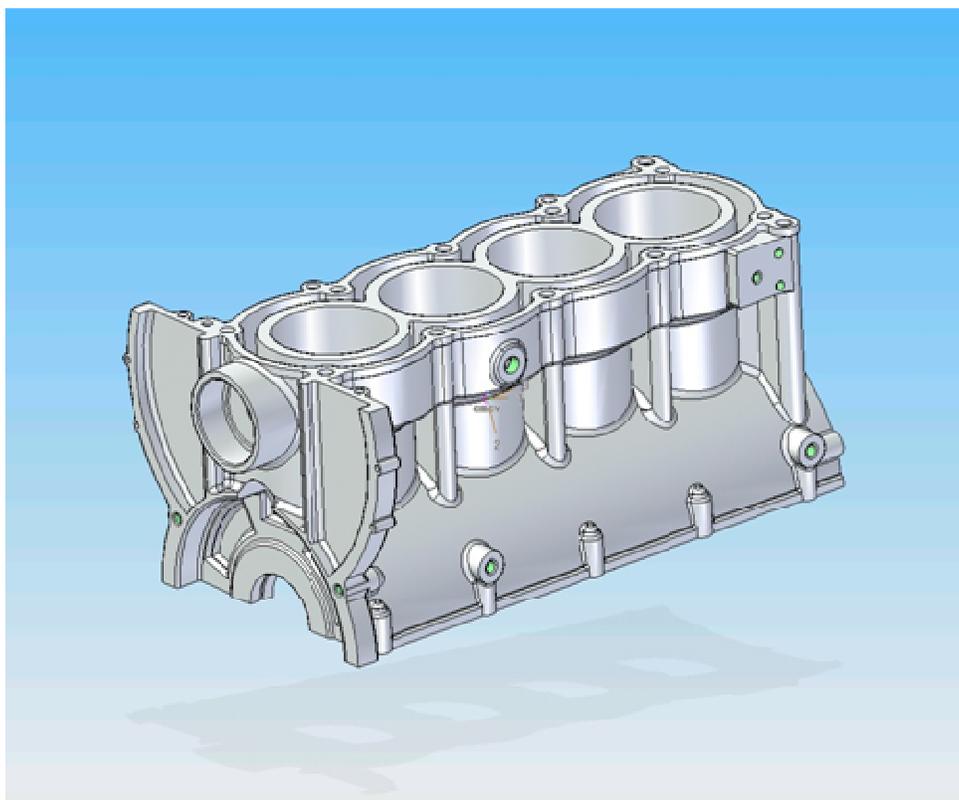
*Fig.8.22: Basamento motore Yamaha R1*

Una modifica sostanziale a stata necessaria ed è quella di eliminare gran parte del carter, inutile allo scopo aeronautico, che in origine era dedicata al cambio.

Come la grande maggioranza dei carter motore, anche questa sarà realizzata in una lega di alluminio, attraverso un processo di colata in conchiglia. Per quanto

riguarda gli spessori, si sono mantenuti indicativamente i valori utilizzati nella fusione presa a modello.

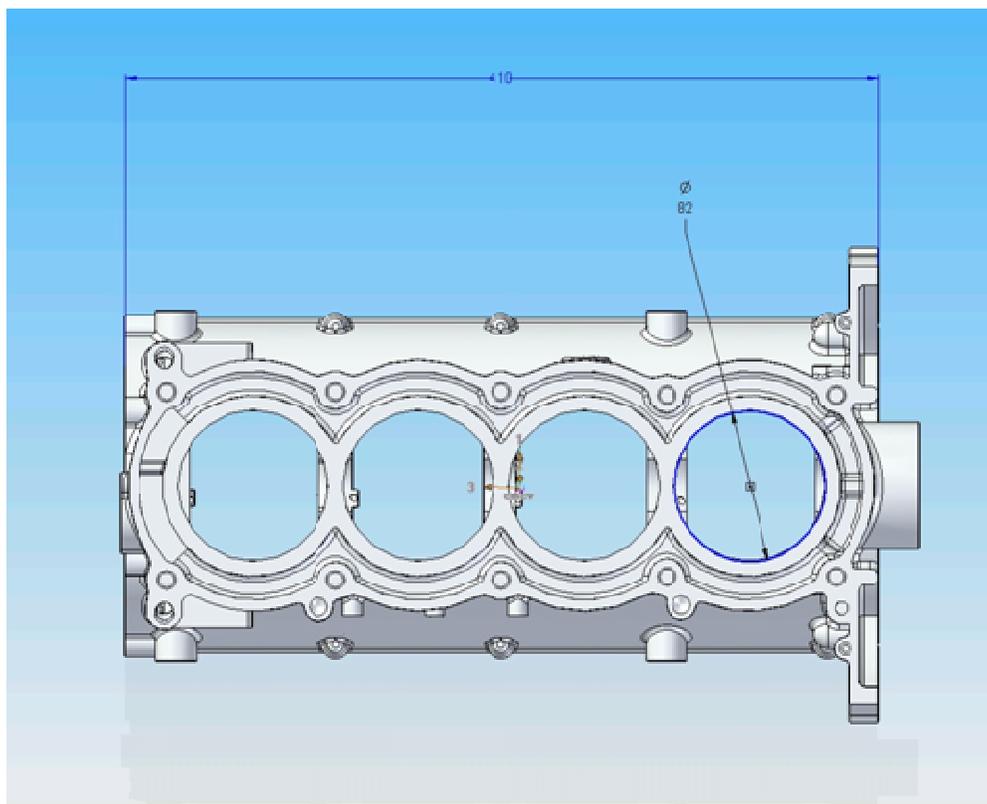
Nella progettazione del nuovo basamento ho cercato di attenermi il più possibile alla versione originale, realizzando il blocco cilindri mostrato in figura.



*Fig. 8.23: Basamento superiore del motore 1600 cc*

L'alesaggio è di 82 mm, l'ingombro longitudinale è di 410 mm, mentre il peso è di 8,494 kg.

Si è avuto un aumento percentuale dell'ingombro dell'8%, un aumento del peso del 53%, avendo imposto un aumento dell'alesaggio dell'11%.



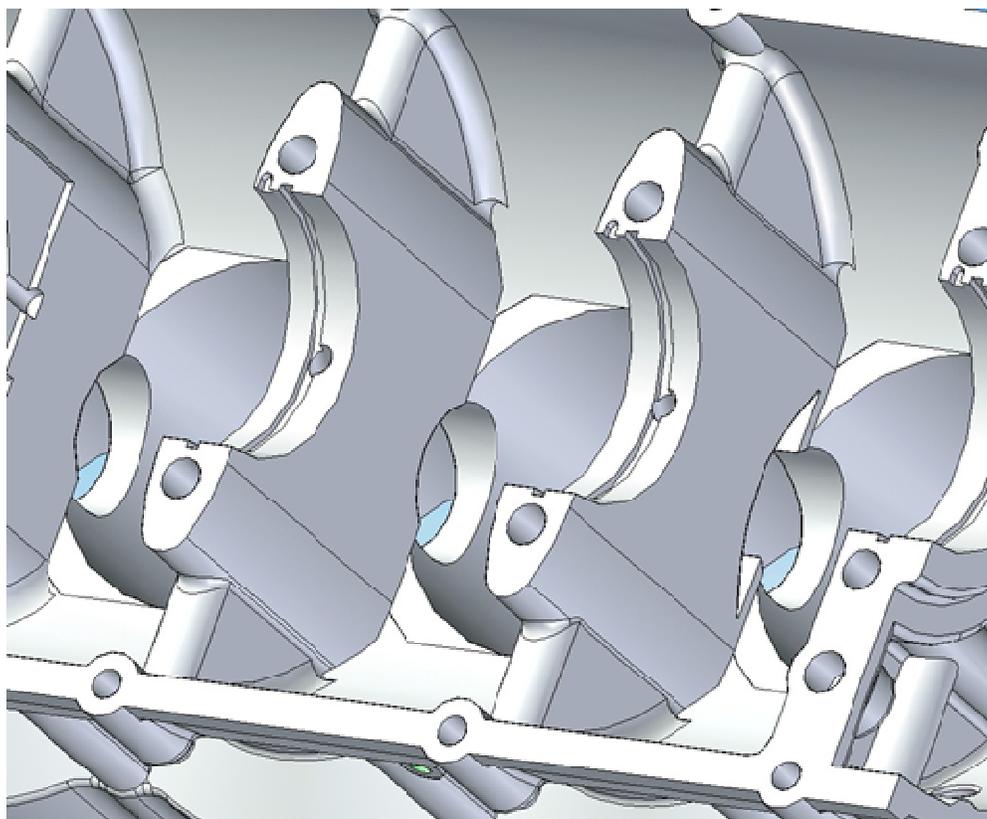
*Fig. 8.24: Ingombri del basamento superiore*

Si possono notare i supporti di banco, i condotti per l'olio del circuito di lubrificazione per l'apporto di lubrificante ai perni di banco e, in alto, per il recupero nel basamento dell'olio proveniente dalla testata e le asole per gli elementi di serraggio del blocco.

Un altro particolare importante emerge dall'analisi della figura che segue: tra le camere di manovella ci sono dei fori progettati per diminuire il lavoro di pompaggio del propulsore, abbassando la pressione nelle camere di manovella. Quando il motore lavora si ha infatti una pressione all'interno del carter che, se non ci fossero questi fori, frenerebbe il moto dell'albero, generando un assorbimento di potenza.

In questo modo i fori passanti tra un cilindro e l'altro smorzano questa pressione, compensandosi così tra una camera di manovella e l'altra.

Questa soluzione tecnica è attualmente in uso in campo motociclistico sui propulsori di classe superiore.



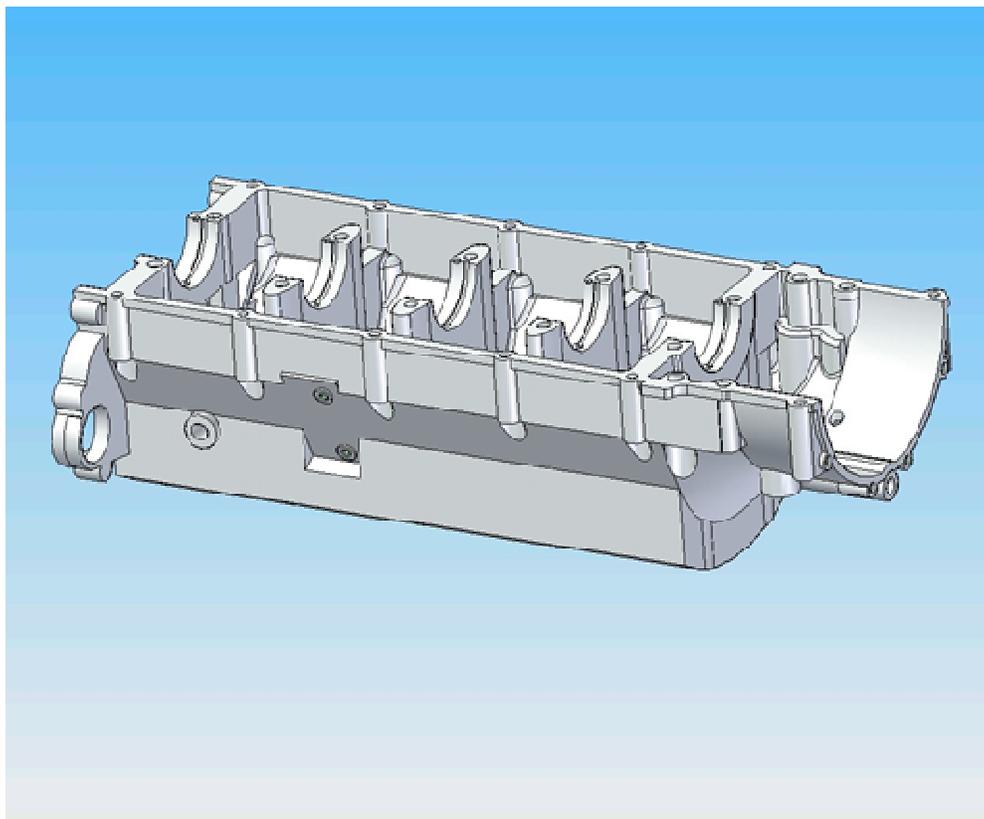
*Fig. 8.25: I fori di smorzatori del pompaggio*

L'altezza del basamento è vincolata dalla lunghezza della biella, dal raggio di manovella, dall'altezza del pistone e dall'altezza che si vuole avere, a caldo, al di sopra della camera di combustione al punto morto superiore, pari ad 1 mm.

Il basamento inferiore, con coppa dell'olio ricavata da fusione, è stato anch'esso realizzato in alluminio.

Il peso del pezzo è di 6 kg, l'ingombro longitudinale è di 506 mm.

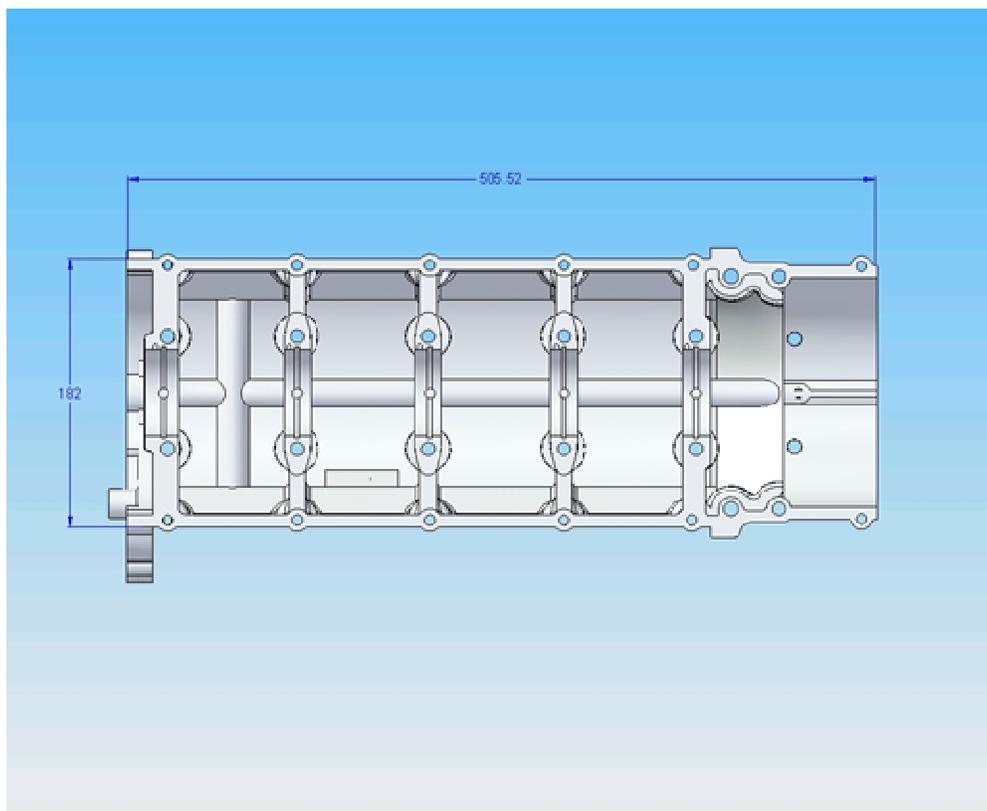
Seguono le immagini relative a questo componente.



*Fig. 8.26: Il basamento inferiore*

Dalla precedente immagine si possono notare l'alloggiamento per il motorino di avviamento, le asole per l'accoppiamento con il blocco cilindri ed i condotti dell'olio per la lubrificazione.

Nell'immagine che segue, invece, sono stati messi in evidenza gli ingombri ed il rail per l'olio.



*Fig. 8.27: Ingombri del basamento inferiore*

Accanto agli elementi di base del motore che ne costituiscono il nucleo, vi sono i servizi definiti ausiliari ma nella realtà indispensabili: il circuito di lubrificazione ed il sistema di raffreddamento. Pur rivestendo un ruolo primario nella progettazione di un motore, lo studio effettuato in questa sede prevede solo un dimensionamento ed un posizionamento di massima.

La profonda integrazione che questi elementi hanno con la restante parte della macchina completa rende impossibile anche solo il non accennarne alcuni degli aspetti principali.

Il raffreddamento è un problema particolarmente importante per la testata, visto che le superfici della camera di combustione e dei condotti di scarico sono soggette a flussi termici molto intensi, tali da richiedere un'efficiente asportazione del calore per evitare di mettere in crisi il materiale.

Contemporaneamente alla definizione dei condotti di raffreddamento bisogna procedere anche alla definizione dei canali di lubrificazione, che oltre alla loro funzione principale assolvono importanti funzioni di raffreddamento.

Va comunque tenuto ben presente che lo scopo primario del sistema di raffreddamento è legato al materiale e al lubrificante, che hanno una temperatura di lavoro limitata.

Qualunque sia l'utilizzo del motore, nel dimensionamento del suo circuito di raffreddamento occorre asportare una quantità di calore minima stabilita dal sistema di lubrificazione.

E' necessario infatti che la temperatura dell'olio, che assicura il buon funzionamento degli accoppiamenti rotoidali e prismatici presenti nel motore, non superi quei valori al di là dei quali perde le sue caratteristiche lubrificanti. Dalla lubrificazione deriva quindi la condizione per il dimensionamento del circuito di raffreddamento.

Nel motore Yamaha, si ha una sistema di lubrificazione a carter umido. L'impianto è azionato da una pompa di tipo trocoidale, composta da una parte fissa, sede di un meccanismo libero di ruotare con cinque lobi femmina, e un rotore, con quattro lobi maschio, trascinato da una catena collegata all'albero a gomiti.

I lobi del rotore muovono tutto il meccanismo e negli spazi tra i due corpi passa l'olio, che aumenta la sua pressione grazie al lavoro immesso dalla pompa.

L'olio in coppa viene aspirato dalla pompa attraverso la succhieruola, strainer, passa per la pompa stessa e arriva al canale principale: passa poi per la valvola limitatrice, relief valve, e arriva al classico filtro a cartuccia metallica, posizionata sulla parte frontale del motore.

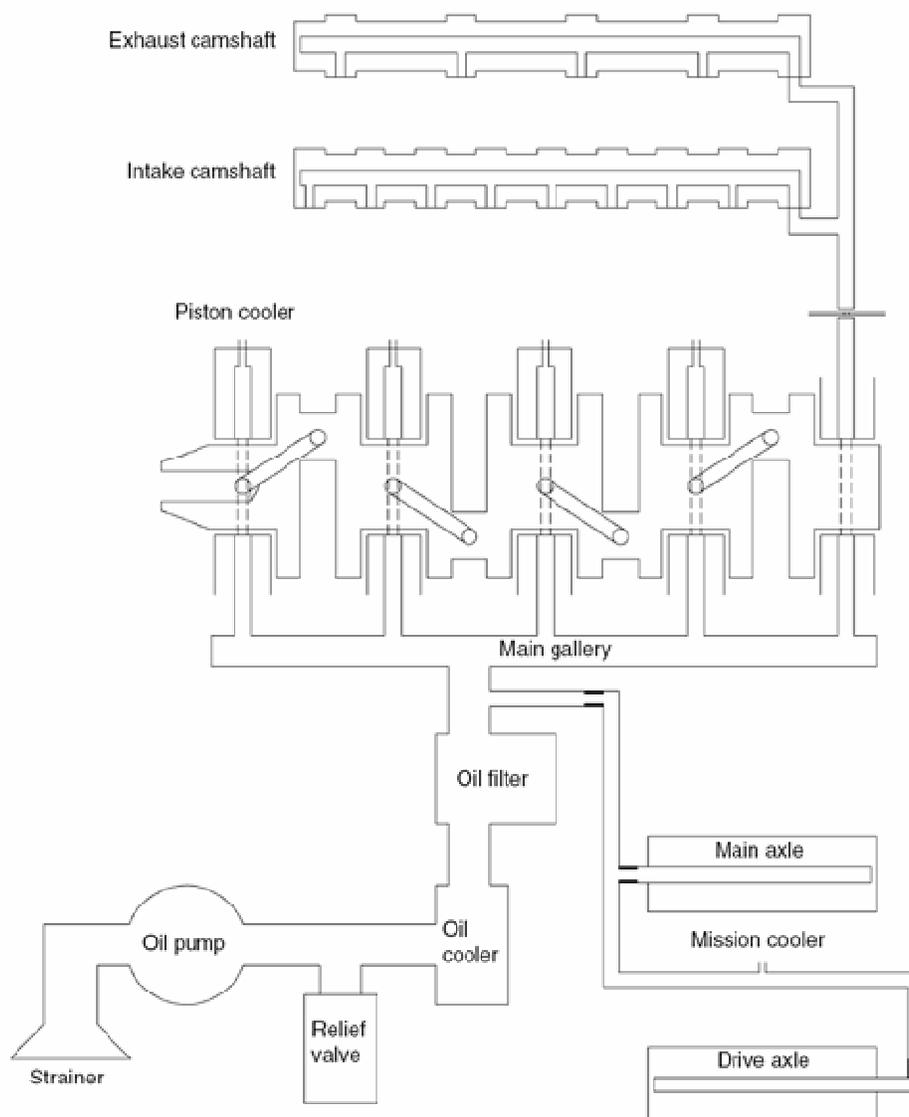


Fig. 8.28: Schematizzazione del circuito di lubrificazione

Se per qualche motivo la pressione dell'olio all'interno del circuito aumenta in maniera incontrollabile, il circuito sfoga attraverso questa valvola e rimanda il lubrificante nella coppa.

Dopo essere stato filtrato parte dell'olio va al radiatore e al condotto principale di alta pressione e parte va a quello secondario passando prima da un ugello che ne riduce la pressione.

Il canale secondario porta olio ai componenti del motore che necessitano di lubrificazione.

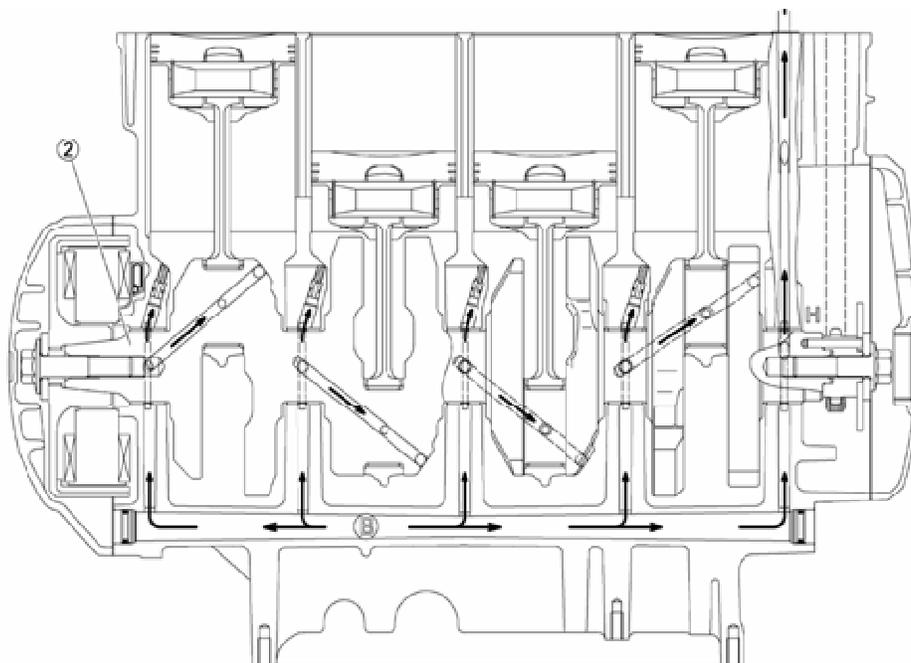
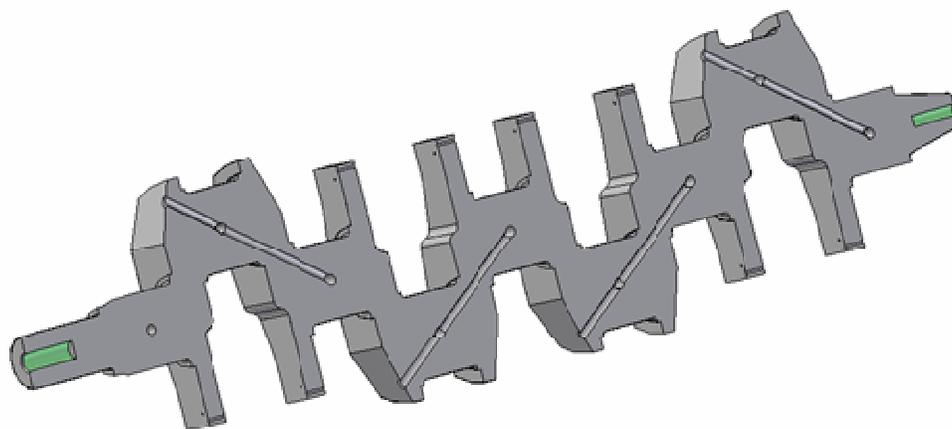


Fig. 8.29: Schema della lubrificazione dei perni dell'albero a gomito del motore Yamaha R1

Il canale principale porta olio in pressione all'albero motore, dai cui fuoriesce lubrificante per le bronzine di banco e di biella. Una frazione di olio si raccoglierà nella coppa, quello che arriva alla prima bronzina di banco finisce poi sull'alternatore, per raffreddarlo, mentre quello che arriva alla quinta continua il suo percorso per giungere agli alberi a camme: dalla ramificazione che porta all'albero che regola l'aspirazione viene mandato olio al tendicatena, dopo che un ugello ne abbia abbassato la pressione, da quella dell'albero di scarico alla catena di distribuzione e alla ruota libera.

Dal canale principale parte anche una ramificazione che, attraverso il passaggio per un ugello che ne riduce la pressione, porta olio ai cuscinetti degli alberi del cambio.

Nel caso in esame si ha una semplificazione notevole del circuito, in quanto ora non vi è più la presenza del cambio e la lubrificazione delle ruote dentate della trasmissione viene svolta dallo stesso olio che utilizza la frizione, che in linea di massima dovrebbe essere una frizione multidisco in bagno d'olio. Per quanto riguarda l'albero motore, in figura si nota come il sistema di condotti sia simile a quello dell'albero da cui si prende spunto.



*Fig. 8.30: Canali di lubrificazione dell'albero a gomiti originale R1*

Il ritorno dell'olio al basamento avviene per gravità sotto forma di una pioggia di goccioline che ricadono dopo essere state proiettate in tutte le direzioni. Nei motori ad accensione per scintilla che lavorano ad elevato numero di giri, gli urti violentissimi con le parti in rapido movimento provocano una polverizzazione delle particelle talmente spinto da creare una sospensione in aria del lubrificante che ha difficoltà a ricadere e a riproporsi per la rimessa in ciclo. Il problema richiede l'utilizzo di additivi speciali per l'olio, in modo da attenuarne la tendenza accennata, e la presenza nel carter motore di apposite camere di recupero dei

vapori dell'olio. Queste fanno sì che tali vapori tornino allo stato liquido e finiscano in coppa.

I vapori che dovessero comunque uscire allo stato gassoso non vanno direttamente in atmosfera ma vengono inviati al filtro dell'aria.

Una soluzione tecnica piuttosto interessante, ottenuta con una minima complicazione progettuale, consiste nell'utilizzo di piccoli ugelli che spruzzano olio sotto i pistoni, raffreddandone le superfici e le pareti dei cilindri.

Nella versione 2002 del motore Yamaha sono realizzati alcuni condotti, collegati direttamente ai perni di banco, che mandano olio nebulizzato sotto il pistone, grazie alla pressione generata in ciascun supporto; oggi giorno è cosa comune a questi livelli di qualità di prodotto la presenza di questi piston jet montati nel blocco cilindri e alimentati attraverso uno dei canali di lubrificazione presenti nel motore. Si prevede la possibilità di utilizzare tale sistema anche su questo propulsore.

La pompa è il cuore del circuito di lubrificazione e deve garantire, sin dai bassi regimi di rotazione, una portata ed una pressione minima a tutti gli organi del motore per evitarne il grippaggio ed asportare calore.

Si è scelto un sistema di lubrificazione con la coppa dell'olio che risulta integrata nel basamento inferiore.

Le pompe volumetriche, le uniche che soddisfano le esigenze del caso utilizzabili in un sistema di lubrificazione, si dividono in pompe a pistoni, pompe ad ingranaggi e pompe trocoidali.

Ve ne sono diversi modelli con la caratteristica comune di generare un flusso in aspirazione e in mandata non continuo ma in rapide successioni.

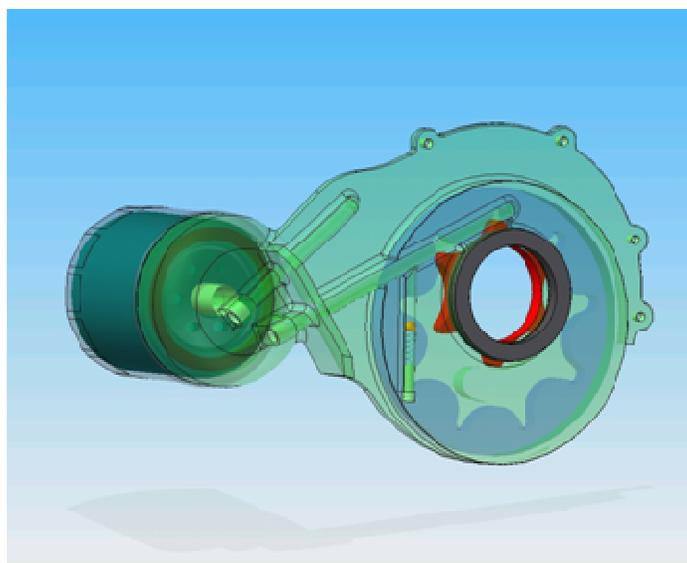
Inoltre, nella maggior parte di queste pompe, una parte del meccanismo di azionamento non è totalmente immerso in olio. Se il lubrificante non è filtrato perfettamente e sostituito con regolarità la pompa può usurarsi e perdere in efficienza.

Una pompa trocoidale è costituita da uno stretto corpo circolare all'interno del quale trovano spazio due rotori sagomati in modo da ingranare l'uno nell'altro. Questi possono essere concentrici o disposti eccentricamente, in ogni caso il rotore centrale, più piccolo, girando trascina il rotore esterno. Si crea una

variazione di volume fra le “camere” isolate dai lobi dei due rotori, l’olio è aspirato e successivamente spinto nel circuito di lubrificazione.

I vantaggi della pompa trocoidale sono dati dal minor numero di parti mobili, rispetto agli altri tipi menzionati, da usura e perdite ridottissime dovute alle condizioni di impiego della pompa, che lavora completamente sommersa, da caratteristiche di leggerezza, poiché è costruita interamente in lega, compattezza e dai costi di produzione inferiori alle pompe ad ingranaggi.

In figura è riportata la pompa trocoidale modellata per questa applicazione.



*Fig. 8.31: La pompa trocoidale*

Anche per il sistema di raffreddamento sono state considerate le soluzioni adoperate dalla casa costruttrice. Nel breve periodo di durata della combustione si sviluppano nella testata dei carichi termici enormi. Di conseguenza, quantità molto elevate di calore vengono cedute per irraggiamento ad elevatissime temperature alle pareti della testata ed alla testa del pistone. Tale fenomeno prosegue, fortunatamente con progressiva attenuazione, durante la successiva fase di espansione. Questa sollecitazione termica viene comunque ridotta durante le altre fasi e soprattutto in quella di aspirazione, in cui normalmente si ha l’ingresso di aria fresca dall’esterno.

Nonostante ciò, è necessario provvedere a sottrarre una percentuale rilevante di questo calore prodotto con la combustione attraverso un sistema dedicato costituito da un circuito di raffreddamento, in modo tale da impedire il grippaggio del motore per surriscaldamento.

In linee generali, dell'intera quantità di calore introdotto nel sistema con la combustione, un terzo si trasforma in lavoro meccanico all'albero, un terzo viene perduto in calore sensibile dei gas di scarico e l'altro terzo viene sottratto dal sistema di raffreddamento: da questa ipotesi deriva il valore medio del rendimento totale dei motori a combustione interna che solitamente viene preso attorno al 33% per i motori ad accensione comandata e 35-45% per i diesel che sono caratterizzati da una minore perdita di calore.

Di regola i gas di scarico asportano una quantità di calore alquanto maggiore dell'acqua di raffreddamento. Ne deriva che la potenza termica da asportare col raffreddamento è uguale a quella meccanica erogata dal motore.

Il calcolo del flusso richiesto può essere fatto con maggior precisione tenendo in considerazione gli effetti legati alla forma della camera di combustione e al raffreddamento dovuto al flusso d'aria attraverso la camera durante la fase d'incrocio, overlap period.

Alcuni importanti principi da osservare nella progettazione sono i seguenti:

1. i passaggi per l'acqua nei cilindri devono essere progettati per ottenere una rapida circolazione nei pressi delle luci di scarico e delle sedi delle valvole di scarico. Una circolazione meno rapida può essere tollerata vicino alle luci di aspirazione e alle canne dei cilindri;
2. eventuali tasche in cui potrebbero raccogliersi i vapori devono essere accuratamente evitate;
3. tutti i passaggi per l'acqua devono essere protetti contro la corrosione, a meno che non si utilizzi per tutto il tempo refrigerate anti-corrosivo.

Nei motori ad alte prestazioni l'uso del raffreddamento a liquido è obbligatorio, a causa degli elevati flussi di calore da smaltire per mantenere il materiale ad una temperatura accettabile. In tale ambito gli aspetti più problematici da determinare

sono i coefficienti di scambio dei vari fluidi. Non bisogna in questo caso dimenticare l'importanza che riveste la scabrezza delle superfici: le superfici grezze sono in grado infatti di scambiare calore più efficacemente solo in condizioni di bassi flussi termici; le asperità superficiali possono infatti trattenere le bolle di vapore, ostacolandone la circolazione. Occorre quindi prevenire, durante la fase di analisi progettuale, eventuali zone di ristagno e verificare le temperature in tutta la struttura.

Per quanto riguarda la movimentazione del fluido refrigerante, le pompe dell'acqua sono solitamente di tipo centrifugo, sebbene molti motori marini usino pompe ad ingranaggio. La battuta dell'albero (*shaft seal*) deve essere progettata per evitare attriti indesiderati ed usura. Sedi commerciali per questo particolare scopo sono di solito soddisfacenti, se scelte con i giusti consigli da parte del produttore.

In generale la temperatura di entrata dell'acqua nel motore si aggira attorno ai 90°C contro i 95÷100°C d'uscita.

Nell'impianto di raffreddamento lavora una pompa centrifuga trascinata dalla pompa dell'olio, a cui è coassiale e al cui perno si aggancia mediante un dispositivo maschio-femmina. Un termostato sulla testata consente o impedisce il passaggio dell'acqua in funzione della temperatura. Dai cilindri l'acqua passa nella testa ed arriva al termostato: se la temperatura è inferiore a 82°C, questo la rimanda alla pompa finché il motore non si scalda; se supera questo valore la manda al radiatore, che è a due vie per questo motivo. Il suo funzionamento dipende dalla taratura della molla, che si apre a 82°.

E' stato previsto anche per il propulsore aeronautico un sistema di raffreddamento a liquido, immesso nel meato tra i cilindri e la parete esterna attraverso una bocca di ingresso predisposta nella stessa posizione della versione motociclistica, il cui circuito di raffreddamento ha la configurazione mostrata in figura.

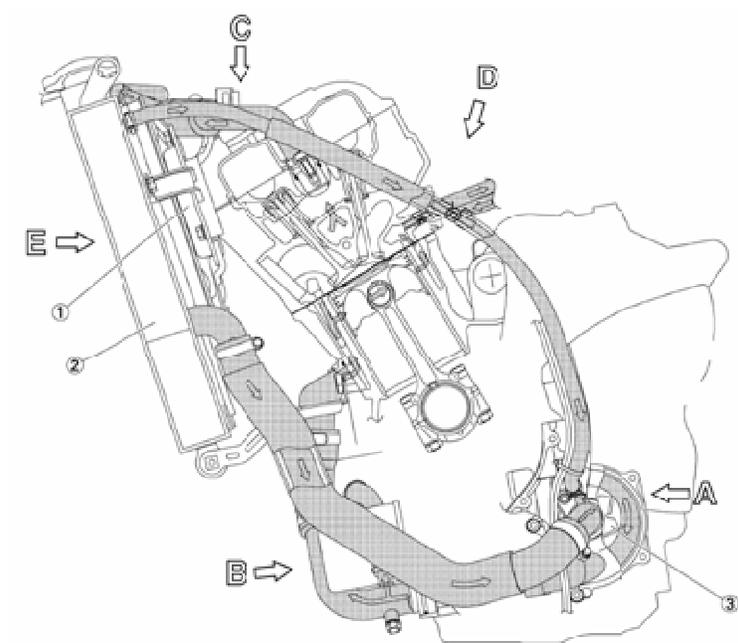


Fig. 8.32: Circuito di raffreddamento del motore Yamaha R1

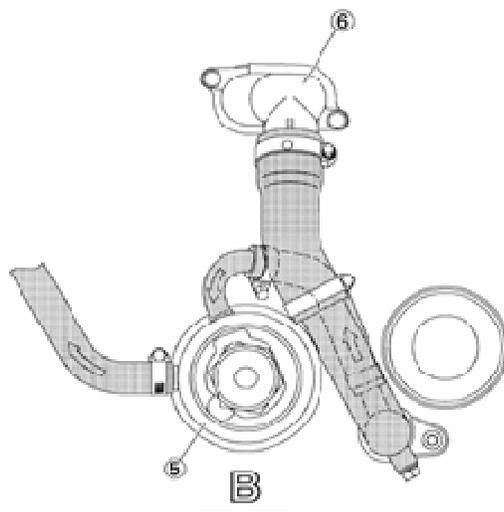
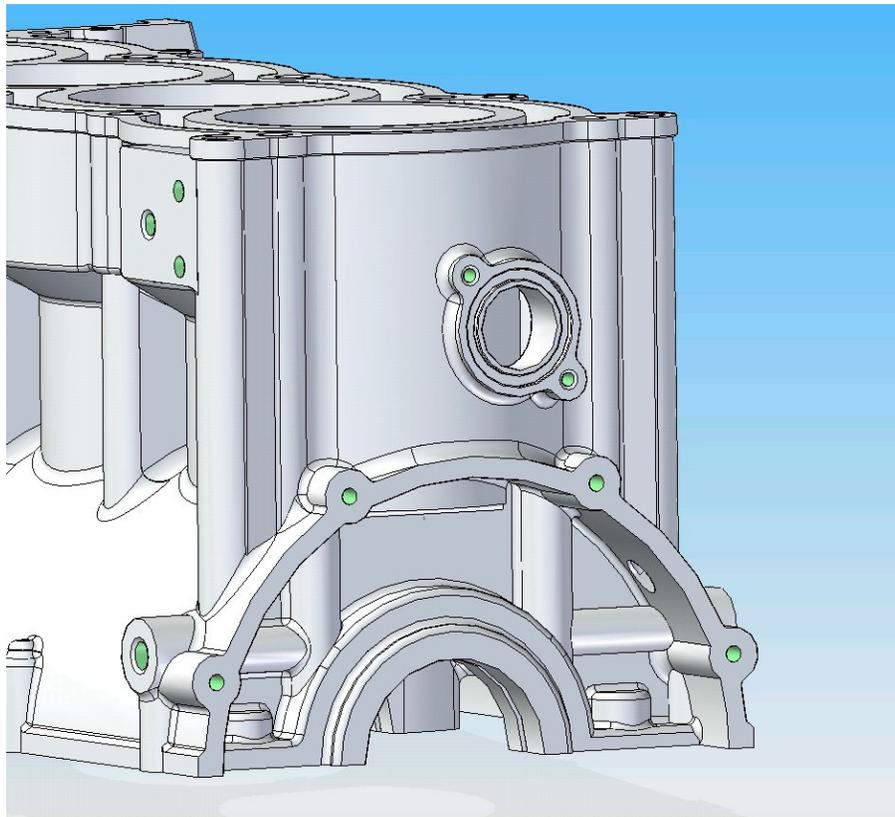
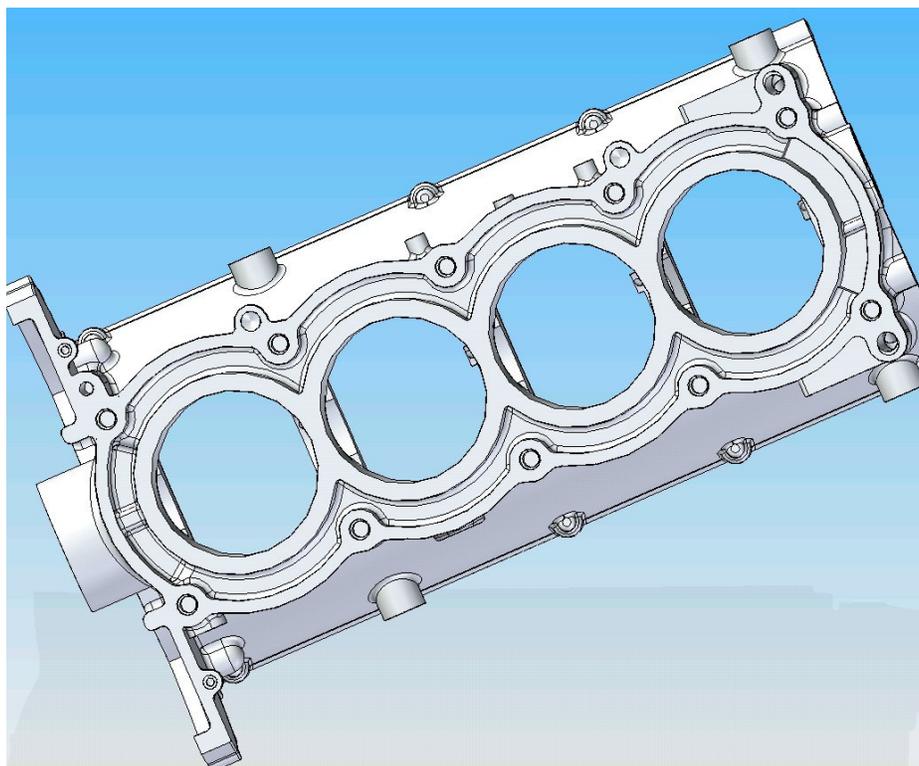


Fig. 8.33: Particolare del circuito di raffreddamento del motore Yamaha R11 (B) dello scambiatore di calore acqua-olio (5), posto accanto al filtro a cartuccia per l'olio, e della bocca di ingresso del fluido refrigerante (6).

Come emerge dalle immagini che seguono, la soluzione Yamaha è stata tenuta, fatta eccezione per l'ingresso del liquido di raffreddamento che è stato ricavato nella parte posteriore del blocco cilindri, mentre nella soluzione Yamaha era laterale.



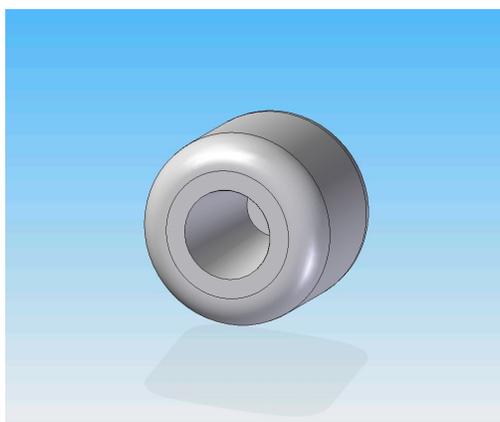
*Fig. 8.34: Ingresso liquido di raffreddamento*



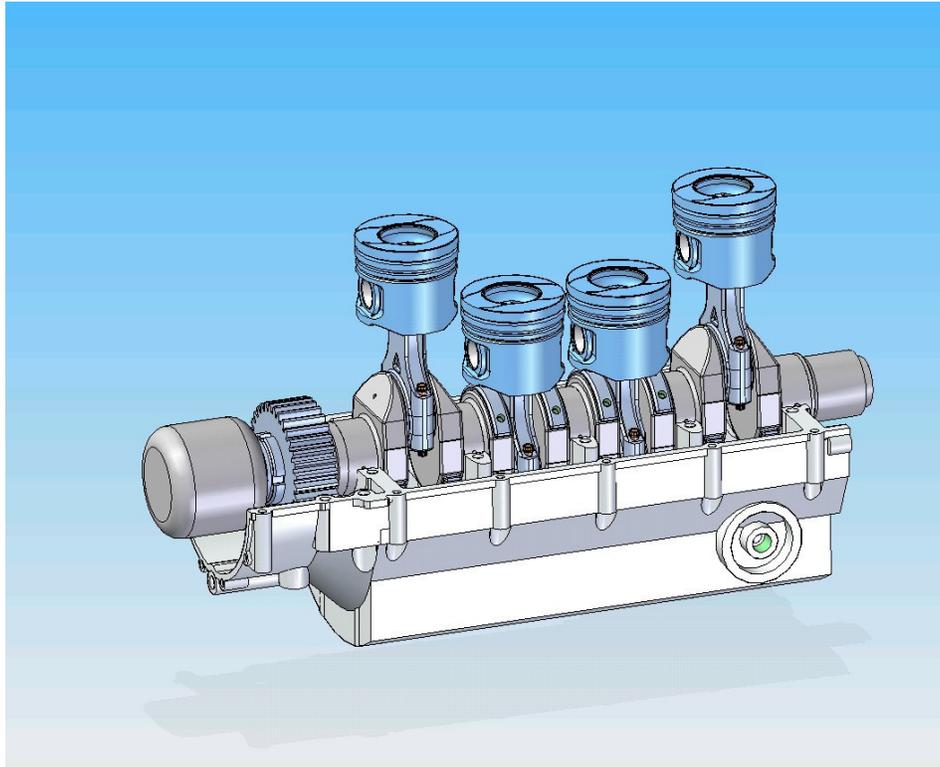
*Fig. 8.35: Condotti liquido di raffreddamento*

L'alternatore è montato direttamente sull'albero tramite magnete. Il disegno di questo particolare è solo indicativo e per realizzarlo si è preso spunto dal manuale d'officina della Yamaha R1.

L'accoppiamento con l'albero è mostrato in figura.

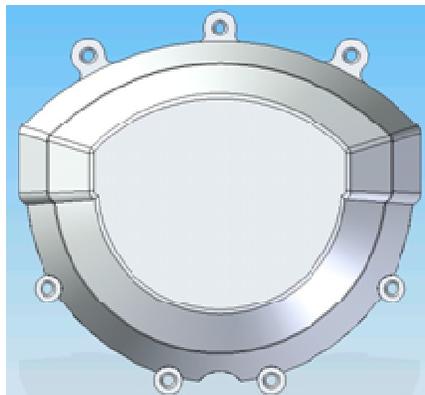


*Fig. 8.36: L'alternatore*

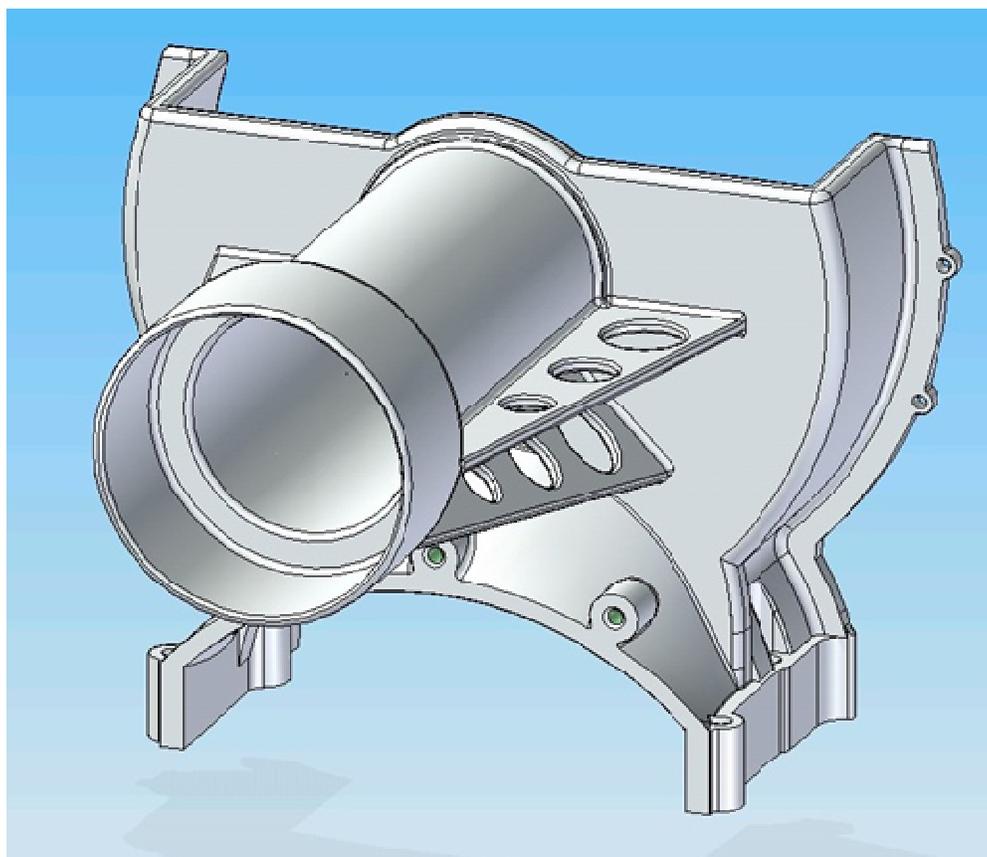


*Fig. 8.37: Montaggio alternatore sull'albero a gomiti*

Sono stati infine realizzati i coperchi , di cui si riportano le immagini.

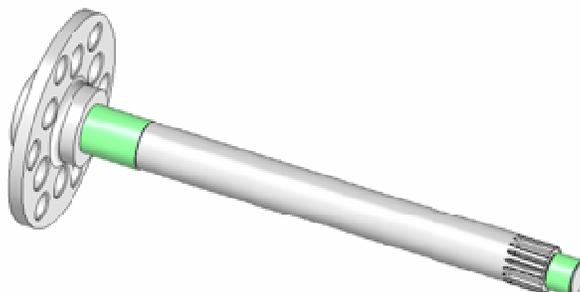


*Fig. 8.38: Coperchio alternatore*



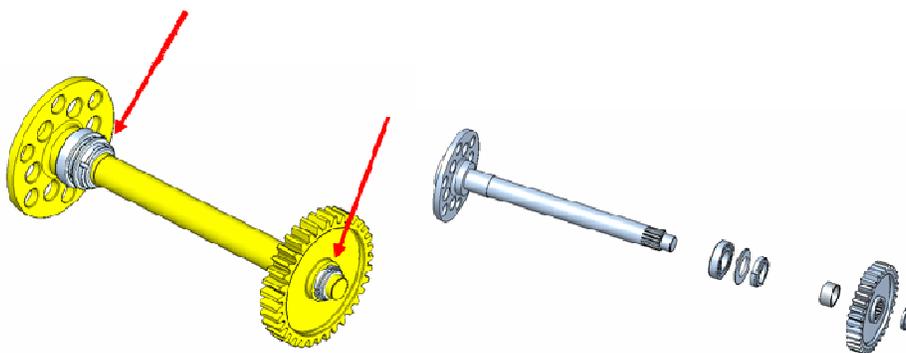
*Fig. 8.39: Coperchio riduttore*

L' albero elica è un componente particolarmente importante in quanto ha anche il compito di smorzare le torsioni improvvise trasmesse dall'elica, che altrimenti si scaricherebbero sul cinematismo.



*Fig. 8.40. Albero su cui verrà montata l'elica*

Come evidente nella figura seguente si avranno due ghiera di serraggio: una più grande, a ridosso dell'elica, che ha il duplice compito di fornire la battuta all'anello interno del cuscinetto e di bloccare lo scorrimento assiale dell'albero elica; una seconda, di dimensioni più piccole, che assolve al compito di bloccare la ruota dentata sulla scanalatura dell'albero e di fungere da secondo bloccaggio assiale.



*Fig. 8.41: Montaggio degli ingranaggi sull'albero elica*

Per quanto riguarda la scelta dell'elica, era stata contattata un'azienda produttrice di eliche, la "MT Propeller", che possiede una gamma piuttosto ampia di eliche semplici, movimentate elettro-attuate, attuate idraulicamente. Tra tutte, la scelta è caduta su un'elica a quattro pale elettro-attuata.

Il sistema di trasmissione si svilupperà su due ruote base: la ruota dentata montata sull'albero a gomiti e quella montata sull'albero elica per passare da un regime di 5000 rpm ad un massimo di 3000 rpm.

L'elica infatti impone un regime di rotazione non superiore ai 2500 rpm, al di sopra del quale si verificano problemi di turbolenza non ammissibili. Il regime di rotazione a cui verrà utilizzato il motore in condizioni standard sarà di 5000 rpm.

In pratica si avrà la seguente geometria:

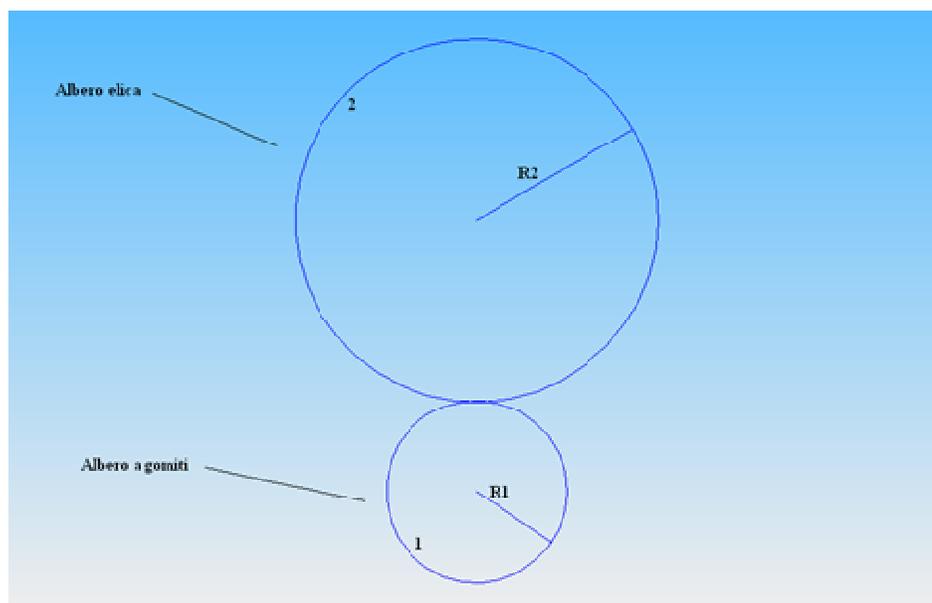


Fig. 8.42: Configurazione delle ruote di trasmissione

Partendo da questa, sono stati calcolati i raggi primitivi ed il numero dei denti delle ruote dentate.

Il rapporto di trasmissione è:

$$\tau = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = 0.5$$

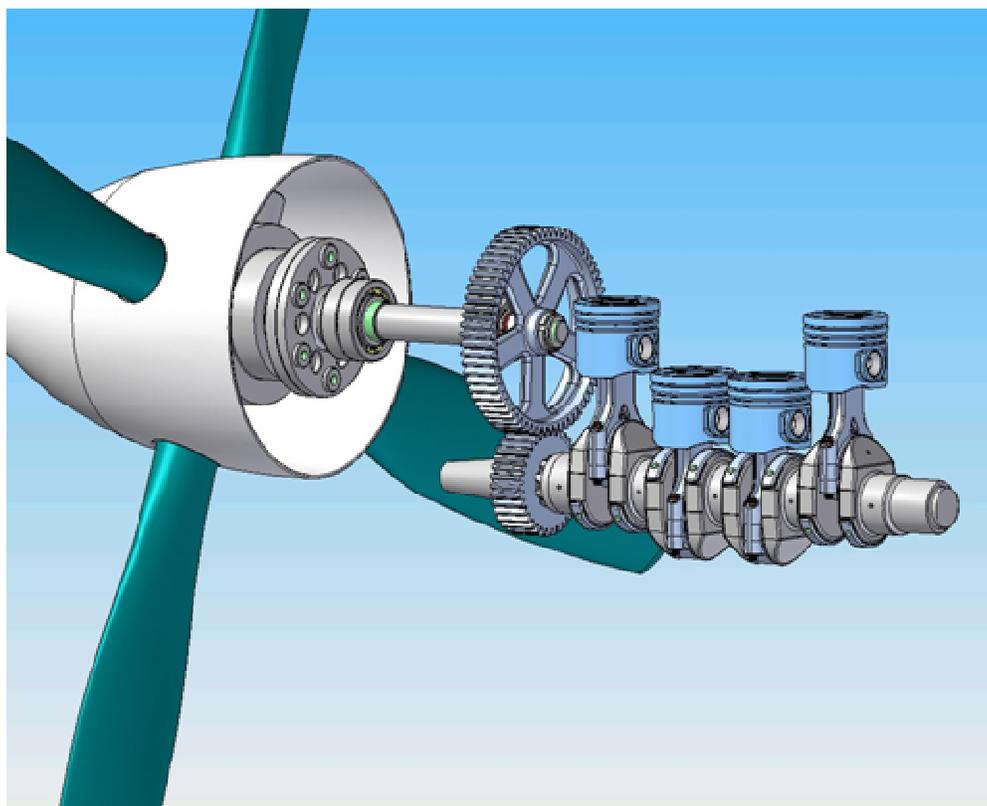
E' noto anche l'interasse ed il modulo che si vuole ottenere:

$$R_1 + R_2 = 147,12 \text{ mm}$$

$$m = 3$$

Inserendo i dati nel programma di calcolo delle ruote dentate, in dotazione con il programma Solid edge, si ottengono le due ruote dentate costituenti l'ingranaggio. In seguito l'ingranaggio calettato sull'albero dell'elica è stato alleggerito, praticando su di esso degli scavi.

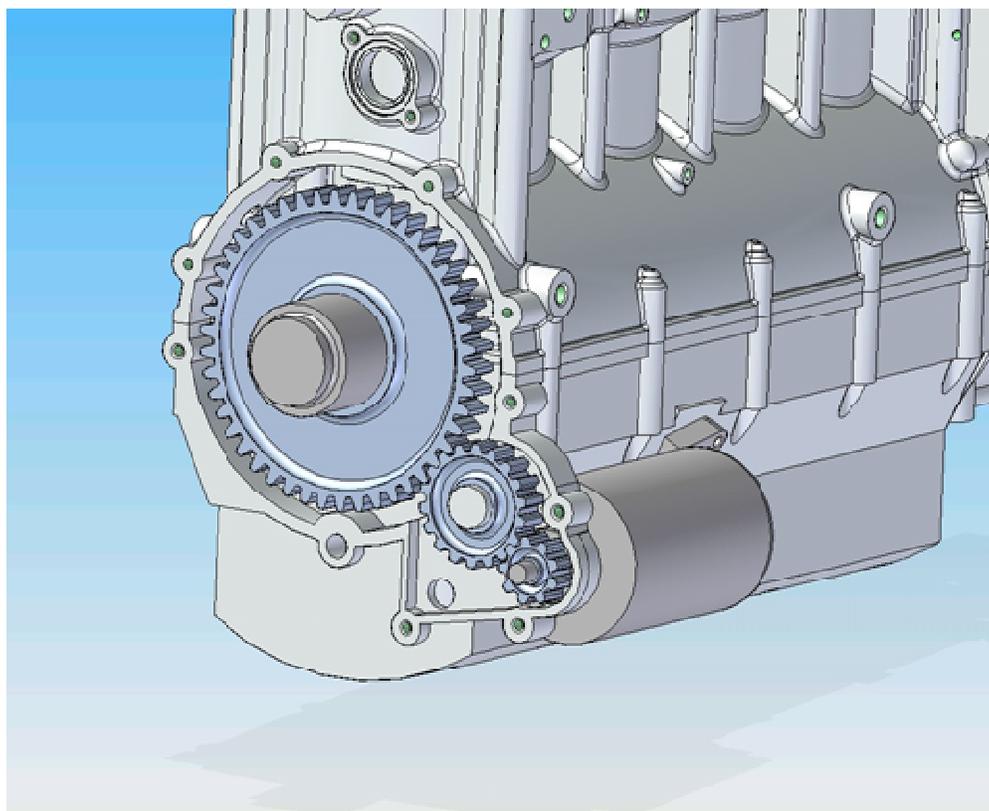
Di seguito si può notare una immagine relativa all'accoppiamento.



*Fig. 8.43: Trasmissione mediante ruote dentate*

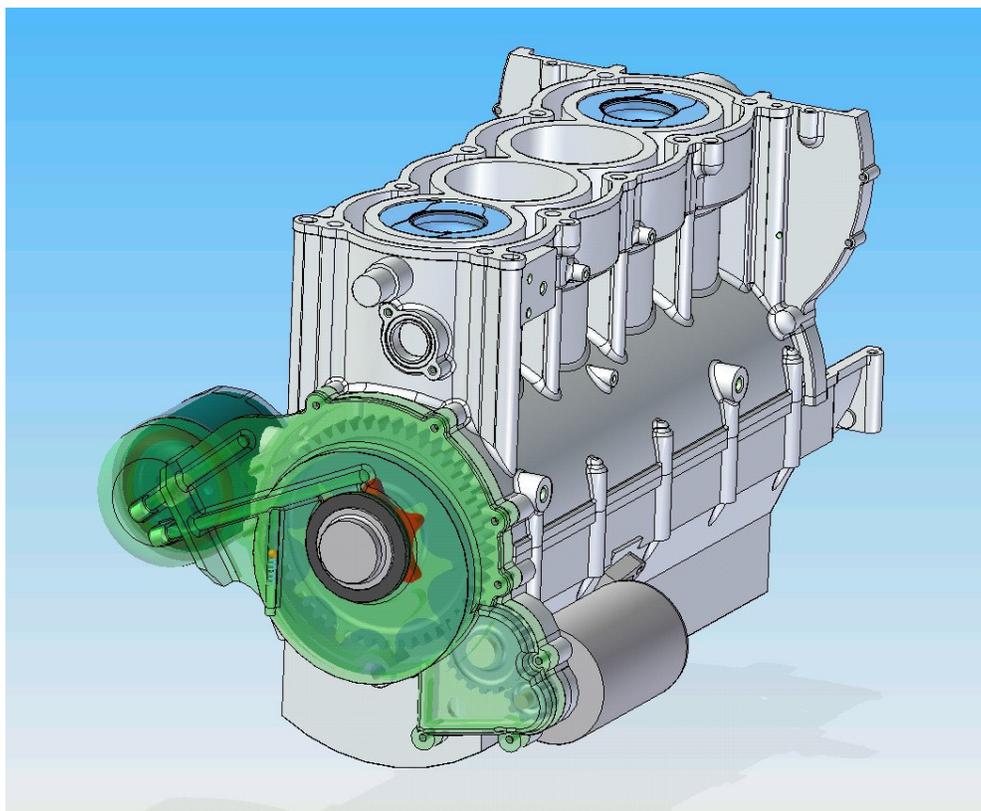
Anche lo studio che riguarda il comando della distribuzione si è limitato ad uno studio di massima, in quanto al compimento di questo lavoro manca la parte riguardante la testata del motore.

In primo luogo, è stato progettato il riduttore che movimentava il motorino di avviamento. Nella soluzione scelta il motorino di avviamento è posizionato lateralmente nel basamento inferiore, come si vede in figura.



*Fig. 8.44: Posizionamento del motorino di avviamento*

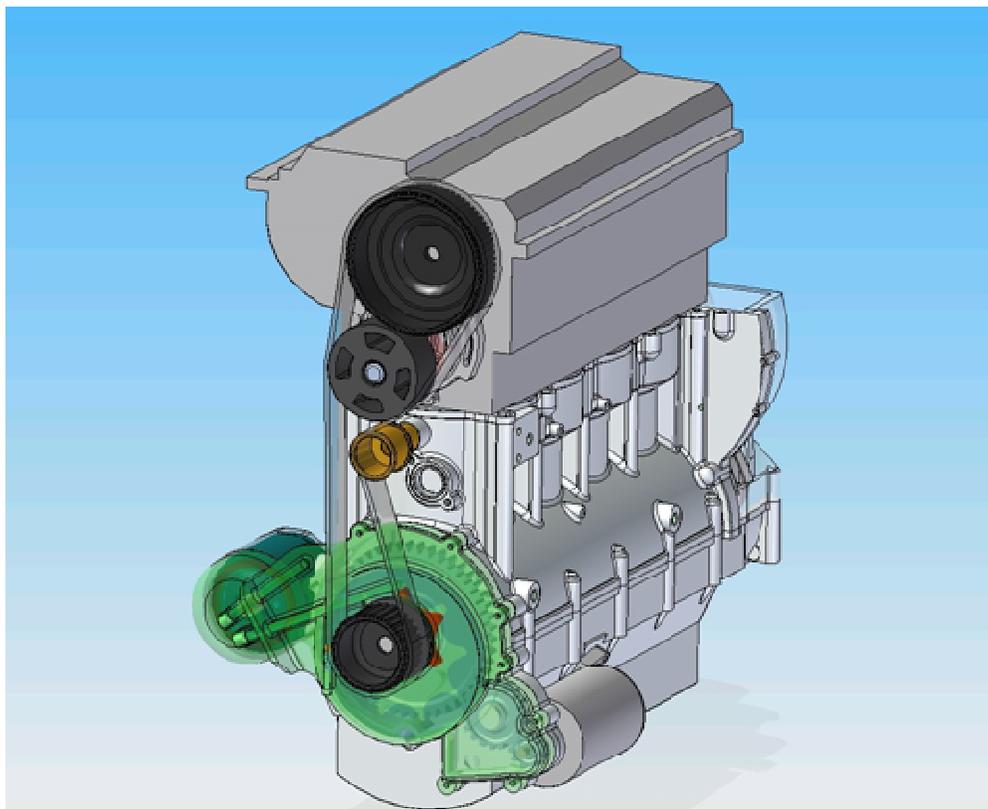
La trasmissione del moto tra albero motore e motorino di avviamento avviene per mezzo di un ingranaggio composto da tre ruote dentate, di cui una oziosa. La pompa dell'olio è collegata mediante spina elastica all'albero motore, come si vede in figura.



*Fig. 8.45: Collegamento della pompa dell'olio*

Resta da movimentare la pompa dell'acqua e l'albero a camme.

E' stata scelta a tal proposito un tipo di trasmissione a cinghia dentata, con rapporto 1:2 e con opportuno tendicinghia. La soluzione adottata è illustrata in figura.



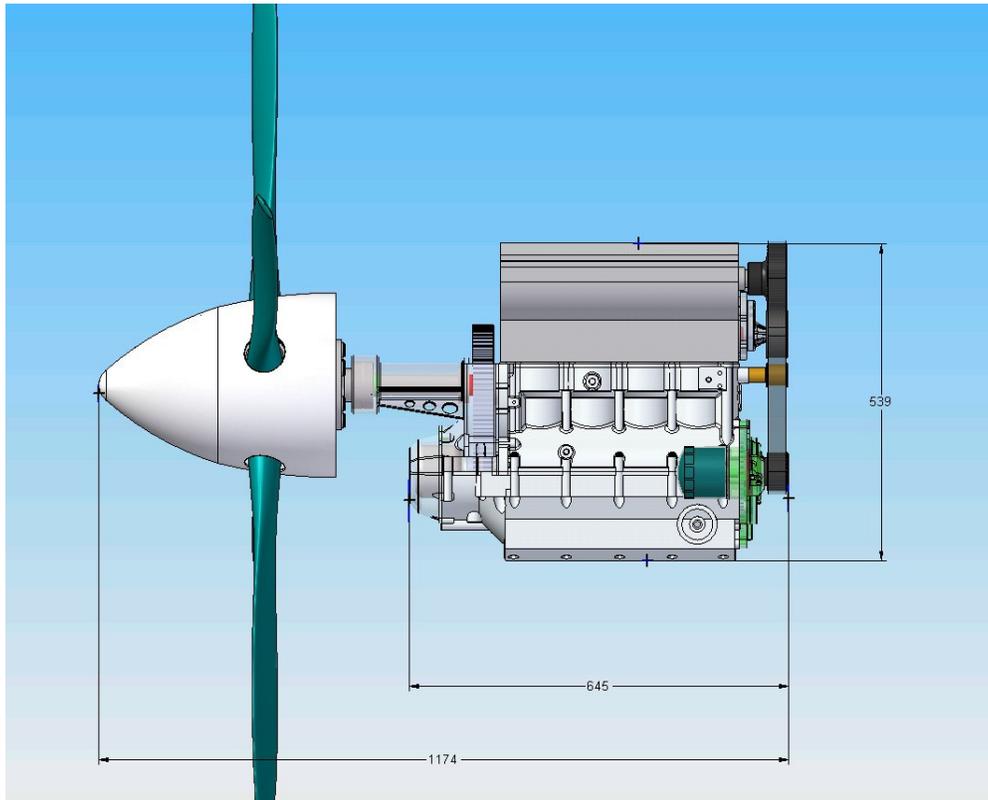
*Fig. 8.46: La trasmissione a cinghia dentata*

Dalla progettazione di massima del motore completo dotato di accessori deriva un ingombro totale, elica compresa, di 539 x 1174 mm ed un ingombro del solo gruppo motore di 539 x 645 mm, per un peso complessivamente stimato di 44,7 kg, esclusi il gruppo di sovralimentazione, il sistema di aspirazione e la testata.

Emergono da questa analisi le caratteristiche di compattezza e di prestazioni cui il progetto di partenza aspirava.

Non è stato tuttavia possibile stimare il rapporto potenza peso del propulsore così dimensionato perché incompleto dei componenti sopra menzionati.

La figura mostra il complessivo del gruppo motore-elica.



*Fig. 8.47: Ingombri complessivi*

## Conclusioni

L'attività di dottorato che ho svolto in questi tre anni mi ha permesso di analizzare i problemi di progettazione ad un livello più alto rispetto alle consuetudini apprese dal precedente corso di laurea: lo studio descritto in questa tesi infatti mette alla luce un approccio alla progettazione innovativo che impone una seria critica di tutte le varie fasi che si alternano durante l'evoluzione del motore in questione.

Il tutto si è articolato a partire da dati noti e che riguardano un motore già ottimizzato e dalle buone prestazioni per stravolgerne la funzione ed ampliarne le potenzialità.

Si è cercato di raggiungere l'obiettivo del rapporto potenza peso ottimale mediante una ricerca continua di massimi e minimi di funzioni quali potenza, peso, resistenza e compattezza che andassero via via a minimizzare il dominio di progettazione.

Il primo passo è stato quello di concepire un motore ottimizzato che potesse stravolgere la situazione esistente sia in termini di prestazioni, sia in termini di tecnologie adottate che in termini di pesi.

Infatti il motore 4 cilindri a V promette 300 CV di potenza per soli 30 kg di peso del blocco motore grazie alla scelta autentica di un imbiellaggio fork-rod che consente il raggiungimento del massimo risultato in termini di prestazioni.

Attualmente questo imbiellaggio è utilizzato in motori per la cogenerazione.

In realtà il grosso limite di questo progetto risiede nell'investimento che necessita questo tipo di applicazione per più di un motivo.

Il citato imbiellaggio richiede l'utilizzo di materiali costosi e di per se ha un costo non affine al commercio che si sviluppa attualmente nel campo aeronautico, in secondo luogo la presenza delle doppia bancata in testa al motore raddoppia i costi di un componente che è il più delicato di tutto l'apparato.

In ultimo, ma non per importanza, il sistema con due testate implica anche un aggravio del peso complessivo del motore che potrebbe addirittura annullare il grosso vantaggio in peso del blocco motore.

Questi sono i motivi che non hanno spinto la ricerca di soluzioni dettagliate basate su questa architettura.

Si è allora condotto lo studio più dettagliato sui componenti del motore originale alla ricerca questa volta di un massimo in potenza e di un minimo in sollecitazioni strutturali.

La seconda soluzione proposta modifica l'albero originale del motore FIAT 1900 jtd, come visto, che non è in grado di resistere alle sollecitazioni derivanti da una pressione in camera di combustione di 180 bar.

Con le semplici modifiche realizzate riguardanti i raggi di raccordo, si può comunque ottenere un coefficiente di sicurezza a fatica  $C = 1,56$ , che permette di usare l'albero per le prove al banco dinamometrico, così da valutare l'effettivo aumento di potenza.

Inoltre tale componente, grazie all'utilizzo del convertitore di coppia, risulta ampiamente verificato in relazione alle vibrazioni torsionali e flessionali.

Il nuovo albero a gomiti realizzato in acciaio 300M, riesce invece a sopportare tranquillamente la pressione di 180 bar, permettendo al motore di raggiungere, in modo ampiamente sicuro, circa 293 CV di potenza massima a 5000 rpm.

Infatti il componente in questione è verificato torsionalmente e flessionalmente, e consente di avere un coefficiente di sicurezza a fatica  $C = 2,65$ , questo lo rende utilizzabile in volo, dove per la certificazione è necessario avere un coefficiente minimo pari a 2,5.

In più permette un risparmio di peso di circa 2 kg rispetto all'albero originale.

L'utilizzo delle nuove bielle in lega di titanio è fondamentale per una ulteriore riduzione delle inerzie in gioco e contribuisce in modo rilevante sia ad un miglioramento dal punto di vista delle vibrazioni torsionali che ad un abbassamento del picco di tensione sull'albero.

Anche in questo caso si ha una diminuzione di peso che per ogni biella è quantificabile in circa 0,2 kg.

Il risparmio totale per l'imbiellaggio completo è quindi di 2,9 kg.

Si è infine deciso di raggiungere le specifiche di potenza richieste mediante sovralimentazione con due turbocompressori in serie, al posto dell'unico precedente, e si sono scelti i due compressori commerciali più indicati in relazione al rapporto di compressione richiesto di 4,23 bar, a terra, e di 5,03 bar a 5000 piedi, quota di ristabilimento fissata.

Sostanzialmente però questo non ha portato grandi evoluzioni rispetto al progetto iniziale e ci ha spinti a riflettere su altre considerazioni per massimizzare la funzione 'prestazioni'.

Così la terza versione presenta un motore ancora una volta stravolto, pensato non più per minimizzare il rapporto potenza peso, bensì solo per ottenere un incremento di potenza utile.

L'aumento di cilindrata è stata così l'unica scelta percorribile, dettata anche dal voler rimanere fedeli alla comune attitudine che porta a concepire motori diesel lenti e pesanti in luogo di motori veloci e compatti.

Il nuovo albero a gomiti, realizzato in ghisa a grafite sferoidale ASTM 897, riesce a sopportare la pressione di 180 bar, permettendo al motore di raggiungere circa 300 CV di potenza massima a 3800 rpm.

Il componente non è verificato torsionalmente e per tale motivo è necessario applicare due smorzatori a pendolo per smorzare le vibrazioni dovute alle armoniche del 4° e 6° ordine.

Con questa modifica l'albero risulta verificato staticamente con un coefficiente di sicurezza  $C = 2,77$  da cui si evince la corretta idea di andare ad utilizzare la ghisa ASTM 897. L'albero risulta verificato anche flessionalmente.

Per quel che riguarda il basamento, i vincoli dimensionali dovuti alla testata adottata del vecchio 1900 jtd hanno costretto a mantenere alcune dimensioni invariate, quali l'alesaggio, e a realizzare un basamento con elevati ingombri e un conseguente aumento del peso di circa il 30%, peso che risulta di fondamentale importanza per un motore avio e che si cerca di mantenere il più contenuto possibile.

In conclusione l'idea di andare ad aumentare la corsa del vecchio 1900 jtd da 90,4 mm a 118,9 mm non è risultata vincente perché oltre a problemi riguardanti le

vibrazioni torsionali dell'albero a gomiti si è ottenuto anche un aumento dei pesi totali del motore dovuti al basamento.

Ne risulta un motore che non può competere con le alternative proposte.

L'ultima versione proposta stravolge ancora il motore di partenza e deriva dalla ricerca del rapporto potenza peso ottimale.

Sono stravolte anche le classiche tendenze di progettazione aeronautica in quanto il nuovo motore ha le caratteristiche di compattezza e velocità che stravolgono i canoni consueti; infatti ci si è affidati alla progettazione del basamento partendo dall'esempio di un veloce motore motociclistico.

Si è dimostrato come, nelle conversioni da automotive ad avio, l'adozione di particolari speciali e costosi quali alberi motori fortemente modificati, bielle in titanio e pistoni speciali non permettono incrementi di potenza tali da giustificare il forte aumento dei costi.

Nel caso invece di riprogettazione del propulsore conviene puntare sulla riduzione della corsa e sull'adozione di basamenti in lega leggera con forti rapporti di sovralimentazione al fine di ottenere motori affidabili, potenti, piccoli e leggeri.

L'usura del motore dipende dalla velocità media del pistone e non, come affermano alcuni, dal numero di giri [10].

Un motore a corsa corta ad altissimo numero di giri ha la stessa usura di un motore a corsa lunga e basso numero di giri. L'elevato numero di cicli non incide sull'affidabilità purché la progettazione e la qualità costruttiva siano idonei.

Il motore veloce è inoltre compatto e ha ingombri e pesi limitati. Quindi il mito del motore da camion depotenziato va riposto nel cassetto delle deduzioni basate su ipotesi sbagliate, almeno in campo aeronautico [35].

La progettazione dell'albero a gomiti evidenzia ottime caratteristiche resistenziali e ne risulta un albero verificato sia alle vibrazioni torsionali che a quelle flessionali.

La progettazione di massima degli ausiliari e del blocco motore forniscono una prima stima di ingombri e pesi che risulta molto competitiva rispetto agli attuali standard.

Una potenza di 220 CV per un peso di meno di 100 kg è il risultato finale che si voleva conseguire che deriva da una serie di considerazioni che hanno spaziato nei campi più estremi di progettazione.

Il minimo conseguito sembra soddisfacente rispetto agli scopi che mi ero prefissata ed apre una nuova ottica perfettamente perseguibile nell'intento di reinserire i motori diesel nel campo aeronautico.

## **Appendice: Metodo sperimentale per determinare la potenza massima erogabile dal motore**

Il carico reale cui è soggetto il pistone è composto da un carico strutturale, carico di pressione, e da un carico termico [27].

Sono state esaminate le due componenti delle sollecitazioni reali nello specifico del motore in questione in modo tale da non avere a disposizione dati generici, ma al contrario dati molto prossimi alla realtà. In tal modo infatti sarà possibile raggiungere l'obiettivo perseguito cioè la determinazione della potenza massima erogabile dal motore.

### ***Carico di pressione nel pistone***

Il carico applicato al pistone è di tipo strutturale (structural load) e consiste nell'applicazione di un campo di pressione di diverso modulo nelle differenti parti del cielo del pistone.

L'entità dei carichi è stata determinata sperimentalmente dalla strumentazione al banco di prova. Più in specifico, è stato inserito un sensore nella testata, sensore "Kinsler", che ha rivelato il valore della pressione nella camera di combustione ricavata all'interno del cielo del pistone.

E' chiaro che il sensore può rilevare la pressione solo in un punto, e non in tutta la zona, per cui si commette un errore nel considerarla uniforme, errore che può considerarsi trascurabile. Pertanto si è applicato un carico pari a 160 bar nella camera di combustione e 140 bar sul cielo del pistone e nell'alloggiamento delle valvole.

Nella figura seguente sono distinguibili le due diverse entità di carico rispettivamente contrassegnate dalle scritte "pressione 1" e "pressione "2".

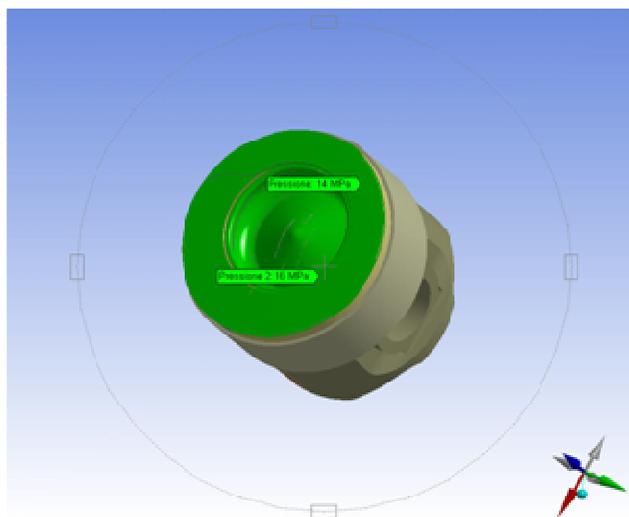


Fig. 1: Andamento delle pressioni sul pistone

Viene allegato il diagramma del ciclo indicato rilevato al banco prova situato presso i laboratori dell'Università di Bologna della sede di Forlì, che mette in relazione la pressione indicata dal sensore Kinsler in relazione all'angolo di manovella, dal quale si può immediatamente rilevare il valore della pressione massima nel cilindro.

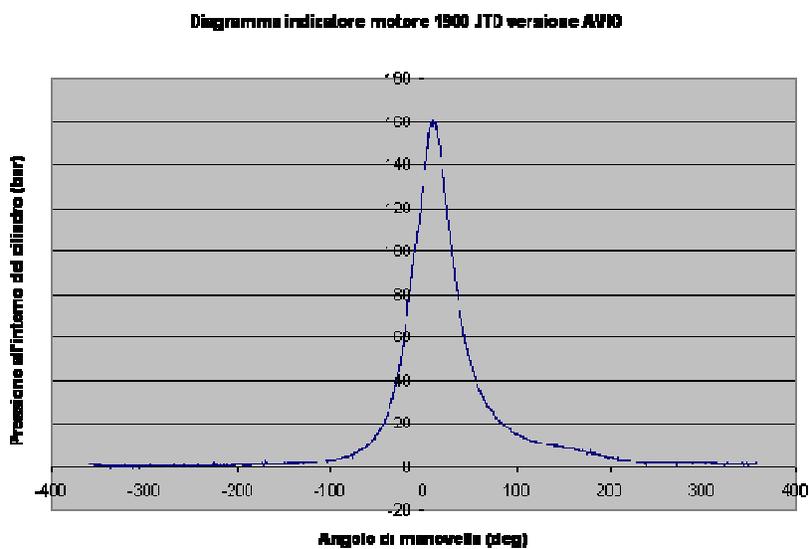


Fig. 2: Il diagramma indicatore

Per motivi di propagazione di onde di pressione dovute alle turbolenze del flusso di aria e a causa delle alte temperature che essa incontra entrando nel pistone, la pressione misurata dal sensore in aspirazione non è detto che sia attendibile per il tratto iniziale della corsa del pistone. Dal grafico si vede che da  $-360^\circ$  a  $-100^\circ$  di rotazione della manovella, la pressione aumenta di pochi bar, il che può anche non essere del tutto veritiero.

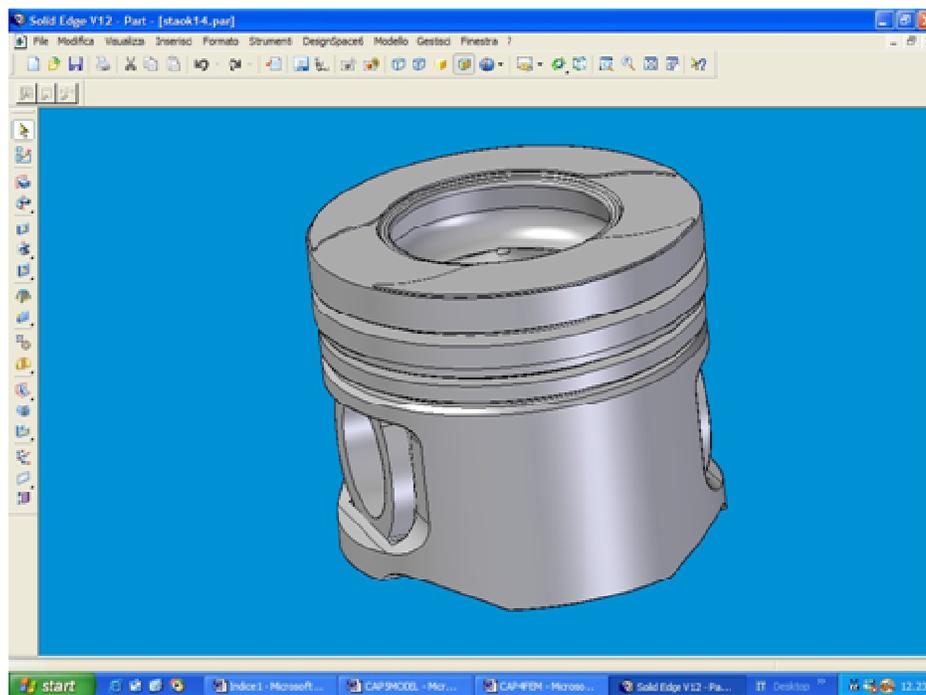
### ***Carico termico nel pistone***

I ricercatori del CRF hanno ricavato mediante l'utilizzo di diversi sensori la mappa delle temperature raggiunte dal pistone da cui si evince che le temperature raggiunte spaziano in un campo che va da un minimo di  $208^\circ\text{C}$  a un massimo di  $497^\circ\text{C}$  in diverse zone del modello.

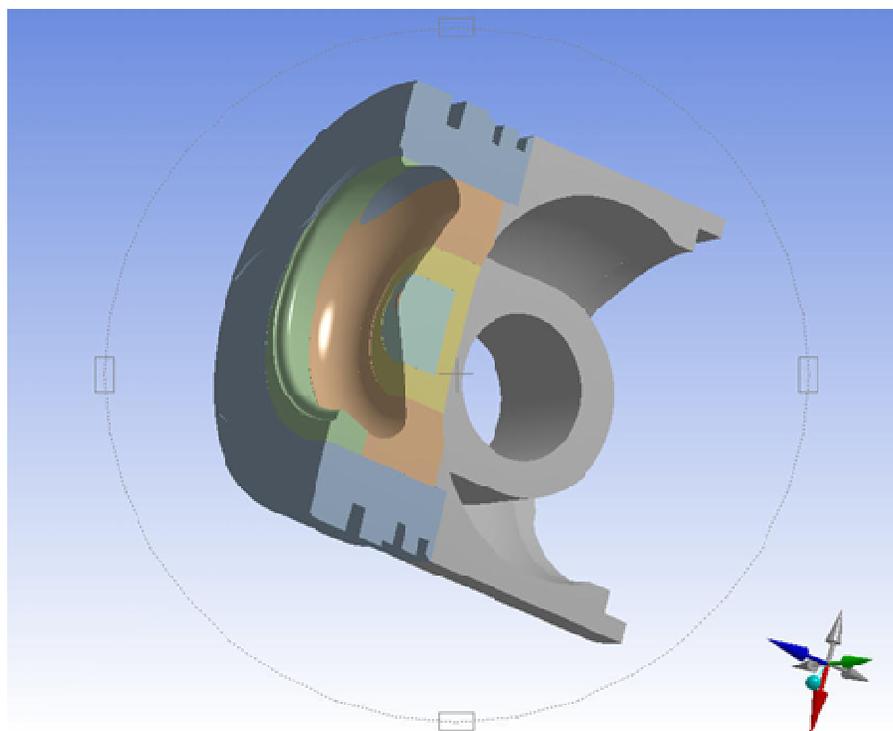
La domanda che ci si è subito posta è ovviamente se il materiale di cui è prodotto il pistone riesce a resistere e quali sono i risultati che questa sollecitazione ha su di esso.

La FIAT Auto s.p.a. ha fornito i disegni tecnici del pistone del motore diesel 1900 jtd 2 valvole e del relativo anello.

E' stato modellato il pistone oggetto dello studio rispettando le quote riportate sul disegno cartaceo fornitoci.



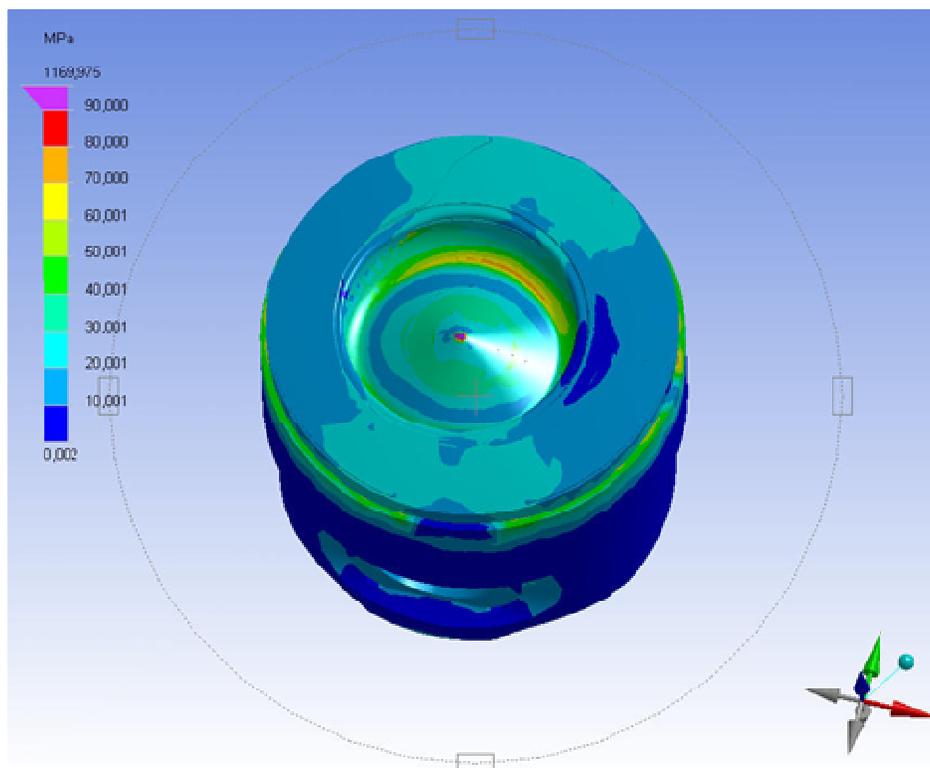
*Fig. 3: Rappresentazione 3D del pistone*



*Fig. 4: Sezione del pistone*

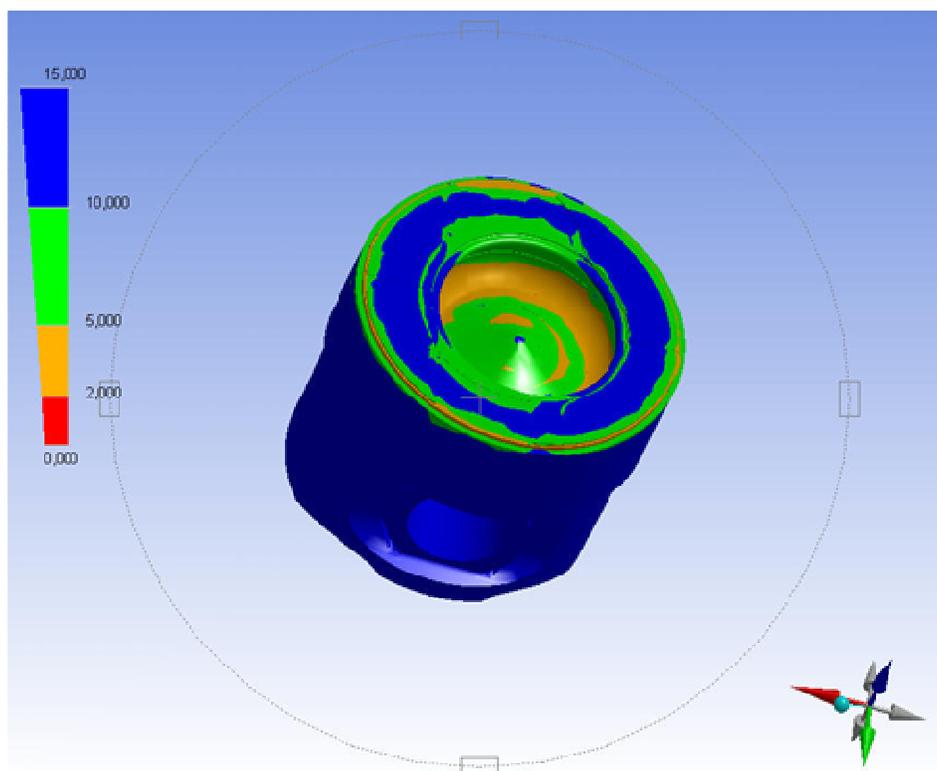
Grazie allo studio mediante il metodo degli elementi finiti si è trovato il limite massimo previsto per il suddetto pistone. Se il limite massimo relativo al carico di pressione potesse essere innalzato, si riuscirebbe ad aumentare la potenza massima erogabile dal motore.

L'andamento della pressione e la variazione del coefficiente di sicurezza da zona a zona del pistone nelle condizioni nominali (140/160 bar) sono stati ottenuti mediante l'analisi effettuata al calcolatore e riportata in figura.



*Fig. 5: Sollecitazione con carico 140-160 bar*

La tensione massima rilevata si assesta all'incirca al di sotto dei 90 MPa.



*Fig. 6: Coefficiente di sicurezza con carico 140-160 bar*

In figura si nota che il grado di sicurezza non scende mai sotto il valore due, per cui si vede che il pezzo resiste alla sollecitazione.

Le zone contrassegnate con il colore blu e verde contrassegnano zone con grado di sicurezza piuttosto elevato.

Dopo aver verificato mediante l'analisi agli elementi finiti che con pressioni di 160 bar nella camera di combustione e 140 bar sul cielo del pistone e nell'alloggiamento delle valvole il pistone resiste, si è voluto capire fino a che livelli di pressione ci si potesse spingere in camera di combustione senza che il pistone andasse in crisi.

L'analisi al computer ha dimostrato, come si può vedere nell'immagine di figura che segue, che il limite strutturale dei pistoni montati sul motore FIAT 1900 jtd versione Avio è di 180 bar nella camera di combustione e 160 bar sul cielo del pistone e nell'alloggiamento delle valvole.

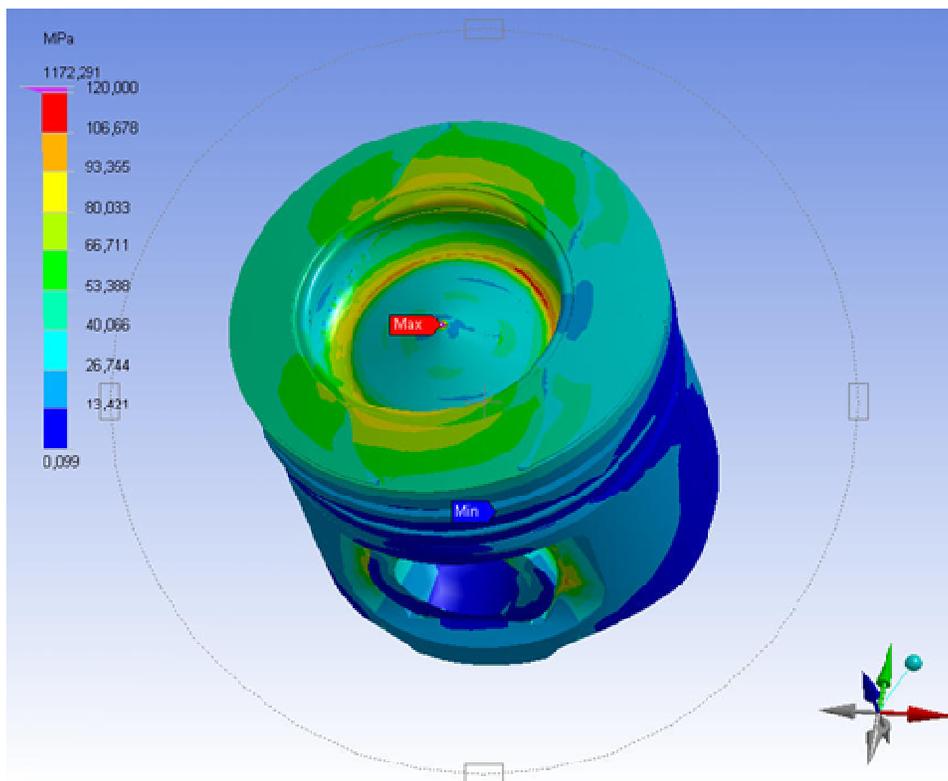


Fig. 7: Sollecitazione con carico di 160-180 bar

Questo risultato è di rilevante importanza perché ci consente di poter comprimere maggiormente il fluido durante la fase di compressione e di poter iniettare più combustibile all'interno del pistone con relativi incrementi di potenza estraibile. La possibilità di introdurre all'interno del cilindro una quantità maggiore di carica fresca permette inoltre di limitare l'aumento della temperatura e quindi di fondere il pistone, perché funge da inerzia termica .

### ***Metodo sperimentale***

Il metodo sperimentale per determinare la potenza massima estraibile dal motore si basa sul determinare dei valori, delle costanti, che si possono considerare gli stessi per motori simili.

La pressione massima nel cilindro è data da due componenti:

- la componente dovuta alla sola compressione che in prima approssimazione potrebbe essere considerata adiabatica ma che per correttezza individuiamo in una politropica;
- la componente dovuta alla sola combustione.

La prima dipende da vari fattori quali:

- la pressione in ingresso al motore;
- la densità dell'aria in ingresso;
- dal rapporto di compressione del motore considerato;
- dal volume spazzato dal pistone per corsa;
- dal volume della camera di combustione;
- dalla pressione in uscita del motore;
- dalla densità dell'aria in uscita;
- dall'esponente  $n$  della politropica.

La fase di compressione segue quindi una legge del tipo:

$$pV^n = \text{cost}$$

Ipotizzo ora che la fase di combustione segua una legge esponenziale del tipo:

$$Kq^\gamma = \text{cost}$$

dove  $q$  è il consumo di carburante per scoppio, con  $\gamma$  esponente e  $K$  costante.

La combustione dipende dai seguenti fattori:

- dal consumo specifico;
- dal consumo per scoppio;
- dal numero di scoppi a giro;
- dal numero di giri del motore;

→ dalla potenza estratta dal motore;

A tal punto, avendo a disposizione le leggi che regolano i fenomeni di compressione e combustione è possibile andare a determinare numericamente i due contributi.

Nota infatti la pressione massima in camera di combustione raggiunta, si può stimare il contributo della combustione conoscendo quello della compressione.

### ***Contributo fornito dalla sola compressione***

Abbiamo definito la compressione come una trasformazione politropica ad esponente  $n$ , incognito, che parte dal punto morto inferiore PMI e arriva fino al punto morto superiore PMS.

Se non ci fosse la combustione, il livello di pressione massimo raggiunto sarebbe minore dell'effettivo. Abbiamo ricavato fino a che livello di pressione si arriverebbe solamente con la compressione facendo delle prove al banco prova e rielaborando i dati acquisiti.

Del motore FIAT 1900 jtd conosciamo il rapporto di compressione, la cilindrata e il numero di giri al minuto massimo:

- rapporto di compressione  $r = 15.5 \div 1$ ;
- cilindrata totale  $V = 1910 \text{ cm}^3$ ;
- corsa  $C = 90.4 \text{ mm}$ ;
- alesaggio  $D = 82 \text{ mm}$ ;
- giri al minuto max = 3800 rpm;

la legge:

$$pV^n = \text{cost}$$

si può scrivere come:

$$p_1(V_1)^n = p_2(V_2)^n$$

con:

- $p_1$  : pressione in ingresso
- $V_1$  : volume al in ingresso
- $p_2$  : pressione a fine compressione
- $V_2$  : volume a fine compressione
- $n$  : esponente della politropica

Le incognite del problema sono sia il valore della pressione massima  $p_2$  sia l'esponente  $n$  della politropica. Procedendo con ordine abbiamo calcolato il valore dell'esponente  $n$ , avendo a disposizione i dati relativi alla curva di potenza, sotto mostrata, e il diagramma di indicatore ricavati direttamente dalle prove sperimentali effettuate al banco prova.

<i>N</i>	<i>Velocità di</i>	<i>Carico</i>	<i>Angolo di</i>	<i>Consumo</i>	<i>Pressione</i>	<i>Potenza</i>
<i>TEST</i>	<i>rotazione</i>		<i>anticipo</i>	<i>specifico</i>	<i>in ingresso</i>	<i>in uscita</i>
	<b>rpm</b>	<b>%</b>	<b>deg</b>	<b>g/kWh</b>	<b>bar</b>	<b>kW</b>
1	4000	100	14.7	305.4	0.685	25.8
2	3900	100	17	229.3	1.43	79.2
3	3800	100	16.5	228.4	1.532	109.9
4	3500	100	14.7	222.8	1.528	107.4
5	3000	100	12.1	215	1.456	96.6
6	2500	100	11.5	213.8	1.201	76.7
7	2000	100	12	236.2	0.616	47.4
8	1750	100	10.1	231.3	0.26	30.6
<b>9</b>	1500	100	9.7	238.9	0.121	18.6

Fig. 8: Curva di potenza del motore FIAT 1900 jtd avio

Dal diagramma di indicatore tracciato mediante prove al banco è possibile leggere il valore della pressione in qualsiasi posizione del pistone.

L'esponente  $n$  della politropica sappiamo rimanere costante lungo tutta la trasformazione per cui per calcolarlo non è necessario andare a prendere i due livelli estremi delle pressioni ma è sufficiente considerarne due qualunque purché sulla curva.

Visto che, come noto, le valvole di aspirazione si aprono con un certo anticipo per far fronte alle inerzie dei componenti, per non commettere errori nella determinazione di  $n$  si sono scelti i due punti in corrispondenza di un angolo di manovella inferiore all'angolo di anticipo reale durante il funzionamento.

Altro aspetto importante è quello relativo alla perturbazione del segnale rilevato del sensore posizionato nella camera di combustione ad opera delle onde di pressione dovute alla turbolenza in aspirazione e alla variazione di pressione a causa delle alte temperature che la carica fresca incontra entrando nel cilindro.

Dai dati relativi alla curva di potenza si osserva che per il regime di funzionamento a 3800 rpm l'angolo di anticipo è di  $17^\circ$ ,  $-17^\circ$  dal PMS, per scegliendo come pressione finale di compressione  $p_2$  la pressione relativa ad una posizione della manovella in anticipo rispetto al PMS di  $18^\circ$  si è sicuri che in tal punto ci sarà solo compressione.

Dal ciclo di indicatore in corrispondenza dell'angolo di  $-18^\circ$  sull'asse x si va ad intersecare la curva e si legge sull'asse y il corrispettivo valore di pressione.

Risulta pertanto:

$$p_2 (-18^\circ) = 69.97 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

A questo dato relativo va sommato il contributo della pressione atmosferica per cui si avrà:

$$p_{2\text{assoluta}} = p_{2\text{relativa}} + p_{\text{atmosferica}} = 69.97 \cdot 10^5 + 0.996 \cdot 10^5 = 70.996 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Fissata la pressione finale è necessario decidere il valore della pressione iniziale. Per comodità scegliamo la pressione in aspirazione cioè la pressione in ingresso motore che è anch'esso leggibile tra i dati della curva di potenza.

Scegliere la pressione di aspirazione come valore di partenza non è in contrasto con quello che si è affermato a riguardo della non assoluta correttezza dei dati nella prima fase dell'aspirazione; il valore considerato infatti non è letto sul diagramma di indicatore ma sui dati relativi alla curva di potenza quindi è un valore fornito da un manometro posizionato all'aspirazione e non dalla "Kinsler" in camera di combustione.

Come nel caso precedente al valore letto andrà sommato il contributo della pressione atmosferica e si avrà complessivamente:

$$p_{\text{assoluta}} = p_{\text{relativa}} + p_{\text{atmosferica}} = 1.532 \cdot 10^5 + 0.996 \cdot 10^5 = 252800 \text{ Pa}$$

Ricordando la formula della politropica, gli altri due valori che servono per ricavare  $n$  sono i volumi  $V_1$  e  $V_2$ .

$V_1$  è il volume al punto morto inferiore ed è pertanto dato dalla somma del volume spazzato per ogni corsa, la cilindrata unitaria, mentre  $V_2$  non è il volume al punto morto superiore ma il volume spazzato a  $-18^\circ$  dal PMS perché la pressione  $p_2$  è relativa a tale posizione del pistone.

I volumi sono:

$$V_{\text{cilindrataunitaria}} = \frac{\pi \cdot D}{4} \cdot C = \frac{\pi \cdot 0.082^2}{4} \cdot 0.904 = 0.0004774 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{camera combustione}} = \frac{V_{\text{cilindrataunitaria}}}{r} = \frac{0.0004774}{15.5} = 0.0000308 \text{ m}^3$$

I volumi relativi alle posizioni 1 e 2 sono caratterizzati dal PMI,  $V_1$  pari alla somma del volume relativo alla cilindrata unitaria e del volume relativo alla camera di combustione, e da un volume pari alla sommatoria tra volume relativo

alla camera di combustione e il volume rimasto da spazzare per raggiungere il PMS,  $V_2$ .

Risulta pertanto:

$$V_1 = V_{cilindrata\ unitaria} + V_{camera\ combustione} = 0.0004774 + 0.0000308 = 0.000508\ m^3$$

$$\begin{aligned} V_2 &= V_{camera\ combustione} + \frac{V_{cilindrata\ unitaria}}{C} \cdot \left( C - \frac{C}{2} - \frac{C}{2} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{180 \cdot \pi}\right) \right) = \\ &= 0.0000308 + \frac{0.0004774}{0.904} \cdot \left( 0.904 - \frac{0.904}{2} - \frac{0.904}{2} \cdot \cos\left(\frac{-18}{180 \cdot \pi}\right) \right) \\ &= 0.00004248\ m^3 \end{aligned}$$

Partendo dalla formula relativa alla politropica che mette in relazione le pressioni e i volumi nelle posizioni 1 e 2, con alcuni passaggi matematici si perviene alla formula di  $n$  scritta sotto:

$$p_1(V_1)^n = p_2(V_2)^n \longrightarrow n = \frac{\text{Log}\left(\frac{p_1}{p_2}\right)}{\text{Log}\left(\frac{V_2}{V_1}\right)} = \frac{\text{Log}\left(\frac{2.528 \cdot 10^5}{70.996 \cdot 10^5}\right)}{\text{Log}\left(\frac{0.00004248}{0.000508}\right)} = 1.33217$$

Come si può notare, considerare la compressione una trasformazione adiabatica significa commettere un errore che nel nostro caso non è per nulla irrilevante, anzi pregiudicherebbe la buona riuscita del progetto.

Noto l'esponente della trasformazione, si può determinare la pressione massima che si raggiungerebbe nella sola fase di compressione.

Considerando come posizione iniziale (1) la situazione in aspirazione al PMI e, a differenza del caso precedente, come posizione finale (2) il PMS cioè il punto in cui si riscontrano il minimo volume e la massima pressione, si ricava:

$$p_2 = p_1 \cdot \left( \frac{V_1}{V_2} \right)$$

dove il valore di  $V_2$  è pari al volume residuo al punto morto superiore quindi è pari al volume della camera di combustione.

$$V_1 = V_{cilindrata\ unitaria} + V_{camera\ combustione} = 0.0004774 + 0.0000308 = 0.000508\text{ m}^3$$

$$V_2 = V_{camera\ combustione} = 0.0000308\text{ m}^3$$

sostituendo nella formula sopra, si ricava:

$$p_2 = p_1 \cdot \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^n = 2.528 \cdot 10^5 \cdot \left( \frac{0.000508}{0.0000308} \right)^{1.33217} = 105.847 \cdot 10^5\text{ Pa} = 105.847\text{ bar}$$

Quello che è stato ottenuto analiticamente è confermato dal diagramma di indicatore. Infatti nel grafico si può notare che poco sopra ai 100 bar di pressione (all'incirca proprio a 105÷106 bar), la pendenza della curva cambia, questo a testimoniare che tutto quello affermato e calcolato fino ad ora è corretto.

### ***Contributo fornito dalla combustione***

La pressione di fine compressione è di 105.8 bar, pertanto si ricava il contributo della combustione andando a sottrarre al valore di pressione massima raggiunta il contributo della compressione.

Con l'approssimazione che il picco massimo di pressione si abbia al PMS, approssimazione grossolana visto che la combustione si protrae anche per una porzione della fase di espansione, risulta:

$$p_2 = p_{max\ al\ PMS} = 160\text{ bar}$$

$$\Delta p_{\text{combustione}} = p_{\text{max}} - p_2 = 160 - 105.847 = 54.1533 \text{bar} = 54.1533 \cdot 10^5 \text{Pa}$$

Ricordando che la legge che regola la combustione è una legge di tipo esponenziale, per determinare i valori dei termini  $k$  e  $\gamma$ , che abbiamo detto rimanere costanti per motori simili, si è pensato di ripetere i calcoli effettuati per il motore versione avio con i dati relativi ad un motore simile quale il motore FIAT 1900 jtd versione automobilistica.

Visto che in sostanza si tratta dello stesso motore, tutti i dati relativi alla pressione di ingresso motore, la pressione massima raggiunta nel cilindro, la cilindrata rimangono costanti. Gli unici dati che cambiano sono:

- rapporto di compressione  $r = 18.5:1$ ;
- numero di giri massimo  $n = 4250 \text{rpm}$ ;

Variando il rapporto di compressione, varia il volume della camera di combustione quindi i volumi  $V_1$  e  $V_2$  e quindi l'esponente  $n$  della politropica e la pressione finale dovuta alla sola compressione.

Grazie alla collaborazione del Centro Ricerche FIAT sono stati reperiti alcuni diagrammi di indicatore del motore versione automobilistica relativi a diverse condizioni di esercizio di cui un esempio è riportato nella figura che segue.

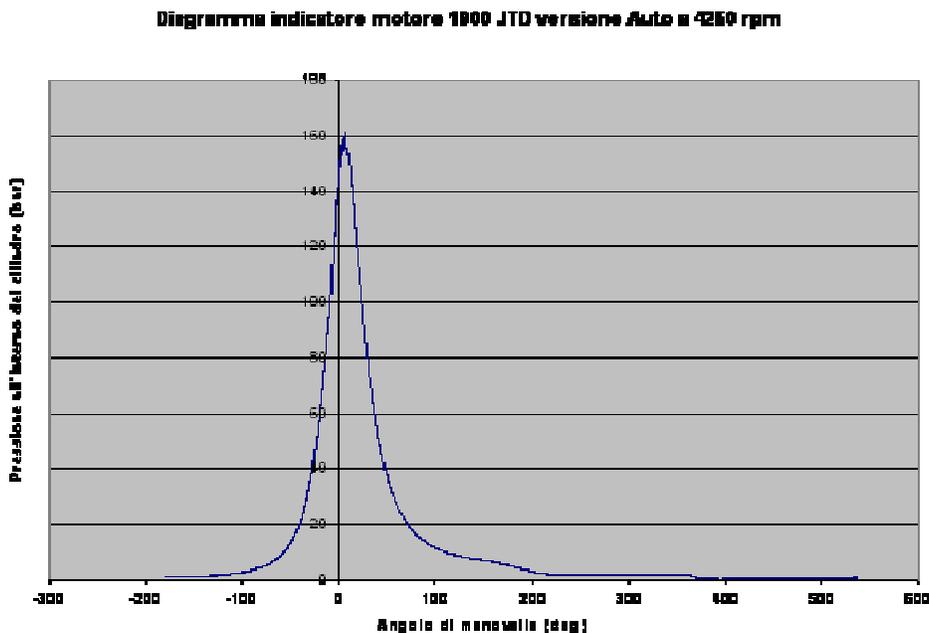


Fig.9: Il diagramma indicatore per la versione automobilistica

Procedendo ai calcoli con il procedimento appena esposto si determina il coefficiente  $n'$  della politropica:

$$n' = \frac{\text{Log}\left(\frac{p_1}{p_2}\right)}{\text{Log}\left(\frac{V_2}{V_1}\right)} = \frac{\text{Log}\left(\frac{2.528 \cdot 10^5}{68.964 \cdot 10^5}\right)}{\text{Log}\left(\frac{0.0000374885}{0.0005032}\right)} = 1.27308$$

Nella versione automobilistica si vede che il coefficiente  $n'$  della politropica si discosta ancora di più dalle condizioni di trasformazione adiabatica,  $\gamma = 1.4$ .

La pressione massima dovuta solo alla compressione vale:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n = 2.528 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0.0005032}{0.0000258056}\right)^{1.27308} = 110.942 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 110.942 \text{ bar}$$

visto poi che la pressione massima risulta uguale al caso della versione avio, pari a 160 bar, mantenendo valida l'approssimazione fatta a riguardo della pressione massima in corrispondenza del PMS si ricava anche in questo caso il contributo fornito dalla combustione:

$$p_2 = p_{max\ al\ PMS} = 160\ \text{bar}$$

$$\Delta p_{combustione} = p_{max} - p_2 = 160 - 110.942 = 49.058\text{bar} = 49.058 \cdot 10^5\ \text{Pa}$$

Noti anche tutti i dati relativi al motore versione automobilistica, si calcolano i valori delle costanti  $k$  e  $\gamma$ .

Possiamo infatti scrivere che:

$$\Delta p_{combustione} = kq^\gamma$$

con  $q$  consumo a scoppio in g/scoppio.

Visto  $\Delta p_{combustione}$  è già stato calcolato in entrambi i casi, riuscendo a determinare il consumo a scoppio  $q$  per i due motori, si è in grado di ricavare le due costanti  $k$  e  $\gamma$ .

Per determinare tali valori basta infatti mettere a sistema le due equazioni.

Dai dati relativi alla curva di potenza relativi al motore versione avio si ricava il valore del consumo specifico, valore che invece per il motore versione automobilistica è stato fornito direttamente dal Centro Ricerche FIAT:

consumo specifico motore avio:  $q_{specifico\_Avio} = 228.4\ \text{g/kWh};$

consumo specifico motore auto:  $q_{specifico\_Auto} = 233.84\ \text{g/kWh}.$

Si determinano i consumi al minuto,  $q_{minuto}$ , per i due motori nel seguente modo:

$$q_{minuto\_Avio} = \frac{q_{specifico\_Avio} \cdot P_{Avio}}{1000 \cdot 60} = \frac{228.4 \cdot 109.9}{1000 \cdot 60} = 0.418353 \frac{\text{kg}}{\text{min}}$$

$$q_{minuto\_Auto} = \frac{q_{specifico\_Auto} \cdot P_{Auto}}{1000 \cdot 60} = \frac{233.84 \cdot 85}{1000 \cdot 60} = 0.328595 \frac{\text{kg}}{\text{min}}$$

dove:

- $P_{avio}$  è la potenza sviluppata nelle condizioni di  $q_{specifico\_Avio}$  in kW;
- $P_{auto}$  è la potenza sviluppata nelle condizioni di  $q_{specifico\_Auto}$  in kW;
- 1000 fattore di conversione da g a kg;
- 60 fattore di conversione da h a min.

Si calcola così il consumo per scoppio dei due motori:

- numero di giri motore avio  $n_{Avio} = 3800$  giri/min;
- numero di giri motore auto  $n_{Auto} = 4250$  giri/min;
- numero di scoppi per giro  $n_{scoppi} = 2$  scoppi/giro.

I consumi per scoppio sono dati da:

$$q_{scoppio\_Avio} = \frac{q_{minuto\_Avio}}{ngiri_{Avio} \cdot nscoppi/giro_{Avio}} = \frac{0.418353}{3800 \cdot 2} = 0.0000550464 \frac{\text{kg}}{\text{scoppio}}$$

$$q_{scoppio\_Auto} = \frac{q_{minuto\_Auto}}{ngiri_{Auto} \cdot nscoppi/giro_{Auto}} = \frac{0.328595}{4250 \cdot 2} = 0.0000386583 \frac{\text{kg}}{\text{scoppio}}$$

A tal punto è possibile ricavare  $k$  e  $\gamma$ .

$$\Delta p_{combustione\_Avio} = k \cdot q_{scoppio\_Avio}^\gamma$$

$$\Delta p_{combustione\_Auto} = k \cdot q_{scoppio\_Auto}^\gamma$$

Andando a sostituire i valori e mettendo le due equazione a sistema si ricava infine:

$$K = 84.0488 \frac{\text{bar}}{\text{kg/scoppio}}$$

$$\gamma = 0.279603 \text{ (adimensionale)}$$

Ultimo dato da ricavare è la potenza massima erogabile dal motore versione avio. Per raggiungere l'obiettivo prefissato si è pensato fissare un valore limite a rottura per la pressione agente sul pistone di 200 bar, e di ricavare la potenza massima erogabile dal motore.

Ponendo  $\Delta p_{combustione}$  in funzione della potenza massima, che rimarrà indicata come incognita, si ha:

$$\Delta p_{combustione\_Avio} = k \cdot q_{Avio}^\gamma = 1.33433 \cdot 10^6 \cdot Potenzamax^{0.279603}$$

Con un ragionamento a ritroso si calcola il contributo della sola compressione nota la pressione massima e il  $\Delta p_{combustione}$ , in funzione sempre della potenza massima:

$$p_{finecompressione} = p_{max} - \Delta p_{combustione} = 200 - (13.3433 \text{bar} \cdot Potenzamax^{0.279603})$$

L'intercooler montato sul motore versione avio riesce a raffreddare l'aria fino ad una temperatura di 65°C pari a 338.15 K pertanto, nota la pressione della carica fresca in ingresso al motore, possiamo calcolare la densità dell'aria  $\rho$  in ingresso mediante la legge:

$$\rho_{ingresso\_motore} = \frac{P_{ingresso\_motore}}{(R \cdot T_{ingresso\_motore})} = \frac{252800\text{Pa}}{287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 338015\text{K}} = 2.60478 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Considerando che nelle condizioni di massima potenza l'intercooler lavori al massimo delle sue capacità e che raffreddi l'aria fino ad una temperatura di 50°C pari a 323.15K, si calcolano la densità  $\rho$  a potenza massima, la pressione di ingresso motore a potenza massima e il  $\Delta p_{compressione}$  a potenza massima ovviamente tutto in funzione di quest'ultima.

$$\rho_{potenza\_massima} = \frac{\rho_{ingresso\_motore\_Avio} \cdot Potenzamax}{Potenza\_motore\_Avio} = \frac{2.60478 \cdot Potenzamax}{150} =$$

$$= 0.0173658 \cdot Potenzamax$$

$$P_{ing.motore\_Potenza\_massima} = \rho_{potenza\_massima} \cdot R \cdot T_{ingress\_motore\_PotenzaMax} =$$

$$= 0.0173658 \cdot Potenzamax \cdot R \cdot 323.15 =$$

$$= 1610.57 \cdot Potenzamax$$

infine il  $\Delta p_{compressione}$  a potenza massima disponibile è pari a:

$$\Delta p_{compressione} = P_{massima} - \Delta p_{combustione\_Avio} =$$

$$= 200 \cdot 10^5 - 1.33433 \cdot 10^6 \cdot Potenzamax^{0.279603} - 1610.57 \cdot Potenzamax$$

Dal la seguente equazione si ricava la potenza massima:

- $\Delta p_{compressione} \cdot V_{camera\_comb}^n = P_{ingr\_mot\_Potenza\_max} \cdot (V_{camera\_comb} + V_{cilindrata\_unitaria})^n$

Mediante l'ausilio del calcolatore, con il quale tra l'altro sono stati effettuati tutti i calcoli fino ad ora descritti, si è giunti alla seguente conclusione:

$$***Potenza massima erogabile = 241.7 CV***$$

## Bibliografia

- [1] ACTON O., CAPUTO C., *"Introduzione allo studio delle macchine"*, Utet
- [2] ACTON O., CAPUTO C., *"Turbomacchine"*, Utet
- [3] BETTOCCHI R., *"Turbomacchine"*, Bologna, Pitagora Editrice
- [4] AN-02-55AC-3, *"Overhaul instructions for hoverhaul for aircraft engines models V1650-3, -7 and Merlin 68, 69"*
- [5] ARNHEIM R., *"La dinamica della forma architettonica"*, Giangiaco Feltrinelli Editore, Milano 1981
- [6] BELLONI, G., LO CONTE, A., *"Costruzione di macchine"*, Milano, Hoepli Editore
- [7] BOCCHI, G. *"Motori a quattro tempi: moderna teoria dei motori a combustione interna, metodi di calcolo computerizzati"*, Milano, Ulrico Hoepli Editore
- [8] COCCHI, A. *"Elementi Di Termofisica Generale E Applicata"*, Progetto Leonardo
- [9] CHALLEN B., BARANESCU R., *"Diesel Engine Reference Book"*, II Edizione, Butterworth&Heinemann
- [10] FERRARI G., *"Motori a Combustione Interna"*, Torino, Edizioni Il capitello.
- [11] FUNAIOLI, E., MAGGIORE, A., MENEGHETTI, U. *"Lezioni di meccanica applicata alle macchine"*, vol. I-II, Bologna, Pàtron editore.
- [12] GARRO, A., *"Progettazione strutturale del motore"*, Torino, Levrotto & Bella
- [13] GIACOSA, D., *"Motori endotermici: motori a ciclo otto e diesel; turbine a gas e motori rotativi; studio termodinamico, architettura, dimensionamento, prove; analisi dei gas di scarico e norme antinquinamento"*, XV° edizione, Milano, Ulrico Hoepli Editore

- [14] GIOVANNOZZI, R., “*Costruzione di macchine*”, Vol. II, Bologna, Patron Editore
- [15] GUNSTON, B., “*The development of piston aero engine*”, PSI Edizioni
- [16] JUVINALL, R.C., MARSHEK, K.M., “*Fondamenti della progettazione dei componenti delle macchine*”, Pisa, Edizioni ETS
- [17] KER WILSON, W., “*Practical solution of torsional vibration problems*”, Vol. III-IV, New York, Chapman & Hall Ltd
- [18] MERCEDES BENZ FLUGMOTOR, “*DB605, Anleitungen fuer kontrolle, mech. bearbeitung, und montage, bei besonders wichtigen operationen. Pruefstand*”
- [19] MINISTERO DELL’AVIAZIONE, “*Motore DB 605 AC di costruzione FIAT*”, FIAT, Pub. Tecniche Motori Aviazione, 1943
- [20] NEGRI DI MONTENEGRO, G., BIANCHI, M., PERETTO, A., “*Sistemi energetici e loro componenti*”, Bologna, Pitagora Editrice
- [21] NIEMANN, G., WINTER, H., “*Elementi di macchine*”, Vol. I-II, Berlin, Springer-Verlag; Milano, Edizioni Scienza e Tecnica
- [22] “*Numerical recipes*”, third edition 2007, Cambridge University Press
- [23] PERSIANI, F., SAGGIANI, G.M., LIVERANI, A., NANNI, R., “*Esercitazioni di disegno di macchine. Drafting e modellazione tridimensionale*”, Bologna, Pitagora Editrice
- [24] SANDROLINI S., NALDI G., “*Le turbomacchine motrici e operatrici*”, Bologna, Pitagora Editrice
- [25] TAYLOR C. F., “*The internal combustion engine in theory and practice*”, Cambridge, Massachusset, and London, England, The MIT press
- [26] VIOLA, E., “*Scienza delle costruzioni , Teoria dell’elasticità*”, Bologna, Pitagora Editrice
- [27] DONNARUMMA A., FRANZIA D., PIANCASTELLI L., “*A simplified numerical method to predict the structural limit of a diesel engine parts through linear FEA*”, 6th International Conference on Intelligent Processing and Manufacturing of Materials, Salerno 25-29 Giugno 2007
- [28] EL-MAHALLAWY F., EL-DIN HABIK S., “*Fundamentals and Technology of Combustion*”, Elsevier, 2002, ISBN: 0-08-044106-8

- [29] FRANZIA D., PIANCASTELLI L., “*Innovative methods for aeronautical piston engine design*”, Cong. Int. Congiunto XVII Ingegref - XV ADM , Siviglia 1-3 Giugno 2005
- [30] FRANZIA D., PIANCASTELLI L., “*Riassunto delle verifiche, dei calcoli e dei progetti effettuati dal gruppo di Disegno e Metodi dell’Ingegneria Industriale sul motore FIAT 1900 jtd in versione avio*”, Pubbl. Int. DIEM N. 122, Bologna 06/07/2005
- [31] FULTON B., LEVITICUS L., “*Variable Injection Timing Effects on the Performance and emission of A Direct Engine*”, SAE Paper 932385
- [32] GLASSEY S. F., STOCKNER A. R., FLINN M. A., “*HEUI-A New Direction for Diesel Engine Fuel Systems*”, Mar 1-5 1993, SAE Paper 930270
- [33] KHALID A. S., “*Development and implementation of rotorcraft preliminary design methodology using multidisciplinary design optimization*”, Georgia Institute of Technology, Dicembre 2006
- [34] MALDONADO T., “*Questioni di similarità*”, Rassegna n.32, Milano 1987
- [35] PIANCASTELLI L., FRANZIA D., “*Considerations on the project design of aircraft engines*”, Cong. Int. Congiunto XIX Ingegref - XVI ADM , Perugia 6-8 Giugno 2007
- [36] PIANCASTELLI L., FRANZIA D., “*Recent improvements in piston engine performance for a new generation of aircraft propulsion systems*”, XIX Cong. Naz. AIDAA, Forlì 17-21 Settembre 2007
- [37] SENDYKA B., SOCZOWKA J., “*Recovery of exhaust gases energy by means of turbocompound*” Politechnika Krakowska
- [38] SOBIESZCZANSKI SOBIESKI J., “*Multidisciplinary design optimization: an emergency new engineering discipline*”, NASA Technical Memorandum 107761, Maggio 1993
- [39] STOCKNER A. R., FLINN M. A., CAMPLIN F. A., “*Development of the HEUI Fuel System Integration of Design, Simulation, Test, and Manufacturing*”, Mar 1-5 1993, SAE Paper 930271
- [40] UCHIDA N., SHIMOKAWA K., KUDO Y., SHIMODA M., “*Combustion Optimization by Means of Common Rail Injection System for Heavy-duty Diesel Engines*”, SAE Paper 982679

[41] YAMAKI Y., KAMIKUBO H., KOHKETSU S., MORI K., KATO T.,  
“*Application of Common Rail, Fuel Injection System to a Heavy-duty Diesel Engine*”, SAE Paper 942294

### Siti web

- <http://www.enginehistory.org>
- [www.TURBOFAST.com.au](http://www.TURBOFAST.com.au)
- <http://webbook.nist.gov/chemistry/>
- <http://aero.stanford.edu/StdAtm.html>
- <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/index.html>
- <http://www.engineerstoobox.com/>
- <http://www.engnetbase.com/>
- <http://www.themeter.net/>
- <http://www.specialmetals.com/>