

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

FACOLTA' DI INGEGNERIA

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

DIEM

Dipartimento di Ingegneria delle Costruzioni Meccaniche,
Nucleari, Aeronautiche e di Metallurgia

TESI DI LAUREA

in

Disegno Tecnico Industriale

***Studio del basamento di un motore diesel common rail per
navi di grandi dimensioni***

CANDIDATO

Alfonso Adrianopoli

RELATORE:

Chiar.mo Prof. Luca Piancastelli

CORRELATORI

Dott. Ing. Cristina Renzi

Prof. Ing. Gianni Caligiana

Prof. Ing. Alfredo Liverani

Anno Accademico 2008/2009

Sessione I

*A Bruno Del Monego,
Compagno di studi, maestro di vita*

INDICE

Introduzione

Capitolo 1

Il motore ad accensione per compressione

- 1.1 Il motore Diesel
- 1.2 La fase di aspirazione
- 1.3 La fase di compressione
- 1.4 La fase di combustione
- 1.5 La fase di espansione
- 1.6 La fase di scarico
- 1.7 La sovralimentazione
- 1.8 Il ciclo termodinamico
- 1.9 La pressione media effettiva
- 1.10 Curve caratteristiche

Capitolo 2

Il motore common rail

- 2.1 Caratteristiche del sistema di iniezione common rail
 - 2.1.1 Architettura del sistema common rail

2.2 Principio di funzionamento

2.2.1 Impianto idraulico

2.2.2 Funzionamento dell'elettroiniettore

2.3 Considerazioni sulla quantità di combustibile introdotta e sull'anticipo di iniezione

2.3.1 Impianto elettrico

2.3.2 Centralina elettronica

2.3.3 Sensori

Capitolo 3

Il motore VD007

3.1 Generalità

3.2 Potenza ottenibile dal VD007

3.3 Caratteristiche dimensionali dello stantuffo

Capitolo 4

Il manovellismo di spinta

4.1 Generalità

4.2 Le bielle

4.3 I pistoni

4.4 L'albero motore

4.5 L'otto penne

Capitolo 5

Il basamento

- 5.1 Generalità
- 5.2 Il basamento a geometria regolare
- 5.3 La soluzione a ventaglio
- 5.4 Il basamento ottagonale irregolare
- 5.5 La soluzione finale
- 5.6 Il basamento finito

Conclusioni

Bibliografia

INTRODUZIONE

Scopo di questa tesi è il progetto preliminare di un basamento di un motore per navi di grandi dimensioni mediante software CAD. Le unità propulsive tradizionali, i grandi Diesel navali, verranno sostituite da motori di dimensioni ridottissime, rispetto alle attuali, basati sull'unità del cilindro del motore del VD007. Il raggiungimento di tale risultato è possibile grazie alla tecnologia common rail automobilistica che verrà applicata ai motori navali. L'ottenimento delle potenze desiderate è stato possibile grazie alla particolare configurazione dell'imbiellaggio. Infatti il motore è costituito da 96 pistoni suddivisi in 12 unità da 8 pistoni l'una. Il basamento avrà di conseguenza una geometria ottagonale ed in questo ambito si cercherà di trovare la soluzione ottimale. Verranno infine confrontate le soluzioni che sono state oggetto di studio nel periodo di svolgimento di questa tesi.

IL MOTORE AD ACCENSIONE PER COMPRESSIONE

1.1 Il motore Diesel

Nelle righe che seguono, saranno riassunte le principali caratteristiche dei motori ad accensione per compressione aventi

naturalmente ciclo Diesel. Il motore Diesel ha la particolarità di aspirare il

solo comburente e di comprimerlo fino a portarlo alle condizioni di temperatura e pressione tali per cui, una volta iniettato il combustibile, questo si accenda spontaneamente. Il ciclo che descrive il comportamento di un motore ad accensione spontanea è il ciclo Sabathè, il cui diagramma di indicatore reale è riportato nella figura 1.1.

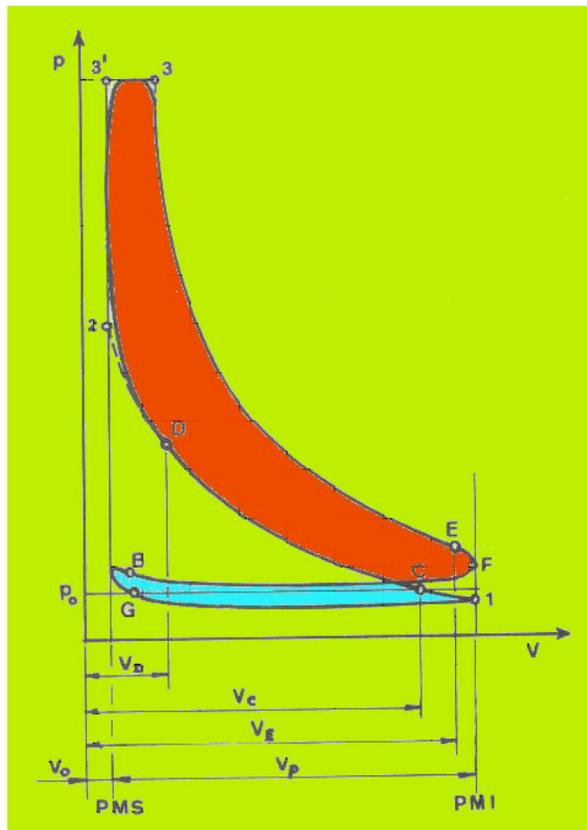


Figura 1.1

In tale diagramma è sintetizzato l'andamento della pressione che agisce sul cielo del pistone in funzione del volume spazzato da quest'ultimo e di conseguenza dell'angolo di manovella.

L'area colorata di rosso rappresenta il lavoro ideale fruibile ad ogni completamento del ciclo mentre l'area in azzurro mostra il lavoro dovuto al pompaggio, termine relativo al fatto che durante le fasi di aspirazione e scarico, il motore funziona da pompa, quindi il suo operato non può considerarsi gratuito.

Sempre dalla figura si nota che la fase di aspirazione (tratto B-G-1) avviene ad una pressione inferiore rispetto a quella atmosferica, la causa principale è legata alle perdite di carico subite dal fluido operatore entrando nel motore.

Per compensare tale fenomeno si anticipa l'apertura della valvola di aspirazione e se ne ritarda la chiusura.

Il punto "D" sta ad indicare il momento in cui viene iniettato il combustibile che, come è possibile notare, avviene in anticipo rispetto alla posizione di punto morto superiore (PMS) raggiunta dal pistone, il tutto fatto per compensare il ritardo di accensione tipico del gasolio.

Una volta raggiunte le condizioni affinché il combustibile si accenda, si può ritenere che la prima parte di combustione avvenga a volume costante, dato il repentino innalzamento delle pressioni, mentre la seconda a pressione costante, vista la compensazione che c'è tra l'aumento di pressione dovuto alla combustione (che nei motori Diesel prosegue anche per un buon tratto di espansione) e l'aumento di volume a seguito dello spostamento del pistone dal PMS al PMI .

Il lavoro utile viene accumulato durante la fase di espansione che comunque viene fatta terminare prima del raggiungimento del PMI, aprendo la valvola di scarico in anticipo, con lo scopo di facilitare l'uscita dei gas combusti.

Come è facile immaginare la scelta dell'anticipo di apertura della valvola di scarico è una operazione complessa in quanto si deve trovare il giusto compromesso tra la perdita di lavoro utile dovuta all'interruzione della fase di espansione e la diminuzione del lavoro speso per l'espulsione dei gas combusti (tratto E-F-G).

Si vuole infine far notare che nel tratto B-G sono aperte contemporaneamente le valvole di scarico ed aspirazione.

1.2 La fase di aspirazione

Nei motori ad accensione spontanea l' aspirazione coinvolge il solo comburente che viene introdotto in eccesso rispetto al valore stechiometrico (si ricorda che in teoria per la combustione completa di 1 kg di gasolio occorre una massa d'aria di circa 14,5 kg, ma nella realtà si utilizzano rapporti di miscela con valori compresi tra 18 e 22) e solo successivamente si inietta il combustibile.

Di seguito sono elencate le perdite di carico che il fluido operatore subisce entrando nel motore:

- Perdite per attrito incontrate dal fluido nel sistema di aspirazione, le quali dipendono dalla forma e dalle dimensioni dei condotti che creano

una depressione, provocando un'ulteriore diminuzione della densità di carica¹;

- Gas residui rimasti all'interno dei cilindri i quali, espandendosi, ritardano inevitabilmente l' inizio della immissione del comburente;
- Riduzione della densità della carica aspirata dovuta al conseguente riscaldamento prodotto dalle pareti del cilindro e dai condotti di aspirazione;
- Fenomeni di risonanza provocati dall' apertura simultanea delle valvole di aspirazione e di scarico;

Nel suo movimento dal PMS al PMI il pistone genera un volume V_c , quindi teoricamente la massa d' aria che entra nel cilindro potrebbe essere pari a V_c/v_a , dove con v_a si è indicato il volume specifico dell' aria alle condizioni di pressione e temperatura dell'ambiente in cui si trova il motore.

Nella realtà, per i motivi sopra elencati viene aspirata solo una frazione della massa ideale (η_v).

La massa M_a di carica fresca effettivamente aspirata risulta quindi:

$$M_a = \eta_v \frac{V_c}{v_a}$$

dove η_v è detto coefficiente volumetrico o coefficiente di riempimento.

La determinazione del valore del coefficiente volumetrico è di notevole difficoltà con metodi analitici e richiede l' utilizzo di sistemi computerizzati.

¹ Provoca quindi un minore rendimento volumetrico.

Generalmente η_v aumenta con l' aumentare del rapporto di compressione (come nel nostro caso) e della pressione di aspirazione, mentre diminuisce all' aumentare della pressione dei gas residui, della temperatura e dell' attrito sui condotti di aspirazione.

Questi ultimi devono essere progettati correttamente in quanto si possono ritenere le perdite di carico direttamente proporzionali alla loro lunghezza e al quadrato della velocità di attraversamento e inversamente proporzionali rispetto al diametro degli stessi.

Inoltre altro compito dei condotti di aspirazione è generare la giusta turbolenza del fluido operatore in camera di combustione per permettere una buona miscelazione aria-gasolio.

In caso di motori a 4 valvole è buona norma modellare solo un condotto di aspirazione in questa maniera, per evitare che le turbolenze vadano ad interferire tra loro annullando così gli effetti.

Il coefficiente volumetrico è inoltre fortemente influenzato dal regime di rotazione. In particolare si nota un iniziale aumento di η_v all' aumentare del numero di giri e successivamente una diminuzione, in quanto le alzate delle valvole sono progettate per regimi intermedi. Per il tracciamento del diagramma indicatore del motore in esame si riportano le espressioni per calcolare pressione e temperatura del fluido operatore al termine dell' aspirazione:

$$T_1 = \frac{\frac{1}{\rho-1} p_r + \eta_v p_a}{\frac{1}{\rho-1} \frac{p_r}{T_r} + \eta_v \frac{p_a}{T_a}} + \delta T \quad (1.2)$$

$$p_1 = p_a \frac{V_p}{V_c} \left(\eta_v \frac{T_1}{T_a} + \frac{1}{\rho-1} \frac{p_r}{p_a} \frac{T_1}{T_a} \right) \quad (1.3)$$

Dove si è indicato con :

r = rapporto di compressione;

p_r, T_r = pressione e temperatura di scarico;

p_a, T_a = pressione e temperatura di aspirazione;

δT = valore correttivo (uguale a zero per i motori sovralimentati)

1.3 La fase di compressione

Sempre in figura 2-1 si può notare che la fase di compressione ideale inizia nel punto C e segue il tratto C-2 (linea tratteggiata), mentre nella realtà la compressione termina nel punto D in cui avviene l'iniezione del gasolio (il corrispettivo dell'accensione della miscela nel ciclo otto), dopo la quale si ha un rapido aumento di pressione dovuto essenzialmente al rapporto di compressione.

Inizialmente il fluido si trova ad una temperatura inferiore rispetto le pareti del cilindro, quindi la temperatura della carica aumenta per il duplice effetto della compressione e dello scambio di calore. Dopo che il fluido ha raggiunto una temperatura sufficientemente elevata si ha una inversione dello scambio di calore e, dato che è quest' ultima parte ad essere predominante, si può dire che la compressione è una trasformazione a sottrazione di calore. La curva che meglio approssima la compressione è quindi una politropica, il cui esponente n_c viene considerato costante e pari al valore medio ricavato sperimentalmente.

Accettata tale approssimazione, per semplificare i calcoli, la temperatura e la pressione del fluido al punto D sono pari a:

$$p_D = p_C \left(\frac{V_C}{V_D} \right)^{n_c} \quad T_D = T_C \left(\frac{V_C}{V_D} \right)^{n_c-1} \quad (1.4)' (1.5)$$

Nei rispettivi cicli ideali, dove non si tiene conto dell' anticipo di iniezione, in corrispondenza del punto 2 si ha:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_C}{V_2} \right)^{n_c} \quad T_2 = T_1 \left(\frac{V_C}{V_2} \right)^{n_c-1} \quad (1.4)$$

dove V_C/V_2 è il rapporto di compressione del motore (nel nostro caso 15.5).

L' esponente n_c della politropica dipende da diversi fattori, in generale aumenta al diminuire del rapporto tra la superficie delle pareti di scambio e il volume del cilindro, quindi al diminuire della cilindrata unitaria e del rapporto corsa/alesaggio (proprio quello che svilupperemo in seguito). Anche il tipo di raffreddamento incide su n_c , in particolare nei motori che presentano un raffreddamento a liquido dove le pareti del cilindro sono inevitabilmente più fredde, si riscontrano valori inferiori rispetto ai motori raffreddati ad aria. Inoltre n_c aumenta con l' aumentare del regime di rotazione poiché aumenta la temperatura media delle pareti del cilindro, le quali non sono più in grado di smaltire il calore prodotto come alle minori velocità e si riducono i tempi di scambio termico, potendo ritenere il cilindro un sistema isolato .

Nel caso di motori aspirati a pieno carico l' esponente della politropica assume valori compresi tra 1,30 e 1,36 nei motori a ciclo Otto e 1,32 e 1,38 nei motori a ciclo Diesel. La differenza è dovuta al fatto che nei motori a ciclo Otto il carburante continua ad evaporare nella prima parte della compressione, continuando ad assorbire calore.

1.4 La fase della combustione

Affinché possa avvenire la combustione è necessario vaporizzare il combustibile liquido e miscelarlo in modo omogeneo con l'aria aspirata.

Nelle miscele eterogenee aria-combustibile liquido, il tempo impiegato per la vaporizzazione e la miscelazione determina la velocità della combustione.

Nei motori endotermici la combustione può svilupparsi in tre differenti modi:

- **la combustione simultanea:** si verifica in presenza di miscele omogenee in composizione e temperatura e si può manifestare nelle zone periferiche della camera di combustione nei cicli Otto, dove il fronte di fiamma arriva in ritardo. Raggiunta la giusta temperatura (punto di auto combustione), la miscela si accende e la combustione inizia simultaneamente in tutti i punti della miscela, accelerando man mano che la temperatura aumenta, fino al completamento. Tale fenomeno prende il nome di detonazione, avvertibile dal caratteristico rumore metallico e causa di perdite di potenza e gravi danneggiamenti agli organi meccanici, quindi, da evitarsi assolutamente;
- **la combustione progressiva:** avviene in miscele omogenee di aria e vapori di combustibile ma contrariamente a prima, la combustione ha inizio solo in alcuni punti che si trovano alle condizioni adatte per l'accensione, dopo di che il fronte di fiamma si propaga perpendicolarmente alla superficie con una velocità caratteristica detta velocità di fiamma. Si hanno quindi due zone nella miscela, una bruciata ed una incombusta, separate dal fronte di fiamma.

Tale combustione è tipica dei motori ad accensione comandata, ma si può verificare accidentalmente anche nei Diesel;

- **la combustione diffusiva:** avviene in miscele eterogenee di aria e combustibile finemente polverizzato. La velocità di combustione è particolarmente legata alla durata della vaporizzazione essendo tale fase preponderante rispetto alle fasi di miscelazione e combustione. La combustione diffusiva è tipica dei motori Diesel nel momento in cui, a combustione già iniziata, si inietta ancora combustibile e questo vaporizza bruciandosi nello stesso istante in cui avviene la miscelazione con l'aria. Nei motori ad accensione spontanea la combustione diffusiva si ottiene iniettando combustibile in aria riscaldata dalla compressione ad una temperatura di 770-780 °K, tale iniezione, come già detto, inizia prima e termina dopo il PMS. L'angolo descritto dalla manovella compreso tra l'inizio dell'iniezione e il PMS, viene detto angolo di anticipo all'iniezione e assume in genere valori compresi tra 22° -28°.

La durata totale della combustione può essere distinta in 4 fasi:

- 1) una fase iniziale che parte dal punto *D*, da cui comincia l'iniezione e corrisponde al periodo di incubazione durante il quale il combustibile si prepara a bruciare;
- 2) una seconda fase in cui il combustibile iniettato durante la fase precedente ha avuto tempo di evaporare e formare una miscela con l'aria, quindi si origina una rapida combustione;
- 3) una fase di combustione diffusiva;

4) una fase finale di post-combustione, concomitante alla fase di espansione, dove brucia il combustibile non ancora consumato.

La fase iniziale, sebbene indispensabile per una buona vaporizzazione e miscelazione da cui dipendono le fasi successive, non deve essere eccessivamente lunga poiché si introdurrebbe troppo combustibile e si rischierebbe di avere una combustione simultanea che come visto dà origine a fenomeni di detonazione. Per ridurre la durata di tale fase si può aumentare la temperatura dell'aria e migliorare la polverizzazione del combustibile.

La seconda e la terza fase sono la parte principale della combustione e sono fortemente influenzate dall'efficacia della miscelazione ottenuta. Per questo motivo i condotti di aspirazione sono modellati a "chiocciola", così che il fluido entri nella camera di combustione con moto rotatorio simile ad un vortice (swirl).

Altro accorgimento tipico dei motori ad iniezione diretta è lo schiacciamento della carica in uno spazio ristretto ricavato sul cielo del pistone (squish).

La combinazione del moto di rotazione e dello schiacciamento generano condizioni di turbolenza particolarmente buoni per la miscelazione.

Per tracciare il diagramma si riportano di seguito alcune formule:

$$p_3 = \varepsilon p_2 \quad (1.6)$$

$$T_3' = 0,976 T_2 \frac{p_3}{p_2} \frac{R_r}{R_a} \quad a' = \frac{m_r}{m_a} = \frac{1}{\rho - 1} \frac{1}{\eta_v} \frac{p_r}{p_a} \frac{T_a}{T_r} \quad (1.7) \quad (1.8)$$

dove:

ε = rapporto di combustione;

$R_r, R_a =$ costante di elasticità dei gas in corrispondenza rispettivamente dei punti 2 e 3;

$m_r, m_a =$ massa rispettivamente di gas residui rimasti nel cilindro dal ciclo precedente e di miscela aspirata;

$$T_3 = T_3' + \frac{1}{[c_{pm}]_{T_3'}} \left[\frac{\chi H_i}{(1+a)(1+a')} - [c_{vm}]_{T_2'} (T_3' - T_2) - \Delta Q \right] \quad (1.9)$$

essendo:

$\chi =$ fattore di perdita per incompleta combustione e refrigerazione delle pareti;

$H_i =$ potere calorifico inferiore del combustibile iniettato;

$\Delta Q =$ calore occultato dalla dissociazione per ogni unità di massa di fluido attivo durante la combustione a pressione costante;

Tale formulazione si risolve per tentativi con l'ausilio delle seguenti espressioni:

$$[c_{vm}]_{T_2'} = 0,858 + 1,06 \cdot 10^{-4} \frac{T_3' + T_2}{2} \quad (1.10)$$

$$[c_{pm}]_{T_3'} = 1,156 + 1,06 \cdot 10^{-4} \frac{T_3' + T_3}{2} \quad (1.11)$$

Si può infine calcolare il rapporto di combustione a pressione costante:

$$\tau = 0,985 \frac{T_3}{T_3'} \frac{R_r}{R_a} \quad (1.12)$$

1.5 La fase di espansione

L'espansione è la fase in cui l'energia termica, sviluppata dal combustibile, si trasforma in lavoro meccanico. La combustione prosegue anche nella prima parte dell'espansione e la temperatura raggiunge il suo massimo dopo l'istante di massima pressione. Come per la compressione anche per l'espansione si considera una politropica ad esponente n_e costante, sotto le stesse ipotesi semplificative.

Va sottolineato da subito che le perdite di calore, che nella fase di compressione riducono l'esponente n_e , nella fase di espansione aumentano n_e , dato che causano una più rapida diminuzione della pressione dei gas, rendendo più ripida la curva.

Valori tipici di n_e sono compresi tra 1,23 e 1,28 per il ciclo Otto e tra 1,22 e 1,26 per quello Diesel .

Se si considera che l'espansione finisce al punto 4 si ottiene:

$$p_4 = p_3 \left(\frac{\tau}{\rho} \right)^{n_e} \quad T_4 = T_3 \left(\frac{\tau}{\rho} \right)^{n_e - 1} \quad (1.13) \quad (1.14)$$

con il rapporto di compressione:

$$\rho = \frac{V_p + V_0}{V_0} \quad (1.15)$$

1.6 La fase di scarico

In corrispondenza del punto E sul diagramma indicatore avviene l'apertura della valvola di scarico, operazione che termina l'espansione e quindi la fase utile del ciclo ed inizia progressivamente la fase di scarico (tratto E-F-B).

I gas residui escono attraverso la luce aperta dalla valvola ad una velocità prossima a quella del suono (550-600 m/s), generando quindi un notevole rumore.

Nel primo tratto E-F i gas escono per effetto dell'alta pressione a cui si trovano, mentre nel restante tratto F-B è il pistone che agendo da pompa spinge fuori i gas residui ad una velocità notevolmente inferiore.

Si è già detto dell'importanza della scelta dell'anticipo di apertura della valvola di scarico per trovare il giusto compromesso tra la perdita di lavoro utile e la diminuzione di quello di pompaggio.

Anche la scelta del ritardo di chiusura della valvola di scarico è di basilare importanza in quanto determina la pressione dei gas residui nel cilindro influenzando il rendimento volumetrico.

Entrambi i valori sono calcolati sperimentalmente ed esulano dallo scopo di tale dissertazione.

Per quanto riguarda lo smorzamento del rumore occorre utilizzare un silenziatore il quale però genera nuove perdite di potenza andando ad aumentare così la pressione dei gas residui nel cilindro e quindi in definitiva a ridurre il rendimento volumetrico.

Il ricambio di carica del cilindro può essere migliorato sfruttando i fenomeni oscillatori che nascono nel condotto di scarico, disegnando opportunamente quest'ultimo.

1.7 La sovralimentazione

Come è già stato riportato, le prestazioni del motore a ciclo diesel sono limitate dalla quantità di combustibile che può essere bruciata efficientemente all'interno del cilindro.

Questa quantità è a sua volta limitata dalla massa d'aria che si riesce a introdurre nel cilindro ad ogni ciclo.

Dato che il volume a disposizione è fissato, per aumentare la massa d'aria si può agire sulla sua densità aumentandola rispetto a quella presente nelle condizioni ambiente.

La sovralimentazione si propone appunto di innalzare la quantità d'aria introdotta nel cilindro agendo sulla sua densità.

Il metodo più usato per raggiungere tale obiettivo è la turbosovralimentazione, dove una turbina muove attraverso un albero un compressore che comprime l'aria prima che entri nel cilindro; la turbina è alimentata dai gas di scarico del motore.

Compressione dell'aria ideale: il processo di compressione ideale che si è soliti considerare è una trasformazione adiabatica reversibile della pressione iniziale p_1 a quella finale p_2 (fig. sotto).

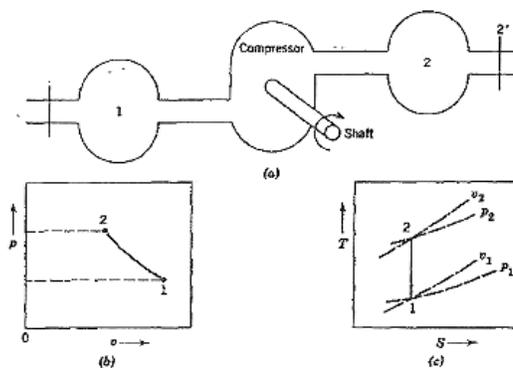


Figura 1.2

Se la pressione e la temperatura sono misurate in ambienti di dimensioni tali per cui la velocità è zero, il lavoro di compressione ideale per unità di massa W_{ca} si può scrivere:

$$W_{ca} = (E_2 - E_1)_A + p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1 = (H_2 - H_1)_A$$

con E energia interna, H entalpia, v volume specifico e pedice A che indica condizioni di adiabaticità.

Assumendo l'aria come gas perfetto si può scrivere:

$$W_{CA} = c_{p1} \cdot T_1 \cdot [(p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1]$$

quindi la potenza necessaria per fare questa compressione vale:

$$P_{CA} = m \cdot c_{p1} \cdot T_1 \cdot [(p_2 / p_1)^{(k-1)/k} - 1]$$

dove m è la portata massica d'aria.

Compressione dell' aria reale: nella realtà la compressione non è né reversibile né adiabatica, di conseguenza si è soliti definire un rendimento che esprima quanto la trasformazione si discosta da quella ideale.

Per un compressore reale la potenza spesa P_c si può scrivere:

$$P_c = m \cdot (H_2 - H_1) - Q \approx m \cdot c_{p1} \cdot (T_2 - T_1)$$

da cui il rendimento η_c vale:

$$\eta_c = T_1 \cdot [(p_2 / p_1)^{(k-1)/k} - 1] / (T_2 - T_1)$$

Il compressore centrifugo può essere azionato meccanicamente (ad esempio con una presa di forza dall'albero motore) oppure per mezzo di una turbina che sfrutta l'energia posseduta dai gas di scarico.

Nel motore oggetto di studio, il compressore è trascinato da una turbina che riceve energia dai gas di scarico prodotti dal motore stesso.

L'insieme della turbina e del compressore centrifugo è chiamato turbocompressore o turbosoffiante o semplicemente turbo.

L'energia massima che può ricavare la turbina dai gas di scarico, facendo riferimento al diagramma p-V sottostante e ipotizzando un'espansione adiabatica, è quella ottenibile dall'espansione dal punto 2 (condizioni di pressione e temperatura dei gas all'uscita del motore) alle condizioni ambiente.

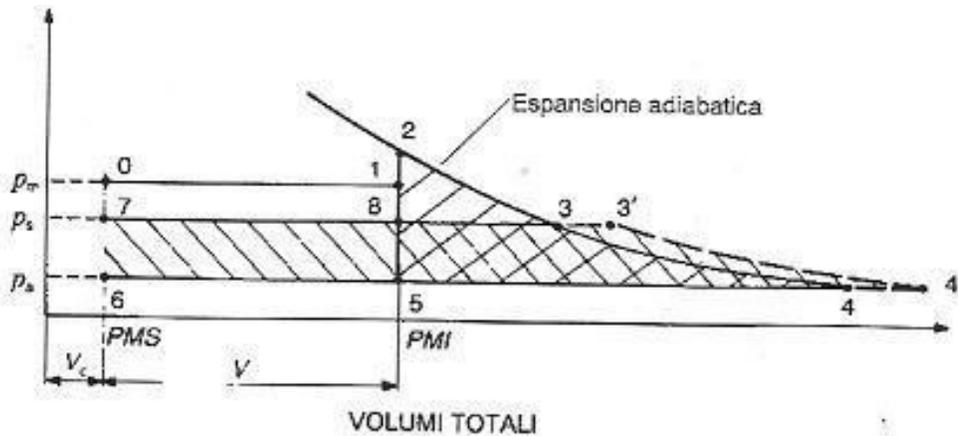


Figura 1.3

Le turbine utilizzate nella turbosovralimentazione hanno un funzionamento simile a quello dei compressori centrifughi. Esse, come si può vedere dalla

figura sottostante, sono costituite da una carcassa dove sono presenti la sezione d'entrata del gas e un rotore o ruota palettata.

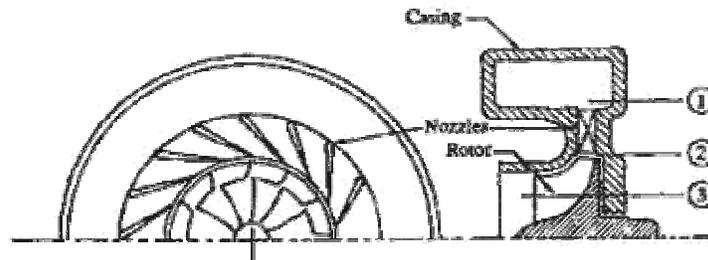


Figura 1.4

Il seguente diagramma h-s mostra come l'energia posseduta dal gas è trasferita al rotore nei passaggi tra gli elementi della turbina.

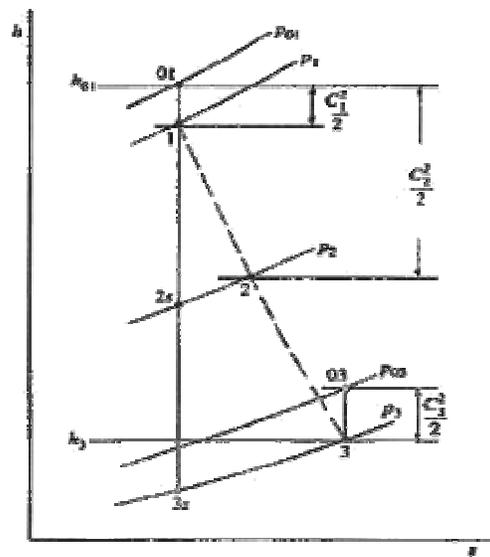


Figura 1.5

- da 1 a 2 il flusso viene accelerato a spese di una parte di energia di pressione, ciò avviene con modeste perdite.
- da 2 a 3 un' altra parte dell' energia di pressione e una parte dell'energia cinetica posseduta dal fluido vengono trasferite al rotore sottoforma di lavoro meccanico disponibile all'albero.
- al punto 3 il fluido deve possedere una bassa energia cinetica se il rotore è ben progettato.

Per la similarità di funzionamento con il compressore dinamico centrifugo, la turbina si presta, nella turbosovralimentazione, ad essere accoppiata ad un compressore di questo tipo.

Il compressore centrifugo ha un comportamento differente da quello del motore, che è una macchina volumetrica, quindi per analizzare l'accoppiamento facciamo riferimento a una mappa dove sono sovrapposte le caratteristiche di funzionamento delle due macchine.

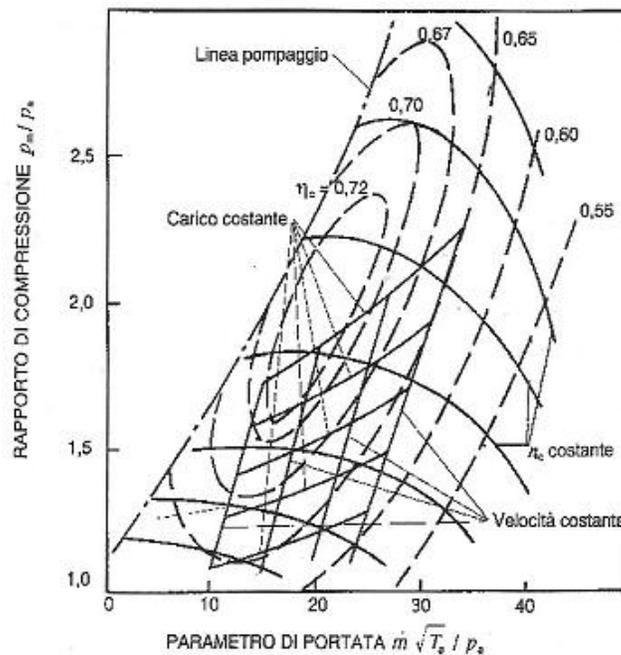


Figura 1.6

Per il motore sono state tracciate le curve a regime costante e quelle a carico costante su tutto il campo di funzionamento; un corretto accoppiamento deve far sì che queste curve cadano all'interno della mappa del compressore centrifugo, possibilmente nella zona a più alta efficienza, mantenendo un margine del 10-20% nella zona di pompaggio.

La sovralimentazione influisce soprattutto sulla potenza, sul rendimento, sulle sollecitazioni meccaniche e termiche.

a) *Potenza*: la sovralimentazione porta ad avere un aumento di potenza per diversi motivi, fra cui un aumento del volume a disposizione della carica entrante in quanto i gas residui che restano intrappolati nello spazio morto vengono compressi e quindi occupano un volume minore; ciò equivale ad un aumento del coefficiente di riempimento quantificabile mediante un coefficiente variabile tra 1 e $r/r-1$ dove r è il rapporto di compressione e il valore 1 vale per i motori diesel sovralimentati che hanno un incrocio tale da lavare completamente lo spazio morto.

b) *Rendimento*: la sovralimentazione ha effetti contrastanti sulle forme di perdite che intervengono nella conversione dell'energia termica in energia meccanica, ma complessivamente, in un motore diesel come il nostro, essa ha effetti sul rendimento globale che possono considerarsi trascurabili.

c) *Sollecitazioni meccaniche*: questo è l'aspetto che interessa di più questo studio, perchè ci permette di capire quali effetti si hanno sui componenti strutturali con l'adozione di questo tipo di motore.

La sovralimentazione immette aria nel cilindro ad una pressione più elevata, quindi, mantenendo inalterati rapporto di compressione, istante di inizio iniezione e ritardo all'accensione, e ipotizzando la stessa politropica di compressione, si raggiungono pressioni di fine compressione più elevate. In realtà sia il rapporto di compressione che l'istante di iniezione vengono riottimizzati per contenere le sollecitazioni senza sacrificare i consumi.

Dunque si può dire che l'aumento degli sforzi meccanici dovuti alla sovralimentazione è modesto, quindi basterà irrobustire gli organi principali del motore, operazione che in realtà non porterà a rilevanti incrementi di peso, comunque accettabili in vista del guadagno di potenza ottenuto.

d) Sollecitazioni termiche: la sovralimentazione ha degli effetti notevoli sulle sollecitazioni termiche: infatti, a parità di rapporto aria-combustibile, maggiore è la quantità d'aria nel cilindro e maggiore è quella di combustibile e ciò significa che nella combustione verrà sviluppata una quantità di calore proporzionale alla massa d'aria introdotta e quindi al grado di sovralimentazione.

La superficie attraverso cui avviene lo scambio termico fra i fluidi di lavoro e il fluido refrigerante rimane però inalterata, inoltre il coefficiente di scambio termico cresce con la potenza 0,75 del numero di Reynolds, cioè della densità del gas nel cilindro e quindi della pressione di alimentazione: ciò comporta dei gradienti di temperatura maggiori tra le superfici interne e quelle esterne degli organi delimitanti la camera di combustione; l'aspetto vantaggioso della situazione sta nel fatto che le perdite di natura termica in un motore sovralimentato sono una percentuale più bassa.

Per evitare quindi sollecitazioni eccessive è opportuno progettare sistemi di raffreddamento degli organi più sollecitati efficaci, e raffreddare l'aria dopo la compressione, per contenere la temperatura media del ciclo.

Si elencano qui di seguito i principali vantaggi e svantaggi della sovralimentazione:

Vantaggi :

- diminuzione rapporto peso-potenza, di importanza rilevante per propulsori impiegati su velivoli;

- miglioramenti del rendimento, specie nei diesel dotati di turbosovralimentazione perché si recupera parte dell'energia posseduta dai gas di scarico;
- miglioramento del processo di combustione nel diesel per riduzione del ritardo di accensione;
- motore meno rumoroso per combustione più graduale;
- riduzione emissioni allo scarico;

Svantaggi:

- aumento dei carichi meccanici e termici sul motore.

1.8 Il ciclo termodinamico

In tutte le macchine termiche il fluido operatore è sottoposto a trasformazioni chimiche e fisiche che ne costituiscono il ciclo operativo, nel caso però dei motori siamo molto lontani dalle condizioni necessarie per fare un'analisi termodinamica in quanto la catena di trasformazioni subita dal fluido è aperta, la macchina e il fluido sono ben lontani da un comportamento ideale e il fluido subisce variazioni di massa e chimiche nel ciclo. Per affrontare questa analisi è necessario quindi fare le seguenti ipotesi semplificative:

- il ciclo viene ritenuto chiuso;
- il fluido ha comportamento ideale;
- la macchina ha comportamento ideale.

Il ciclo ideale che si ottiene è rappresentabile sia su diagrammi pressione-volume, come già visto, che sui diagrammi T-s (fig. 1.7).

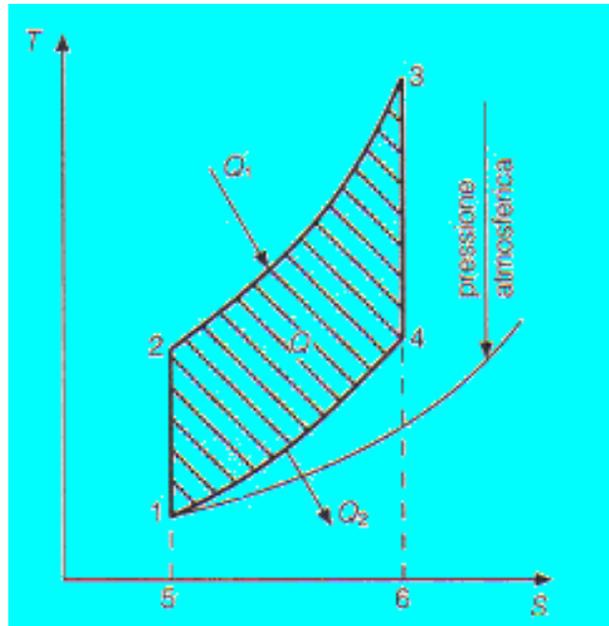


Figura 1.7

Sotto le ipotesi semplificative, il ciclo Diesel è costituito da 4 trasformazioni :

- la compressione adiabatica 1-2;
- l'introduzione di calore a pressione costante 2-3;
- l'espansione adiabatica 3-4;
- l'espulsione di calore a volume costante 4-1.

Il rendimento termodinamico nel caso del ciclo Diesel vale :

$$\eta_{th,D} = 1 - 1/\rho^{k-1} \cdot [\tau^k - 1/k \cdot (\tau - 1)]$$

dove $\rho = V_c/V_o$ è il rapporto di compressione, τ è il rapporto di combustione a pressione costante e k è il rapporto tra i calori specifici del fluido operatore.

In particolare in figura 1.8 è riportato l'andamento del rendimento termodinamico in funzione del rapporto di compressione.

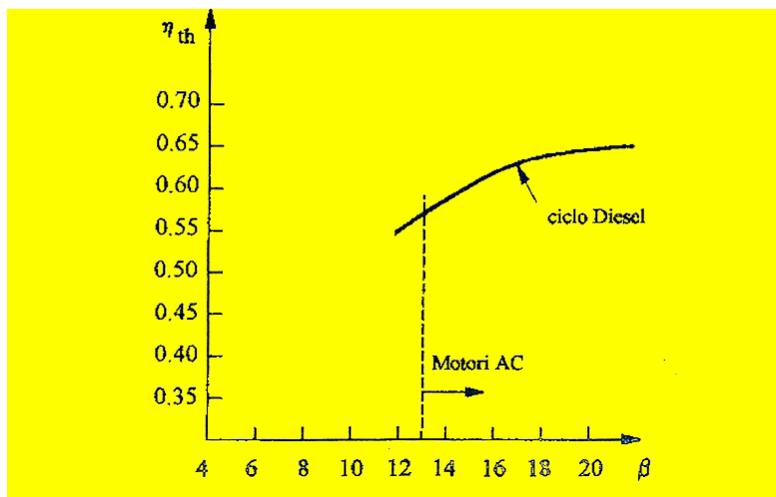


Figura 1.8

Nel caso del motore Daimler-Benz si ottiene un valore di $\eta_{th} = 0,42$.

1.9 La pressione media effettiva

Per un dato motore si può dire che più grande è il lavoro effettivo, più apprezzabili sono le sue prestazioni e maggiori sono i carichi termici che si sviluppano.

Per ottenere un parametro che permetta un confronto tra motori diversi, è bene rapportare il lavoro effettivo del motore alla sua cilindrata.

Tale rapporto ha le dimensioni di una pressione (solitamente indicata in MPa o bar), che prende appunto il nome di PME, pressione media effettiva.

A titolo di esempio , una pressione media effettiva di 7-8 bar, denota un motore poco sollecitato e per il quale si prevede una vita lunga.

Un motore come il DB 605 ha una PME di 13,2 bar, che indica caratteristiche estremamente performanti ma alte sollecitazioni che ne limitano la vita media.

Si può anche definire la pressione media effettiva come quella pressione che, agendo con valore costante sul pistone per tutta la corsa, sviluppa lo stesso lavoro.

1.10 Curve caratteristiche

In questo paragrafo vedremo l'andamento delle grandezze che caratterizzano le prestazioni del motore in relazione delle condizioni di funzionamento.

Le curve che caratterizzano il comportamento di un motore sono quelle che esprimono la coppia motrice M_e e la potenza effettiva P_e in funzione del regime di rotazione, come schematicamente mostrato in figura 1.9.

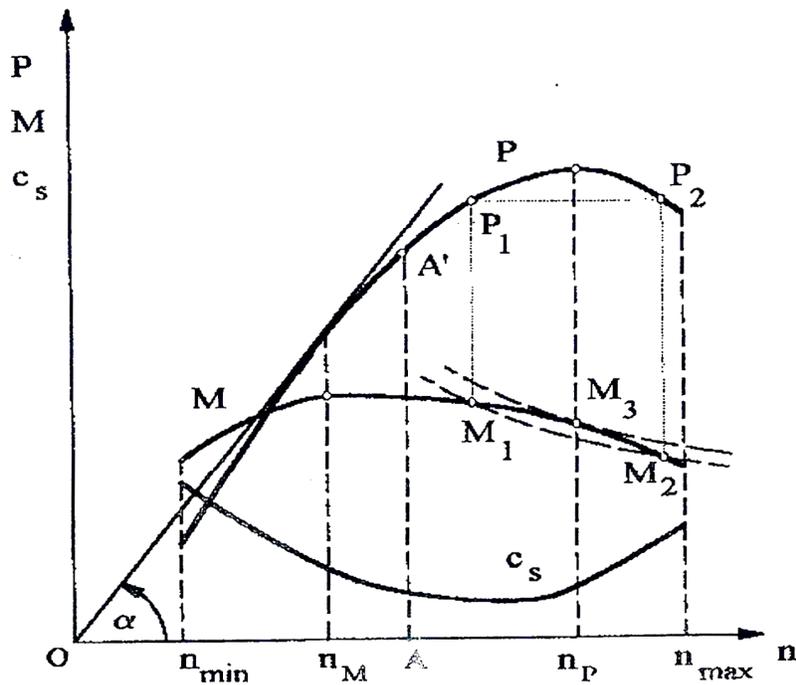


Figura 1.9

Occorre tenere presente che le condizioni di funzionamento non sono definibili con un solo parametro operativo. Ad un dato regime di rotazione, infatti, un motore può sviluppare una potenza variabile agendo sull'organo di regolazione (nel motore Diesel infatti si agisce sulla pompa di iniezione adattando alla potenza richiesta la massa di combustibile iniettata in una carica d'aria pressoché inalterata). Si può quindi dire che in condizioni di funzionamento stazionario, i parametri che definiscono il modo di operare del motore sono il regime di rotazione e il carico.

Solitamente le curve caratteristiche vengono determinate in condizioni di massimo carico in quanto forniscono le prestazioni limite del motore, e si rilevano dal regime di rotazione minimo (regime per cui il motore è in grado di autosostenersi) a quello di poco superiore al regime di potenza massima o comunque limitatamente alla resistenza dei materiali.

La figura 1.9 mostra le tipiche curve caratteristiche per un motore diesel sovralimentato, i cui andamenti sono così spiegabili:

la curva di coppia rappresenta un massimo ad un regime di rotazione relativamente basso e poi risulta appiattita per un certo tratto, diminuendo sia andando verso i bassi regimi, sia verso gli alti; ciò è giustificabile tenendo presente che i parametri che maggiormente la influenzano sono il rendimento totale e il coefficiente di riempimento².

La curva di potenza si ricava dalla curva di coppia, moltiplicando le ordinate per le rispettive ascisse; l'andamento è quindi rapidamente crescente nel primo tratto in quanto aumentano sia il regime che la coppia; raggiunto il punto di massima coppia la crescita è sempre più lenta sino a quando il calo di coppia non è più compensato dal regime di rotazione e quindi si raggiunge

² Il coefficiente di riempimento è definito come il rapporto tra la massa d'aria che realmente si riesce ad introdurre e la massa d'aria teorica (prodotto tra la cilindrata e la densità dell'aria).

il massimo per la curva di potenza. Nel motore Diesel il regime di potenza massima è nettamente inferiore a quello di un motore ad accensione comandata, a causa della lentezza con cui si svolge il processo di combustione e delle maggiori masse degli organi in moto alterno. Il regime di rotazione massimo coincide con quello di massima potenza, per non sollecitare eccessivamente il motore e garantire una maggior durata. L'intervallo tra il numero di giri minimo e quello massimo ammissibile risulta poco ampio, ossia è ridotto il campo di regimi di pratico impiego di questo tipo di motore.

Il Consumo specifico presenta solitamente un minimo in corrispondenza di un carico elevato (80-90%) ad un regime di poco superiore a quello di massima coppia; da questo punto sia con un aumento del regime che con una diminuzione, il consumo cresce.

Agli alti regimi aumentano le perdite energetiche, mentre ai bassi cresce la percentuale di calore dissipata.

IL MOTORE COMMON RAIL

2.1 Caratteristiche del sistema di iniezione common rail

Il sistema di iniezione Common Rail (figura 4.1) consente di regolare elettronicamente sia la quantità di combustibile iniettata, sia l'anticipo di iniezione e la pressione di iniezione in funzione delle condizioni di funzionamento del motore.

Le principali caratteristiche del sistema di iniezione Common Rail sono le seguenti:

- completa flessibilità della gestione della pressione di iniezione indipendentemente dal regime del motore e dal carico (per esempio è possibile ottenere pressioni elevate cioè maggiori di 1000 bar, funzionante a regimi inferiori ai 1500giri/min)
- possibilità di effettuare iniezioni multiple per ogni ciclo (per esempio è possibile praticare una pre-iniezione o iniezione pilota, utile per la riduzione del rumore di combustione)
- completa flessibilità nella gestione dell'anticipo di iniezione di ciascuna parte dell'iniezione
- elevata precisione nel controllo della quantità iniettata, anche colpo a colpo quando necessario (per esempio in condizioni di transitorio)
- capacità di operare a velocità motore elevate (fino a 6000 giri/min)
- possibilità di controllare elettronicamente i principali parametri di iniezione, ottimizzando così il funzionamento del motore senza dover ricorrere a complessi sistemi di tipo meccanico.

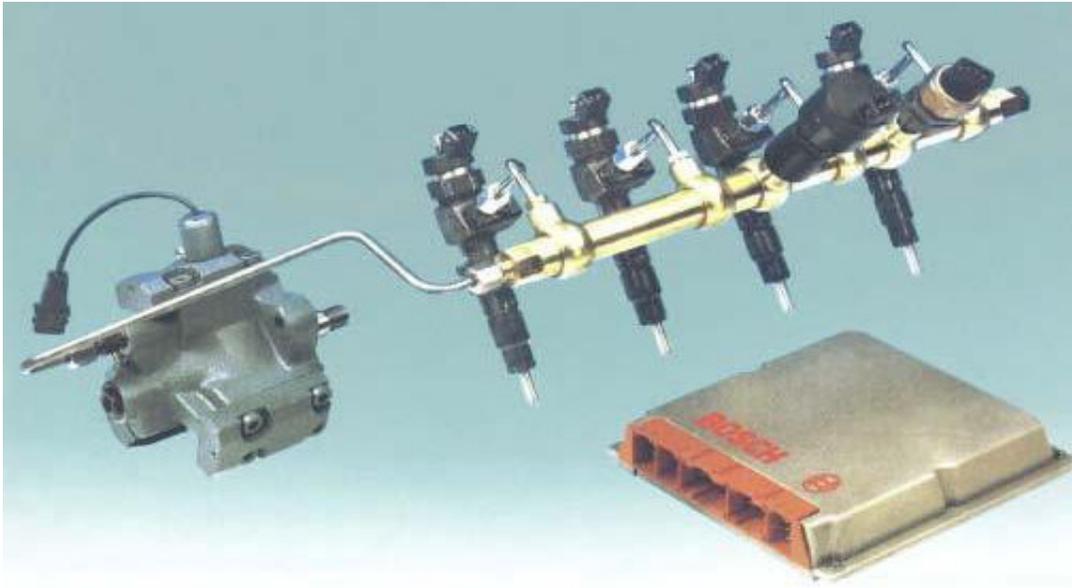


Fig 2.1 – Sistema di iniezione common rail

2.1.1 Architettura del sistema common rail

Come indicato schematicamente in figura 2.2 il sistema di iniezione Common rail è costituito dai seguenti componenti:

- pompa elettrica di innesco;
- pompa di alta pressione;
- regolatore di pressione;
- accumulatore comune di gasolio in pressione (rail);
- sensore di pressione;
- iniettori elettroidraulici (elettroiniettori);
- centralina elettronica (control unit).

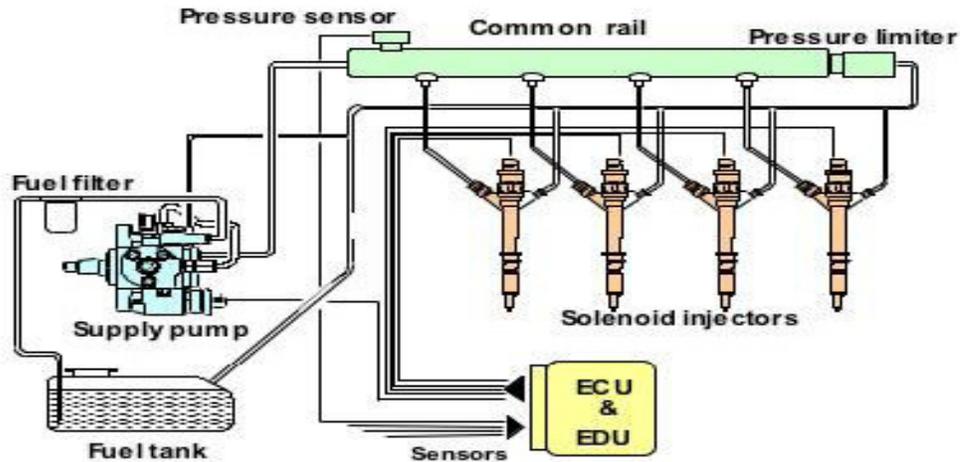


Fig 2.2

2.2 Principio di funzionamento

Una pompa di alimentazione estrae il combustibile dal serbatoio e lo invia alla pompa di alta pressione. Con riferimento alla figura 4.2, la pompa di alta pressione (detta Radialjet) porta il gasolio ad una pressione regolata, pari a quella di iniezione (fino a 1350 bar nella versione attualmente in produzione; sino a 1600 bar nella nuova versione in fase di sviluppo). Una elettrovalvola a due vie spilla dalla mandata della pompa un'adeguata quantità di combustibile al fine di regolare la pressione al valore desiderato.

Il gasolio in pressione non viene inviato direttamente dalla pompa Radialjet agli iniettori, ma viene accumulato in un collettore (rail) che svolge la funzione di contenere le oscillazioni (ripple) di pressione provocate dalla erogazione pulsante della pompa di alta pressione e dalle improvvise estrazioni di combustibile causate dalle aperture degli iniettori.

Sul rail è montato un sensore di pressione il cui compito è quello di fornire un segnale di retroazione al circuito di regolazione della pressione. Più precisamente, il valore misurato da tale sensore viene comparato con il

valore previsto in sede di progetto e memorizzato nella centralina elettronica. Se il valore misurato ed il valore previsto differiscono, allora viene aperto o chiuso un foro di “troppo pieno” nel regolatore di pressione della pompa di alta pressione. Nel caso di apertura di tale luce di efflusso, il combustibile in eccesso viene quindi rinvio al serbatoio tramite un apposito condotto di ricircolo.

Gli iniettori sono alimentati dal rail ed il loro funzionamento viene determinato dall'eccitazione di un veloce attuatore elettromagnetico a solenoide (integrato nel corpo di ogni elettroiniettore). L'eccitazione del solenoide determina l'apertura di una luce di efflusso presente in un apposito volume di controllo che provoca uno squilibrio delle pressioni agenti sullo spillo di un otturatore. Lo squilibrio di pressione consente il sollevamento dello spillo otturatore e la conseguente apertura degli ugelli d'efflusso del polverizzatore.

Il controllo di tutto il sistema di iniezione è assegnata a una centralina elettronica, in cui sono integrate sia l'unità di controllo (ECU) sia quella di potenza (EPU) necessarie per il pilotaggio degli iniettori.

2.2.1 Impianto idraulico

L'impianto idraulico, come mostrato in figura 2.3, è composto da:

- una pompa elettrica di innesco a bassa pressione;
- un filtro del combustibile;
- una pompa di alimentazione ad alta pressione;
- un regolatore di pressione;

- un collettore del gasolio in pressione (rail);
- un elettroiniettore per ogni cilindro presente nel motore;
- vari condotti di alimentazioni e di ricircolo.

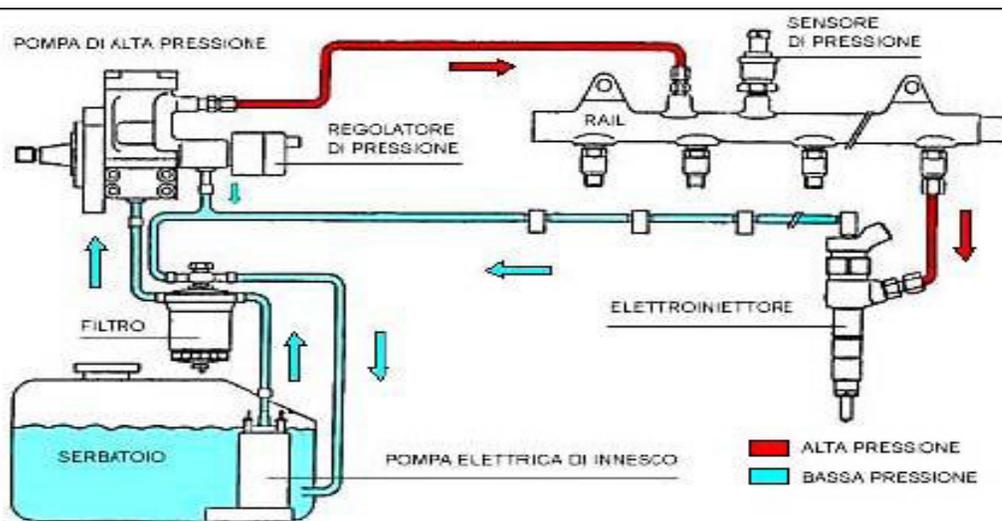


Fig. 2.3

Si fornisce una breve descrizione dei componenti principali:

- Pompa elettrica di innesco a bassa pressione, costituita da una pompa elettrica funzionante a 12 V che non presenta alcuna particolarità rilevante se non quella di soddisfare i requisiti di pressione di mandata e di portata (0.5 bar di pressione in mandata ed una portata di almeno 0.5 lt/min in eccesso rispetto alla portata della pompa di alta pressione).
- Pompa di alimentazione ad alta pressione denominata Radialjet perché l'effetto pompante viene realizzato mediante tre elementi pompanti (pistoni) disposti in direzione radiale rispetto all'asse di rotazione dell'albero della pompa. La distanza angolare tra un elemento pompante e l'altro è pari a 120°. La pompa viene trascinata dal motore ad una velocità di rotazione pari a circa la metà di quella del motore stesso tramite una trasmissione a cinghia dentata e senza la necessità di

alcuna fasatura con il motore. La realizzazione della fasatura e della durata di iniezione sono compiti di tale sistema di iniezione, compiti al sistema di controllo elettronico. Tale pompa assolve il solo ruolo di mantenere; in maniera permanentemente, il combustibile contenuto nel collettore al livello di pressione richiesto. Il movimento degli stantuffi è determinato dalla rotazione di un eccentrico di forma triangolare solidale all'albero della pompa. Tale eccentrico determina il movimento in successione dei tre pistoni mediante lo spostamento di una interfaccia meccanica (punteria) frapposta tra l'eccentrico ed il piede dello stantuffo. Il contatto tra l'eccentrico ed ogni singola punteria viene assicurato mediante una molla. Ogni gruppo pompante è dotato di una valvola di aspirazione a piattello e di una valvola di mandata a sfera. Tutte e tre le mandate degli elementi pompanti sono riunite internamente alla pompa ed inviano il combustibile al collettore comune per mezzo di un unico condotto. La pompa Radialjet è dotata di una valvola elettromagnetica di tipo on-off, installata sulla mandata di uno degli elementi pompanti, che permette di disattivare lo stesso elemento pompante durante le condizioni di funzionamento per le quali sia richiesta una portata di combustibile inferiore ai $\frac{2}{3}$ della portata massima della pompa. In questo modo è possibile limitare l'assorbimento della pompa in tali condizioni operative. Una particolarità di tale pompa è quella di essere contemporaneamente lubrificata e raffreddata dallo stesso gasolio circolante al suo interno, attraverso opportune luci di passaggio. Per la regolazione della pressione di mandata sulla pompa è presente una elettrovalvola regolatrice di pressione. La pompa deve essere alimentata in bassa pressione con una pressione di almeno 0.5bar e con una portata minima di 0.5 lt/min in eccesso alla mandata, per consentire un buon

raffreddamento. Tale alimentazione viene realizzata tramite una pompa elettrica di bassa pressione.

Le caratteristiche principali della pompa Radialjet sono riportate nella tabella seguente.

Tipo	Radialjet a pompanti radiali
Numero di pompanti	3
Cilindrata totale	0.657 cm ³
Rendimento Volumetrico	>80% a 1000 bar da 500 a 3000 giri/min pompa
Pressione massima di funzionamento	1500 bar
Potenza assorbita	3.2 kW a 1000bar e 3000 giri/min pompa
Velocità massima	3000 giri/min
Alimentazione	Gasolio in pressione a 0.5 bar, con una portata minima pari a 0.5 l/min in più della portata di alta pressione
Lubrificazione	Effettuata dallo stesso gasolio di alimentazione
Raffreddamento	Effettuato dallo stesso gasolio di alimentazione

- Il regolatore di pressione permette di regolare la pressione del combustibile presente nell'accumulatore. Esso è costituito da un otturatore sferico mantenuto sulla sua sede conica da un'asta caricata da una molla e da una forza additiva generata da un solenoide, quando quest'ultimo è eccitato. A solenoide diseccitato la pressione di mandata dipende dal precarico della molla (circa 150 bar a 1000 giri/min pompa); spessori di registro consentono di regolare tale precarico al valore desiderato. L'innalzamento della pressione di iniezione viene realizzato limitando la sezione di passaggio dell'otturatore mediante l'eccitazione del solenoide. Incrementando, infatti, la corrente nella bobina del solenoide si accresce la forza esercitata dallo stesso solenoide sull'otturatore sferico, determinando una riduzione della

sezione di passaggio dell'otturatore; questo limita la capacità d'efflusso del foro dell'otturatore e con essa la quantità di combustibile cortocircuitata verso il serbatoio, consentendo una maggiore alimentazione del collettore ed un conseguente innalzamento della pressione nello stesso. La scelta di far corrispondere incrementi (e non diminuzioni) di pressione di iniezione ad aumenti di corrente è resa necessaria da ragioni di sicurezza; in tale modo, infatti, in presenza di un guasto nel sistema di regolazione la pressione di iniezione si porta automaticamente al valore minimo. La modulazione della pressione di iniezione si ottiene alimentando con una corrente elettrica in PWM (Pulse With Modulation) la bobina del solenoide e chiudendo l'anello di regolazione mediante un segnale di retroazione (feedback) proveniente dal sensore di pressione e diretto alla ECU.

- Il collettore di accumulo del gasolio ad alta pressione (rail), ha lo scopo di smorzare le oscillazioni di pressione presenti all'interno del combustibile dovute sia alle tre mandate consecutive, che si susseguono durante ogni giro della pompa Radialjet, sia alle aperture periodiche degli iniettori. Il volume interno del rail (40 cm³ per un motore a 4 cilindri e 2l di cilindrata) è stato studiato opportunamente in modo da smorzare tali oscillazioni di pressione evitando sia l'insorgenza di ritardi di adeguamento della pressione durante i transitori, sia problemi di riempimento in fase di avviamento, durante la quale il rail si deve riempire il più rapidamente possibile. Più precisamente, un volume più piccolo permetterebbe lo svilupparsi di pulsazioni inaccettabili della pressione del combustibile, viceversa un volume più ampio causerebbe una dilatazione del tempo di risposta durante i transitori o problemi di riempimento della capacità durante la fase di avviamento del motore. Il rail ha la forma di un parallelepipedo

molto allungato nel quale è stata ricavata una cavità cilindrica ed è realizzato in acciaio per resistere alle elevate pressioni in esso presenti durante l'esercizio. Alle estremità del rail sono praticati due fori filettati, il primo per il montaggio del sensore di pressione ed il secondo per l'introduzione di un tappo filettato, sul quale è possibile, per esempio, inserire una termocoppia per la misura della temperatura del combustibile presente nel rail.

- L'elettroiniettore (figura 2.4) prevede una sola alimentazione in alta pressione che, una volta raggiunto l'interno dell'iniettore, viene ripartita in due distinte parti, di cui una destinata principalmente all'alimentazione del polverizzatore, l'altra al controllo dell'asta di pressione. Entrambe le suddette parti di portata contribuiscono inoltre alla lubrificazione degli organi in movimento dell'elettroiniettore, grazie ai consistenti trafilamenti presenti in un sistema di iniezione lavorante a così elevate pressioni di esercizio. E' presente inoltre un ricircolo a pressione atmosferica, necessario per lo smaltimento del gasolio utilizzato per il funzionamento della valvola pilota e per il convogliamento dei trafilamenti sopra menzionati. La temperatura del gasolio ricircolato dall'elettroiniettore può raggiungere valori molto elevati (100 °C), perciò i ricircoli devono essere dotati di tubazioni adatte a queste temperature.

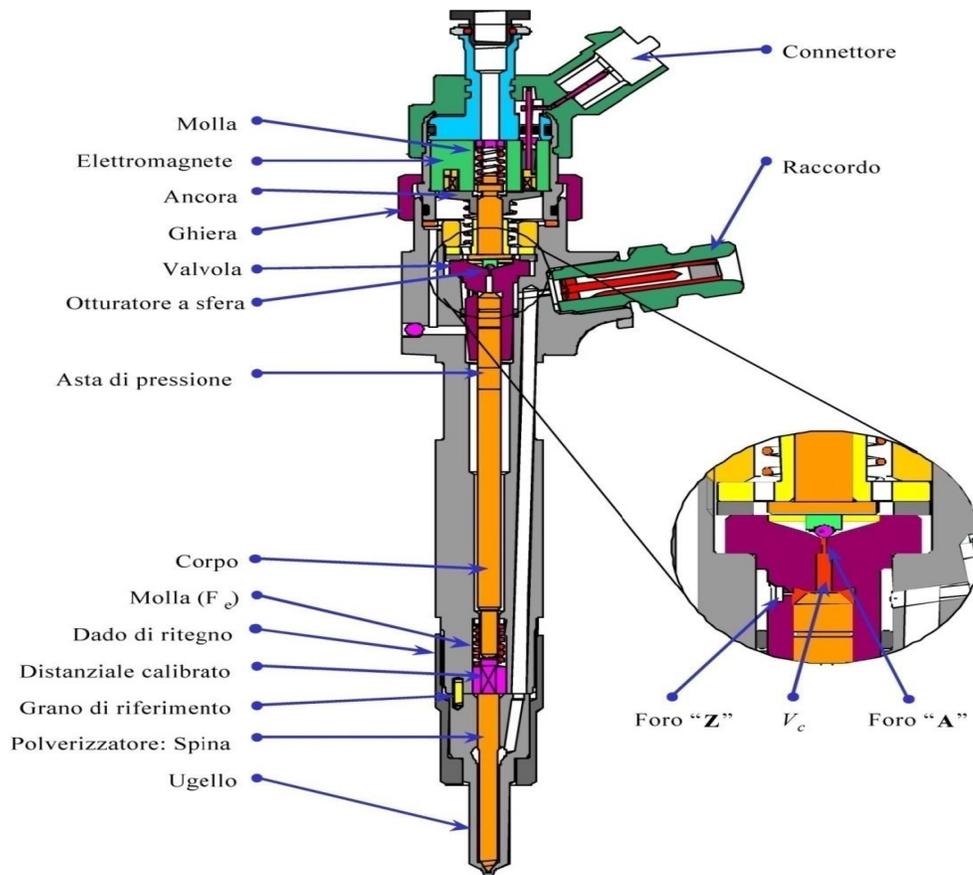


Figura 4 – Elettroiniettore

Fig. 2.4 Elettroiniettore

2.2.2 Funzionamento dell'elettroiniettore

Per meglio comprenderne il funzionamento, l'elettroiniettore può essere considerato come costituito da due parti:

1. l'attuatore/polverizzatore (figura 4.4), composto dall'ugello e dal complesso asta di pressione-spina
2. l'elettrovalvola di comando (figura 4.4) costituita dal solenoide e dalla valvola.

Il volume all'interno della valvola pilota ed immediatamente al di sopra dell'attuatore chiamato volume di controllo, ha un ruolo essenziale per il

funzionamento dell'elettroiniettore. Esso è alimentato in modo permanente con il gasolio di linea tramite un foro "Z" (dal tedesco Zufluss = ingresso). Lo scarico di questa capacità è affidato ad un secondo foro "A" (dal tedesco Abfluss = uscita), la cui apertura è controllata dalla elettrovalvola di comando.

Il gasolio contenuto nel volume di controllo esercita una pressione di intensità modulabile che agisce sulla superficie superiore dell'asta di pressione, avente area A_c ; la forza che agisce su tale area dipende quindi dalla pressione presente all'interno del volume di controllo.

-Attuatore/Polverizzatore

L'attuatore/polverizzatore è composto dall'ugello e dal complesso asta di pressione-spina. L'ugello viene alimentato dal gasolio in pressione quando il complesso asta di pressione-spina è in posizione sollevata. Il sollevamento di quest'ultima viene realizzato mediante uno squilibrio di forze contrapposte agenti su tale complesso.

Le forze agenti sul sistema asta di pressione-spina sono tre (figura 2.5).

- La forza elastica F_e , rivolta nella direzione di chiusura e dovuta alla molla che agisce sulla spina; tale forza garantisce la tenuta del polverizzatore quando la pressione di linea scende a zero, evitando gocciolamenti di combustibile nel cilindro.
- La forza F_c , agente anch'essa nella direzione di chiusura, dovuta alla pressione del gasolio presente nel volume di controllo. Tale pressione agisce sull'area superiore dell'asta di pressione.
- La forza F_a , rivolta nella direzione di apertura, dovuta alla pressione del combustibile presente nel volume di alimentazione ed agente sull'area della corona circolare delimitata all'esterno dal diametro di scorrimento della spina nell'ugello e all'interno dal diametro di tenuta della sede conica.

L'equilibrio del complesso asta di pressione – spina dipende dal bilancio di

queste tre forze. Quando l'iniettore non è eccitato, le pressioni nei volumi di alimentazione e di controllo sono identiche e pari alla pressione di linea fornita dal rail; in tali condizioni risulta essere: $F_c + F_e > F_a$ quindi, le forze di chiusura sono superiori a quelle di apertura; conseguentemente il complesso asta di pressione-spina è trattenuto in posizione di chiusura, garantendo la tenuta del polverizzatore. Affinché avvenga l'apertura della spina è necessario che la pressione nel volume di controllo diminuisca sino a che non sia verificata la seguente disequazione: $F_c + F_e < F_a$ in tale modo si viene a creare uno squilibrio tra le forze agenti sulla spina a favore del sollevamento della stessa.

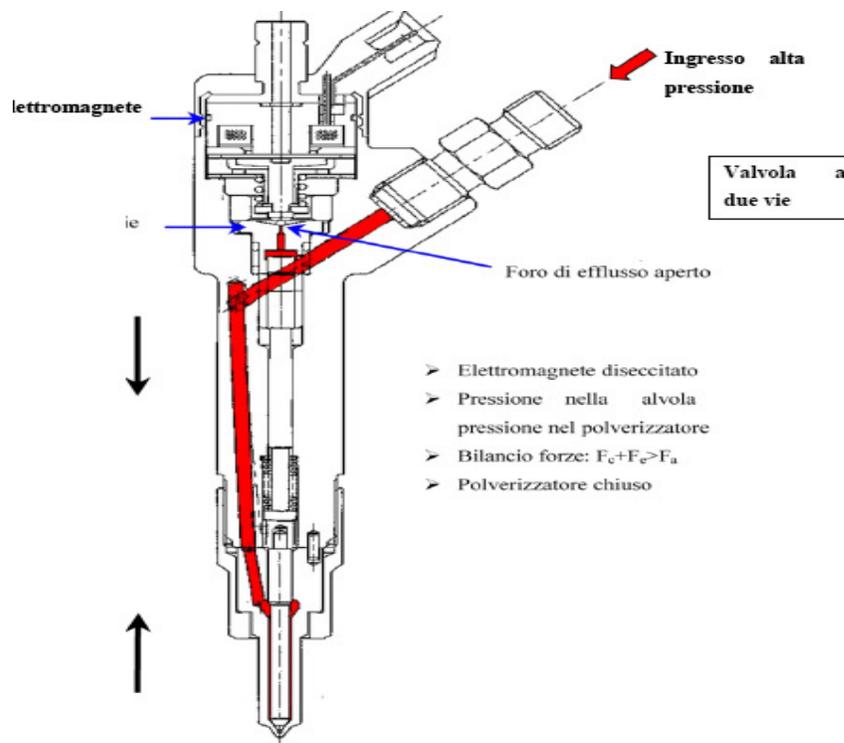


Fig 2.5

L'elettrovalvola di comando ha il compito di controllare la pressione presente nel volume di controllo e quindi di determinare l'istante in cui l'attuatore permette l'inizio della introduzione del carburante nella fase di introduzione stessa. La pressione nel volume di controllo viene determinata dall'apertura e dalla chiusura del foro A da parte di un otturatore a sfera comandato da un solenoide, tramite un ago pilota (ancora). In condizioni di riposo l'elettromagnete è diseccitato e l'ago pilota è tenuto in posizione di chiusura da una molla. Nel volume di controllo, alimentato dal foro Z, la pressione P_c è pari alla pressione di linea e di conseguenza le forze che agiscono nella direzione di apertura del complesso asta di pressione-spillo ($F_c + F_e$) sono preponderanti nei confronti della forza di apertura (F_a). In tali condizioni non si ha quindi introduzione di combustibile nel cilindro.

Eccitando l'elettromagnete si provoca l'alzata dell'ago pilota, consentendo all'otturatore a sfera di scoprire la luce del foro A.

Tale foro ha una sezione di efflusso maggiore di quella del foro Z: conseguentemente si determina uno scarico del gasolio presente nel volume di controllo. Quest'ultimo, non essendo più alimentato a sufficienza attraverso il foro Z (a causa della sua minor capacità di efflusso nei confronti del foro A) fa in modo che la pressione P_c vada diminuendo, e con essa la forza F_c agente sulla superficie superiore dell'asta di pressione.

Quando la diminuzione della forza F_c è tale da verificare la disuguaglianza $F_a > F_c + F_e$ allora comincia a sollevarsi il complesso asta di pressione-spina e ha inizio l'apertura del pulverizzatore. Questo movimento verso l'alto determina un avvicinamento della parte superiore dell'asta verso il foro A, determinando una riduzione del volume di controllo. In tale volume si instaura una particolarissima condizione di equilibrio dinamico dovuta, molto probabilmente, a moti microturbolenti che permettono all'asta di non andare in battuta; situazione che causerebbe l'immediata chiusura del foro A con

ovvie conseguenze. Il risultato macroscopico di questa situazione di equilibrio dinamico è costituito dall'effetto di galleggiamento dell'intero complesso asta di pressione–spina all'interno del combustibile.

Conseguentemente al sollevamento del complesso asta di pressione – spina, dal volume di alimentazione (costantemente rifornito di combustibile alla pressione di linea Pa), comincia a defluire il gasolio attraverso il polverizzatore ed inizia quindi l'introduzione di combustibile all'interno del cilindro.

La diseccitazione dell'elettromagnete provoca la chiusura del foro A, che determina a sua volta la rapida risalita della pressione nel volume di controllo fino al valore originario. Ciò determina il conseguente ripristino dell'equilibrio delle forze di pressione originariamente agenti sull'asta di pressione-spina ed il successivo ristabilimento del carattere di preponderanza, verso la direzione di chiusura, della risultante globale delle forze agenti complessivamente sull'organo in esame. A questo punto l'asta di pressione-spina scende e avviene l'interruzione dell'afflusso di combustibile al polverizzatore, dando quindi termine alla fase di iniezione. La rapida discesa dell'ancora, necessaria per ottenere una veloce chiusura del foro A, viene ottenuta tramite la molla M.

La rapidità di tale moto di discesa potrebbe essere causa di rimbalzi, provocati dall'urto dell'ancora sulla relativa battuta inferiore, con conseguenti incertezze di chiusura. Per ovviare a tale inconveniente si è dotato tale equipaggio mobile di un grado di libertà aggiuntivo in direzione assiale (figura 2.4) consentendo un moto relativo tra la parte superiore dell'ancora e quella inferiore, limitato però dall'interposizione di una molla. Tale accorgimento è efficace nella fase di discesa dell'ago pilota; infatti, non appena la parte superiore dell'ancora si stacca dalla sua battuta sovrastante, la

parte superiore dell'ancora si svincola da quella inferiore provocando una riduzione della massa battente che elimina i rischi di contraccolpi.

Il principio di funzionamento dell'elettroiniettore è illustrato nella figura 2.5, nel caso particolare di posizione a riposo.

2.3 Considerazioni sulla quantità di combustibile introdotta e sull'anticipo di iniezione

La quantità di combustibile introdotta ad ogni iniezione dipende essenzialmente da due parametri: la durata dell'apertura dello spillo e la pressione nel volume di alimentazione.

In prima approssimazione si può considerare che la pressione nel volume di alimentazione sia pari alla pressione di linea; tuttavia, durante l'iniezione si ha un lieve abbassamento della pressione dovuto all'iniezione stessa. Non potendo controllare e misurare la pressione nel volume di alimentazione, sia per le difficoltà di accesso sia per il breve tempo a disposizione, si assume come pressione di alimentazione la pressione misurata nel rail.

La durata dell'apertura dello spillo dipende dalla durata del comando elettrico ET (Energizing Time); infatti, maggiore è la durata del comando elettrico, maggiore è il tempo di permanenza dell'ago pilota nella posizione di apertura e maggiore è la durata di apertura dello spillo.

La durata effettiva dell'iniezione non è immediatamente correlabile alla durata del comando elettrico ed in genere la durata dell'iniezione effettiva è maggiore della durata del comando elettrico, in quanto il Tempo di Ritardo di Fine.

Iniezione (TRFI) è maggiore del Tempo di Ritardo di Inizio Iniezione (TRII).

Il ritardo tra l'inizio del comando elettrico e l'effettiva iniezione (TRII) deve essere tenuto in conto qualora si facciano considerazioni sull'anticipo di iniezione effettivo; infatti, il sistema di controllo Common Rail fa riferimento, per l'anticipo di iniezione, al comando elettrico e non all'effettivo inizio dell'iniezione.

Considerazioni analoghe valgono per la fine dell'iniezione effettiva. Di conseguenza, per valutare la reale quantità di combustibile introdotta sono necessari rilevamenti sperimentali "ad hoc", allo scopo di determinare le curve caratteristiche della quantità di combustibile introdotta in funzione di ET alle diverse pressioni di iniezioni.

2.3.1 Impianto elettrico

L'impianto elettrico è composto dai seguenti elementi:

- 1) Centralina elettronica (EPU/ECU)
- 2) Sensori
- 3) Attuatori

2.3.2. Centralina elettronica

La centralina elettronica Common Rail incorpora due unità:

- 1) EPU-Electronic Power Unit
- 2) ECU-Electronic Control Unit.

L'unità di potenza (EPU) è adibita al solo comando degli iniettori. In essa sono

contenuti i circuiti di potenza necessari per produrre l'eccitazione dei solenoidi

e realizzare il controllo degli elettroiniettori.

All'unità logica (ECU -Electronic Control Unit) è affidato invece il controllo elettronico dell'intero sistema: essa provvede all'elaborazione dei dati e al controllo della EPU; gestisce inoltre i comandi in PWM (Pulse With Modulation) per il regolatore di pressione, per l'attuatore dell'EGR e per l'attuatore della turbina a geometria variabile del gruppo di sovralimentazione.

2.3.3 Sensori

Il sistema Common Rail prevede i seguenti sensori:

- 1) sensore della velocità relativo alla rotazione motore
- 2) sensore di fase
- 3) sensore di posizione dell'acceleratore
- 4) misuratore di portata aria
- 5) misuratore di pressione combustibile
- 6) sensore di pressione atmosferica
- 7) sensore di temperatura aria
- 8) sensore di temperatura acqua
- 9) sensore di temperatura combustibile.

- Sensore di rotazione motore.

Ha il compito di rilevare la velocità di rotazione del motore e la sua posizione angolare. E' composto da un trasduttore a riluttanza magnetica variabile (pick-

up) affacciato su una ruota fonica (detta 60-2 denti) montata sull'albero motore. Il sensore invia alla centralina un segnale ogni 6° di rotazione dell'angolo di manovella. Tramite l'elaborazione di tali segnali è possibile determinare la velocità di rotazione del motore e la posizione angolare dell'albero.

- Sensore di fase motore.

Questo sensore è costituito da un pick-up affacciato su di una ruota fonica montata sull'albero di distribuzione e consente la fasatura delle iniezioni con i cicli dei vari cilindri. Tale sistema è reso necessario dal momento che un motore a quattro tempi non è possibile determinare quale sia il cilindro in fase compressione osservando solamente la posizione dell'albero motore, in quanto ogni singolo cilindro compie un intero ciclo soltanto ogni due giri di albero di manovella.

- Sensore di posizione acceleratore.

Rileva la posizione del pedale acceleratore per determinare la domanda di potenza richiesta dal guidatore. Il sensore è composto da un potenziometro collegato al pedale tramite alcuni leveraggi. Il segnale ricevuto dalla centralina viene trattato opportunamente per convertire il valore di tensione in un valore espresso in gradi, da 0 (pedale completamente rilasciato) a 90° (pedale premuto a fondo).

- Misuratore di portata aria.

Misura la quantità di aria fresca aspirata dal motore; tale quantità viene utilizzata nelle strategie per la limitazione della fumosità durante i transitori e per controllare l'EGR. Il misuratore utilizzato è del tipo a filo caldo, ed è disposto a valle del filtro ed a monte del compressore.

- Sensore di pressione combustibile.

Ha il compito di fornire un segnale di retroazione al circuito di regolazione della pressione di iniezione e di indicare il valore della pressione per il calcolo della durata di iniezione. E' montato direttamente sul rail e consente di misurare pressioni da 0 a 150 MPa (1500 bar).

-Sensore di pressione atmosferica.

Fornisce un valore indispensabile per il calcolo della portata d'aria di riferimento necessaria per il controllo dell'EGR.

- Sensore di temperatura aria aspirata

Fornisce un ulteriore valore indispensabile per il calcolo della portata d'aria di riferimento necessaria per il controllo dell'EGR.

-Sensore di temperatura acqua motore

Fornisce alla centralina un indice dello stato termico del motore, al fine di determinare le correzioni di portata combustibile, pressione iniezione, anticipo iniezione (sia pilota che principale) ed EGR durante l'avviamento a freddo e nelle fasi di riscaldamento del motore.

-Sensore di temperatura combustibile.

Consente di monitorare la temperatura del gasolio che in tale sistema può raggiungere valori elevati (100°C).

Capitolo 3

IL MOTORE VD007

3.1 Generalità

Il VD007 è un motore ad accensione spontanea common-rail, con dodici cilindri a V di 60°, 20496 cc di cilindrata e 2200 CV di potenza erogata a 5000 rpm. Concettualmente ispirato a motori quali il Daimler-Benz605 ed il Rolls-Royce Merlin, il VD007 deriva dalla trasformazione di un motore ad accensione comandata in un motore ad accensione per compressione. Il DB605 ed il RR Merlin sono motori la cui progettazione risale agli anni antecedenti la seconda guerra mondiale. In dotazione rispettivamente all'aviazione tedesca ed inglese, furono i motori che segnarono un grande passo in avanti per lo sviluppo dei motori aeronautici.

Il DB605 infatti è stato il primo ad essere dotato di diversi sistemi molto innovativi per l'epoca, quali, ad esempio, un sistema di iniezione meccanica collegato ad un compressore in grado di autoregolare il proprio regime di rotazione in base alla densità dell'aria relativa alla quota di volo, alla posizione della manetta ed alla velocità di avanzamento, nonché al numero di giri del motore. La presenza di un sistema di iniezione consentiva al motore un continuo pescaggio di carburante, onde evitarne lo stallo durante le brusche picchiate e risalite che il velivolo doveva compiere durante i combattimenti, permettendone picchiate di quasi 90° (con elevate accelerazioni negative) senza conseguenze catastrofiche, contrariamente a

quanto accadeva ad altri velivoli del tempo, quali l'inglese Spitfire in dotazione alla Raf.

Il motore RR Merlin invece era diventato uno dei motori d'aereo più affidabili al mondo, tanto che poteva essere mantenuto alla massima potenza per tutta la missione di bombardamento, di solito della durata di circa otto ore, senza che si registrassero inconvenienti.



Un Rolls-Royce Merlin esposto presso il Pearce Air Force Base Western Australia



Un Daimler-Benz DB 601 A parzialmente sezionato

Le modifiche effettuate sul DB6O5 hanno condotto allo stravolgimento fisico di tale motore. In particolare, sono stati modificati :

1. corsa e alesaggio;
2. cilindrata e rapporto di compressione;
3. rotazione a regime dell'albero motore;
4. trasformazione da motore Benzina a Diesel;
5. peso complessivo.

In particolare, la trasformazione del motore da benzina a diesel ha comportato:

- la necessità di un sistema di iniezione per dosare e fasare correttamente il combustibile durante il ciclo;
- potenze specifiche inferiori, passando dai 30-40 CV/litro di un ciclo Otto ai 15-20 CV/litro di un ciclo Diesel;
- la realizzazione di una polverizzazione efficiente del combustibile per permettere una intima miscelazione con il comburente da cui dipende la bontà della combustione;
- l'irrobustimento del motore per consentire il raggiungimento dei rapporti di compressione necessari affinché la miscela si accenda, causando, inevitabilmente, un appesantimento del motore, che contrasta con l'esigenza tipicamente aeronautica di avere motori potenti ma leggeri.

I vantaggi dell'utilizzo del nuovo motore sono:

- combustibile più economico;
- affidabilità elevata;
- combustibile non infiammabile in condizioni ambientali, che quindi garantisce in modo naturale una maggiore sicurezza in caso di perdite od incidente;

- rendimenti superiori (in un ciclo Otto $\eta = 0,20 \div 0,27$; mentre per un ciclo Diesel $\eta = 0,33 \div 0,37$).

3.2 Potenza ottenibile dal VD007

La potenza massima raggiungibile è stata calcolata basandosi su considerazioni relative alla portata volumetrica consentita dall'iniettore. Allo stato attuale dell'arte un iniettore moderno può raggiungere i 160 mm^3 di combustibile iniettato per detonazione.

Ipotizzando un rendimento termodinamico del motore pari a 0,33, certamente ottenibile, sapendo che il gasolio ha potere calorifico inferiore K_i pari a 10000 kcal/kg, il consumo specifico q sarà dato da:

$$q = 1 / (\eta * K_i) = 0,3 \text{ g/kcal} = 245 \text{ g/kWh}$$

Il consumo totale orario Q sarà pari alla potenza erogabile ancora incognita P per il consumo specifico:

$$Q = P * q = 245 P \text{ kg/h}$$

Il numero di detonazioni orarie è uguale alla metà del numero di rotazioni al minuto, poiché in un motore a 4 tempi ogni ciclo si completa in due giri di albero a gomiti:

$$d = 5000 \times 60 \times 0.5 = 114000 \text{ detonazioni/h}$$

La quantità di combustibile da iniettare in ogni cilindro per ogni ciclo è pari a:

$$c = \frac{Q}{d \cdot \rho \cdot n_c}$$

dove n_c è il numero dei cilindri (12) e ρ è la densità del combustibile (0.9 kg/dm³).

Combinando le relazioni sopra scritte si ottiene che:

$$P = \frac{2 \cdot c \cdot \rho \cdot n_c}{q} = 1608KW = 2187CV$$

3.3 Caratteristiche dimensionali dello stantuffo

Si propone di seguito un confronto tra le caratteristiche dimensionali del VD007 e del DB605

- Alesaggio: 142 mm contro 154 mm del DB 605;
- Corsa: 108 mm contro 160 mm ;
- Cilindrata unitaria: 1708 cm³ contro 2980 cm³ ;
- Altezza: 100 mm contro 120mm ;
- Volume nocivo: 15,8 cm³ contro 18,6 cm³ .

Capitolo 4

IL MANOVELLISMO DI SPINTA

4.1 Generalità

Il manovellismo di spinta di un motore è composto dagli organi meccanici che hanno il compito di trasformare il moto rotatorio dell'albero motore nel moto rettilineo alternativo del pistone. La trasformazione di tale moto avviene per mezzo di bielle e manovelle, collegate rispettivamente con pistone (tramite spinotto) ed albero (serraggio con viti o forzamento).

4.2 Le bielle

Le bielle sono gli organi collegati ai pistoni tramite gli spinotti ed alle manovelle tramite i perni di manovella. Sono organi soggetti esclusivamente a sforzo assiale e la loro disposizione e geometria sono di fondamentale importanza per il funzionamento ottimale del motore. Nel nostro caso si è scelto di utilizzare bielle a coltello con disposizione a 180° per bielle contigue. Il montaggio avviene sul perno di manovella e la semplicità costruttiva, dovuta all'assenza delle viti, porta notevoli vantaggi anche in termini resistenziali. Lo studio dei carichi (analisi FEM) condotto dall'ingegner Franco Andrea ha portato alla geometria mostrata in figura 4.1. La distanza tra l'asse dello spinotto ed il perno di manovella è di 280 mm.

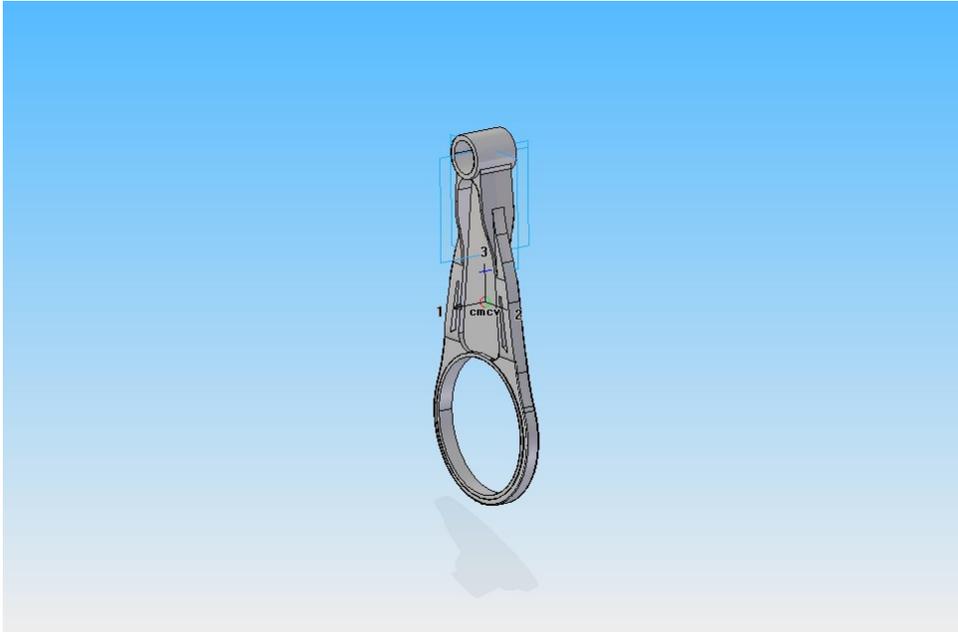
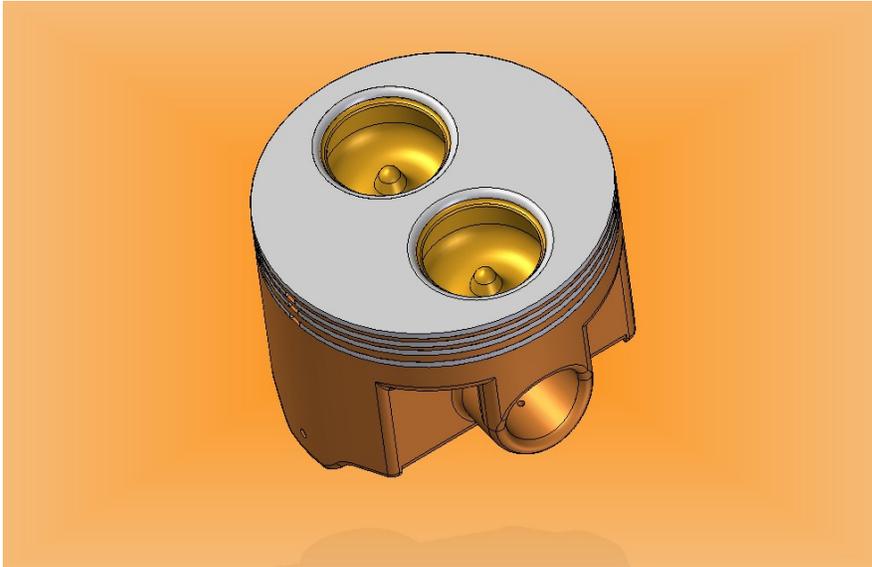


Fig 4.1

4.3 I pistoni

Nei motori ad accensione per compressione ad iniezione diretta, è pratica comune realizzare la camera di combustione direttamente sul cielo del pistone. Il suo disegno genera maggiori complicazioni di progettazione le quali vengono accettate solo in vista dei vantaggi che tale soluzione in definitiva comporta.

Per il pistone del VD007 è stata realizzata una doppia camera di combustione (fig. 2.3) a bordo rientrante la cui geometria è stata derivata dalla soluzione adottata sul motore FIAT 1900 JTD modificandola opportunamente per adattarla al maggiore alesaggio



Le due camere di combustione sono disposte lungo l'asse dello spinotto, allo scopo di evitare indesiderabili sfarfallamenti, ed esse raggiungono un volume di 102 cm³.

4.4 L'albero motore

L'albero motore è l'organo rotante al quale vengono collegati tutti i componenti del manovellismo di spinta. Detto anche albero a gomiti, è formato da una o più manovelle : si tratta quindi di un albero provvisto di uno o più perni di manovella , detti anche bottoni di manovella , su cui si articolano le teste di biella , i 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 . 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 lubrificazione degli alberi a gomito, delle bronzine di banco e di biella , di solito è 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 .

4.4.1 Il nostro albero

La soluzione adottata per il nostro motore è del tutto innovativa. La disposizione allineata delle maschette, montate per forzamento, permette di ottenere un albero di estrema semplicità. Infatti esso è costituito da una barra a sezione circolare la cui fabbricazione richiede una semplice estrusione. Su di esso vengono montate, sempre per forzamento, anche le bielle.

Con questa disposizione l'albero risulta essere isostatico e visto l'abbattimento dei costi di lavorazione alle macchine utensili è possibile utilizzare per la sua produzione un acciaio di ottima qualità.

Dunque i vantaggi sono notevoli sia in termini economici che strutturali.

In figura 4.2 è mostrato l'albero con le maschette ed il perno di banco all'estremità.

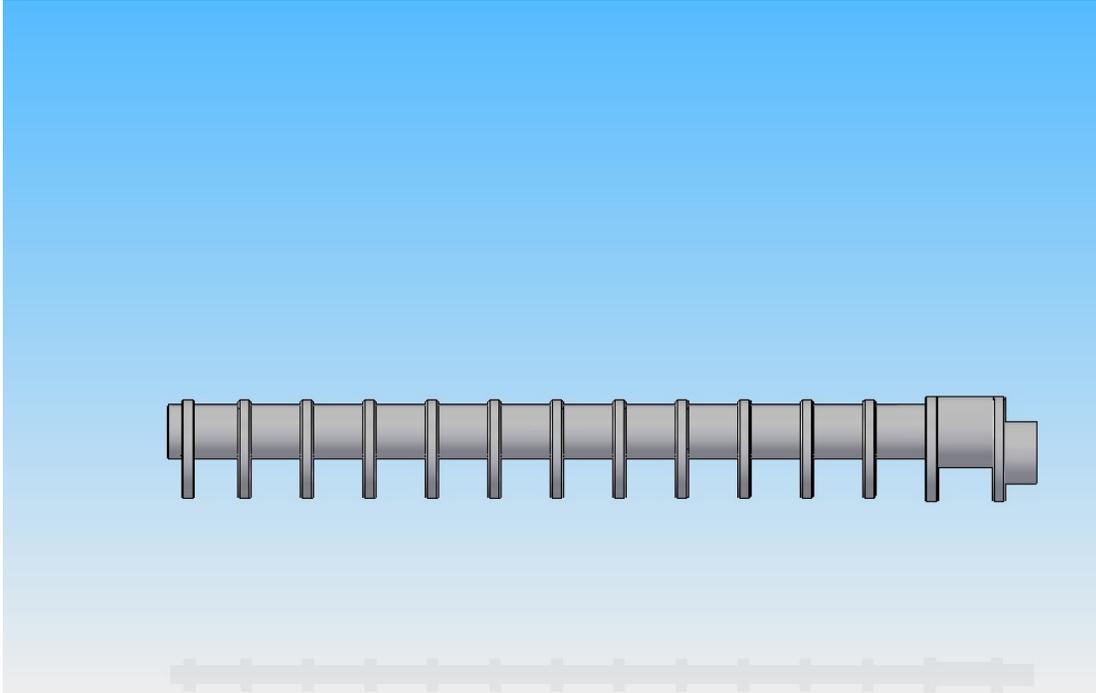
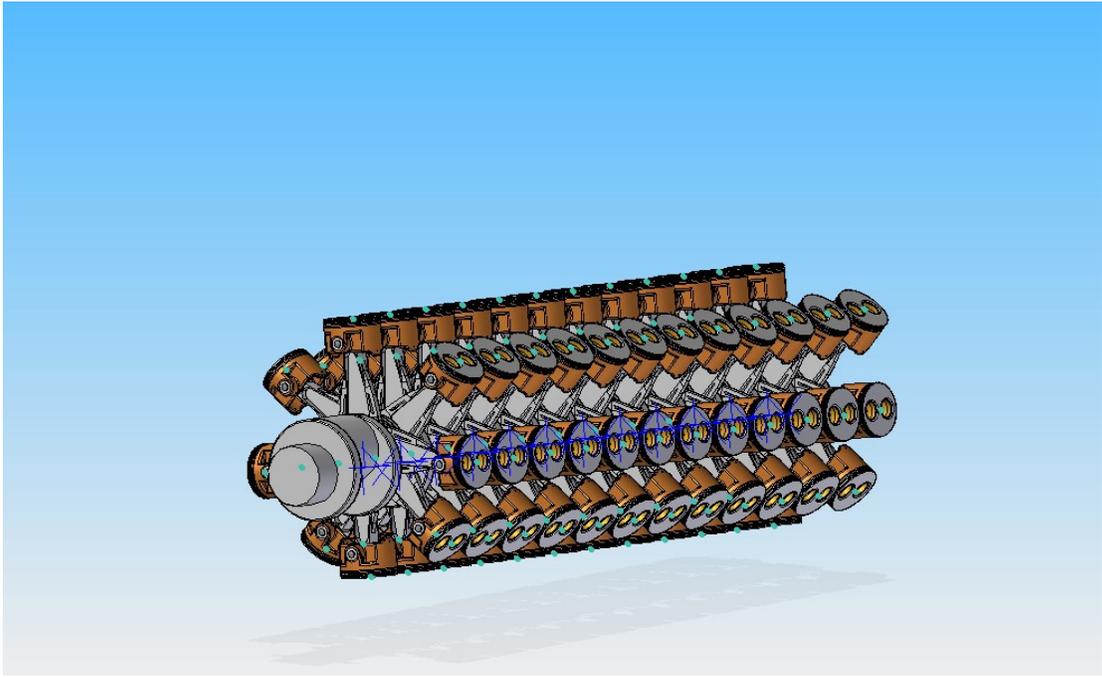


Fig 4.2

4.5 L'otto penne

L'architettura di questo motore è stata studiata per ridurre al minimo l'ingombro assiale dell'albero e di conseguenza di tutto il motore. La disposizione delle bielle, e quindi dell'asse della corsa dei pistoni, è a doppia X sovrapposta; grazie a questa disposizione le forze di inerzia si annullano. La distanza tra due maschette contigue è di 128 mm ed è data dalla somma degli spessori delle bielle (16 mm). Dunque l'otto penne risulta essere un motore molto raccolto ma allo stesso tempo in grado di raggiungere potenze elevatissime. L'unità dell'otto penne si ripete assialmente per 12 volte, ottenendo così un motore da 96 pistoni di estrema semplicità nonostante l'elevato numero di pistoni.

In figura 4.3 è mostrato un assemblato dell'albero.



Capitolo 5

IL BASAMENTO

5.1 Generalità

Il guscio che racchiude al suo interno l'albero motore e tutti i suoi componenti (bielle e pistoni) prende il nome di basamento. La sua progettazione e realizzazione sono pertanto subordinate alla forma e configurazione dell'albero motore e dell'imbiellaggio. Infatti, nel caso del motore "otto penne", il basamento ha necessariamente una geometria ottagonale, dal momento che i suoi lati devono essere paralleli ai cieli dei pistoni. In particolare i cieli dei pistoni devono essere complanari dei lati dell'ottagono quando la loro posizione si trova a "punto morto superiore".

Il basamento generalmente è provvisto dei cilindri all'interno dei quali vengono montate le canne ove è poi possibile far operare i pistoni nel loro moto rettilineo alternativo. Tuttavia la soluzione finale adottata per il nostro motore ha visto le canne realizzate di pezzo per fusione. Ciò si è reso necessario per una maggiore resistenza strutturale. Le altre soluzioni, antecedenti alla soluzione finale, verranno illustrate di seguito.

5.2 Il basamento a geometria regolare

E' la geometria più semplice da realizzare ed è stata la prima ad essere oggetto di studio di questa tesi. Tuttavia la sua realizzazione, peraltro semplice ed immediata, è adatta solo per motori otto penne complanari. Infatti nel caso di un otto penne non complanare (caso in esame) si creano delle inevitabili interferenze tra i pistoni ed i cilindri che rendono impossibile il funzionamento regolare del motore. Quindi questa soluzione, illustrata in figura 5.1, è stata accantonata in fase di progettazione essendo adatta per imbiellaggi che richiedo l'utilizzo di bielle a forchetta e non a coltello come nel nostro caso.

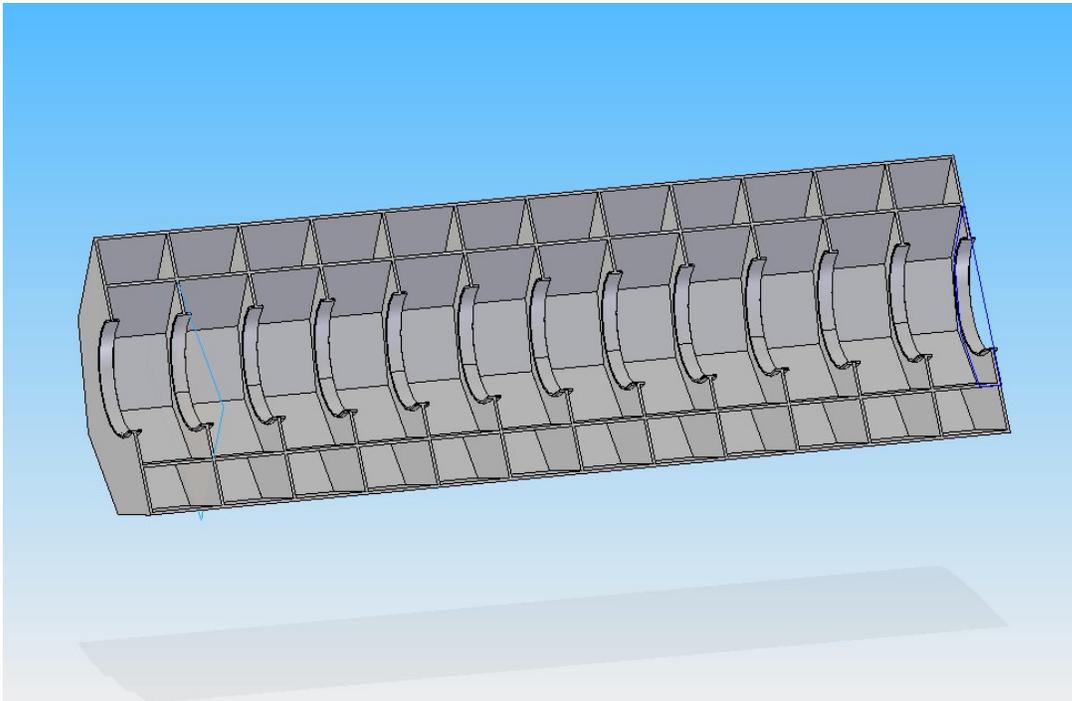


Fig 5.1

5.3 La soluzione a ventaglio

La seconda soluzione oggetto di studio ha visto la realizzazione di una superficie a “ventaglio” per evitare le interferenze tra pistoni e cilindri. Partendo dalla superficie più esterna, ricavata in funzione del primo pistone (quello più esterno) montato sull’albero, si è proceduto a ricavare le superfici adiacenti alla prima distanziandole assialmente della distanza tra l’asse della prima biella e quelle consecutive. La superficie ricavata risultava essere pertanto una sorta di “scala a chiocciola”.

Anche questa soluzione è stata accantonata dal momento che la disposizione delle bielle consecutive, inizialmente collocate a 45° per bielle contigue, è stata modificata posizionando le bielle adiacenti a 180° .

In figura 5.2 è mostrata la soluzione a ventaglio.

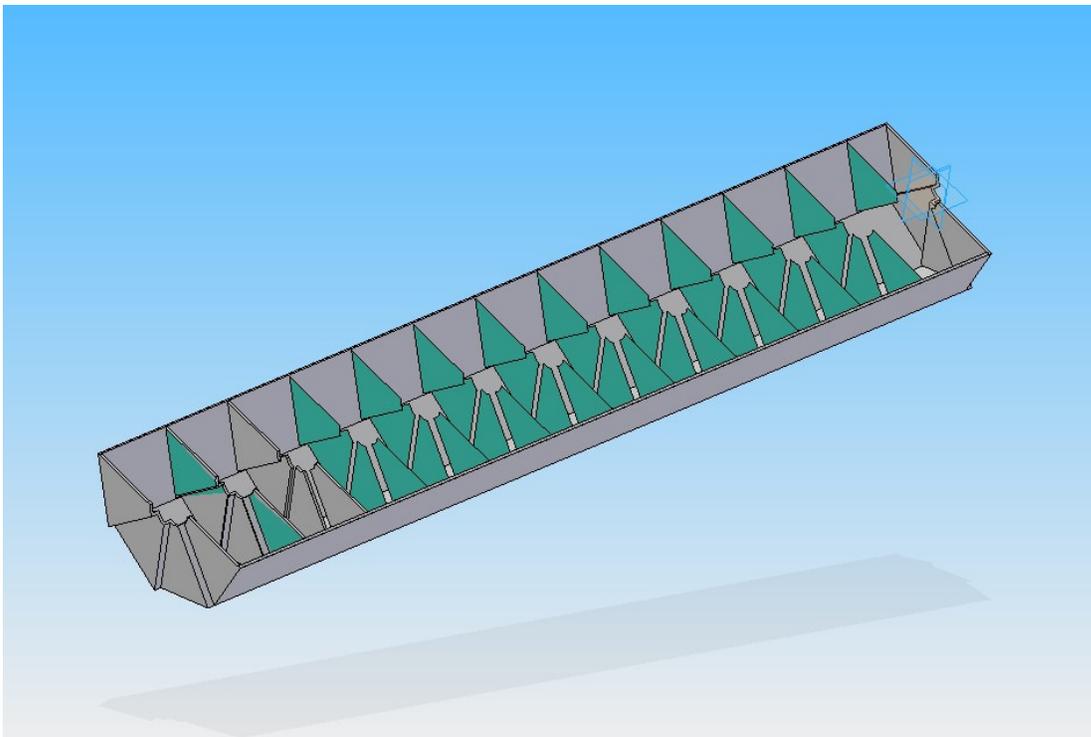


Figura 5.2

5.4 Il basamento ottagonale irregolare

Per risolvere i problemi di interferenza presentatisi nei casi precedenti, è stato necessario modificare la geometria planare delle basi dell'ottagono. Infatti, vista la disposizione a 180° delle bielle adiacenti, anche i piani dell'ottagono devono essere sfalsati per accogliere correttamente le bielle ed i pistoni. La geometria che ne risulta è pertanto irregolare e di complessa realizzazione. Questa è però compensata dalla estrema semplicità dell'albero intorno al quale si è costruito il basamento.

La realizzazione del basamento irregolare ha visto diverse varianti in fase di progettazione al fine di trovare la soluzione ottimale sia in termini economici che strutturali. Infatti la prima soluzione presentava delle nervature trasversali che sono state in seguito sostituite con protrusioni longitudinali. Inoltre le canne venivano montate successivamente alla realizzazione del basamento in fonderia. Questa soluzione, mostrata in figura 5.3, non dava garanzie strutturali e presentava problemi non banali per quanto riguarda la fase di montaggio e bloccaggio dell'albero motore.

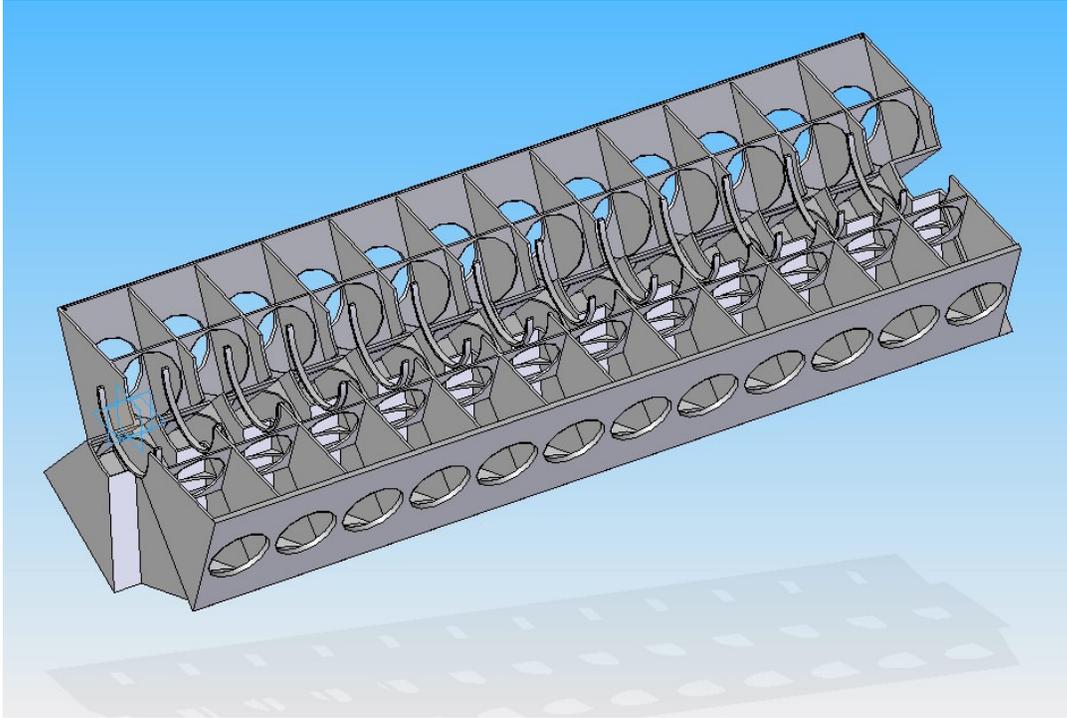
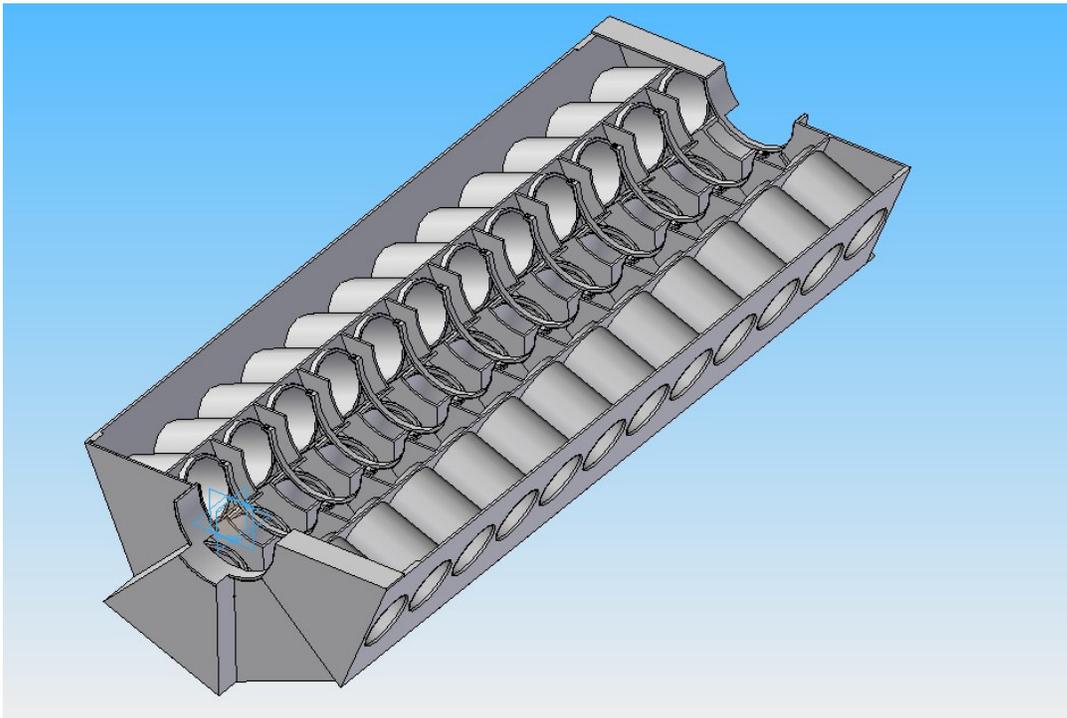


Figura 5.3

5.5 La soluzione finale

La soluzione finale per il basamento prevede la realizzazione della canne di pezzo in fusione con il basamento stesso. Questa configurazione si è resa necessaria per problemi strutturali vibrazionali. Infatti il basamento è soggetto a notevoli sforzi tensionali, dal momento che la pressione effettiva su di un singolo pistone al momento dello scoppio è di 240 bar e lo scoppio avviene contemporaneamente per 12 pistoni. Le nervature trasversali sono state eliminate lasciando spazio a quelle longitudinali che hanno anche la funzione di barriere di separazione per le piscine per l'acqua di raffreddamento, necessaria per il funzionamento del motore.

In figura 5.4 è mostrata la parte inferiore del basamento (composto ovviamente da due semi ottagoni). Si possono notare chiaramente anche le sedi per le maschette dell'albero, sulle quali verranno montate le bronzine per il corretto rotolamento.



Per quanto riguarda il bloccaggio dell'albero sulle sedi delle maschette è stato necessario studiare una soluzione che prevedesse il fissaggio delle maschette stesse con dei cappellotti realizzati appositamente per questo motore. Ciò si è reso necessario dal momento che non è stato possibile realizzare la parte superiore del basamento come copia speculare della parte inferiore. Infatti il ridottissimo spazio tra l'ultimo pistone di una unità da 8 ed il primo pistone dell'unità successiva non permetteva il montaggio dei due gusci del basamento. La soluzione con il montaggio dei cappellotti, muniti di fori filettati M12, è mostrata in uno spaccato dell'assemblato in figura 5.5

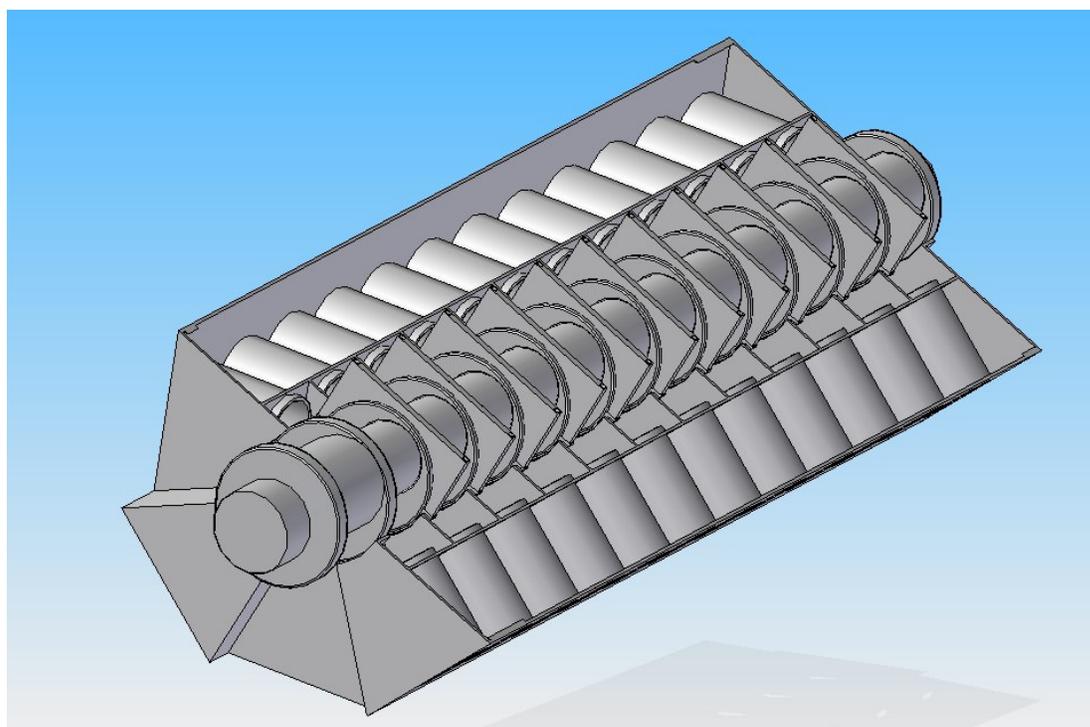


Figura 5.5

5.6 Il basamento finito

Il completamento del basamento si ottiene unendo i due semi gusci mediante le viti di serraggio M14 (viti mordenti). In figura 5.6 è mostrato il disegno complessivo dell'assemblaggio con albero e pistoni.

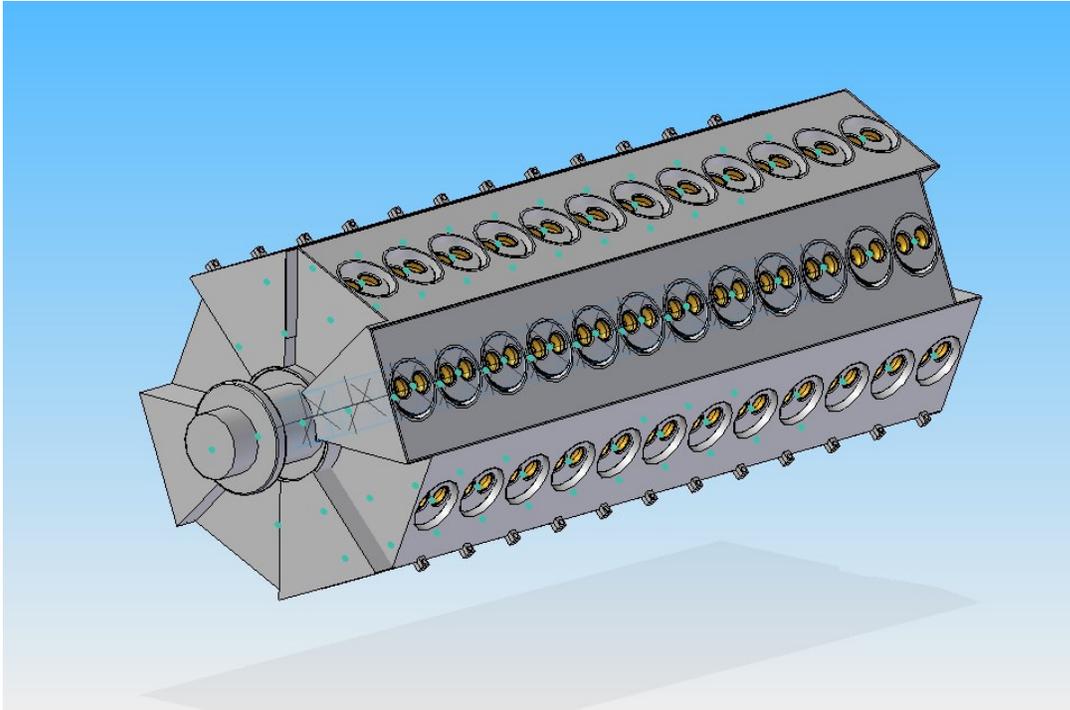


Figura 5.6

Il materiale utilizzato per la realizzazione dei due gusci del basamento è una ghisa CGI.

CONCLUSIONI

La scelta del basamento ottagonale a geometria irregolare è stata dettata dalla necessità di evitare interferenze tra pistoni e canne e di permettere il raffreddamento di queste ultime creando una piscina per l'acqua che lambisce i cilindri. Inoltre, la soluzione di creare le canne di pezzo in fusione col basamento stesso è sembrata più sicura in termini resistenziali rispetto alla disposizione tradizionale, con le canne che vengono inserite in fase di montaggio.

Il risultato ottenuto è stato particolarmente soddisfacente per quanto riguarda le dimensioni finali. Infatti l'ingombro assiale del basamento è di appena 1961 mm, di gran lunga inferiore alle attuali unità operanti in mare aperto.

Sviluppi futuri

Il passo successivo per la realizzazione del basamento è la verifica strutturale dei suoi componenti con software agli elementi finiti (analisi FEM).

Inoltre è ipotizzabile un nuovo studio sulla geometria ottagonale del basamento per ridurre ulteriormente gli ingombri.

Bibliografia

Ferrari G. “ **Motori a combustione interna** “

Bocchi G. “ **Motori a quattro tempi** “

Minelli G. “ **Motori endotermici alternativi** “

Funaioli E., Maggiore A., Meneghetti U. “ **Lezioni di meccanica applicata alle macchine** “

Nuovo Colombo, Hoepli “ **Manuale dell’ Ingegnere** “

Manfè G., Pozza R., Scarato G. “ **Disegno meccanico** “

Giacosa D. “ **Motori endotermici** “

Straneo S.L., Consorti R. “**Disegno di costruzioni di macchine Vol.I-II-III**“

Shigley J., Mishke C., Budynas R. “ **Progetto e costruzione di macchine** “

- Tesi di laurea consultate :

Ing. Alessandro Grandi

“**OTTIMIZZAZIONE STRUTTURALE DI UN ALBERO MOTORE
DI UN MOTORE DIESEL AERONAUTICO
DI GROSSA CILINDRATA** “

Ing. Michele Avaltroni

“**STUDIO DI UN IMBIELLAGGIO DI UN MOTORE DIESEL 4 TEMPI PER NAVI DI
GRANDI DIMENSIONI**”

SOFTWARE utilizzati:

Microsoft Word – Microsoft Corporation

Microsoft Power Point – Microsoft Corporation

Solid Edge v18

RINGRAZIAMENTI

Ringrazio i miei genitori Franca & Felice per avermi sostenuto ininterrottamente in questi difficili anni universitari e per aver creduto nelle mie potenzialità.

Ringrazio mia sorella Marina e mio fratello Stefano per i loro consigli sempre utili e costruttivi.

Ringrazio il Professor Luca Piancastelli e l'ingegner Cristina Renzi per il sostegno continuo nel periodo di realizzazione di questa tesi di laurea.

Ringrazio inoltre Francesca e tutte le persone che mi sono state vicine in questi anni.