

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA

IN INGEGNERIA MECCANICA

Sede di Forlì

ELABORATO FINALE DI LAUREA

In Disegno Assistito dal Calcolatore

**STUDIO, OTTIMIZZAZIONE E VALUTAZIONE
PRESTAZIONALE DI UN DIESEL PER ELICOTTERO**

CANDIDATO

Alessio Acciarini

RELATORE

Prof. Ing. Luca Piancastelli

Anno Accademico 2010/11
Sessione III

INDICE

	Pagina
Introduzione _____	6
 Capitolo 1 – Cenni teorici motore Diesel	
1.1 Generalità _____	7
1.2 L' aspirazione _____	10
1.3 La compressione _____	11
1.4 La combustione _____	12
1.5 L' espansione _____	15
1.6 Lo scarico _____	16
 Capitolo 2 – Motore Diesel impiegato	
2.1 Caratteristiche principali _____	17
2.2 Sovralimentazione _____	18
2.3 Iniezione _____	24
 Capitolo 3 – Elaborazione del motore	
3.1 Premessa _____	33
3.2 Sostituzione del turbocompressore _____	33
3.3 Dimensionamento del turbocompressore _____	35
3.4 Maggiorazione intercooler _____	40
3.5 Modifica all'impianto di aspirazione _____	45
3.6 Sostituzione impianto di scarico _____	47

3.7 Impianto di raffreddamento	50
3.8 Altre modifiche	51
3.9 Risultato ottenuto	51

Capitolo 4 – Trasmissione della coppia

4.1 Premessa	53
4.2 Moltiplicatore di giri	54
4.3 Convertitore di coppia	56
4.4 Main Gear Box (MGB)	58

Capitolo 5 – Confronto del motore Diesel con il turboalbero

5.1 Eurocopter EC 120 Colibrì	59
5.2 Arrius 2F Turbomeca	61
5.3 Motore Diesel V8 4.2 TDI	63

Conclusioni	67
--------------------	----

Bibliografia	69
---------------------	----

Ringraziamenti	70
-----------------------	----

Introduzione

Quasi tutti gli elicotteri odierni utilizzano come sistema di propulsione un motore turboalbero. Tale motore è una classica turbina a gas.

Il principio di funzionamento è il seguente: l'aria è aspirata e compressa dal compressore che la immette in camera di combustione. Qui viene miscelata al combustibile; in seguito i gas combusti passano nella turbina dove hanno la possibilità di espandersi, cedendo energia alla turbina stessa. La turbina trascina il compressore e l'energia netta risultante viene utilizzata direttamente come energia meccanica per muovere l'elica.

Questo genere di propulsore offre indubbi vantaggi, primo fra tutti quello di generare un'elevatissima potenza in rapporto al peso; il rovescio della medaglia è che consumano tantissimo carburante.

Questo risulta altamente penalizzante per gli elicotteri di piccola taglia dove il funzionamento può venire a costare diverse centinaia di euro per ora, rendendone difficile l'ammortamento.

Un motore diesel a pistoni odierno permetterebbe comunque di avere un'ottima potenza garantendo consumi inferiori del 40% rispetto ad un motore convenzionale; oltretutto un motore diesel turbocompresso avrebbe un migliore rendimento alle elevate altitudini.

Questo è il ragionamento che ha portato diversi costruttori del settore ad interessarsi all'utilizzo di motori diesel di ultima generazione al posto dei motori turboalbero.

Lo studio svolto in questa tesi si muove proprio in questa direzione:

il progetto ha riguardato l'installazione di un motore turbodiesel automobilistico di ultima generazione (opportunamente modificato) su un elicottero leggero, in sostituzione del propulsore turboalbero originale.

Capitolo 1 - Cenni teorici motore Diesel

1.1 Generalità

Il motore Diesel è caratterizzato dal fatto di aspirare il solo comburente, ovvero l'aria e di comprimerlo fino al raggiungimento di quelle condizioni di temperatura e pressione tali per cui, introducendovi il combustibile, questo possa accendersi in maniera spontanea, sviluppando energia. Il ciclo che descrive il comportamento teorico di tale motore, è il ciclo Diesel, il cui diagramma indicatore è riportato nella figura 1.1.

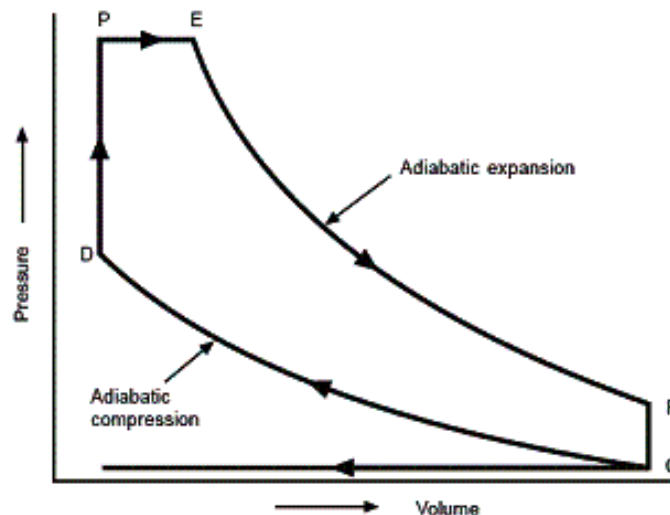


Figura 1.1 – Diagrammi indicatore ciclo Diesel teorico.

Tale diagramma riporta l'andamento della pressione che agisce sul pistone in funzione del volume spazzato da quest'ultimo. Da qui si vede che l'aspirazione viene fatta a pressione costante, poi si ha una compressione adiabatica (tratto C-D), introduzione di calore prima a volume costante poi a pressione costante (tratto D-E) ed infine un'espansione adiabatica (tratto E-F) seguita dallo scarico.

Dal momento che i fluidi in gioco non sono ideali e che il motore presenta varie tipologie di perdite, si userà il diagramma indicatore reale riferito al ciclo Sabathè (Figura 1.2).

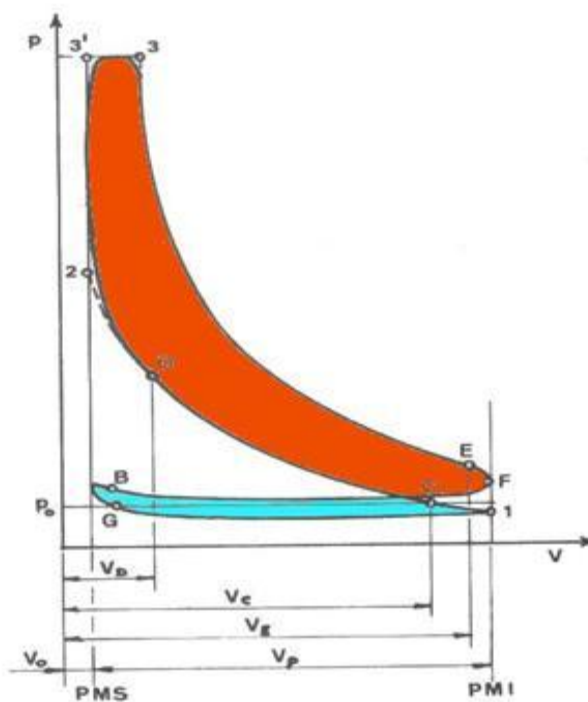


Figura 1.2 – Diagramma indicatore reale ciclo Sabathè.

L'area colorata in rosso rappresenta il lavoro ideale ottenibile da ogni ciclo, mentre l'area in azzurro mostra il lavoro di pompaggio, dovuto al fatto che durante le fasi di aspirazione e scarico il motore funge da pompa, per cui il suo operato non può essere gratuito. Sempre dalla figura, si nota che la fase di aspirazione (tratto B-G-1) avviene ad una pressione inferiore rispetto a quella atmosferica, principalmente a causa delle perdite di carico che subisce il 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 indica il momento in cui viene iniettato il combustibile che, come si nota, avviene con anticipo rispetto al punto morto superiore (PMS), al fine di compensare il ritardo di accensione tipico del gasolio.

Una volta raggiunte le condizioni di accensione, si assume che la prima parte della fase di combustione avvenga a volume costante, dato il rapido innalzamento delle pressioni. La seconda parte del processo è stata ipotizzata a pressione costante, dato che sussiste una sorta di compensazione 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 raccolto durante la fase di espansione che termina prima del raggiungimento del PMI, aprendo la valvola di scarico in anticipo, al fine 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 richiede di 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).

Infine, si noti come nel tratto B-G siano aperte contemporaneamente le valvole di scarico ed aspirazione.

1.2 L'aspirazione

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

Le perdite di carico, che il fluido operatore incontra entrando nel motore, sono dovute a perdite per attrito incontrate nel sistema di aspirazione, le quali dipendono dalla forma e dalle dimensioni dei condotti che creano una depressione. Inoltre sono anche dovute alla presenza di gas residui nel cilindro che, espandendosi, ritardano l'inizio dell'ammissione. Ulteriore fenomeno di disturbo risulta essere il riscaldamento della carica aspirata operato dalle pareti del cilindro e dei condotti di aspirazione, riducendo così la densità dell'aria aspirata.

Nel suo movimento dal PMS al PMI, il pistone genera un volume libero V_p ; quindi teoricamente la massa d'aria entrante nel cilindro potrebbe essere pari a V_p/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. In realtà, per i motivi sopra elencati, viene aspirata solo una frazione η_v della massa ideale.

La massa M_a di carica fresca effettivamente aspirata risulta quindi essere:

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

dove η_v è il rendimento di carica.

Di solito η_v aumenta con l'aumentare del rapporto di compressione e della pressione di aspirazione, mentre diminuisce all'aumentare della pressione dei gas residui, della temperatura e dell'attrito sui condotti di aspirazione.

Tali condotti, quindi, devono essere progettati correttamente; infatti le perdite di carico si possono ritenere direttamente proporzionali alla loro lunghezza e al quadrato della velocità di attraversamento e inversamente proporzionali rispetto al diametro degli stessi.

Il rendimento di carica risulta essere fortemente influenzato anche dal regime di rotazione. In particolare si nota un iniziale aumento di η_v all'aumentare del numero di giri e successivamente una diminuzione.

1.3 La compressione

Dalla figura 1.2 si nota che la fase di compressione ideale inizia nel punto C e segue il tratto C-2 (linea tratteggiata); nella realtà la compressione termina nel punto D, in cui avviene l'iniezione del gasolio. Successivamente si ha un rapido aumento di pressione dovuto essenzialmente alla combustione.

Inizialmente il fluido si trova ad una temperatura inferiore rispetto alle pareti del cilindro, pertanto 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; dal momento che quest'ultima è la parte predominante, si può dire che la compressione è una trasformazione a sottrazione di calore.

La temperatura e la pressione del fluido al punto D sono pari a:

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

dove n_c risulta essere il grado della politropica che meglio approssima la compressione ottenuta e dipende da vari fattori. Nei rispettivi cicli ideali, dove non si tiene conto dell'anticipo di iniezione, in corrispondenza del punto 2 si ha:

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

dove V_C/V_2 è il rapporto di compressione del motore.

Il grado della politropica n_c aumenta al diminuire del rapporto tra la superficie delle pareti di scambio e il volume del cilindro, e quindi al diminuire della cilindrata unitaria e del rapporto corsa/alesaggio.

Anche il tipo di raffreddamento incide su n_c : in particolare nei motori raffreddati a liquido, dove le pareti del cilindro sono più fredde, si riscontrano valori inferiori rispetto ai motori raffreddati ad aria. In più, si ha che n_c aumenta pure con l'aumentare del regime di rotazione, poiché la temperatura media delle pareti del cilindro cresce e contemporaneamente si riducono i tempi di scambio termico.

1.4 La 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, quali il Diesel, la combustione può svilupparsi in tre differenti modi:

- **combustione simultanea:** si verifica in presenza di miscele omogenee in composizione e temperatura, si può manifestare nelle zone periferiche della camera di combustione dei motori ad accensione comandata, 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 del processo. Tale fenomeno prende il nome di detonazione, ed è avvertibile dal caratteristico rumore metallico; esso causa perdite di potenza e gravi danneggiamenti agli organi meccanici, dunque va assolutamente evitato;
- **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. Successivamente, il fronte di fiamma si propaga perpendicolarmente alla superficie con una velocità caratteristica detta velocità di fiamma. Si hanno quindi due fasi 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.
- **combustione diffusiva:** avviene in miscele eterogenee di aria e combustibile finemente polverizzato. La velocità di combustione è

soprattutto legata alla durata della vaporizzazione, essendo tale fase preponderante rispetto alla miscelazione e alla combustione. La combustione diffusiva è tipica dei motori Diesel nel momento in cui, a combustione già iniziata, si inietta ancora combustibile. Questo vaporizza e brucia miscelandosi 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 osservato, inizia prima e termina dopo il PMS.

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

- una fase iniziale, che parte dal punto D in cui comincia l'iniezione, la cui durata corrisponde al periodo di incubazione durante il quale il combustibile si prepara a bruciare;
- una seconda fase in cui il combustibile, iniettato durante la fase precedente, ha avuto tempo di evaporare e formare una miscela omogenea con l'aria; si origina quindi una rapida combustione;
- una fase di combustione diffusiva;
- 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 dipende la qualità delle fasi successive, non deve essere eccessivamente lunga, poiché si introdurrebbe troppo combustibile e si rischierebbe di avere una combustione simultanea, che da luogo ad indesiderati fenomeni di detonazione. Per ridurre tale durata si può

aumentare la temperatura dell'aria e migliorare la polverizzazione del combustibile.

La seconda e la terza fase costituiscono il vero nucleo della combustione e sono fortemente influenzate dall'efficacia della miscelazione ottenuta.

Per questo motivo i condotti di aspirazione sono modellati in maniera tale che il fluido entri nella camera di combustione con moto rotatorio, simile ad un vortice; inoltre sul cielo del pistone sono ricavate delle appendici per la creazione di vortici turbolenti. Altro accorgimento tipico dei motori ad iniezione diretta è lo schiacciamento della carica in uno spazio ristretto ricavato sul cielo del pistone. La combinazione del moto di rotazione e dello schiacciamento generano condizioni di turbolenza particolarmente adatte alla miscelazione.

1.5 L'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 il punto in cui si raggiunge la massima pressione.

Come per la compressione, anche per l'espansione si considera una curva politropica di grado n_e che meglio approssima il reale andamento. Va sottolineato come le perdite di calore, le quali nella fase di compressione riducevano l'esponente n_c , nella fase di espansione aumentano n_e , poiché determinano una più rapida diminuzione della pressione dei gas rendendone più ripida la curva. Quindi gli stessi fattori che riducono n_c , hanno effetto contrario per n_e .

Per ricavare i valori della pressione e temperatura a fine espansione devo utilizzare il rapporto di compressione utilizzato, e ricavabile dalla seguente formula:

$$\rho = \frac{V_p + V_0}{V_0}.$$

Di conseguenza si avrà:

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

1.6 Lo scarico

In corrispondenza del punto E avviene l'apertura della valvola di scarico: termina l'espansione e quindi la fase utile del ciclo; in tale istante inizia la fase di scarico (tratto E-F-B). Nel primo tratto E-F i gas escono ad alta velocità per effetto dell'elevata 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 al fine di trovare il giusto compromesso tra la perdita di lavoro utile e la diminuzione del lavoro di pompaggio. Anche la scelta del ritardo di chiusura della valvola di scarico è di basilare importanza, in quanto determina il valore di pressione dei gas residui nel cilindro, influenzando così il rendimento volumetrico. Entrambi i valori sono calcolati sperimentalmente

Capitolo 2 – Motore Diesel impiegato

2.1 Caratteristiche principali

Il motore scelto per l'applicazione oggetto di questa tesi è un'unità prodotta da Audi e montata sulle vetture di alta gamma del marchio, in particolare su quei modelli che per mole, prezzo e tecnologia si pongono ai vertici della famiglia.

Infatti questo motore equipaggia il SUV oversize Q7 e l'ammiraglia A8, modelli che superano i cinque metri di lunghezza e i 2000 Kg di massa.

Nello specifico si tratta di un motore otto cilindri con disposizione a V di 90° avente una cilindrata totale di 4134 c.c.

Questo valore è ottenuto con un alesaggio di 83 mm e una corsa di 95,5 mm.

Il motore è sovralimentato da una coppia di turbocompressori Garrett, uno per ogni bancata.

La distribuzione è di tipo DOHC (acronimo di Double Over Head Cam):

ciò significa che l'apertura e la chiusura delle valvole (quattro al servizio di ogni cilindro) è comandata da una coppia di alberi a camme situati sulle testate del motore.

Questo propulsore, in configurazione di serie, sviluppa 326 CV ad un regime di rotazione di 4000 giri al minuto, con una robusta coppia di 650 Nm.



Motore Audi 4.2 V8 TDI

2.2 Sovralimentazione

La sovralimentazione è un sistema di immissione forzata di aria all'interno del cilindro; tramite questo si riesce a far entrare nel motore una quantità di aria maggiore di quella che si aspirerebbe naturalmente attraverso il normale ciclo di pompaggio.

Il vantaggio dell'introduzione di una massa di aria più elevata per ogni ciclo, e quindi per ogni cilindro, sta nel fatto che più aria viene utilizzata, più combustibile si è in grado di bruciare. Quindi dalla sovralimentazione si può ottenere più energia dalla singola combustione, di conseguenza un motore alternativo sovralimentato può sviluppare una potenza maggiore rispetto allo stesso motore non sovralimentato.

Si può vedere subito come le prestazioni del motore aumentino per effetto della sovralimentazione; la potenza è pari a:

$$P_0 = V_c P_{me} 2n/\tau$$

dove:

V_c la cilindrata;

P_{me} la pressione media effettiva;

n il numero dei giri nell'unità di tempo;

τ il numero rappresentativo del tipo di motore: cioè 4 per il quattro tempi, 2 per il due tempi.

Considerando anche che per il motore non sovralimentato vale la seguente espressione:

$$P_{me} = \rho_{atm} \eta_v K^2 \eta_{\nu} \eta_{th} \eta_i \eta_0$$

con:

ρ_{atm} la densità dell'aria alla pressione atmosferica;

η_v il rendimento volumetrico del motore;

K' la tonalità termica della miscela aria-combustibile;

η_s il rendimento di combustione;

η_i il rendimento indicato;

η_0 il rendimento meccanico;

η_{th} il rendimento termodinamico.

Da queste formule si vede che con la sovralimentazione la densità dell'aria all'interno del cilindro aumenta notevolmente, facendo aumentare la pressione media effettiva e di conseguenza anche la potenza del motore.

La sovralimentazione può essere ottenuta con diversi sistemi:

- con il compressore volumetrico;
- con il turbocompressore;
- con il compressore centrifugo.

Nel primo sistema si ha che il compressore è collegato all'albero motore tramite una cinghia, e forza l'immissione del quantitativo d'aria predeterminato all'interno del collettore d'aspirazione. La sovralimentazione si realizza tramite il differenziale del volume d'aria processata dal compressore rispetto alla cilindrata del motore. Questo assicura un maggior rendimento ai bassi e medi regimi di rotazione.

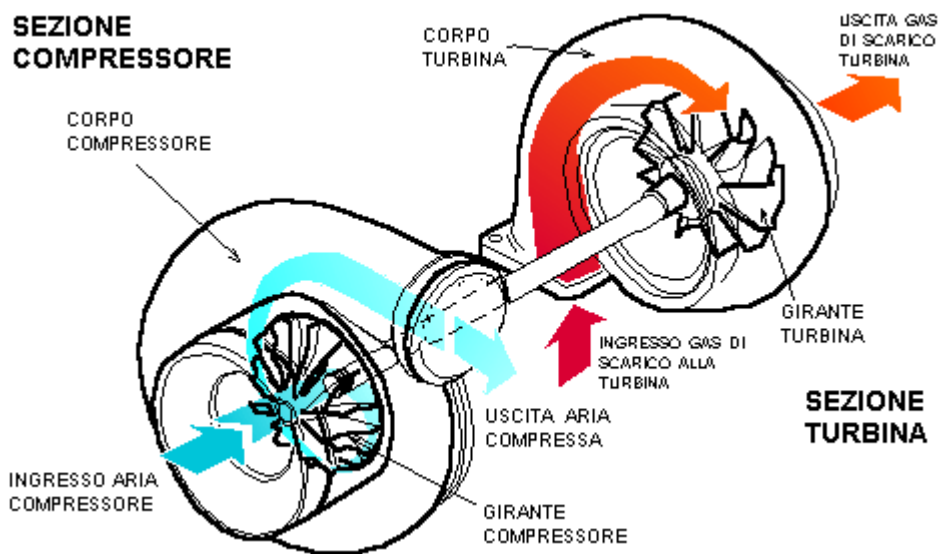
Nel turbocompressore si hanno due giranti: una detta turbina, che viene messa in rotazione dai gas di scarico, e l'altra detta compressore, generalmente in lega di magnesio, collegata alla turbina mediante un piccolo albero. Di conseguenza si ha che il compressore, trascinato in rotazione dalla turbina, comprime l'aria e la

immette, nel collettore d'aspirazione, fornendo ai cilindri del motore una quantità d'aria maggiore di quanto ne potrebbero aspirare. Si tratta di un complesso altamente efficiente in quanto utilizza l'energia residua dei gas di scarico per azionare la turbina e con essa il compressore. Tale sistema fornisce un significativo aumento di potenza. Tuttavia, proprio in virtù di tale aumento, si ha un maggior consumo e i gas di scarico tendono ad uscire più velocemente, così anche il turbocompressore ruoterà più rapidamente conferendo una sempre maggiore potenza al propulsore. La girante normalmente supera i 180.000 giri/min. Tale sistema è senza dubbio quello più diffuso.

Un'evoluzione di tale sistema risulta essere il turbocompressore a geometria variabile. Qui si utilizza una turbina con palette mobili. La mobilità di tali palette permette di variare l'angolo di incidenza dei gas di scarico. In funzione del regime di rotazione, queste vengono chiuse o aperte per favorire la velocità o la portata a seconda dei regimi stessi. Ciò porta ad una maggiore flessibilità e adattabilità di comportamento rispetto al turbocompressore a chiocciola fissa. Questo sistema è solitamente adottato nei motori TurboDiesel ad alta pressione di iniezione come il Common Rail e iniettore pompa.

Infine si ha il compressore centrifugo; questo utilizza lo stesso principio del turbocompressore con la sola differenza che la girante non è messa in funzione dai gas di scarico ma da una puleggia calettata sull'alberino della girante e collegata tramite cinghia a una delle pulegge che ruotano insieme al motore, come se fosse una puleggia della distribuzione. Il vantaggio in termini di potenza di quest'ultima soluzione è molto ridotto rispetto al turbocompressore, e la principale causa sta nel fatto che ruotando vincolata al motore il numero di giri raggiungibile fa sì che non si possa arrivare ad elevate pressioni.

La tipologia montata attualmente sul motore preso in considerazione è la seconda descritta, ovvero il turbocompressore.



Turbocompressore.

Una normale macchina di questo tipo può ruotare, come già detto, oltre a 180.000 giri/min, decisamente molto più veloce del motore a cui è collegata e può fornire rapporti di compressione fino a 4,40; la grande velocità di rotazione determina l'impossibilità di far trascinare un turbocompressore dall'albero motore stesso.

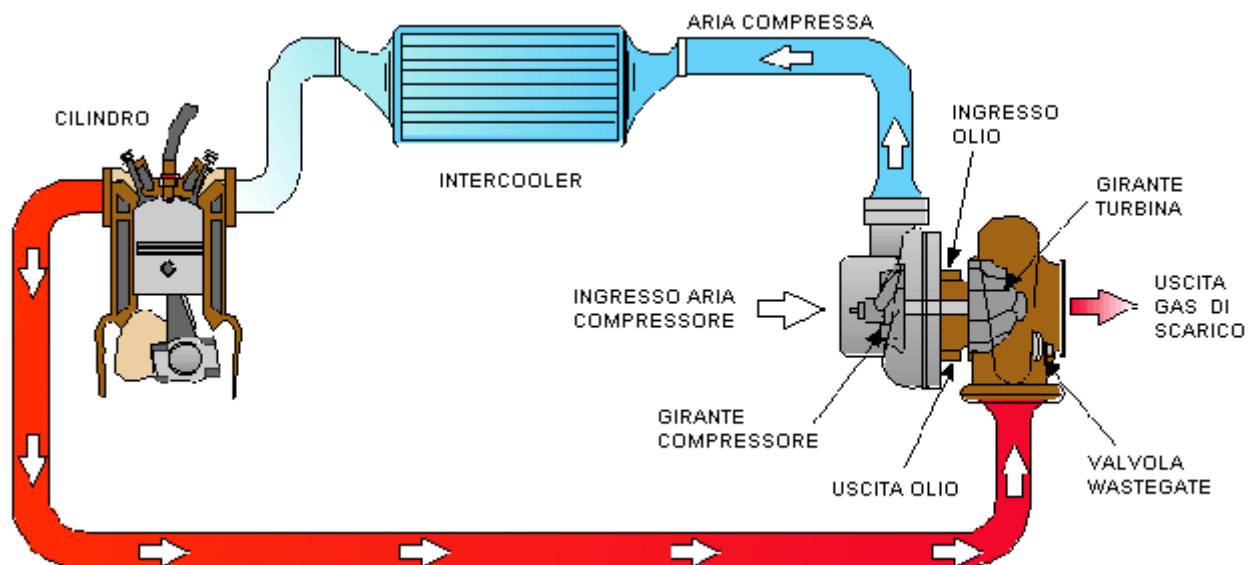
Il turbocompressore viene situato normalmente vicino al motore, in modo da limitare le perdite di carico lungo i condotti di adduzione e per essere facilmente raggiungibile dal circuito di lubrificazione del motore che, soprattutto nel turbocompressore, esplica una doppia funzione di lubrificante e refrigerante. L'aria, dopo essere stata filtrata dall'apposito filtro, giunge all'aspirazione del compressore, che si trova in posizione centrale per consentire il flusso centrifugo, ed esce radialmente.

Attraverso uno scambiatore denominato "intercooler" o "interrefrigeratore", si aumenta notevolmente l'efficacia della sovralimentazione dato che viene abbassata la temperatura dell'aria aspirata, che si era riscaldata durante la fase di compressione, innalzandone quindi la densità.

Dopo il passaggio nell'intercooler, l'aria entra nel motore dove svolge il suo normale ciclo, per poi uscire, con un contenuto energetico ancora molto elevato, attraverso i condotti di scarico ed immettersi nella camera collegata alla turbina.

Il successivo passaggio dei gas avviene nella turbina a flusso centripeto, che si trova a ridosso del compressore; infatti le due giranti sono calettate sullo stesso albero. Quest'ultima caratteristica deve essere tenuta in seria considerazione dai costruttori in modo da non far riscaldare troppo il compressore (cosa che comporterebbe un crollo del rendimento del gruppo e il grippaggio delle bronzine calettate sull'albero della girante).

Una volta uscito centralmente dalla turbina, il gas di scarico passa attraverso eventuali catalizzatori e marmitte prima di essere scaricato nell'ambiente.



Schema alimentazione.

Lo statore della turbina presenta sempre una valvola di bypass (wastegate), necessaria al fine di evitare che il motore lavori a rapporti di compressione troppo elevati che creerebbero sollecitazioni eccessive. In un motore Diesel, un

elevato rapporto di compressione richiederebbe modifiche al motore stesso, soprattutto all'albero a gomiti che, in questo caso, risulterebbe sovrasollecitato.

Un fenomeno legato ai sistemi di sovralimentazione che può creare problemi, soprattutto nei motori che si trovano a funzionare in un ampio range di velocità e di coppia risulta essere il turbolag.

Uno dei problemi dei motori "turbo" è quello della scarsa prontezza di fronte alla variazione di richiesta di coppia. Questo provoca un ritardo nella dinamica dei motori con tale sistema, che può essere chiaramente avvertito dal guidatore di un autoveicolo al momento di una richiesta di maggior velocità, effettuata mediante lo schiacciamento del pedale del gas.

Un modo per ridurre il turbolag è quello di diminuire il momento di inerzia delle parti rotanti nelle turbomacchine; fondamentale è anche la riduzione, se possibile, delle dimensioni dei collettori in modo da accelerare i gas al loro interno.

Una diversa soluzione è l'installazione di più turbine in serie. Una turbina più piccola interviene ai bassi regimi di rotazione del motore, mentre una turbina più grande funziona agli alti regimi. Questa soluzione permette quasi di annullare il fenomeno del turbolag.

L'adozione di un sistema di sovralimentazione porta notevoli vantaggi, quali la diminuzione del rapporto peso-potenza, molto significativa per l'applicazione aeronautica che ci prefiggiamo di fare, un miglioramento dei rendimenti, un miglioramento del processo di combustione nel Diesel grazie alla riduzione del ritardo di accensione e una conseguente diminuzione delle emissioni di scarico, e infine, una riduzione del rumore dovuto ad una combustione più graduale.

Un ulteriore aspetto positivo è la diminuzione delle sollecitazioni meccaniche; infatti la sovralimentazione immette aria nel cilindro ad una pressione più elevata, quindi, mantenendo inalterati il rapporto di compressione, l'istante di

inizio iniezione e il 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.

In conclusione si può dire che l'aumento degli sforzi meccanici dovuti alla sovralimentazione è modesto, basterà dunque irrobustire gli organi principali del motore (come l'albero ed il basamento). Tuttavia ciò non porterà a rilevanti incrementi di peso rispetto ai guadagni di potenza ottenuti.

2.3 Iniezione

Il sistema di iniezione utilizzato nel motore scelto risulta essere il Common Rail. Tale sistema consente di regolare elettronicamente la quantità di combustibile iniettata, l'anticipo di iniezione e la pressione di iniezione tutte in funzione delle condizioni di funzionamento del motore.

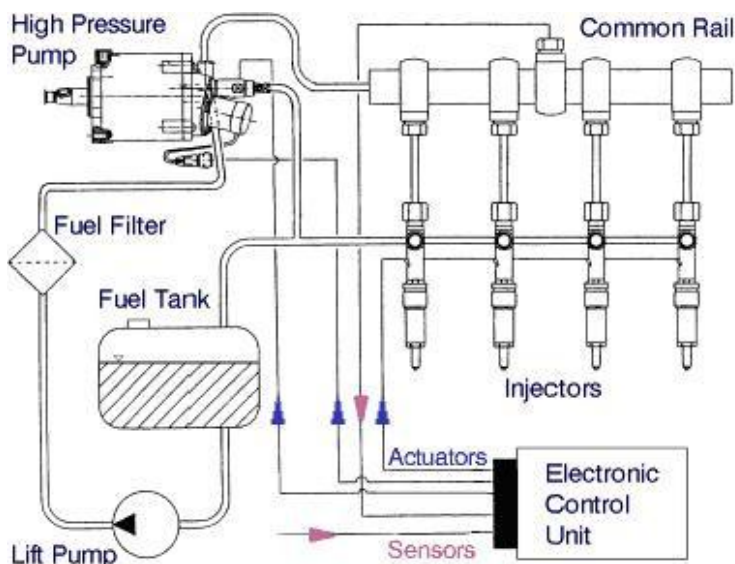
Le principali caratteristiche del sistema di iniezione Common Rail sono le seguenti:

- iniezione diretta con iniettori piezoelettrici;
- pompa ad alta pressione meccanica a funzionamento continuo;
- pompa di trasferimento integrata nella pompa di alta pressione;
- pressione iniezione fino a 1500 bar;
- iniezione del carburante in due fasi;
- controllo portata gasolio;
- controllo della portata di iniezione;
- controllo dell'anticipo di iniezione;
- controllo delle temperature del motore e del gasolio;
- controllo del regime minimo e regime massimo;
- arresto dell'iniezione in fase di rilascio;

- controllo delle candele di preriscaldamento;
- controllo delle emissioni inquinanti dello scarico;

Schematicamente, 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 o unità di controllo elettronica.



Schema Common Rail

Come già detto, il sistema di iniezione elettronica diesel common rail realizza il dosaggio del gasolio e il calcolo del punto di iniezione tenendo conto del regime e del carico motore.

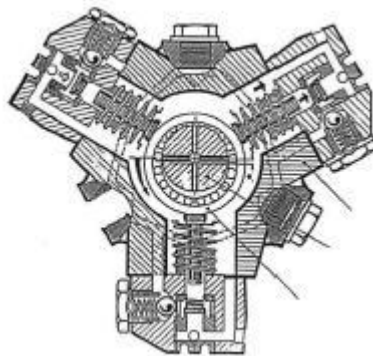
Il modulo di controllo elettronico (centralina) determina la quantità di gasolio iniettato (pressione a tempo di iniezione) e relativo istante di iniezione (anticipo di iniezione) tenendo conto della richiesta di potenza del guidatore (posizione dell'acceleratore), della massa d'aria aspirata e del regime motore.

La posizione dell'acceleratore viene rilevata da un potenziometro collegato al pedale, la massa d'aria viene rilevata da un misuratore di portata d'aria a filo caldo (debimetro) posizionato nel condotto di entrata dell'aria tra il filtro ed il turbocompressore, infine, il regime del motore viene rilevato da un sensore induttivo di giri posto sul basamento in prossimità del volano motore.

Oltre a comandare gli iniettori, la centralina controlla e regola la quantità di gasolio e la pressione di iniezione, comanda la valvola ERG per le immissioni allo scarico, manda i relè di alimentazione e comanda il modulo di preriscaldamento delle candele.

Nel sistema common rail gli iniettori sono sempre sottoposti alla pressione di esercizio (da 150 a 1500 bar) e vengono alimentati simultaneamente attraverso un condotto comune di accumulo di pressione, il rail, ai quali sono stati collegati dei tubi di acciaio.

Per produrre l'elevatissima pressione di esercizio viene utilizzata una pompa meccanica a pistoncini radiali trascinata dal cinematismo della distribuzione, tale pompa è chiamata di alta pressione.



Pompa di alta pressione.

Questa 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, compiuti dal sistema di controllo elettronico.

Tale pompa assolve al solo ruolo di mantenere, in maniera permanente, il combustibile contenuto nel rail 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), interposta 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 rail per mezzo di un unico condotto.

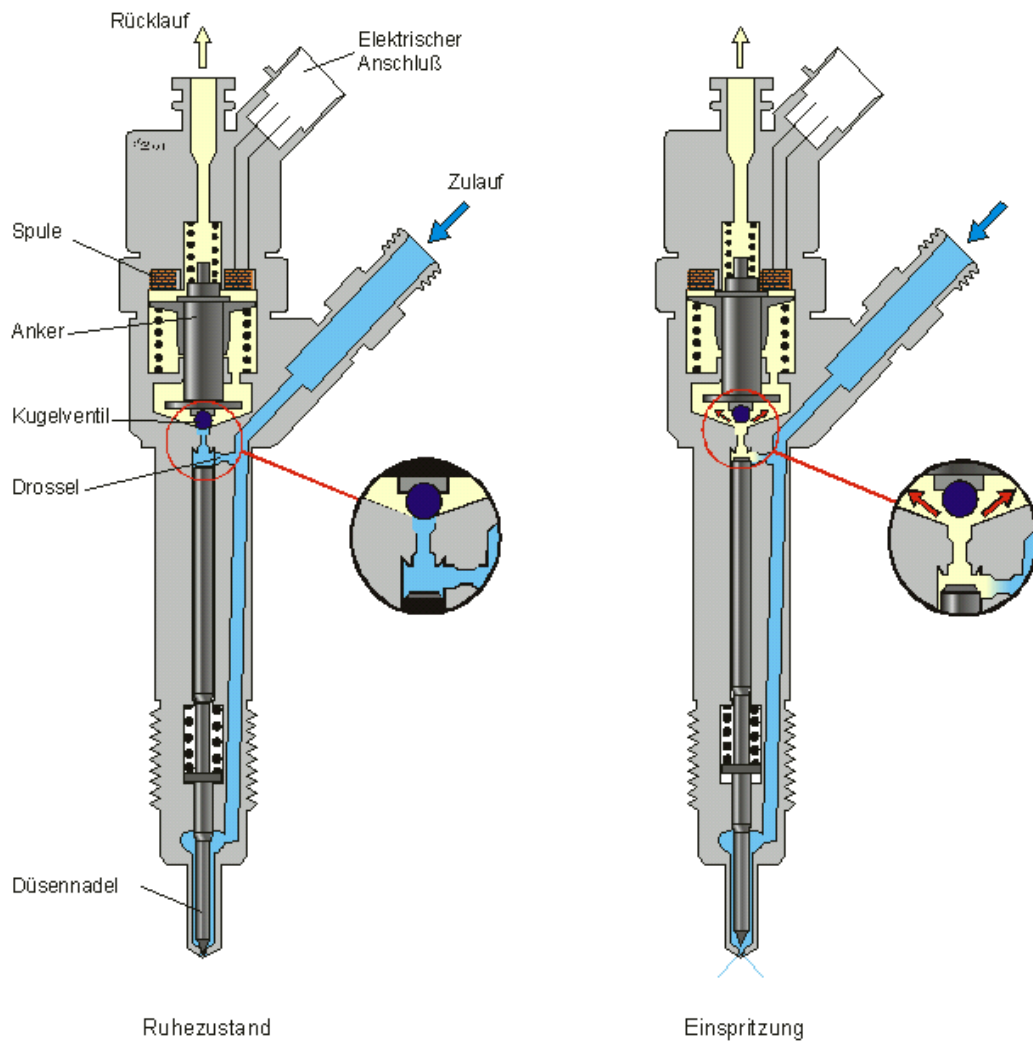
La pompa è dotata di una valvola elettromagnetica di tipo on-off, installata sulla mandata di uno degli elementi pompanti, che permette di disattivare lo stesso elemento pompante durante le condizioni di funzionamento per le quali sia richiesta una portata di combustibile inferiore ai $2/3$ della portata 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.

La pompa deve essere alimentata, con una pressione di almeno 0.5 bar e con una portata minima di 0.5 l/min in eccesso alla mandata, tale da consentire un buon raffreddamento. Questa alimentazione viene realizzata tramite una pompa elettrica di bassa pressione, dotata di regolatore di portata comandato dalla centralina il quale permette di dosare la quantità di gasolio da inviare alla pompa di alta pressione.

Gli iniettori sono di tipo meccanico comandati da attuatori piezoelettrici e iniettano gasolio direttamente nelle camere di combustione realizzate nel cielo dei pistoni. L'iniezione di carburante è sequenziale, gli iniettori vengono comandati singolarmente secondo l'ordine di fase con intervallo di rotazione dell'albero motore di 180° tra una iniezione e l'altra. L'iniezione avviene durante la fase di compressione di ciascun cilindro ed è suddivisa in 2 tempi successivi: la pre-iniezione e l'iniezione vera e propria. In base alle condizioni di funzionamento del motore l'istante di iniezione varia rispetto al PMS corrispondente alla fine della compressione. In fase di avviamento viene incrementato il tempo di iniezione rispetto al funzionamento al minimo.

La quantità di gasolio iniettata dipende dal tempo e dalla pressione di iniezione che variano principalmente in base ai segnali del potenziometro, dell'acceleratore, del misuratore, della massa d'aria, del sensore giri-motore e del sensore di pressione carburante. L'iniezione viene inibita quando la pressione del gasolio è inferiore a 120 bar o superiore a 1800 bar, oppure se il regime del motore supera accidentalmente i 6000 giri/min.



Iniettore piezoelettrico.

L'anticipo di iniezione viene determinato principalmente in base alla quantità di gasolio da iniettare e viene quindi corretto in base alla temperatura e al regime del motore.

E' presente inoltre un ricircolo a pressione atmosferica, necessario per lo smaltimento del gasolio utilizzato per il funzionamento della valvola e per il convogliamento dei vari trafiletti presenti.

La temperatura del gasolio ricircolato dall'elettroiniettore può raggiungere valori molto elevati, perciò i ricircoli devono essere dotati di tubazioni adatte a queste temperature.

Quindi, la temperatura del gasolio viene controllata attraverso un apposito sensore; quando questa supera il valore di 110°C viene ridotta la pressione di iniezione. Invece, la temperatura del motore viene controllata attraverso un termistore posizionato sulla testata, ed in base ai valori di esercizio raggiunti vengono ridotti il tempo e la pressione di iniezione.

Il regime del minimo viene regolato in base alla temperatura del motore attraverso i regolatori di pressione ed i tempi di iniezione. Il regime massimo del motore viene regolato riducendo progressivamente il tempo di iniezione man mano che il motore si approssima al regime previsto oppure inibendo completamente l'iniezione se il motore accidentalmente supera i 6000 rpm.

Quando si rilascia l'acceleratore la centralina riceve un segnale dal potenziometro dell'acceleratore ed annulla il comando degli iniettori. L'iniezione viene poi ripristinata quando il motore si approssima al regime del minimo.

Le candele di pre-riscaldamento vengono alimentate da un apposito modulo comandato a sua volta dalla centralina. Esse diventano incandescenti e facilitano l'autoaccensione del gasolio a motore freddo. Dopo l'avviamento le candele continuano ancora ad essere alimentate per migliorare la marcia a motore freddo.

Le emissioni inquinanti allo scarico vengono limitate sia attraverso un accurato controllo della pressione e del tempo di iniezione, sia attraverso il riciclo del gas di scarico che riduce la formazione di ossidi di azoto.

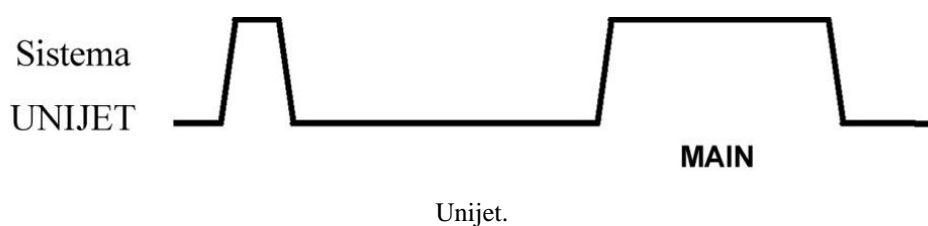
Tale impianto è completato da una centralina elettronica. Questa sarà suddivisa in due unità:

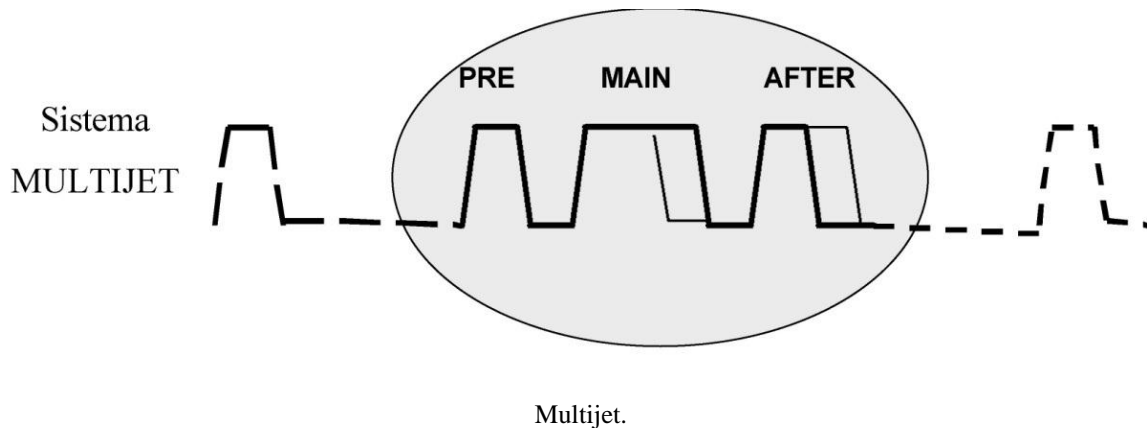
- EPU – Electronic Power Unit;
- ECU - Electronic Control Unit.

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 iniettori piezoelettrici.

All'unità logica (ECU) 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 del gruppo di sovralimentazione.

Infine, con l'applicazione della centralina elettronica denominata Multijet, si riesce ad avere una gestione ancor più flessibile delle modalità di comando dell'iniezione, aumentando il numero di iniezioni effettuabili nell'ambito di un ciclo motore, rispetto al sistema denominato Unijet.





Con questo sistema, le diverse iniezioni che il sistema Common Rail consente di attuare, sono le seguenti:

- iniezione pilota: effettuata con elevato anticipo rispetto all'iniezione principale. Permette di ridurre drasticamente il rumore di combustione;
- pre-iniezione: effettuata con bassissimi valori di anticipo rispetto all'iniezione principale, permette, insieme all'iniezione "after", di modulare l'andamento della combustione, contenendo le emissioni di inquinanti;
- iniezione main: iniezione principale;
- iniezione after: con questo termine si indica un'iniezione effettuata subito dopo l'iniezione principale, con analoghe finalità a quelle della pre-iniezione;
- post-iniezione: ulteriore iniezione, effettuata nelle ultime fasi della combustione, con lo scopo di aumentare le temperature di scarico, permettendo, periodicamente, la rigenerazione della trappola per il particolato. La post-iniezione può inoltre creare un ambiente riducente, necessario per la rigenerazione del catalizzatore DeNO_x, per l'abbattimento degli ossidi di azoto.

Capitolo 3 – Elaborazione del motore

3.1 Premessa

Il motore scelto per questa applicazione eroga, anche in configurazione originale, dei più che buoni valori di coppia e potenza.

Tuttavia questi valori non sono sufficienti a soddisfare i vincoli di progetto: è necessario che il propulsore eroghi almeno 300 KW, necessari per effettuare con successo la fase di decollo (è la manovra che richiede più potenza); inoltre il rapporto peso / potenza riferito al solo gruppo motore deve essere inferiore al valore di 0.8 Kg / KW.

Si è quindi deciso di incrementare la potenza del motore del 38%, passando dagli originali 326 CV a circa 450 CV.

Questo incremento di potenza, tutto sommato moderato, consente, con le dovute precauzioni, di mantenere un'affidabilità paragonabile a quella del motore di serie. Bisogna considerare che il motore in principio non ha una potenza specifica troppo elevata, e questo permette discreti margini di miglioramento.

3.2 Sostituzione del turbocompressore

Il principale e più importante intervento di elaborazione ha riguardato la riprogettazione di tutto l'apparato di sovralimentazione del motore: in particolare i due turbocompressori originali sono stati rimpiazzati da una singola unità di dimensioni considerevolmente maggiori.

I motivi che hanno portato a questa scelta tecnica sono molteplici.

Per aumentare la potenza massima si sarebbe anche potuto lavorare sui componenti di serie, in particolare innalzando la pressione massima di

sovralimentazione attraverso una ritaratura delle valvole limitatrici di pressione e una rimappatura della centralina elettronica di gestione.

Così facendo però l'affidabilità complessiva ne avrebbe sicuramente risentito, e sarebbero sorte delle problematiche di surriscaldamento dei turbo.

In primo luogo quindi la scelta è motivata dal fatto di voler mantenere a tutti i costi un'elevata affidabilità in seguito all'aumento prestazionale.

In secondo luogo si è tenuto conto della diversa destinazione d'uso del motore: le esigenze in campo aeronautico sono ben diverse da quelle in campo automobilistico.

Il problema del turbolag, ovvero il ritardo di risposta del motore agli input, è molto sentito in campo automobilistico; infatti il conducente di un'auto, durante la marcia, varia continuamente la posizione dell'acceleratore. È per questo che un turbocompressore installato sul motore di un'auto non deve essere troppo grande: si adottano infatti modelli relativamente piccoli, le cui giranti hanno inerzia ridotta, al fine di fornire spinta sin dai regimi più bassi.

Inevitabilmente ciò penalizzerà le prestazioni massime del motore e l'efficienza del gruppo turbocompressore agli alti numeri di giri.

Nell'uso aeronautico il problema del turbolag non sussiste, perché la marcia dell'elicottero è molto più lineare rispetto a quella di un'auto.

Per questo motivo, dopo calcoli di dimensionamento accurati, è stato scelto un modello di turbocompressore che garantisse il massimo rendimento ai regimi più alti senza tenere in considerazione le dimensioni e il problema del turbolag.

3.3 Dimensionamento del turbocompressore

Il modello è stato scelto seguendo la procedura illustrata nella guida tecnica dell'azienda statunitense Garrett, leader nel settore; pertanto le unità di misura utilizzate appartengono al sistema anglosassone.

- I parametri di input del dimensionamento sono:
 - Target di potenza da raggiungere _____ 450 hp
 - Cilindrata del motore _____ 256 cid
 - Numero di giri massimo _____ 4000 rpm

Eventuali altri parametri vengono stimati da Garrett facendo affidamento all'esperienza maturata.

- Il primo calcolo consente di determinare la portata di aria comburente che il motore (e quindi il compressore) deve elaborare al fine di erogare la potenza target:

$$W_a = HP * \frac{A}{F} * \frac{BSFC}{60} = 450 * 22 * \frac{0,38}{60} = 62,7 \frac{lb}{min}$$

Dove

W_a = portata di aria richiesta [lb/min];

HP = potenza target [hp];

A/F = rapporto stechiometrico aria / gasolio = 22;

BSFC = consumo specifico di carburante = 0.38 [lb / (hp * hr)];

60 = fattore di conversione da ore a minuti;

- Il secondo calcolo permette di calcolare la pressione che deve avere l'aria nel collettore di aspirazione; ovviamente tanto più la cilindrata del motore è piccola tanto più la pressione dovrà essere alta per raggiungere il target:

$$MAP_{req} = \frac{Wa * R * (460 + Tm)}{VE * \frac{N}{2} * Vd} = \frac{62,7 * 639,6 * (460 + 130)}{0,98 * \frac{4000}{2} * 256} = 47,2 \text{ psia}$$

Dove

MAPreq = pressione assoluta nel collettore di aspirazione [psia]

Wa = portata di aria richiesta [lb/min];

R = costante universale dei gas = 639,6;

Tm = temperatura media dell'aria aspirata = 130 [°F];

VE = rendimento volumetrico = 0,98;

N = numero di giri massimo [rpm];

Vd = cilindrata del motore [cid];

- Il terzo punto maggiora la pressione di fine compressione per tener conto delle perdite di pressione nel compressore e nel collettore:

$$P_{2c} = MAP_{req} + \Delta P_{loss} = 47,2 + 2 = 49,2 \text{ psia}$$

Dove

P2c = pressione assoluta all'uscita del compressore [psia];

MAPreq = pressione assoluta nel collettore di aspirazione [psia];

ΔPloss = perdite di pressione nel compressore e nei collettori = 2 [psia];

- Nel quarto punto calcoliamo la pressione effettiva dell'aria in aspirazione tenendo conto delle perdite causate dal filtro aria:

$$P_{1c} = P_{amb} - \Delta P_{loss} = 14,7 - 1 = 13,7 \text{ psia}$$

Dove

P_{1c} = pressione assoluta effettiva all'ingresso del compressore [psia];

P_{amb} = pressione atmosferica = 14,7 [psia];

ΔP_{loss} = perdita di pressione nel filtro aria = 1 [psia];

- Infine si calcola il rapporto di compressione che deve fornire il compressore :

$$\pi_c = \frac{P_{2c}}{P_{1c}} = \frac{49,2}{13,7} = 3,6$$

Ora che conosciamo il rapporto di compressione e la portata di aria da elaborare abbiamo tutti i dati per scegliere il turbocompressore.

La scelta è ricaduta sul modello GTX3582R, un turbocompressore caratterizzato da un innovativo disegno della girante (montata su cuscinetti a sfere) che ne incrementa le prestazioni e l'efficienza. Nel grafico che segue si può notare come il punto di funzionamento trovato cada in una zona dove il rendimento è molto alto.

GTX3582R, 82mm, 56 Trim, 0.70 A/R

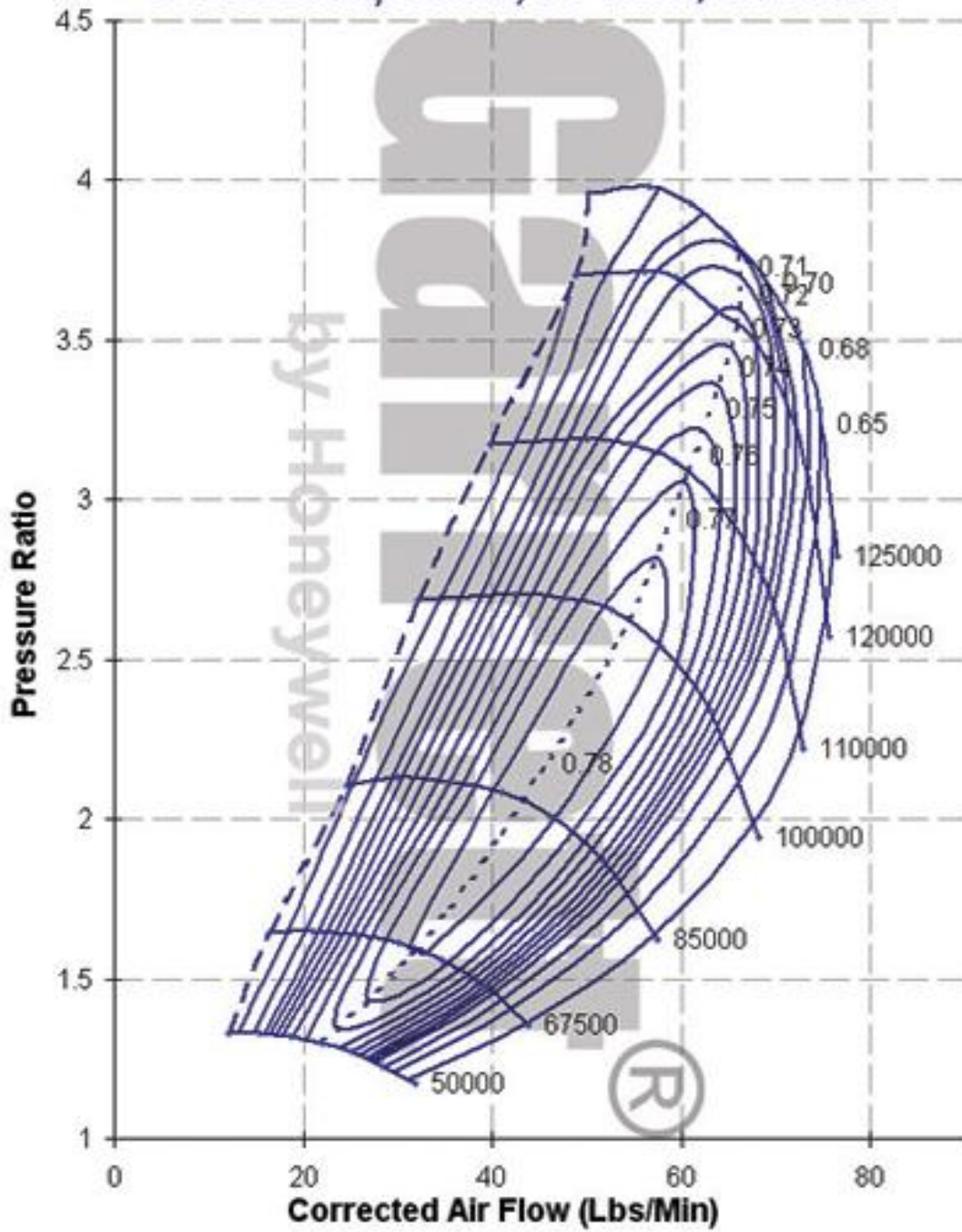


Grafico portata di aria – rapporto di compressione



Foto Garrett GTX3582R



Rappresentazione CAD del turbocompressore

3.4 Maggiorazione intercooler

La sostituzione dei due turbocompressori originali con il più grosso GTX3582R ha comportato anche la modifica dell'impianto di raffreddamento dell'aria compressa destinata al motore.

L'aria uscendo dal compressore, prima di raggiungere la camera di combustione, attraversa uno scambiatore di calore che ne riduce la temperatura e, parallelamente, ne aumenta la densità, a tutto vantaggio delle prestazioni.

È evidente quindi che, date le mutate esigenze del motore, si deve provvedere alla modifica dell'impianto. Prima di illustrare le modifiche effettuate è conveniente fare un richiamo della teoria degli scambiatori di calore.

Generalità scambiatori di calore

Normalmente quando si parla di scambiatori di calore bisogna distinguere tra quelli con miscelazione dei due fluidi (scambiatori a miscela) e quelli, invece, dove i due fluidi che scambiano energia termica rimangono fisicamente separati (scambiatori a superficie). La seconda tipologia è quella che utilizzeremo nella nostra applicazione.

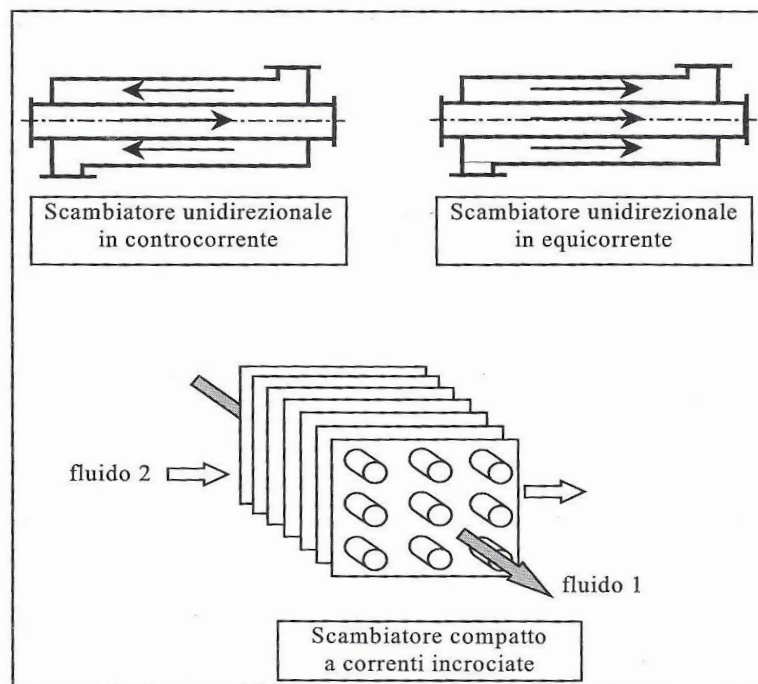
Normalmente, a seconda del moto dei due fluidi nello scambiatore, questo può assumere diversi nomi:

- Scambiatori unidirezionali controcorrente;
- Scambiatori unidirezionali in equicorrente;
- Scambiatore compatto a correnti incrociate.

I radiatori e gli intercooler normalmente utilizzati in ambito automobilistico fanno parte della terza famiglia. Infatti lo scambiatore compatto permette di avere elevate superfici di scambio per unità di volume, caratteristica importantissima dato che, in applicazioni del genere, il coefficiente globale di

scambio termico è particolarmente basso. Se non si adottassero scambiatori compatti si avrebbero superfici e dunque ingombri molto elevati e proibitivi.

Unitamente alla caratteristica di compattezza, troviamo che il moto dei due fluidi è incrociato.



Tipologie scambiatore di calore.

Supponendo che due fluidi scambiano calore scorrendo all'interno di un tubo di diametro d e spessore $s \ll d$, possiamo dire che, in riferimento ad una superficie infinitesima dA e indicando con α_c il coefficiente di convezione del fluido caldo, la potenza termica trasferita dal fluido caldo alla parete vale:

$$dQ_c = \alpha_c(T_c - T_{pc})dA$$

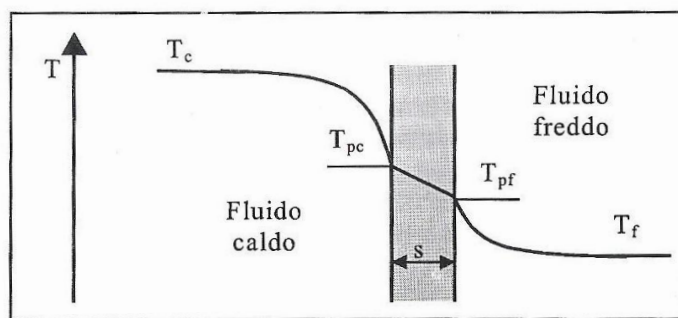
Così come, indicando con α_f il coefficiente di convezione del fluido freddo, la potenza termica ceduta dalla parete al fluido freddo può essere scritta come:

$$dQ_f = \alpha_f(T_{pf} - T_f)dA$$

Per quanto riguarda la conduzione del calore all'interno della parete, indicando con λ la conduttività termica della parete, si può scrivere:

$$dQ_p = \frac{\lambda}{s} (T_{pc} - T_{pf}) dA$$

Nella figura sottostante è riportato il profilo della temperatura passando dal fluido caldo a quello freddo.



In regime stazionario vale la relazione: $dQ_c = dQ_p = dQ_f = dQ$

Sommando e sottraendo fra di loro le relazioni sopra scritte, si ottiene:

$$dQ = U(T_c - T_f) dA$$

dove:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_f}}$$

prende il nome di coefficiente globale di scambio termico.

Nel caso specifico dello scambiatore a correnti incrociate, si può andare a ricavare la potenza termica scambiata utilizzando la seguente relazione:

$$Q_0 = FUA\Delta T_{ml}$$

dove F è un coefficiente correttivo minore di uno che può essere ricavato dal grafico in figura in funzione dei parametri x e y dati da:

$$x = \frac{T_{uf} - T_{if}}{T_{ic} - T_{if}}$$

$$y = \frac{T_{ic} - T_{uc}}{T_{uf} - T_{if}}$$

T_{if} indica la temperatura di ingresso nello scambiatore del fluido freddo, mentre T_{uf} indica quella di uscita. In ugual modo T_{ic} e T_{uc} sono riferite al fluido caldo.

Infine, si ha il ΔT_{ml} che indica il salto di temperatura medio logaritmica, ed è ottenibile dalla seguente equazione:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\tau_1 - \tau_2}{\ln \frac{\tau_1}{\tau_2}}$$

dove $\tau_1 = (T_{uc} - T_{if})$ e $\tau_2 = (T_{ic} - T_{uf})$.

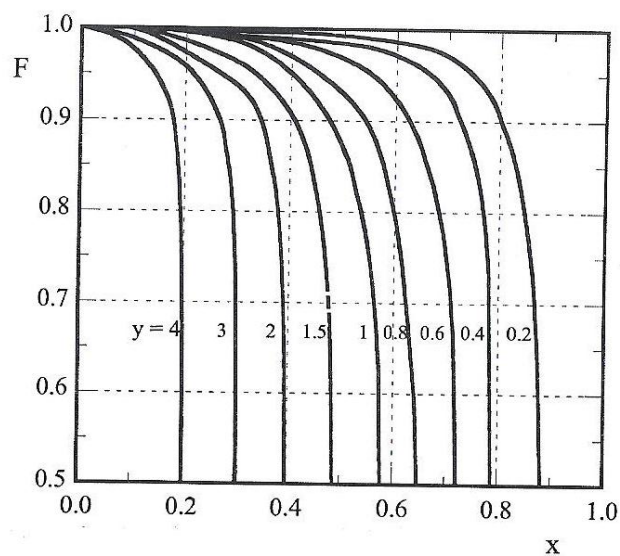


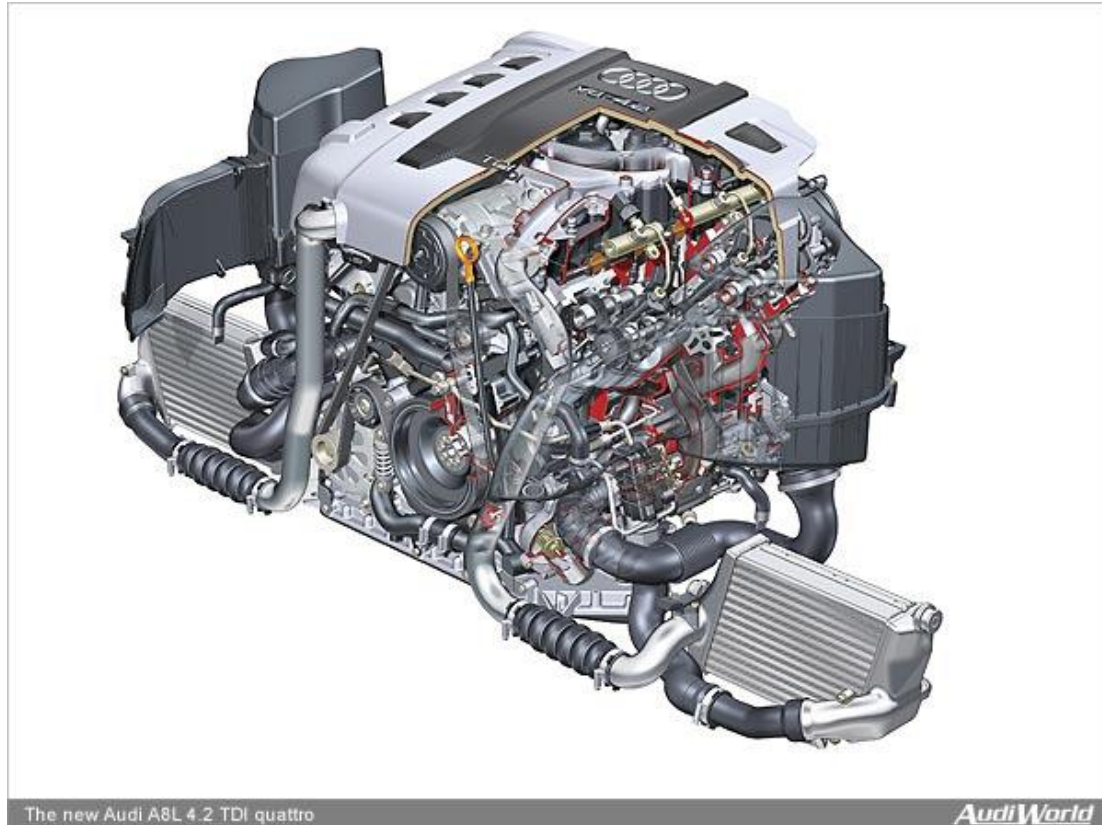
Tabella per ricavare il coefficiente F

È del tutto ovvio quindi che per aumentare la potenza refrigerante bisogna aumentare l'area di scambio termico; per questo è stato deciso di sostituire i due intercooler di serie con una nuova unità di notevoli dimensioni, compatibilmente allo spazio disponibile nel cofano motore.

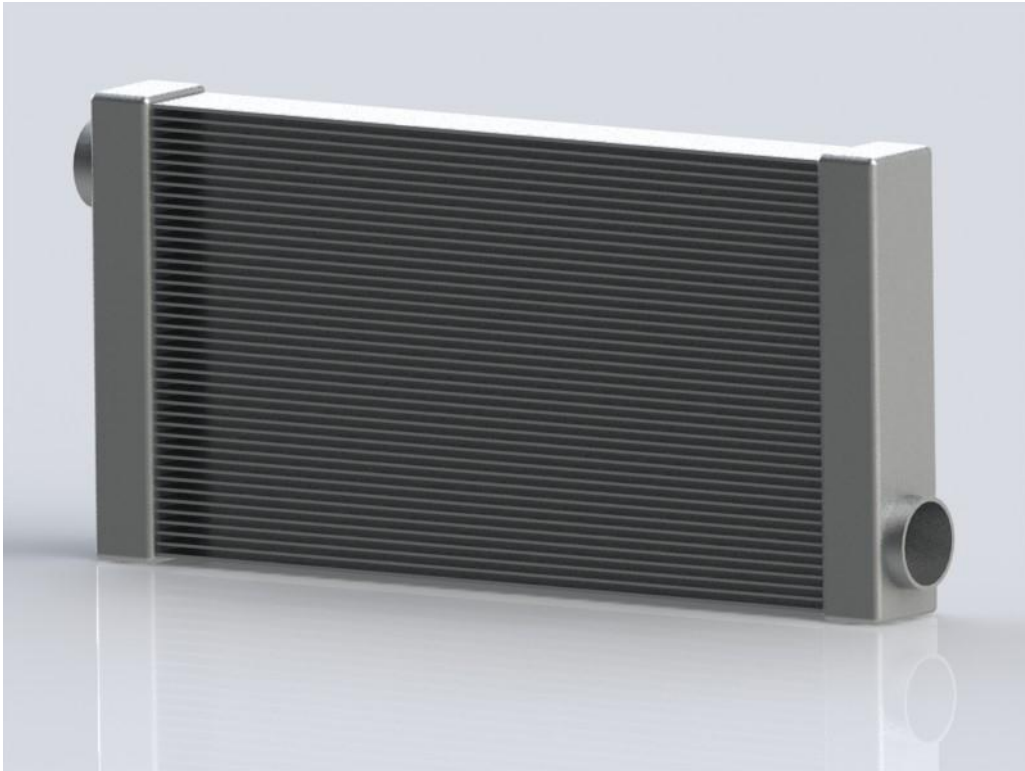
Nel dimensionare lo scambiatore bisogna considerare due fattori:

- la portata di aria compressa che attraversa lo scambiatore ha subito un incremento del 38% circa, passando da 45,4 lb/min a 62,7 lb/min (aumento proporzionale alla variazione di potenza);
- in secondo luogo è aumentata anche la temperatura dell'aria, a causa della maggior pressione di sovralimentazione, che passa da 1.5 Bar a 2,5 Bar relativi.

L'intercooler adottato, costruito artigianalmente, ha un volume complessivo di 12,6 litri contro gli originali 8 litri (+ 57%).



Configurazione di serie con due intercooler, uno per ogni bancata



Rappresentazione CAD del nuovo intercooler maggiorato

3.5 Modifica all'impianto di aspirazione

È stato completamente ridisegnato anche l'impianto di aspirazione, al fine di avere una configurazione che si interfacciasse perfettamente con i nuovi componenti (turbocompressore e intercooler).

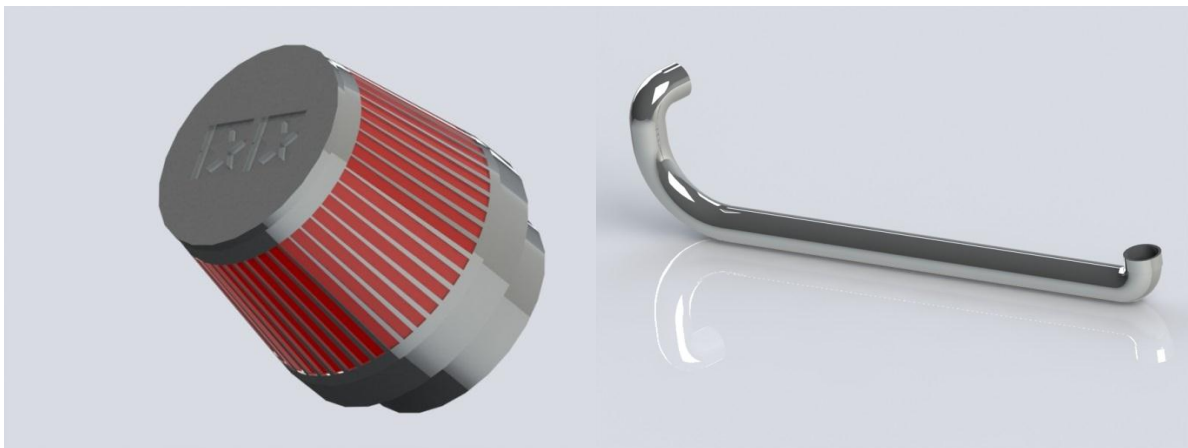
I voluminosi airbox originali sono stati rimpiazzati da un più permeabile e compatto filtro aria a cono, montato direttamente sulla chiocciola del compressore: bisogna considerare infatti che le impurità presenti nell'aria in prossimità del suolo calano drasticamente salendo di quota.

Anche i collettori di aspirazione e il condotto di raccordo tra il compressore e l'intercooler sono costruiti su misura per questa applicazione.

Nelle seguenti immagini sono raffigurate le rappresentazioni CAD dei componenti:



Collettore di aspirazione



Filtro a cono

Condotto compressore-intercooler

3.6 Sostituzione impianto di scarico

L'impianto di scarico originale è stato completamente sostituito: il nuovo impianto ha un layout studiato appositamente per questa applicazione; in particolare è conformato in modo da consentire il montaggio del gruppo turbocompressore posteriormente al motore, dove c'è abbondanza di spazio.

È realizzato interamente in lega di titanio, per ridurre al massimo il peso.

Inoltre non sono presenti catalizzatori, filtri anti particolato e silenziatori, in quanto non c'è nessuna norma antinquinamento che imponga la loro presenza.

È stato anche rimosso il sistema EGR (Exhaust Gas Recirculation), un sistema che reimmette in aspirazione una piccola percentuale di gas combusti: questo sistema riduce le emissioni inquinanti, in particolare di ossidi di azoto, ma va a penalizzare le prestazioni.

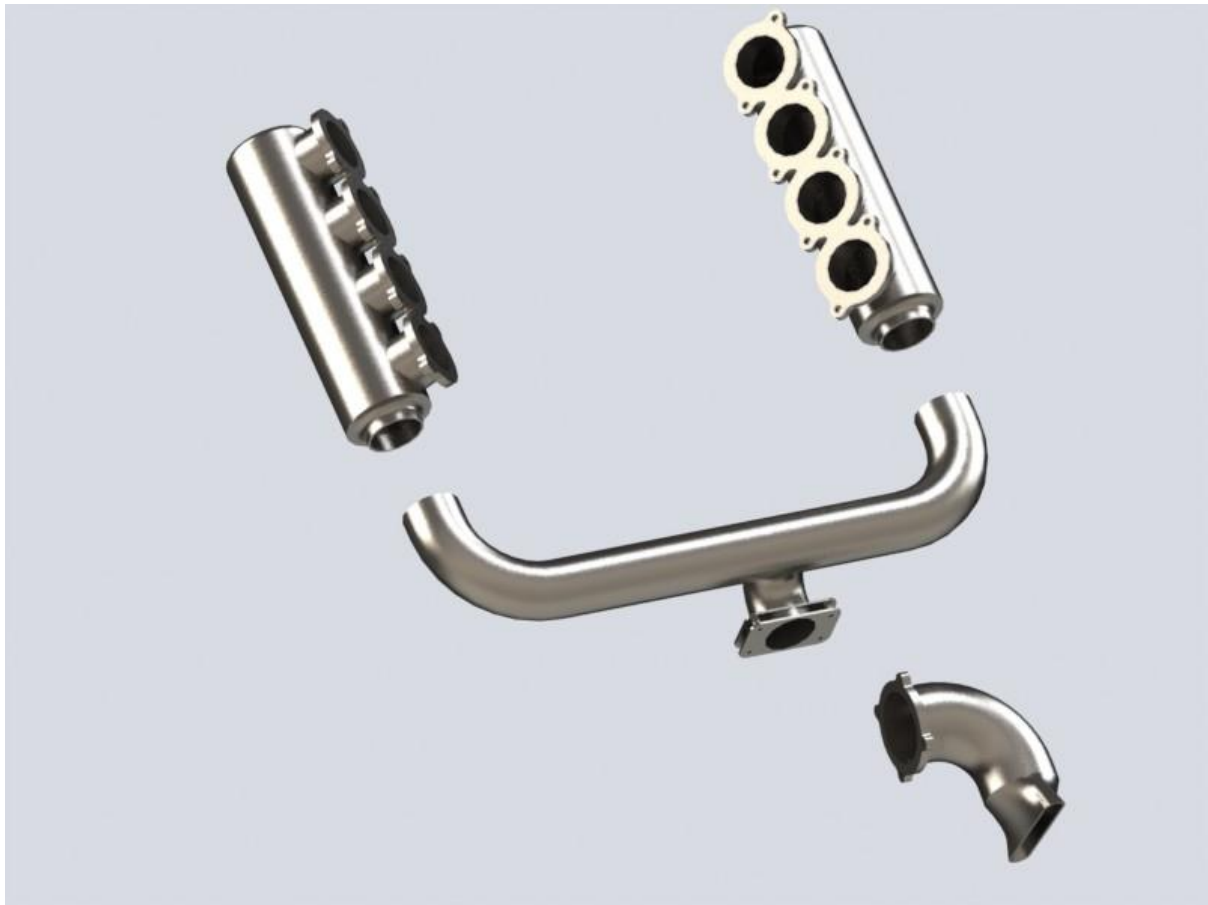
Il tubo centrale è sostenuto da due fascette, le cui relative staffe sono fissate al coperchio della distribuzione: questo al fine di limitare le oscillazioni di tutta la parte finale dell'impianto, montata a sbalzo.

Nell'immagine che segue è raffigurato l'impianto di scarico nel suo insieme.

Nell'esploso si possono notare:

- i due collettori di scarico, che vanno montati sulle teste del motore;
- il centrale che va montato sui due collettori (si può notare la flangia di attacco della turbina);
- il terminale di scarico che va montato sulla chiocciola del turbo.

Si noti che il terminale presenta uno schiacciamento nella parte finale: questa geometria favorisce l'espulsione dei gas combusti generando una leggera depressione per effetto "Venturi".



Rappresentazione CAD dell'impianto di scarico



Dettaglio sul terminale di scarico

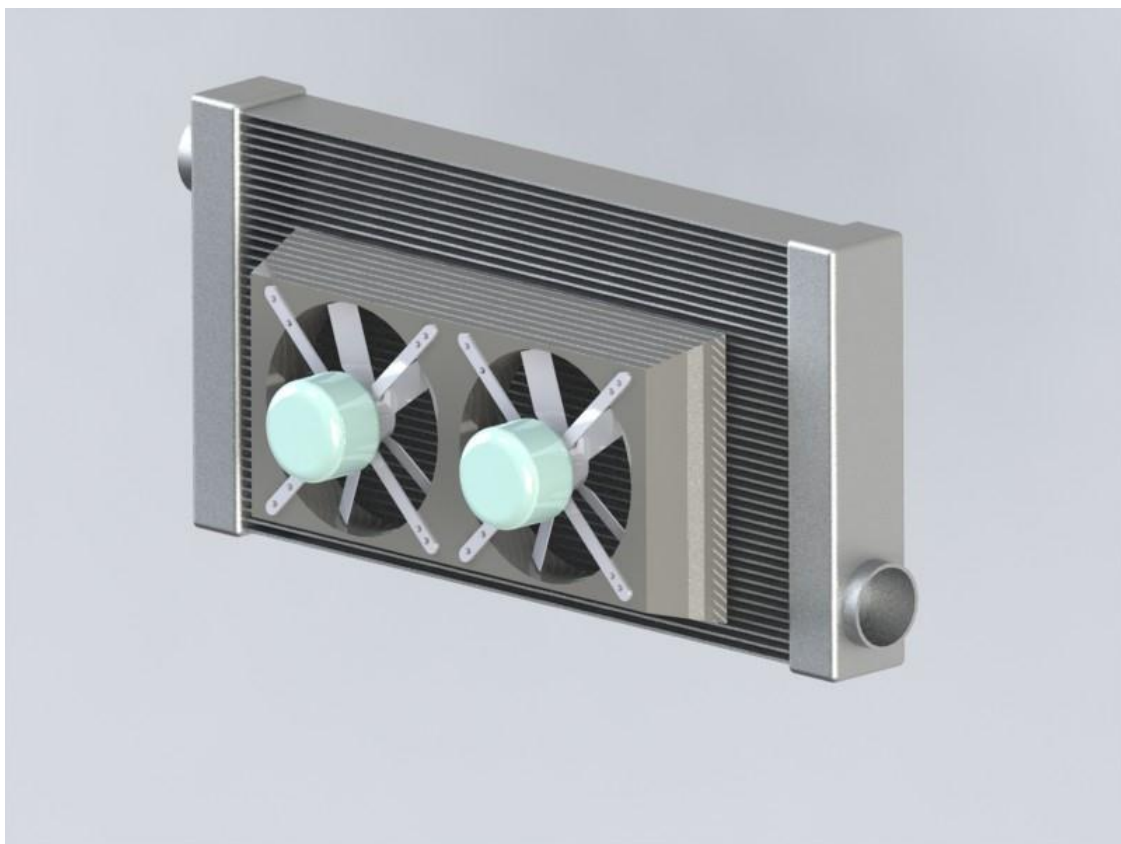


Complessivo dell'impianto di sovralimentazione

3.7 Impianto di raffreddamento

In serie all'intercooler è stato inserito un radiatore, ipotizzato delle stesse dimensioni. Tale scelta è stata fatta considerando che questi componenti verranno costruiti su misura. L'utilizzo dei radiatori è reso necessario dalla presenza di un circuito idraulico di raffreddamento. I radiatori svolgono il compito di raffreddare l'acqua utilizzata a sua volta per il raffreddamento del motore. Lo scambio di calore con l'aria prelevata dall'esterno, avviene tramite il principio conduzione e convezione.

Per migliorare tale processo di raffreddamento, si utilizza un convogliatore a doppia ventola di aspirazione, anch'esso costruito su misura. Tali ventole saranno movimentate da due piccoli motori elettrici comandati elettronicamente dalla centralina.



Radiatore del liquido refrigerante completo di convogliatore ed elettroventole

3.8 Altre modifiche

Il motore, elaborato a livello di aspirazione e scarico, non ha subito modifiche al suo interno: il manovellismo non è stato toccato, albero motore, bielle e pistoni sono di serie così come gli alberi a camme della distribuzione.

Per contro è stata necessaria una ritaratura del sistema di iniezione, al fine di garantire un adeguato apporto di combustibile al motore.

A completamento dell'elaborazione è stata eseguita una rimappatura della centralina elettronica di gestione, per correggere tutti i parametri in funzione delle mutate esigenze del propulsore.

3.9 Risultato ottenuto

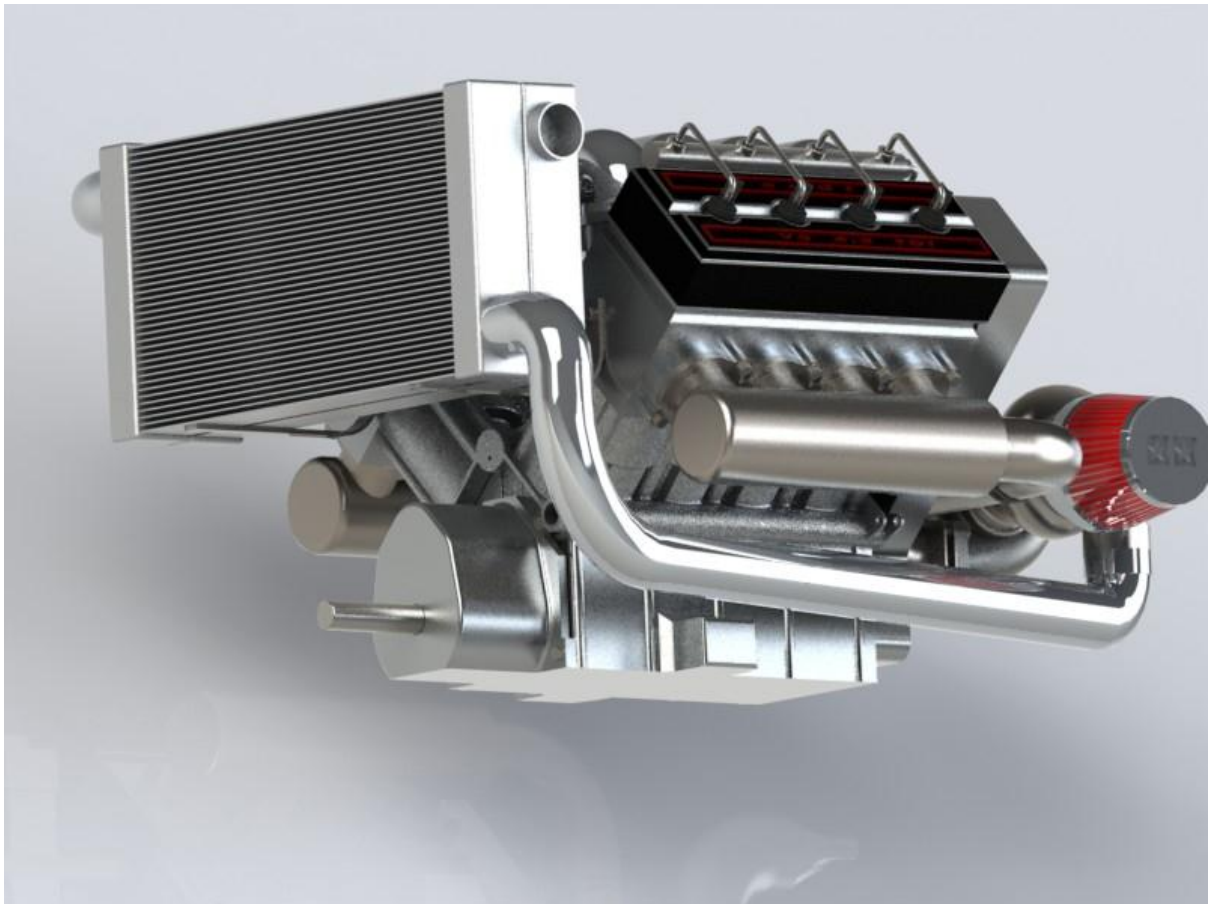
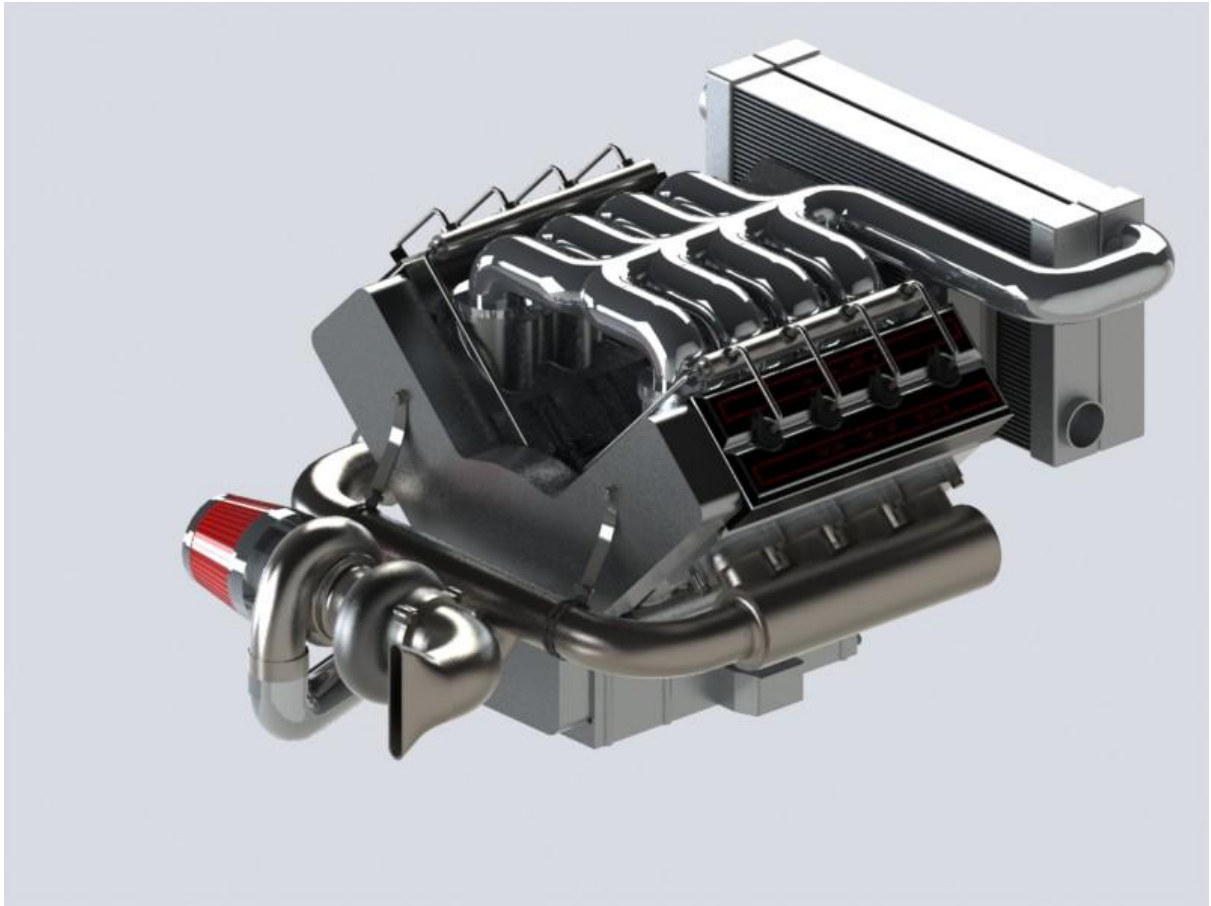
In questa configurazione il motore ha beneficiato di un aumento di potenza del 38%, passando da 326 CV (240KW) a 450 CV (331 KW) erogati a 4000 rpm.

La coppia massima espressa passa invece da 650 Nm a circa 850 Nm: il picco viene raggiunto a un regime inferiore nel motore di serie, a causa delle minori dimensioni dei turbocompressori; per contro la curva di coppia ha una flessione abbastanza repentina oltrepassati i 3000 rpm.

Il motore elaborato invece raggiunge più tardi il picco di coppia, ma lo mantiene quasi costante fino al regime di potenza massima.

Questa erogazione del motore modificato, che rispecchia le scelte fatte in sede di progetto, si adatta al meglio alle esigenze del mezzo su cui verrà installato.

Nelle immagini seguenti si può osservare una rappresentazione CAD del motore nella sua interezza con tutte le modifiche effettuate: si notino gli scambiatori di calore (radiatore liquido refrigerante e intercooler) montati in serie e il sistema di iniezione diretta common rail.



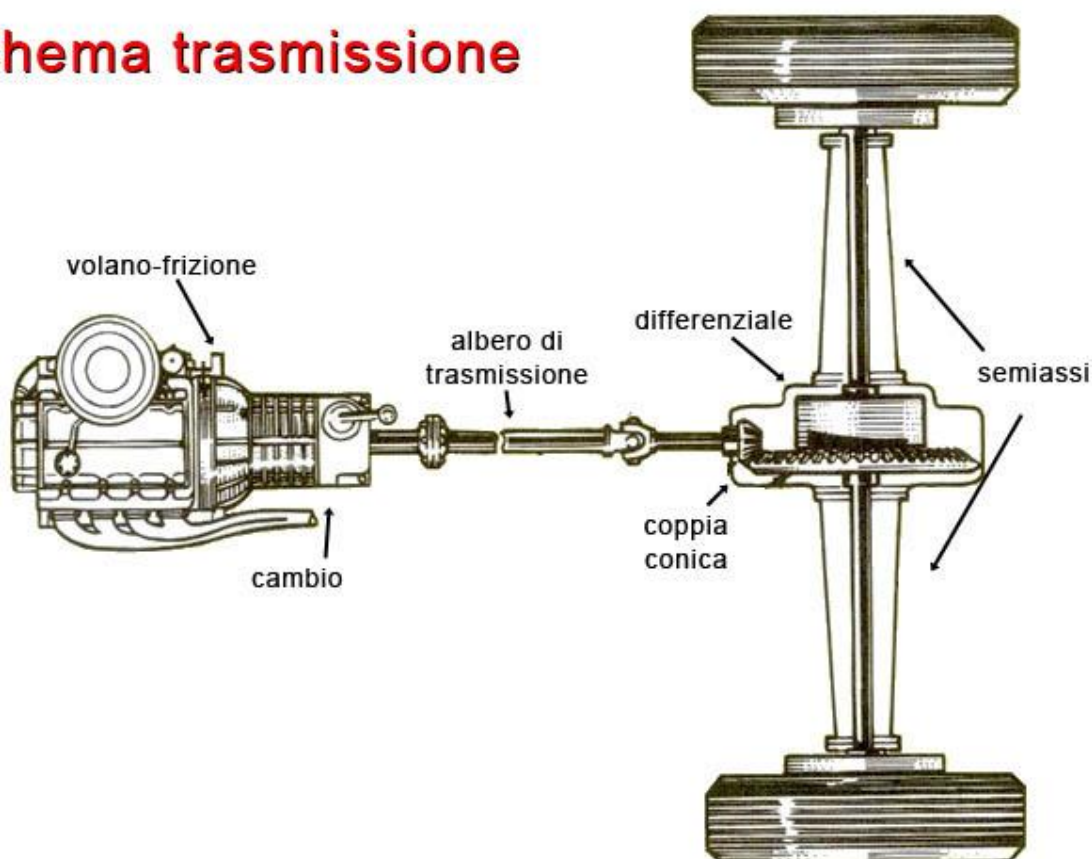
Capitolo 4 – Trasmissione della coppia

4.1 Premessa

L'apparato di trasmissione è stato rivisto profondamente; il motore che equipaggia l'auto è dotato di un cambio di velocità che lavora in questo modo: l'albero primario del cambio riceve il moto da un disco calettato sull'albero motore, il volano, attraverso un meccanismo a frizione; in seguito il moto viene trasmesso all'albero secondario per mezzo di una serie di ingranaggi; l'albero secondario a sua volta tramette potenza al differenziale, attraverso un ingranaggio denominato coppia conica; infine il differenziale muove i semiassi delle ruote motrici.

Lo schema sottostante esplica questi concetti:

Schema trasmissione



Tutti gli organi di trasmissione precedentemente menzionati sono stati rimossi e rimpiazzati da un sistema di trasmissione che permettesse di interfacciare l'albero motore all'elica principale.

Seguirà quindi una descrizione dei vari organi che permettono la trasmissione del moto a partire dall'albero motore, fino ai due rotori che permetteranno il movimento dell'elicottero.

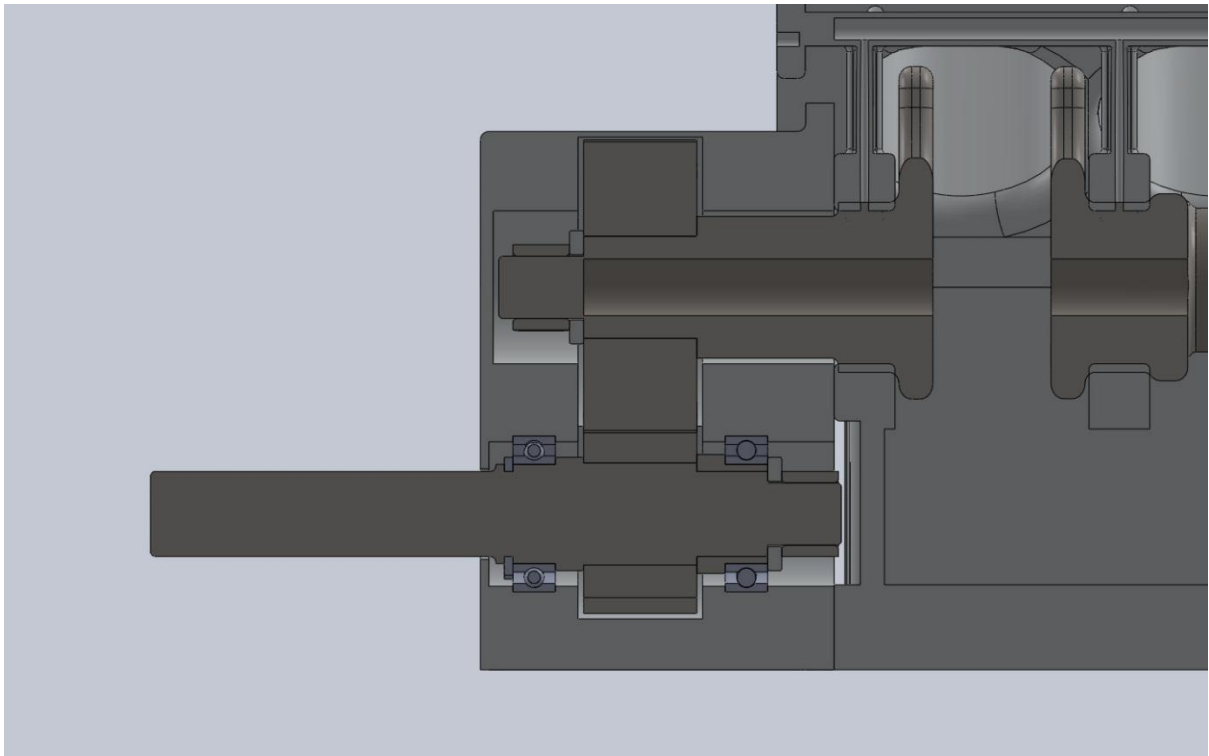
4.2 Moltiplicatore di giri

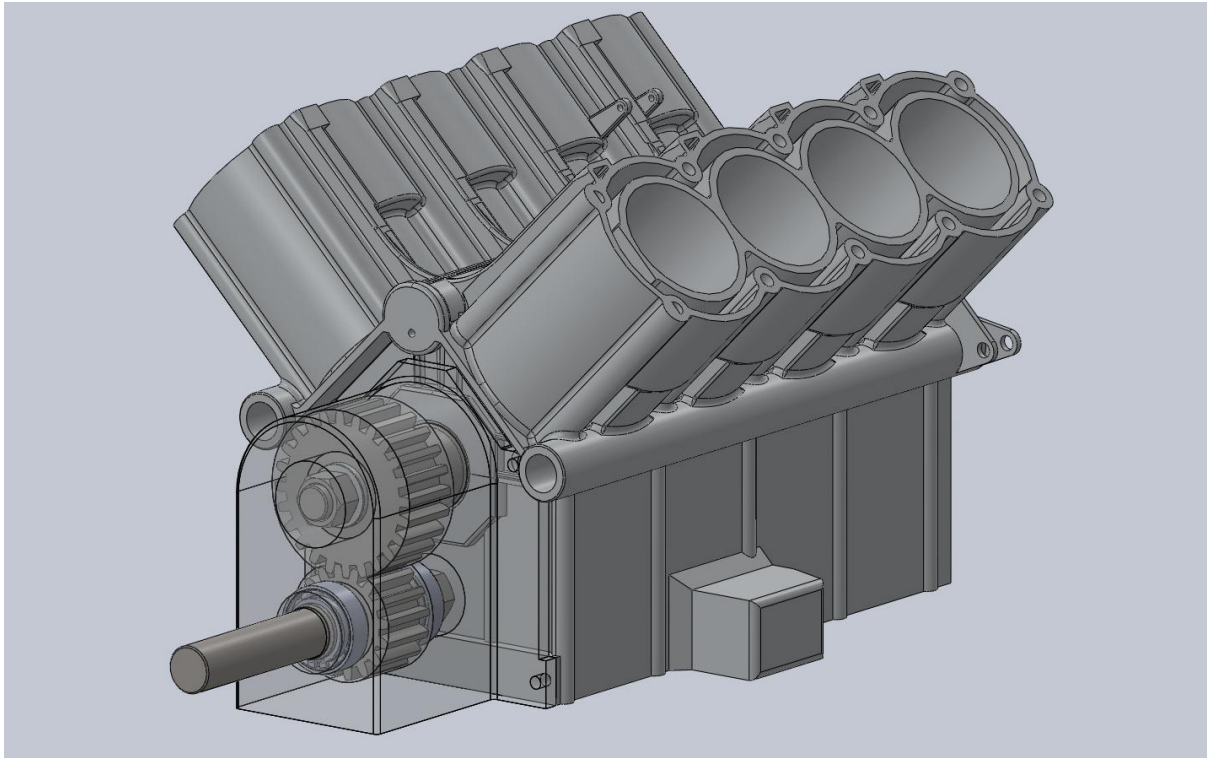
La presenza di quest'organo meccanico è resa necessaria dal momento che sull'albero di uscita sono richiesti 6000 giri al minuto, mentre il motore V8 ruota ad una velocità di 4000 giri al minuto. Partendo da questi dati si riesce a trovare il rapporto di trasmissione necessario per eseguire un dimensionamento opportuno dell'ingranaggio. Le ruote dentate saranno costruite in acciaio 14NiCr18; in questo modo si riesce ad ottenere la verifica a fatica mantenendo contenuti i costi dei materiali utilizzati.

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

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

Nelle seguenti figure si possono notare i singoli componenti che costituiscono il moltiplicatore di giri, una vista in sezione del meccanismo e una vista dello stesso montato sul basamento.



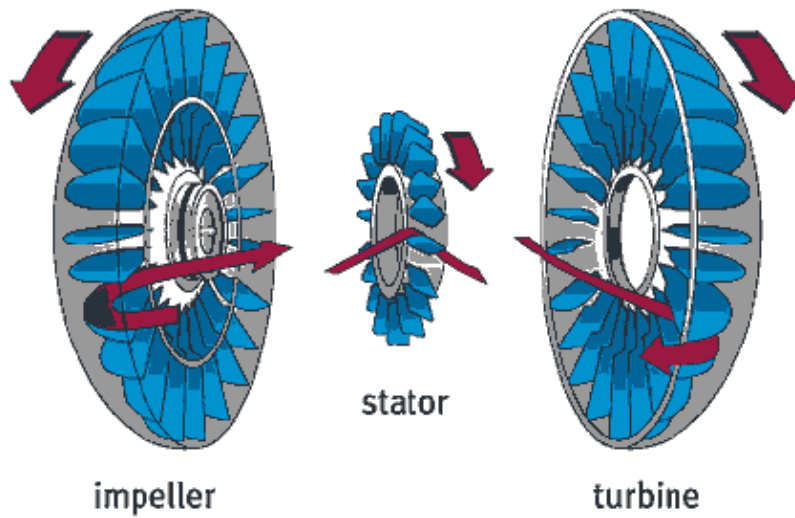


4.3 Convertitore di coppia

In questo impianto è previsto l'utilizzo di un convertitore di coppia che collega l'albero in uscita dal moltiplicatore di giri con la Main Gear Box (MGB), ovvero la scatola di trasmissione principale.

Questo meccanismo, in pratica, risulta essere un giunto idrodinamico che conferisce al sistema un accoppiamento silenzioso ed elastico garantendo un elevato rendimento.

La funzione del convertitore di coppia è quella di separare meccanicamente l'apparato motore dalla scatola di trasmissione principale; in questa maniera si riesce ad effettuare l'avvio del motore a vuoto e salvaguardare la trasmissione e il motore dall'azione delle vibrazioni e di bruschi sforzi dovuti a carichi esterni.

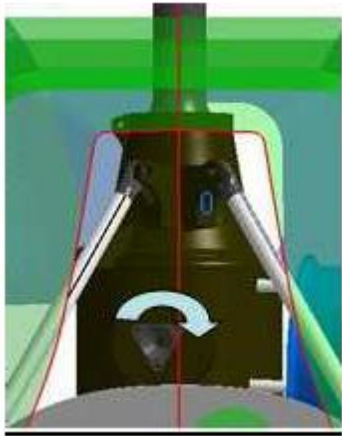


Schema convertitore di coppia.

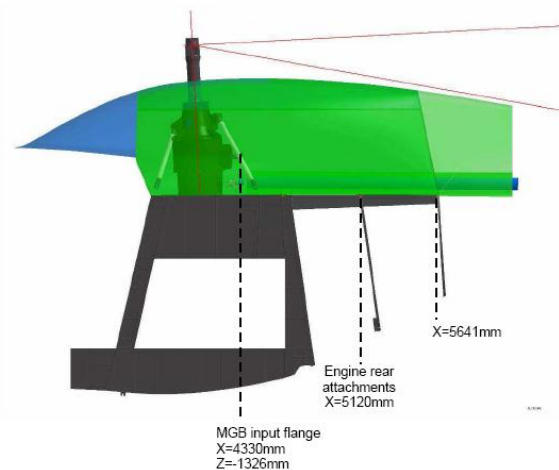
È costituito principalmente di due gusci o giranti in lamiera saldata che formano le due opposte metà di un anello torico, con dei vani a forma di canali semianulari ricavati fra delle palette radiali. Ciascun canale risulta delimitato, fra le palette adiacenti, dalla parete esterna del guscio e dall'apposto diaframma interno sagomato a semi anello torico. Delle due giranti, una agisce da pompa centrifuga ed è attaccata alla motrice mentre, l'altra funziona da turbina idraulica ed è collegata alla scatola di trasmissione principale. Uno dei due giunti presenta alla sua periferia una flangia anulare per l'attacco ad un involucro o coperchio che forma una cassa rotante, a tenuta, per l'afflusso e il deflusso dell'olio.

4.4 Main Gear Box (MGB)

Questo elemento risulta essere la scatola di trasmissione principale, ed avrà il compito di ridurre in numero di giri in uscita dal motore, che sono 6000 rpm e ripartirli sul rotore principale e quello di coda.



Vista longitudinale del MGB.



Vista laterale del MGB.

Nel lavoro svolto non si è andato a modificare tale elemento; l'unico parametro che si è dovuto considerare è il posizionamento del giunto in modo da poter fare un accoppiamento preciso con l'albero in uscita dal convertitore di coppia.

Capitolo 5 - Confronto del motore Diesel con il turboalbero

5.1 Eurocopter EC 120 Colibrì

L'elicottero oggetto dello studio di questa tesi è il modello EC 120 Colibrì prodotto dalla ditta francese Eurocopter.

Tale elicottero è classificato come leggero, ed è dotato di un rotore Spheriflex a tre pale semirigide e di un sistema antirotazione fenestron in luogo del tradizionale rotore di coda controrotante. La struttura realizzata in lega leggera e materiale composito è caratterizzata da una cabina di pilotaggio a due posti affiancati anteriori a doppi controlli più tre posteriori su due file e dotata di un'ampia finestratura in plexiglass. Posteriormente invece la trave di coda è realizzata in honeycomb mentre gli stabilizzatori orizzontali e la struttura del fenestron sono realizzati interamente in fibra di carbonio. Per l'atterraggio sono previsti un paio di pattini in struttura tubolare. Le caratteristiche possedute dal Colibrì ne fanno, oltre che un mezzo privato da turismo, un eccellente candidato per l'utilizzo come pattugliatore urbano per le forze di polizia, come elisoccorso e come addestratore sia in ambito civile che militare.



Eurocopter EC 120 Colibrì

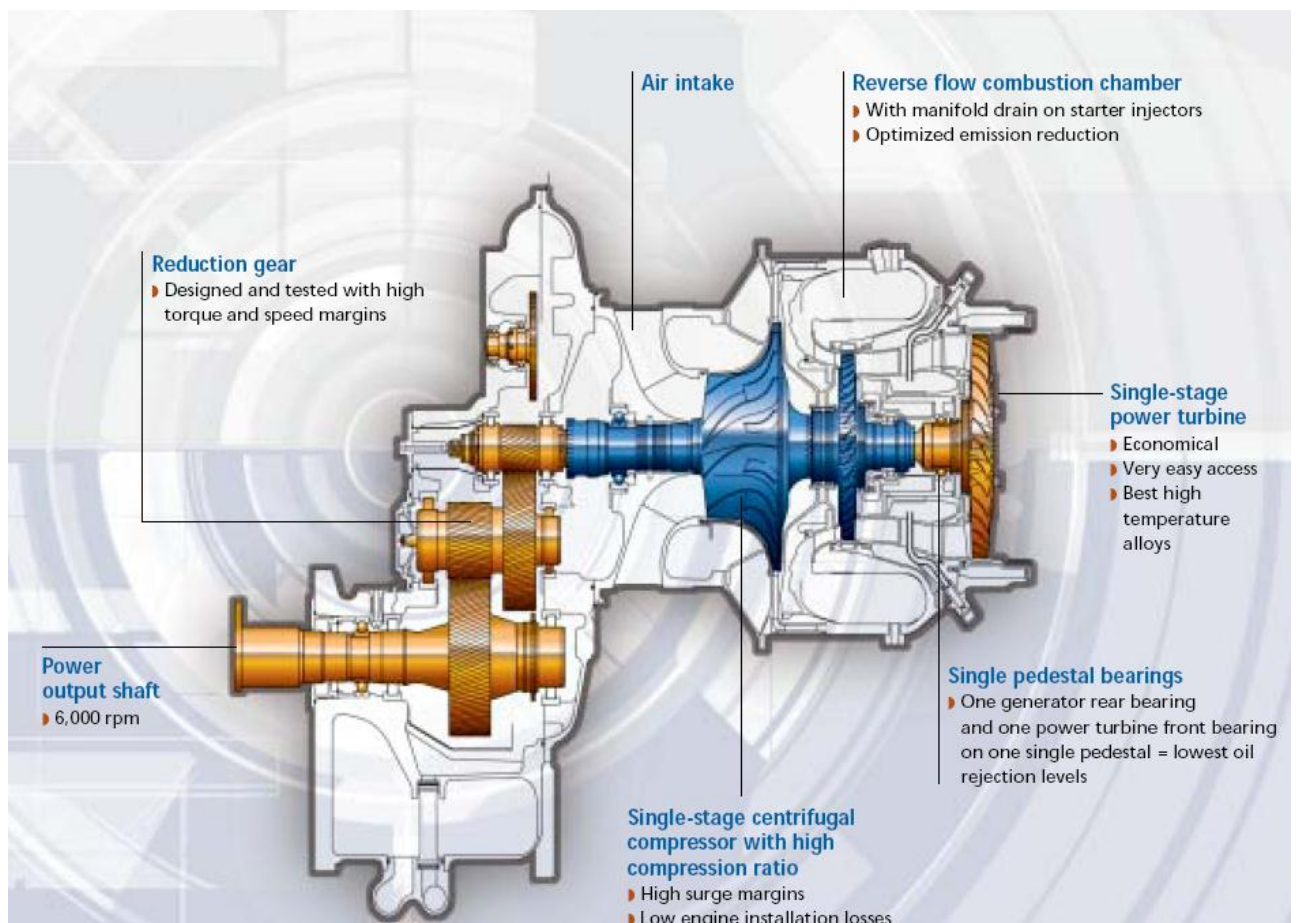
Scheda tecnica:

- Peso massimo al decollo: 1715 kg;
- Peso a vuoto con configurazione standard: 994 kg;
- Motore: un turboalbero ARRIUS 2F della TURBOMECA;
- Potenza al decollo: 376 kW;
- Velocità massima: 278 km/h;
- Rateo di salita: 5.84 m per secondo;
- Quota di tangenza: 6100 m.

Di seguito si andrà ad analizzare più in dettaglio il motore Arrius 2F.

5.2 Arrius 2F TURBOMECA

Come detto il motore applicato sul EC 120 colibrì è l'Arrius della TURBOMECA nella versione 2F. Il produttore dichiara che la potenza massima sviluppabile in continuo da tale motore è di 336 kW a 6000 rpm, mentre la potenza di decollo corrisponde a 376 kW. Queste misurazioni sono riferite a livello del mare ed in atmosfera ISA (International Standard Atmosphere). In ultimo, il peso complessivo del motore vale 103.5 kg.



Schema Arrius 2F.

Si è però trovato un documento emesso dal Dipartimento Federale per l'aviazione Statunitense nel 2007 dove sono state effettuate diverse rilevazioni su questo motore per motivi di certificazione. I risultati che ne conseguono sono che la potenza massima sviluppabile in continuo diminuisce leggermente raggiungendo il valore di 322 kW, sempre riferita a 6000 rpm. Lo stesso valore è indicato per la potenza al decollo. La diminuzione dei valori di potenza dichiarati è però ampiamente compensata dalla capacità di sovraccarico che il motore è in grado di sopportare; infatti si possono raggiungere valori di potenza di picco pari a 469 kW per un periodo di due minuti e mezzo, permettendo così manovre come il decollo dove è richiesta maggiore potenza.

Di conseguenza si può andare a ricavare il rapporto peso/potenza, che per questo motore che vale:

$$\frac{103.5 \text{ kg}}{322 \text{ kW}} = 0.32 \frac{\text{kg}}{\text{kW}}$$

Vedremo come la valutazione di tale rapporto per il motore Diesel sarà fondamentale per la determinare la fattibilità della sostituzione che si stà provando a fare.

5.3 Motore Diesel V8 4.2 TDI

Il motore Audi elaborato ha le seguenti caratteristiche:

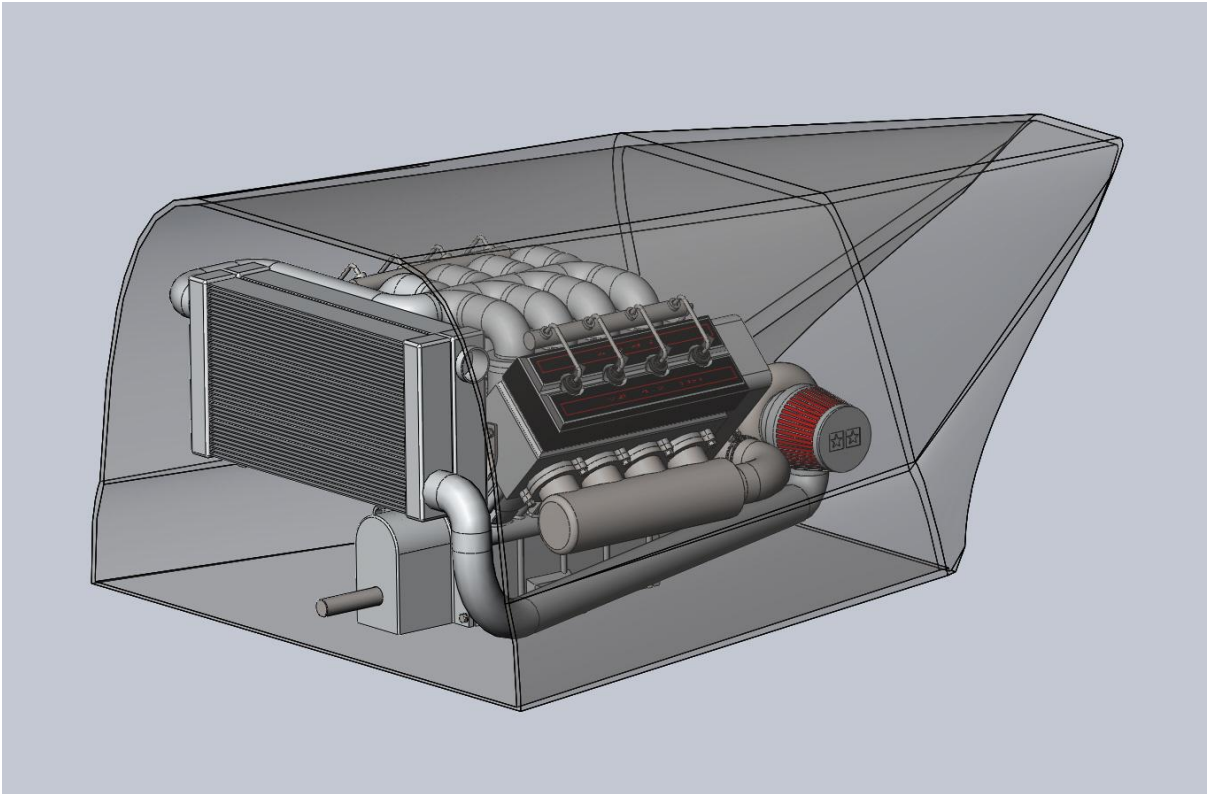
- Cilindri: 8 a V di 90°;
- Cilindrata: 4134 cm³;
- Alesaggio x Corsa: 83 x 95,5 mm;
- Potenza massima stimata: 331kW (450 hp) @ 4000 rpm;
- Coppia stimata: 850 Nm @ 2500 rpm;
- Massa stimata: 255 kg;
- Sovralimentazione: singolo turbocompressore GTX 3582 R;
- Sistema di iniezione: Common rail 1600 bar.

Di seguito si può andare a ricavare immediatamente il rapporto peso/potenza per questo motore e confrontarlo con l'Arrius.

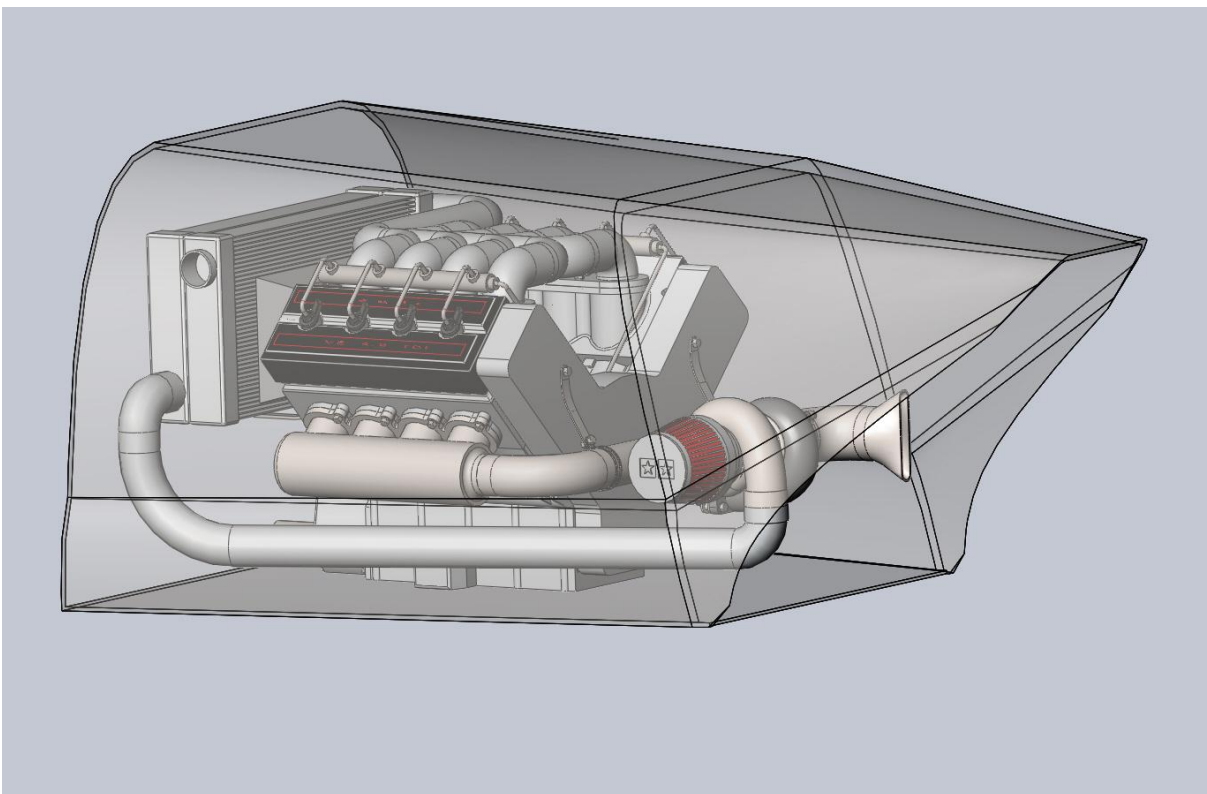
$$\frac{255 \text{ kg}}{331 \text{ kW}} = 0.77 \frac{\text{kg}}{\text{kW}}$$

Nel bando emesso dalla ditta Eurocopter era richiesto che il nuovo motore potesse sviluppare una potenza di picco di almeno 330 kW per il decollo ed un rapporto peso/potenza inferiore a $0.8 \frac{\text{kg}}{\text{kW}}$: pertanto i vincoli di progetto sono stati soddisfatti.

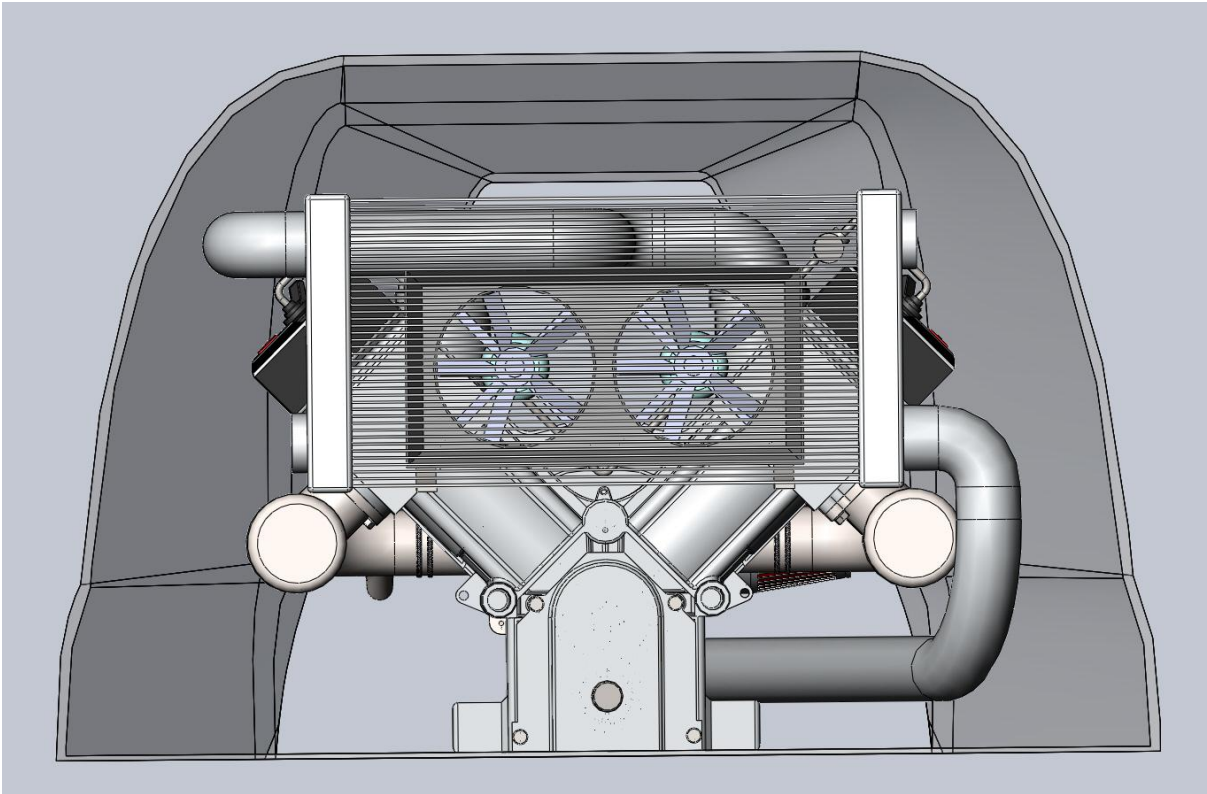
Nelle immagini seguenti è possibile apprezzare il montaggio del motore Diesel modificato all'interno del cofano motore dell' EC 120: si può notare come i componenti disegnati su misura siano indispensabili al fine di rispettare gli ingombri dettati dalla geometria del cofano motore.



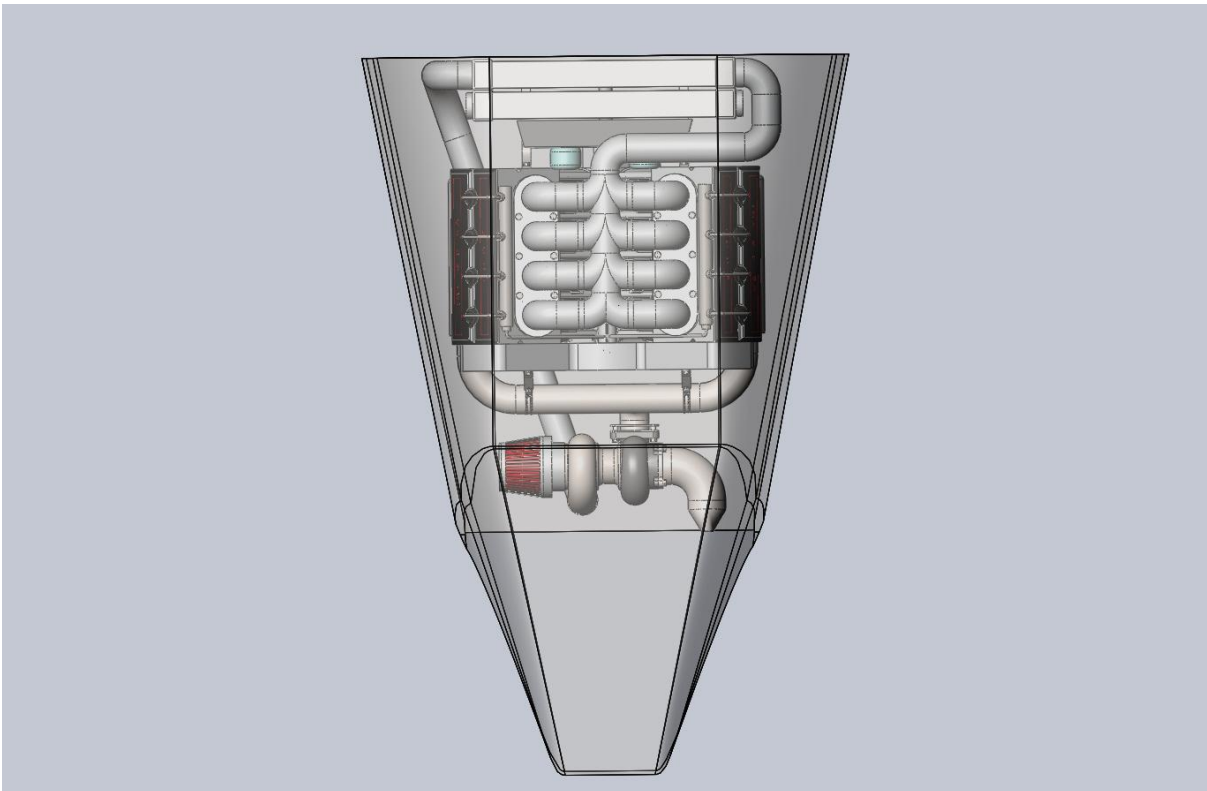
Vista $\frac{3}{4}$ anteriore



Vista $\frac{3}{4}$ posteriore



Vista anteriore



Vista dall'alto

Ulteriori aspetti positivi dall'utilizzo del motore Diesel sono:

- Riduzione dei consumi di combustibile standard del 50%;
- Il motore Diesel ha più o meno lo stesso numero di componenti del motore turboalbero, e di conseguenza un'affidabilità paragonabile ad esso;
- Riduzione dei costi di costruzione del 50%;
- Riduzione del rischio di incendio grazie all'utilizzo di combustibili meno infiammabili;
- Migliore modulazione della potenza;
- Avvio più semplice sia del motore che del rotore;
- Affidabilità dei singoli componenti migliorata grazie al largo utilizzo di questa tipologia di motori;
- Riduzione delle vibrazioni e del rumore con minor stress strutturale e un migliore fattore umano.

Conclusioni

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

Il lavoro più gravoso ha riguardato lo studio e il disegno degli organi accessori del motore diesel, avendo come vincolo le dimensioni tutt'altro che abbondanti del cofano motore dell'elicottero, il quale, in principio, ospita una turbina a gas dalla forma snella e allungata.

Il motore diesel V8 ha infatti delle dimensioni totalmente diverse: è caratterizzato da un notevole ingombro trasversale e da un limitato ingombro longitudinale.

Complessivamente gli obiettivi prefissati sono stati raggiunti:

il motore in seguito alle modifiche effettuate sviluppa una potenza sufficiente alle esigenze dell' EC 120.

I risultati ottenuti dimostrano come questa tecnologia, in un prossimo futuro, possa trovare un'ampia applicazione a livello aeronautico, supportata anche dal fatto che la quasi totalità dello sviluppo graverebbe sull'industria automobilistica, enormemente più ampia rispetto all'industria aerospaziale e quindi in grado di ammortare meglio i costi relativi a nuove soluzioni. Infatti lo studio di motori a getto più efficienti interesserebbe principalmente solo l'industria aerospaziale, gravandola così, di costi attualmente proibitivi per la maggior parte delle case di produzione.

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

Una propulsione ibrida consentirebbe, a parità di motore, di muovere elicotteri di dimensioni maggiori oppure, a parità di elicottero, di utilizzare un motore più piccolo e leggero.

Questo aumenta a dismisura la possibilità di impiegare motori diesel in sostituzione delle turbine a gas.

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

Bibliografia

- [1] Minelli G., “*Motori endotermici alternativi*”, Bologna, Pitagora Editrice, 1984;
- [2] Bocchi G., “*Motori a quattro tempi: moderna teoria dei motori a combustione interna, metodi di calcolo computerizzati*”, Milano, Ulrico Hoepli Editore, 1987;
- [3] Negri di Montenegro G., Bianchi M., Peretto A., “*Sistemi energetici e loro componenti*”, Bologna, Pitagora Editrice, 2001;
- [4] Manfè G., Pozza R., Scarato G., “*Disegno meccanico*”, Milano, Principato Editore, 1992;
- [5] Shigley J.E., Mischke C.R., Budynas R.G., “*Progetto e costruzioni di macchine*”, Milano, McGraw-Hill, 2004;
- [6] Cavazzano F., “*Doppia coppia*”, Pagine di tecnica, pp. 50-55, www.dieselevante.com;
- [7] Raccolta “Aircraft”, De Agostini Editore;
- [8] [Rotorcraft Flying Handbook](#), pp. 12-13;
- [9] U.S. Department of Transportation Federal Aviation Administration, Type Certificate data sheet E34NE.

SITI CONSULTATI:

www.turbobygarrett.com

www.eurocopter.com

PROGRAMMI UTILIZZATI:

SolidWorks 2011

Ringraziamenti

Voglio ringraziare i miei genitori che mi hanno sempre offerto il loro sostegno morale e soprattutto economico in questi tre anni universitari, e anche la mia ragazza.

Ringrazio inoltre il professor Piancastelli e il suo staff per la disponibilità e la competenza dimostrata durante lo svolgimento di questo progetto e non solo.