

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITA' DI
BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe 10

Sede di Forlì

TESI DI LAUREA

In DISEGNO ASSISTITO DAL CALCOLATORE

Studio e ottimizzazione di una testata pluriniettore per
motore diesel marino

CANDIDATO

RELATORE

Luca Pagliato

Chia.mo Prof. Ing. Luca Piancastelli

Anno Accademico 2010/2011

Sessione III

Premessa

Scopo del lavoro che caratterizza questa Tesi è lo studio di fattibilità di una modifica per la testata di un motore a ciclo Diesel di grossa cilindrata. Tale propulsore è utilizzato in ambito marino e fa parte di quella categoria di motori che in questo settore vengono definiti “veloci”, in quanto è in grado di ruotare a 3200 rpm nonostante la cilindrata totale di 10,3 Litri.

La modifica prevede l’installazione di 2 iniettori common rail Bosch invece dell’unico previsto originariamente dal costruttore. L’obiettivo è quindi quello di aumentarne le prestazioni e ottimizzare la combustione. Questo attraverso anche l’adozione di componenti commerciali collaudati che consentano di contenere i costi generali del progetto, senza la onerosa realizzazione di prodotti ad hoc.

Per quanto detto sopra, si è deciso di realizzare la nuova testata mediante lavorazioni meccaniche a controllo numerico a partire dalla testata originale, studiandone un disegno appropriato con l’intento di rendere la struttura più idonea ed ottimizzata al nostro scopo.

La scelta di realizzare la nuova testata mediante lavorazioni a controllo numerico, a partire dalla testata originale, è dovuta sostanzialmente a due ragioni principali:

1. Se avessimo scelto di realizzare la testata tramite fusione, oltre a tutte le problematiche che avremmo dovuto affrontare nell’eseguire tale processo, sarebbe stata necessaria la progettazione di uno stampo per la realizzazione del modello e ciò avrebbe provocato un inevitabile incremento dei costi;

2. In questo modo siamo certi della perfetta compatibilità della nuova testata con tutti quei componenti accessori del motore originale.

CAPITOLO 1

Motori endotermici alternativi a ciclo Diesel

Introduzione

Il motore a ciclo Diesel è stato ideato alla fine del secolo scorso (1896) dal tedesco *R. Diesel* ed appartiene alla categoria dei motori ad accensione spontanea. Questo motore copre una gamma di potenze medio alte per motori a combustione interna, affermandosi dapprima come generatore di potenza in impianti fissi, nella propulsione navale e ferroviaria e nel trasporto industriale su strada. Nel settore automobilistico i Diesel hanno trovato in passato scarsa applicazione e soltanto grazie ai bassi costi di esercizio; negli ultimi anni invece l'evoluzione tecnologica ha permesso loro di conquistare fette sempre maggiori di mercato, affermandosi anche in settori, come le berline di classe, tradizionalmente riservati ai motori a ciclo Otto. In particolare l'adozione di sistemi di sovralimentazione sempre più raffinati e l'iniezione diretta ad alta pressione consentono ai Diesel di sviluppare potenze specifiche paragonabili a quelle dei motori a ciclo Otto, ma sempre con minori emissioni inquinanti.

In questo capitolo sono descritte le caratteristiche principali del motore a ciclo Diesel operando un confronto con il motore, che ne è il principale concorrente, il motore a ciclo Otto.

Caratteristiche generali

I motori a combustione interna sono macchine motrici termiche, il cui scopo è quello di convertire in lavoro meccanico la maggior parte possibile dell'energia chimica posseduta dal carburante utilizzato e liberata a seguito di reazioni di combustione che avvengono all'interno della macchina stessa. I motori a ciclo Diesel appartengono alla categoria dei motori ad accensione spontanea, in quanto il combustibile viene iniettato, finemente polverizzato, in seno all'aria precedentemente portata ad alte temperature e pressioni, in modo da provocare l'autoaccensione e dare origine ad una combustione più lenta e graduale (idealmente a pressione costante) rispetto ad un motore a ciclo Otto. I combustibili impiegati sono idrocarburi liquidi, ad esempio gasolio, più densi e meno volatili di quelli utilizzati nei motori ad accensione comandata.

Da un confronto tra il motore a ciclo Diesel ed il motore a ciclo Otto si possono notare pregi e difetti del primo rispetto al secondo.

I principali vantaggi sono:

- Miglior rendimento globale, dovuto alla possibilità di utilizzare, a parità di regime di rotazione, rapporti di compressione circa doppi senza pericoli di fenomeni anomali di combustione;
- Elevato rendimento anche ai bassi carichi, grazie al sistema di regolazione adottato che permette di ridurre la potenza sviluppata dal motore aumentando progressivamente il rapporto aria-combustibile (regolazione per qualità), diversamente da quanto avviene nei motori ad accensione comandata in cui la presenza a monte delle valvole di aspirazione di una o più farfalle, finalizzate a strozzare il condotto di

aspirazione (regolazione per quantità), comporta perdite fluidodinamiche tanto più ingenti quanto più l'area resa disponibile al flusso è minore;

- Utilizzo di combustibili meno pregiati dal punto di vista energetico e pertanto più economici. Questo aspetto, unito ai minori consumi specifici di carburante, abbassa ulteriormente i costi di gestione di tali propulsori;
- Possibilità di riduzione delle emissioni inquinanti gassose in seguito all'utilizzo dei recenti sistemi d'iniezione ad alta pressione che permettono un miglioramento del processo di combustione.

Per contro il motore Diesel presenta i seguenti svantaggi:

- Si devono adottare più elevati rapporti di compressione, necessari per portare la pressione e la temperatura dell'aria a valori sufficientemente elevati da produrre l'autoaccensione del combustibile;
- L'elevato rapporto peso/potenza: infatti la necessità di raggiungere elevate pressioni in camera di combustione fa sì che gli organi meccanici debbano essere dimensionati in modo da resistere alle elevate sollecitazioni che si sviluppano durante le fasi di compressione e di combustione;
- Le potenze specifiche per unità di cilindrata sono sensibilmente più basse a causa della lentezza con cui si svolge il processo di combustione che, assieme alle elevate forze d'inerzia dovute alle masse in movimento alterno, impedisce al motore Diesel di raggiungere alti regimi di rotazione. Ne consegue che le potenze specifiche per unità di cilindrata sono sensibilmente più basse di quelle dei motori ad accensione comandata, con un conseguente maggior ingombro a parità di potenza;
- La "ruvidezza" della combustione che tende ad innescare vibrazioni nella struttura del motore, rendendolo più rumoroso e facendo sì che la sua installazione risulti più difficile e costosa.

Parametri caratteristici dei motori:

Coppia e potenza al banco

Sono i parametri principali per la definizione delle prestazioni di un motore e vengono misurati direttamente sul motore in sala prova, con modalità e strumenti previsti dalle apposite normative.

Si utilizza un dispositivo (freno dinamometrico) in grado di dissipare l'energia meccanica prodotta dal motore simulando il comportamento dell'effettivo utilizzatore (mezzo di trasporto, generatore elettrico, ecc.). Schematicamente (Figura 1.1) esso è costituito da un rotore collegato all'albero di uscita del motore, accoppiato da forze viscosse od elettromagnetiche, ad uno statore libero di oscillare rispetto alla struttura fissa, in quanto supportato da essa mediante cuscinetti a basso attrito.

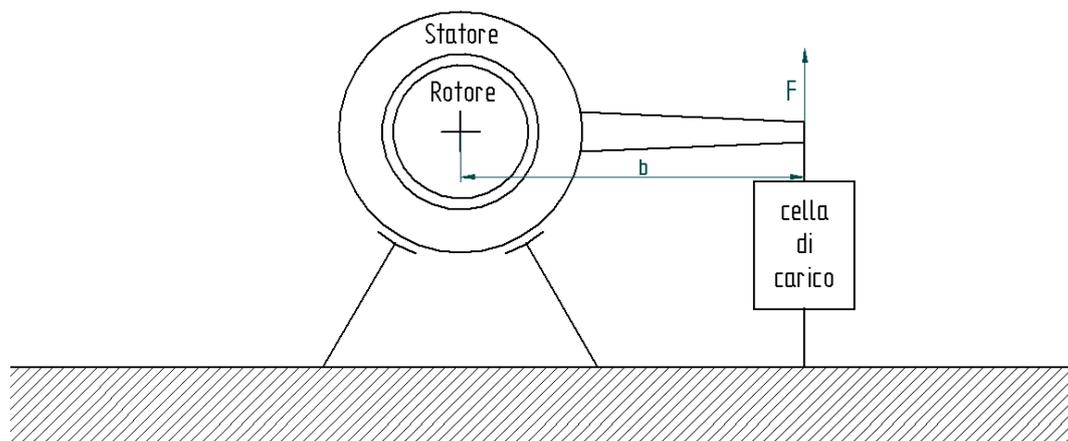


Figura 1.1 Schema banco prova

Il motore in prova trascina il rotore del freno, che a sua volta tende a mettere in rotazione lo statore impedito in questo dal braccio b .

In condizioni di equilibrio dinamico del gruppo motore-freno la coppia sviluppata dal motore sarà data da: $M_e = F \cdot b$

Essa misura il momento torcente utile reso disponibile all'albero motore, ossia la sua effettiva capacità di compiere lavoro. La potenza effettiva utile sarà data dal prodotto della coppia per la velocità angolare ω rilevata durante la prova, ovvero dall'espressione:

$$P_e = M_e \cdot \omega = M_e \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

dove n rappresenta il numero di rotazioni eseguite in un minuto primo (rpm).

Il ciclo termodinamico Diesel

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 si è molto lontano dalle condizioni necessarie ad un'analisi termodinamica, in quanto il susseguirsi degli stati che il fluido assume non identifica un percorso termodinamico chiuso e sia la macchina che il fluido, il quale subisce variazioni di massa e composizione chimica, sono ben lontani da un comportamento ideale. Una approssimazione del ciclo ideale che si ottiene è rappresentata in Figura 1.2.

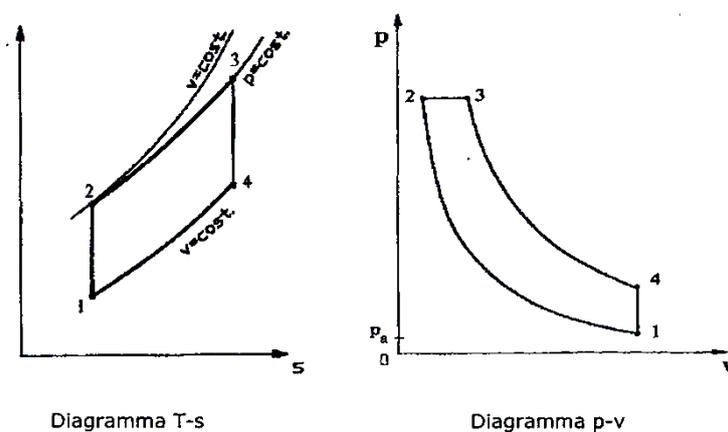


Figura 1.2 Diagrammi termodinamici ideali

Nel ciclo Diesel (Figura 1.2) si distinguono sei fasi:

- una fase di aspirazione;

- una fase di compressione isoentropica del fluido;
- una trasformazione che rappresenta il processo di combustione; nel caso del Diesel si ipotizza che il fluido riceva calore dall'esterno a pressione costante;
- una fase di espansione isoentropica del fluido;
- una trasformazione che permette la chiusura del ciclo: si ipotizza che la cessione di calore all'ambiente esterno avvenga a volume costante
- una fase di scarico.

Le differenze fra il ciclo ideale e quello reale sono dovute principalmente ai seguenti fattori:

- le perdite di carico nei condotti nella fase di aspirazione e di scarico non sono trascurabili e pertanto nelle fasi di pompaggio si sviluppano pressioni variabili e rispettivamente inferiori e superiori a quella esterna;
- la non istantaneità della apertura e chiusura delle luci delle valvole, dovuta sia alla convenienza di ottimizzare la distribuzione in rapporto alla presenza di fenomeni fluidodinamici, sia alla necessità di limitare le spinte inerziali negli organi in movimento, comporta il diverso andamento del diagramma reale in corrispondenza dei punti morti.

Il ciclo di indicatore reale

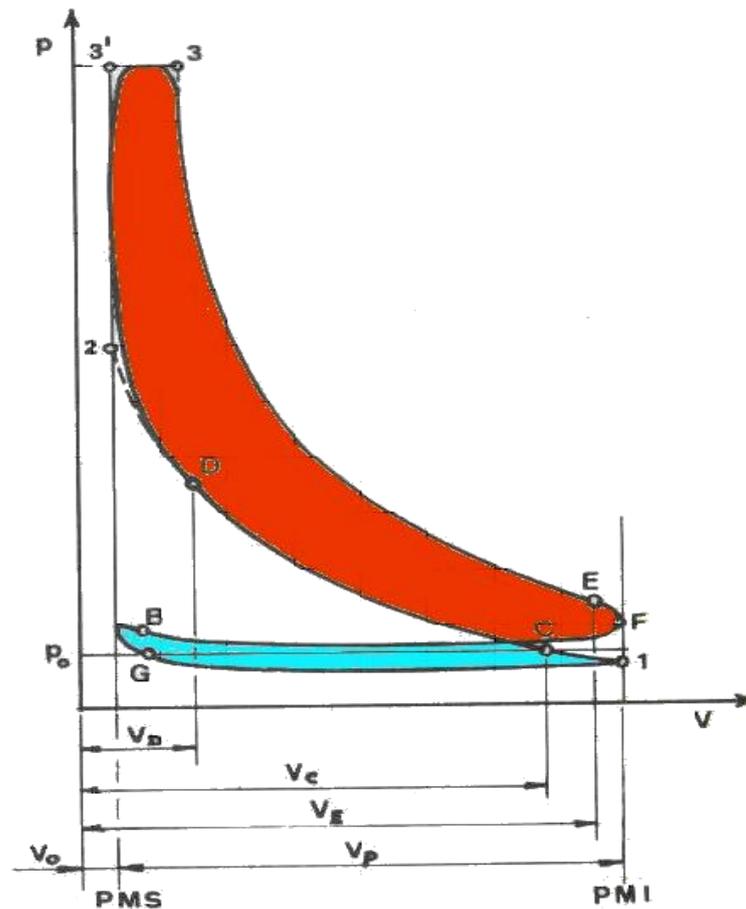


Figura 1.3 Diagramma di indicatore reale

Nel diagramma di indicatore in figura l'area in rosso rappresenta il lavoro fruibile ad ogni ciclo mentre l'area in azzurro mostra il lavoro perso per l'azione di pompaggio dello stantuffo. Il diagramma tiene conto delle perdite di carico alla aspirazione e allo scarico e non linearizza le parti di compressione ed espansione dei gas per cui il diagramma rappresenta la migliore approssimazione del ciclo Diesel.

Esaminiamo un poco più approfonditamente le differenze sostanziali che intercorrono tra le fasi di un ciclo ideale e le fasi corrispondenti nel diagramma di indicatore reale.

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 valori compresi tra 18 e 22) e solo successivamente si inietta il combustibile.

Le perdite di carico che il fluido subisce durante le trasformazioni sono una delle cause principali della differenza tra il comportamento ideale e reale del motore. Esse possono essere considerate le seguenti:

- 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 portata massica di aria introdotta in camera di combustione;
- gas residui rimasti all'interno dei cilindri a pressione maggiore a quella atmosferica i quali, espandendosi, ritardano l'inizio dell'immissione del comburente e ne diminuiscono la portata;
- riduzione della densità della carica aspirata dovuta all'aumento di temperatura delle pareti del cilindro e dei condotti di aspirazione ;
- fenomeni di risonanza provocati dall'apertura simultanea delle valvole di aspirazione e di scarico;

La massa che teoricamente potrebbe entrare nel cilindro è pari a $V_C \cdot \rho_a$ dove con ρ_a si è indicata la densità dell'aria alle condizioni di pressione e temperatura dell'ambiente in cui si trova il motore. In realtà viene aspirata solo una frazione della massa η_V ideale .

La massa M_a di carica fresca effettivamente aspirata risulta quindi:

$$M_a = \eta_V \cdot V_C \cdot \rho_a$$

dove η_V è detto coefficiente volumetrico o coefficiente di riempimento.

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, a questo scopo, solo un condotto di aspirazione per evitare che le turbolenze vadano ad interferire tra loro, annullando così gli effetti cercati.

Il coefficiente volumetrico è inoltre fortemente influenzato dal regime di rotazione.

La fase di compressione

Sempre in Figura 1.3 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.

Inizialmente il fluido si trova ad una temperatura inferiore rispetto alle pareti del cilindro, quindi la temperatura della carica aumenta per il duplice effetto della compressione e dello scambio di calore.

Quando il fluido raggiunge una temperatura sufficientemente elevata si ha una inversione dello scambio di calore e, dato che è quest'ultima parte ad essere predominante, si può affermare che la compressione sia una trasformazione a sottrazione di calore.

La curva che meglio approssima la compressione è quindi una politropica, il cui esponente η_C è considerato costante, mentre la politropica stessa dipende dal rapporto di compressione (*nel caso del VD007 pari a 15,5*).

Anche il tipo di raffreddamento incide su η_C , in particolare nei motori che presentano un raffreddamento a liquido: dove le pareti del cilindro sono più fredde si riscontrano valori inferiori rispetto ai motori raffreddati ad aria.

Inoltre η_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 invece alle minori velocità e si riducono i tempi di scambio termico.

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, 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.

La fase di combustione

Affinché possa avvenire la combustione del carburante è necessario vaporizzare il combustibile liquido e miscelarlo in modo il più possibile omogeneo con l'aria aspirata. Nelle miscele eterogenee di aria e 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 maniere:

- **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 termine della combustione. Tale fenomeno prende il nome di detonazione: è avvertibile dal caratteristico rumore metallico e causa perdite di potenza e gravi danneggiamenti agli organi meccanici.

- **combustione progressiva:** avviene in miscele omogenee di aria e vapori di combustibile ma, contrariamente alla combustione simultanea, la combustione ha inizio solo in alcuni punti che si trovano nelle condizioni adatte all'accensione: in seguito 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.

- **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 bruciando 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 tra l'inizio dell'iniezione e il *PMS* viene detto *angolo di anticipo* all'iniezione e assume in genere valori compresi tra 22°-28°.

Per quanto riguarda la durata totale della combustione, essa può essere schematizzata in 4 fasi:

- una fase iniziale da cui comincia l'iniezione e corrisponde al periodo di incubazione durante il quale il combustibile si prepara a bruciare;

- una seconda fase in cui il combustibile iniettato ha avuto tempo di evaporare e formare una miscela con l'aria, a seguito della quale si ha una rapida combustione;
- una fase di combustione diffusiva;
- una fase finale di post-combustione, che continua durante la fase di espansione, dove brucia il combustibile non ancora consumato;

La fase iniziale, sebbene indispensabile per la 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”, in modo 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.

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 η_E costante.

Va sottolineato che le perdite di calore, che nella fase di compressione riducono l'esponente η_C , nella fase di espansione aumentano l'esponente della politropica, dato che causano una più rapida diminuzione della pressione dei gas, rendendo quindi più ripida la curva rappresentata nel diagramma.

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

La fase di scarico

In corrispondenza del punto E sul diagramma di indicatore avviene l'apertura della valvola di scarico, operazione che termina l'espansione e quindi la fase utile del ciclo. 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 alla precedente.

È importante la 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.

Analogamente 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.

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 e dimensionandolo opportunamente.

Rendimento organico del ciclo Diesel

Si tratta del coefficiente che permette di passare dalle grandezze indicate a quelle effettive, tenendo conto che una parte della potenza ceduta dal fluido di lavoro al pistone entro il cilindro deve essere spesa per vincere l'attrito tra i principali accoppiamenti cinematici del motore e per trascinare tutti gli accessori indispensabili per il suo funzionamento.

Il rendimento organico η_o diminuisce al crescere della velocità media del pistone ed al ridursi del carico e può essere definito in termini di potenze come rapporto tra la potenza disponibile all'albero motore e quella indicata.

Rendimento termodinamico del ciclo Diesel

Il rendimento termodinamico, diversamente dal rendimento organico, dipende dal rapporto di compressione ed il rapporto di combustione a pressione costante.

Il rendimento termodinamico del ciclo Diesel è strettamente dipendente dal rapporto di compressione; in particolare, come si può vedere dal diagramma in Figura 1.4, aumenta all'aumentare di β (il rapporto di compressione) in quanto aumenta la temperatura a cui avviene lo scambio di calore. I rapporti di compressione di un motore diesel vanno solitamente da 14 a 22.

Il grafico mostra che, confrontando il rendimento termodinamico di questo ciclo con quello di un ciclo Otto con rapporto di compressione $\beta \leq 12$ (valore tipico per motori con questo ciclo per non incorrere nella detonazione), si ottiene un valore superiore. Tale fenomeno può essere spiegato dal fatto che a parità di calore introdotto e pressione massima in

camera di combustione, la quantità di calore ceduta all'ambiente da un motore a ciclo Diesel è minore rispetto al ciclo Otto.

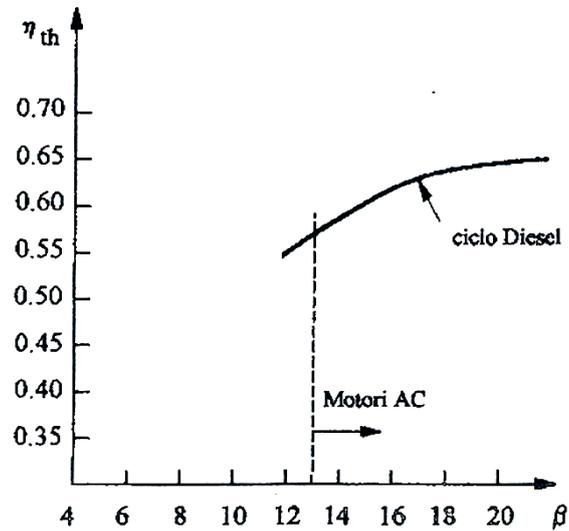


Figura 1.4 Rendimento termodinamico al variare del rapporto di compressione

I valori più elevati del rapporto di compressione penalizzano per contro il rendimento meccanico di un motore a ciclo Diesel a causa dei maggiori carichi agenti sul manovellismo.

Curve caratteristiche

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 1.5.

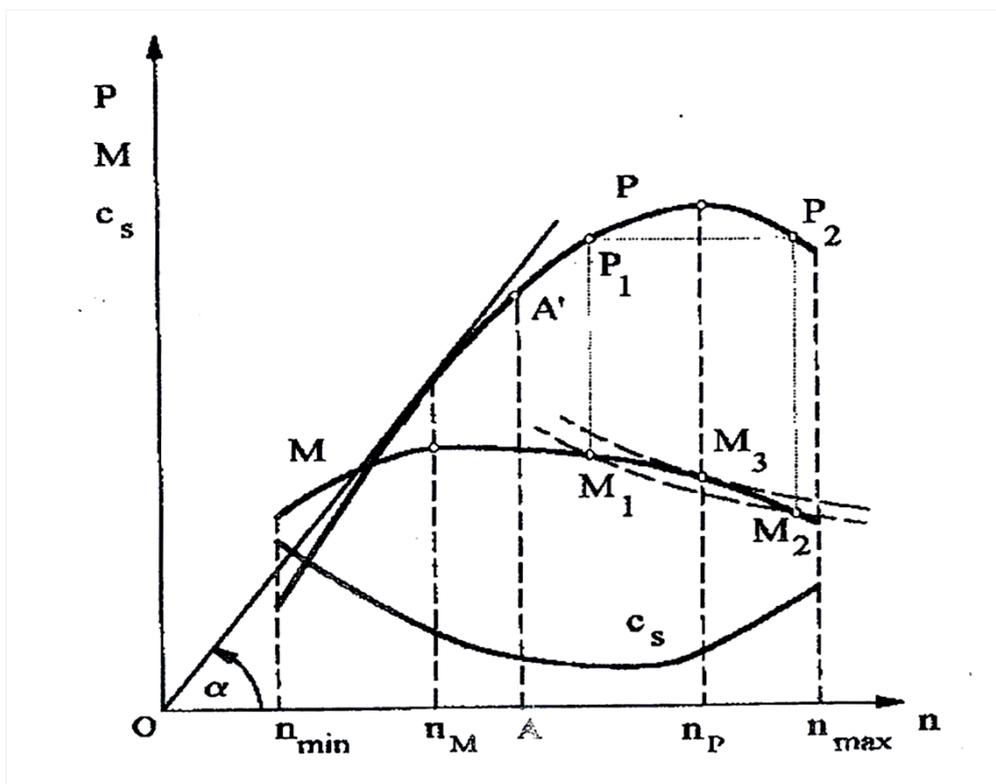


Figura 1.5 Curve caratteristiche

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). 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 1.5 mostra le tipiche curve caratteristiche per un motore Diesel sovralimentato, i cui andamenti possono essere brevemente illustrati:

- **la curva di coppia** presenta 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 riempimento;

- **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 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 al fine di non sollecitare eccessivamente il motore e garantirne 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 comunque cresce. Questo fenomeno è dovuto essenzialmente al fatto che agli alti regimi aumentano le perdite energetiche, mentre ai bassi cresce la percentuale di calore dissipata.

Il common rail

Visto l'utilizzo di un combustibile poco pregiato come il gasolio, obiettivo principale per ottenere una buona combustione nei motori Diesel è quello di una intima miscelazione tra combustibile e comburente, la quale può essere raggiunta solo grazie ad un'ottima polverizzazione del gasolio iniettato in camera di combustione. D'altro canto, la combustione diffusiva che si ottiene in questi motori necessita di un rapporto stechiometrico locale, mentre, dal momento che la carica non è omogenea, non necessita di un opportuno rapporto di miscela globale.

Questo fatto permette di eseguire la regolazione del motore agendo sulla quantità di combustibile da iniettare, senza dubbio migliore della regolazione per quantità dei motori a scintilla, che prevedono la presenza di un corpo farfallato a monte dell'aspirazione, causa di inevitabili perdite.

Nel campo di funzionamento dei motori Diesel la quantità di combustibile iniettabile è limitata dai seguenti fattori:

- emissioni gassose inquinanti;
- carichi meccanici agenti sugli elementi strutturali;
- carichi termici;

Per fare fronte a tali restrizioni e per non pregiudicare le prestazioni del motore il sistema di iniezione deve essere in grado di svolgere le seguenti operazioni:

- dosare adeguatamente il combustibile in funzione di carico e regime;

- rendere la distribuzione di combustibile all'interno della camera di combustione il più uniforme possibile, in funzione di carico e regime;
- compiere l' iniezione di combustibile durante una opportuna frazione della fase di compressione, in funzione di carico e regime;
- fornire una corretta portata in relazione ai gradienti di pressione nel cilindro;
- garantire una opportuna polverizzazione del gasolio in modo da permettere la formazione di una omogenea miscela combustibile-comburente.

Il sistema **common-rail**, ideato per rispondere a queste esigenze, è composto principalmente da una pompa ad alta pressione che mantiene il combustibile alla pressione di circa 1350 bar e da un distributore comune (*common-rail*) che alimenta tutti gli iniettori (la Figura 1.6 si riferisce ad un sistema common rail per un motore con quattro cilindri in linea).



Figura 1.6 Common rail

La fasatura e la dosatura, che devono variare in funzione di regime e carico, sono gestite da una centralina che comanda elettromagneticamente l'apertura e la chiusura degli iniettori.

L'adozione di questo sistema di iniezione ha segnato un importante passo in avanti per i motori a combustione interna e si è subito affermato grazie agli enormi vantaggi che comporta:

- la pressione è indipendente dalla velocità di rotazione del motore con la conseguenza di poter usufruire di un'ottima combustione anche ai bassi regimi;
- la riduzione della rumorosità degli iniettori;
- gli scarsi vincoli di progetto per posizionamento e dimensione degli iniettori a tutto vantaggio di una semplice architettura della testata;
- riduzione dei fumi allo scarico in quanto non vi sono più fluttuazioni di pressione al variare del regime.

Inoltre tale sistema permette di effettuare più iniezioni nello stesso ciclo, con enormi vantaggi per quanto riguarda il rendimento della combustione e le sue emissioni.

L'**iniezione pilota** o **pre-iniezione** (meno di un milligrammo di gasolio in alcune decine di microsecondi) permette il riscaldamento della miscela all'interno del cilindro e ciò facilita la combustione del combustibile che sarà iniettato durante l'iniezione principale. Inoltre la migliore combustione permette una considerevole riduzione del rumore dovuto a questa fase.

La **post-iniezione** è principalmente utilizzata per ridurre le emissioni di NO_x e particolato, legati fortemente a problemi ambientali molto sentiti negli ultimi decenni

La sovralimentazione: il concetto ed i benefici

Per un dato motore a combustione interna di cilindrata V_c , il lavoro ottenibile per ciclo, e quindi in definitiva anche la potenza, dipende dalla massa d'aria e dalla quantità di combustibile che possono essere introdotte nel cilindro. L'aumento di potenza può essere ottenuto anche attraverso l'aumento di cilindrata o del regime di rotazione, fermo restando che tale pratica richiederebbe la progettazione di un "nuovo" propulsore. Infatti un aumento di cilindrata ha, come conseguenze, l'aumento della massa del motore e del relativo ingombro, mentre l'incremento del regime di rotazione ha come diretta conseguenza, oltre ad un chiaro aumento dei consumi di carburante, la necessità di irrobustire gli organi in moto alternativo a causa delle maggiori forze di inerzia dei componenti più pesanti. Aumentando le masse si perviene ad un innalzamento ulteriore delle forze d'inerzia innescando così un processo senza sbocchi.

Una soluzione tecnica per ottenere l'aumento di potenza del motore sta nell'aumento del rendimento di carica η_V . La sovralimentazione consiste nell'aumentare la pressione dell'aria di alimentazione. Essendo l'aria un fluido comprimibile, aumentando la sua pressione, al motore sovralimentato è inviata una quantità di comburente maggiore di quella resa disponibile per un motore aspirato, che riceve l'aria a pressione atmosferica, con la stessa architettura. Il vantaggio dell'introduzione di una massa di aria più elevata per ogni ciclo e per ogni cilindro, consiste nel fatto che più aria significa anche possibilità di bruciare più combustibile. Un motore alternativo sovralimentato può sviluppare una potenza maggiore dello stesso motore non sovralimentato: questo significa che si può innalzare il rapporto potenza/peso del motore senza alterare significativamente le masse.

Ricordiamo a tal proposito che il problema della riduzione dei pesi è di primaria importanza nel campo aeronautico.

L'idea di aumentare la densità dell'aria a disposizione del motore introducendo il comburente precedentemente compresso con un apposito compressore, risale addirittura alla fine dell'ottocento e già nel 1905 Büchi brevettò il principio della sovralimentazione con turbocompressore a gas di scarico.

Una sovralimentazione realizzata in modo corretto può portare ad un incremento del rendimento poiché la pressione p_C all'uscita del compressore risulta maggiore della p_S dell'ambiente in cui scarica il motore.

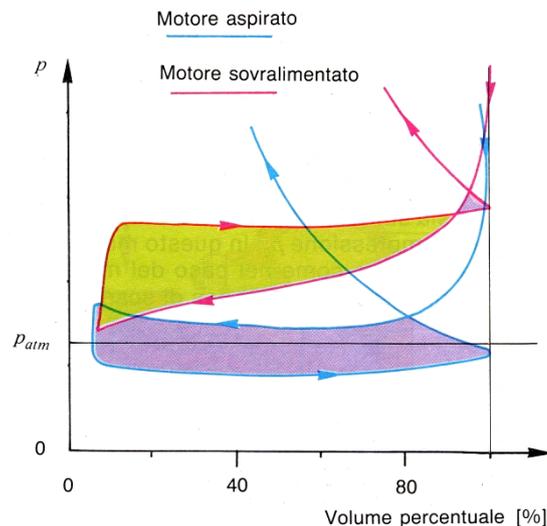


Figura 1.7 Lavoro di pompaggio

L'area di scambio del ciclo di lavoro diventa così positiva ed il lavoro corrispondente viene aggiunto e non sottratto al lavoro compiuto, come invece avviene per un motore aspirato.

La Figura 1.7 evidenzia la variazione del lavoro di pompaggio durante le fasi di aspirazione e scarico, espresso dalle aree colorate, notevolmente ingrandite per meglio essere evidenziate.

Nel caso del motore aspirato, il lavoro è compiuto dal pistone che provvede ad espellere i gas combusti ad una pressione mediamente superiore a quella atmosferica mentre aspira la carica fresca ad una pressione mediamente inferiore: si tratta quindi di un lavoro negativo.

Al contrario, nel caso del motore sovralimentato, il lavoro di scambio gas diventa positivo in quanto la carica fresca viene adesso portata ad una pressione maggiore di quella atmosferica a spese del lavoro di compressione superando così la pressione a cui vengono espulsi i gas dal cilindro.

É evidente che con la sovralimentazione, trovandosi a lavorare con aria che all'aspirazione ha una densità maggiore della densità dell'aria alla pressione atmosferica, il motore aumenta il proprio rendimento organico. É bene però ricordare che al variare delle condizioni di utilizzo del motore la potenza può variare notevolmente: se consideriamo ad esempio il montaggio di un motore su un aereo si riscontreranno a terra certi valori di pressione e densità dell'aria, diversi da quelli in quota (l'aria è più rarefatta e caratterizzata da una pressione minore con conseguente calo di potenza del motore).

Solitamente si parla di sovralimentazione per aumento di potenza o di sovralimentazione di ripristino a seconda dello scopo che si intende raggiungere.

La realizzazione tecnologica

Le prestazioni di un motore sovralimentato cambiano notevolmente a seconda che il compressore adottato sia di tipo volumetrico oppure dinamico ed ulteriormente a seconda che lo stesso sia direttamente trascinato dal motore oppure sia mosso da una apposita turbina di piccole dimensioni azionata dai gas di scarico.

Tra tutti i tipi di compressori volumetrici esistenti, la scelta attualmente cade su quelli rotativi perché, potendo funzionare ad elevate velocità di rotazione, possono garantire grandi portate desiderate con ridotti ingombri e pesi. Tra questi il compressore più largamente utilizzato è quello Roots, ma nonostante possa essere trascinato ad elevate velocità di rotazione (dell'ordine delle migliaia di giri al minuto), non è tuttavia compatibile col diretto accoppiamento ad una turbina a gas di scarico che ruota tra 100000 e 200000 rpm. Resta quindi la soluzione del compressore Roots trascinato direttamente dal motore.

I compressori dinamici possono essere di tipo assiale o centrifugo. I primi sono raramente impiegati e solo in grandi motori industriali, per motivi di ingombro ma soprattutto perché presentano un troppo ristretto campo di buon funzionamento.

La pressione di mandata di un compressore centrifugo è legata al prodotto della densità del fluido che lo attraversa per il quadrato della velocità periferica della girante. Avendo a che fare con un fluido comprimibile a bassa densità, ne consegue la necessità di operare ad elevate velocità di rotazione. Per questo motivo i compressori centrifughi sono adatti ad essere direttamente trascinati dalle turbine a gas di scarico.

Nella pratica comune solo due sistemi di sovralimentazione sono adottati:

- con compressore volumetrico di tipo Roots direttamente mosso dal motore;
- con compressore centrifugo azionato da una turbina a gas di scarico.

Qualora la sovralimentazione venga ottenuta con un compressore azionato dall'albero motore, la pressione allo scarico del motore coincide con quella ambiente e l'area del ciclo di scambio gas è sicuramente positiva, a spese però di un lavoro che viene sottratto all'albero motore e che provoca quindi una sensibile riduzione del rendimento, nel caso si vogliano raggiungere consistenti pressioni di sovralimentazione.

Se invece la sovralimentazione viene ottenuta con il turbocompressore a gas di scarico, caso ben più frequente, la pressione allo scarico del motore è quella di ingresso in turbina e questa, qualora il rendimento complessivo del gruppo turbocompressore non sia sufficientemente elevato, può diventare addirittura superiore alla pressione di compressione: in questo modo l'area del ciclo di pompaggio ritorna ad essere negativa come nel caso del motore aspirato.

Per contro la turbina sfrutta l'energia ancora disponibile nei gas di scarico, energia che andrebbe altrimenti perduta. In tal modo si ha un recupero dell'energia perduta allo scarico dal motore e conseguenti benefici dal punto di vista del rendimento complessivo del motore.

Il turbocompressore, come quello mostrato in Figura 1.8, è una macchina che ruota a circa 150000 giri al minuto che comprime l'aria fino a rapporti di compressione β pari a 4,4, valore che varia col regime di rotazione della turbina con un andamento circa proporzionale al quadrato del suo valore.

Il turbocompressore è dunque 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 la duplice funzione di lubrificante e refrigerante e che quindi è richiesto in quantità abbondante.

L'aria giunge all'aspirazione del compressore, che si trova in posizione centrale per consentire il flusso centrifugo, dopo essere stata filtrata nell'apposito filtro-aria ed esce radialmente per attraversare l'intercooler.



Figura 1.8 Turbocompressore azionato da una turbina a gas di scarico

L'intercooler, o interrefrigeratore, non è in realtà strettamente necessario in tutte le applicazioni, ma aumenta notevolmente l'efficacia della sovralimentazione in quanto abbassa la temperatura del gas riscaldato durante la compressione, innalzandone quindi la densità. Nei motori aeronautici l'interrefrigerazione è inoltre favorita dalle alte velocità che caratterizzano il volo e che garantiscono ricambio continuo di aria a bassa temperatura per scambiatori aria-aria. Dopo il passaggio nell'intercooler l'aria entra nel motore e in particolare nella camera di combustione, per poi uscire con un contenuto energetico ancora molto elevato nei condotti di scarico. Questi possono o meno presentare un collettore capace di rallentare la dinamica dello scarico in modo da regolarizzare il flusso in turbina. I gas di scarico poi escono dalla zona centrale della turbina e convogliati in eventuali catalizzatori e marmitte prima di essere scaricati nell'ambiente, come mostrato in Figura 1.9.

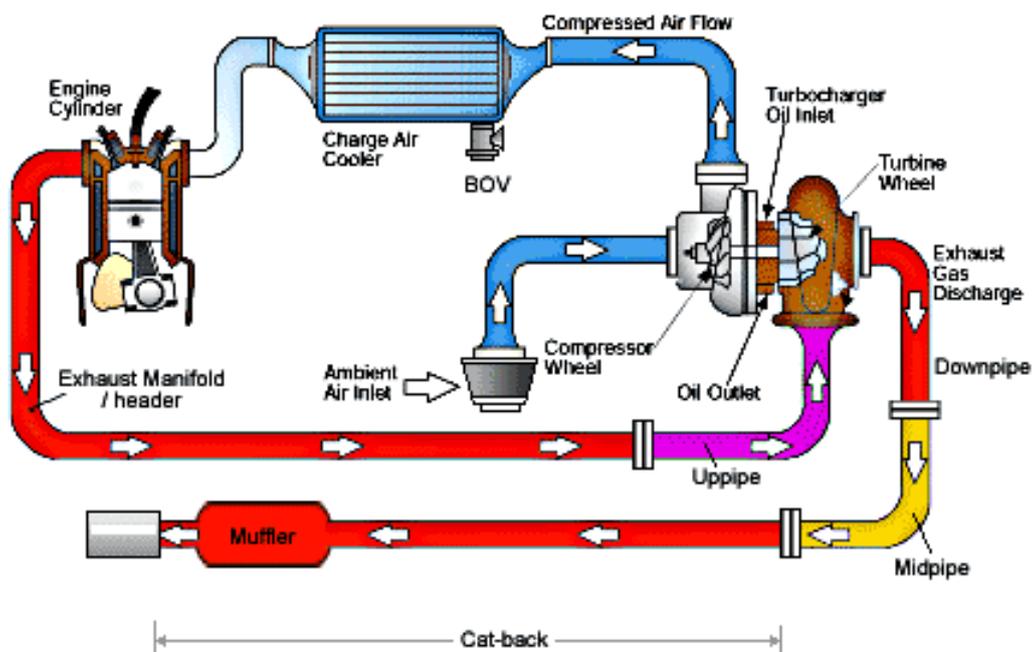


Figura 1.9 Percorso del fluido operatore

Il concetto del turbocompound

La necessità di ottenere potenze sempre più elevate mantenendo inalterate le dimensioni dei componenti del manovellismo ha incentivato lo sviluppo sempre più spinto di sistemi come la sovralimentazione a turbogas di scarico, soluzione quest'ultima utilizzata nel motore oggetto della presente tesi, come componente derivante dall'architettura del VD007.

Sempre in questa linea di tendenza si situa la nascita del sistema turbocompound, il quale prevede l'utilizzo di una turbina di potenza non accoppiata al compressore ed utilizzata per fornire potenza aggiuntiva al motore sfruttando il contenuto energetico dei gas di scarico a valle del turbocompressore.

La rotazione dell'albero su cui è calettata la turbina di potenza viene trasmessa all'albero motore da una catena di ingranaggi, da un accoppiamento idraulico e dagli ingranaggi della distribuzione.

Una riduzione del numero di giri determina un utile incremento della coppia che, fornita al volano, ne aumenta positivamente la quantità di moto. Questa ulteriore coppia motrice viene ottenuta senza aumentare il consumo di carburante e perciò ha come effetto principale quello di aumentare sensibilmente il rendimento del gruppo motore-turbocompound. Il motore risulta estremamente flessibile.

La rotazione dell'albero motore trae vantaggio della coppia motrice supplementare che viene generata dal processo di turbocompounding, contribuendo a ridurre la rumorosità ritmica indotta dalla combustione. Questo fenomeno è inoltre potenziato anche dal fatto che la coppia fornita dalla seconda turbina non è costante nel tempo, per cui sono ulteriormente diminuiti i fenomeni periodici, con immaginabili benefici per quanto riguarda la resistenza dell'albero motore alle vibrazioni torsionali. In questo modo il motore funziona più "dolcemente".

In Figura 1.10 si riporta, a titolo esemplificativo, un tipico gruppo turbocompound montato da “SCANIA” nei suoi motori. Risulta evidente che trattandosi di motori per autotrazione, le differenze costruttive e logistiche del sistema nei confronti di un ipotetico motore per impieghi aeronautici, non saranno trascurabili.

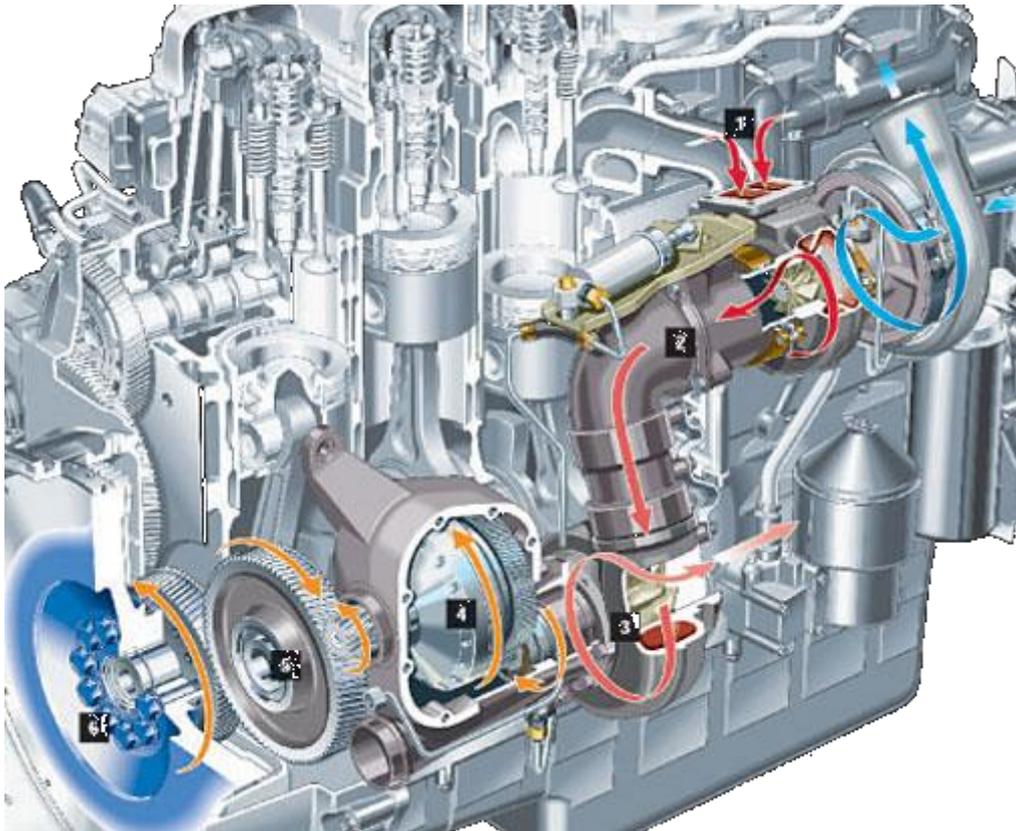


Figura 1.10 Schema di turbocompound SCANIA

L'intento però è quello di cogliere l'idea di fondo, che sta alla base di tutto il sistema e che costituisce il fondamento del turbocompound.

Vediamo ora le peculiarità del turbocompound rappresentato in figura 1.10:

- Ingresso dei gas di scarico dal collettore, ad una temperatura vicina a 700°C.
- I gas di scarico sono utilizzati per azionare il tradizionale turbocompressore e l'energia prodotta serve per l'incremento di potenza e

coppia nel processo di combustione. Anziché essere dispersi nell'atmosfera, questi gas di scarico sono convogliati verso il turbocompound.

- Nel raggiungere il turbocompound i gas di scarico hanno ancora una temperatura elevata (circa 600 °C) e l'energia viene utilizzata per portare la seconda turbina a oltre 55.000 rpm. Dopo aver superato questo punto, i gas ritornano a meno di 500°C e vengono espulsi dal tradizionale sistema di scarico e dalla marmitta.

- Il numero di giri della turbina viene ridotto in diverse fasi da una serie di ingranaggi meccanici e da un accoppiamento idraulico. L'accoppiamento idraulico compensa le variazioni fra la rotazione del volano e la turbina del turbocompound.

- Nel momento in cui la forza motrice raggiunge l'albero motore, la velocità di rotazione è scesa all'incirca a 1.900 rpm.

- La quantità di moto del volano aumenta e la sua rotazione diventa più stabile e uniforme.

Il turbocompound con post-bruciatore

Una possibile soluzione per incrementare la potenza sfruttabile nella propulsione dei velivoli consiste nell'utilizzo di un post-bruciatore dopo il generatore di gas che, bruciando la parte di gas ancora incombusti nella fase di scarico, permette di recuperare il contenuto energetico facendoli espandere nella turbina di potenza finale.

In questo la soluzione adottata si discosta sensibilmente dal concetto iniziale di turbocompound che sfrutta semplicemente il contenuto entalpico già posseduto dai fumi allo scarico.

Tale soluzione prevede l'utilizzo di una camera di combustione entro cui un collettore convoglia i gas di scarico. Qui avviene una post-combustione dei

gas sfruttando il loro contenuto residuo di ossigeno (o eccesso d'aria) che si stima aggirarsi attorno al 50% circa.

Il funzionamento è semplice: i gas passano entro il bruciatore in cui prendono parte, mescolandosi al carburante iniettato, al processo di combustione, che ne incrementa il contenuto entalpico: per semplicità si considera una trasformazione isobara, ritenendo circa costante la pressione, che è quella di uscita dall'ultimo stadio di espansione.

Tale incremento è legato all'aumento della temperatura, il cui valore massimo si ipotizza di circa 1200°C in uscita dal bruciatore, in un processo la cui regolazione è legata all'iniezione di combustibile, da cui dipende l'intensità della fiamma: questa è sempre accesa ma può essere più o meno intensa a seconda del riscaldamento che si vuol realizzare.

Andrà chiaramente previsto un serbatoio per il carburante che non è gasolio, ma un opportuno combustibile per bruciatori (tipo il Jet A, il JP-4, o simili).

CAPITOLO 2

Scopi prefissi e acquisizione dei dati

Generalità

Il motore, la cui modifica alla testata è oggetto della presente Tesi, è un propulsore 6 cilindri in linea 10,3 litri a ciclo Diesel. Viene prodotto dall'azienda SeaTek di Annone Brianza (Lecco), leader e riferimento nel campo della propulsione Diesel "veloce" per il settore nautico. E' in grado di sviluppare nella sua configurazione originale una gamma di potenze che va dai 660 ai 950 Hp a seconda della versione. Si passa infatti dai 660 Hp della versione denominata "600 Plus", ai 780 Hp della intermedia "800 Plus" per arrivare ai 950 Hp della "950 Plus". L'utenza tipica di questo tipo di propulsori è quella sportiva e delle competizioni Offshore. L'azienda ha infatti ottenuto anche diversi titoli mondiali nelle varie categorie sportive previste dal regolamento. Non bisogna dimenticare le importanti commesse vinte per l'equipaggiamento di motovedette e imbarcazioni veloci in ambito militare, in campo nazionale e internazionale. Oltre a equipaggiare le imbarcazioni della nostra Guardia di Finanza, i motori SeaTek sono installati sui mezzi delle forze speciali inglesi e dei Navy SEAL statunitensi. Questo grazie alla presenza in catalogo di propulsori di tipo "approval" certificati per le esigenze militari. Ultimamente, utilizzando l'esperienza fatta sui 6 cilindri di cui sopra, è stata

approntata una versione V12 di 20,52 Litri in grado di erogare circa 1500 Hp di potenza massima.



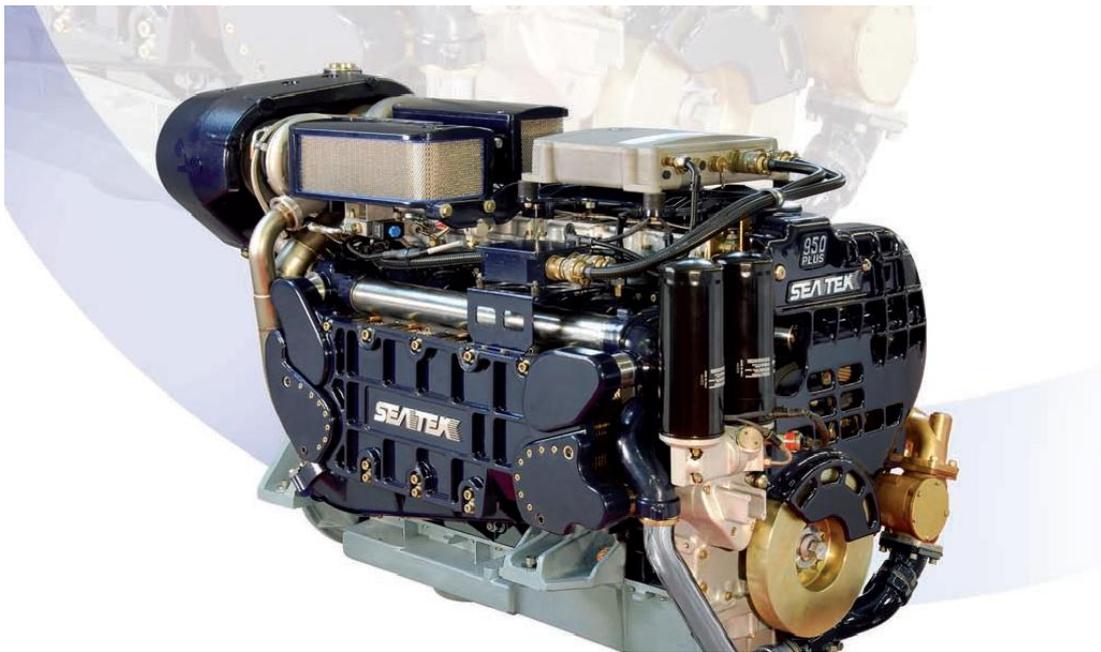
Motoscafo offshore da competizione propulso con motorizzazione SeaTek



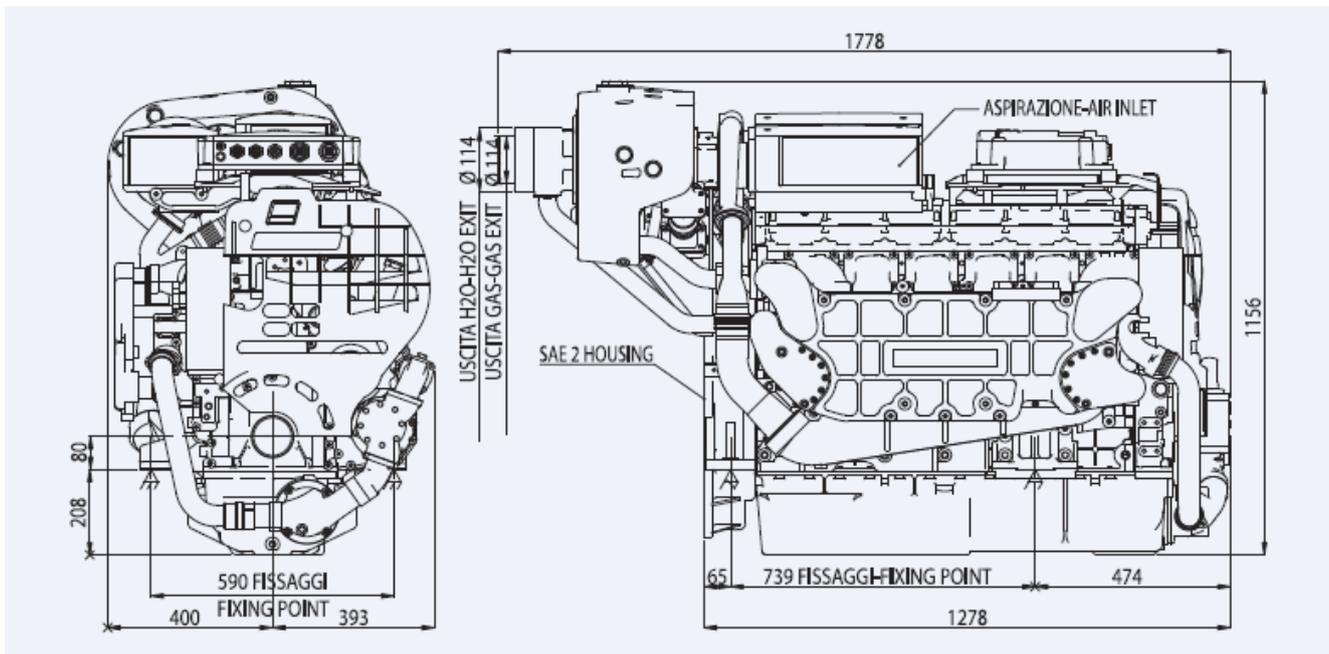
Imbarcazioni veloci utilizzate dalla Guardia di Finanza motorizzate SeaTek

Inquadramento del problema e dati di partenza

Il nostro lavoro consisterà nello studio di fattibilità riguardo l'installazione di 2 iniettori tipo Bosch common rail al posto del singolo iniettore centrale con alimentazione con pompa classica. Soluzione che consente l'ottenimento di potenze più elevate: grazie ad una maggior portata di combustibile e una migliore e più omogenea combustione è possibile raggiungere la soglia dei 1200 Hp per la versione "950 Plus". Prenderemo a riferimento quest'ultima versione, essendo il top di gamma, per lo studio in oggetto e tutti i disegni e i dati fornitici dall'azienda saranno relativi a questo modello.



SeaTek 950 Plus

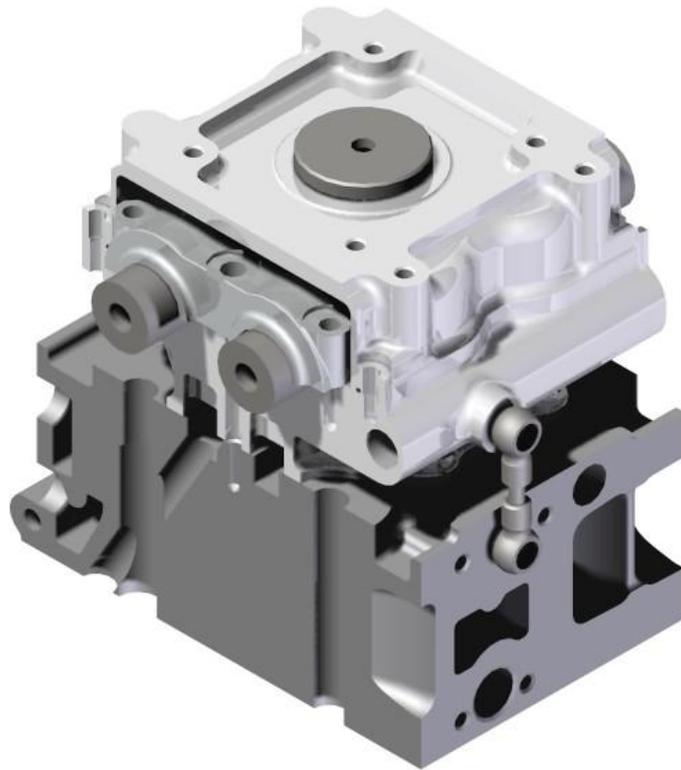


Vista frontale e longitudinale SeaTek 950 Plus: dimensioni di massima

Il lavoro sarà effettuato fermo restando la fusione originale in ghisa prevista per la testata.

La testata originaria, appunto è una fusione in ghisa sulla quale è installato un castelletto realizzato con una fusione di lega di alluminio. Tale componente serve per il supporto dei 2 alberi a camme in testa, i quali agiscono direttamente su punterie a bicchiere con regolazione del gioco per mezzo di spessori calibrati per movimentare le 4 valvole presenti. L'unico iniettore è posto al centro della camera di combustione. Le elevate potenze raggiunte sono frutto anche dell'elevata pressione di sovralimentazione di picco che varia a seconda dei modelli da 2,2 a 3 bar. Ottenuta grazie a 2 turbocompressori.

Il software utilizzato nel presente lavoro sarà *SolidWorks 2011* e verrà impiegato sia per la parte di modellazione 3D, sia per le eventuali necessarie analisi agli elementi finiti.



Modello 3D della sezione della testata relativa ad un cilindro



In evidenza gli alberi a camme e il pozzetto per l'iniettore centrale.

Specifiche tecniche SeaTek 950 Plus

N° cilindri 6 in linea

Alesaggio 127 mm

Corsa 135 mm

Cilindrata unitaria Lt. 1,710 - totale 10,260

Ordine di accensione 1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4

Senso di rotazione sinistro (guardando il volano)

Peso a secco Kg. 1000

Rapporto di compressione 14,2 : 1

Potenza Massima 698 kW/ 950 HP a 3200 giri/min.

Potenza Continuativa 560 kW /760 HP a 2800 giri/min.

Coppia Massima 2700 Nm a 1600/1700 giri/min.

Giri al minimo 950 giri/min.

Consumo max 175 kg/h

Consumo minimo specifico 217 gr/kW/h

Ciclo manutenzione programmata ogni 100 ore: sostituzione olio e filtri

Caratteristiche generali

Distribuzione Bialbero asse a cammes in testa comandato da

cinghia dentata - 4 valvole per cilindro

Iniezione Pompa iniezione Bosh RP21 con regolatore

elettronico

iniettore centrale

Raffreddamento ad acqua: tipo con circuito chiuso a liquido sigillato con

pompa presa a mare Jabsco 2" e pompa di

ricircolo sul basamento, scambiatore acqua/acqua

a piastre in titanio

Sovralimentazione con due turbo soffianti tipo Schwitzer

pressione max sovralimentazione 3 bar

con intercooler e waste gate raffreddata ad acqua

Capacità circuito olio totale Lt. 36 con coppa standard

Lt. 25 nei cambi olio

Impianto elettrico a poli isolati, 24 V, motorino di avviamento 7kW,

elettrostop. Alternatore da 80 A

Campana coprivolano SAE 2

Valori orientativi

pressione aria turbo a regime max 3 bar

pressione olio motore a regime minimo 2 - 2,5 bar

temperatura olio motore a regime max 90 ° m

CAPITOLO 3

La testata

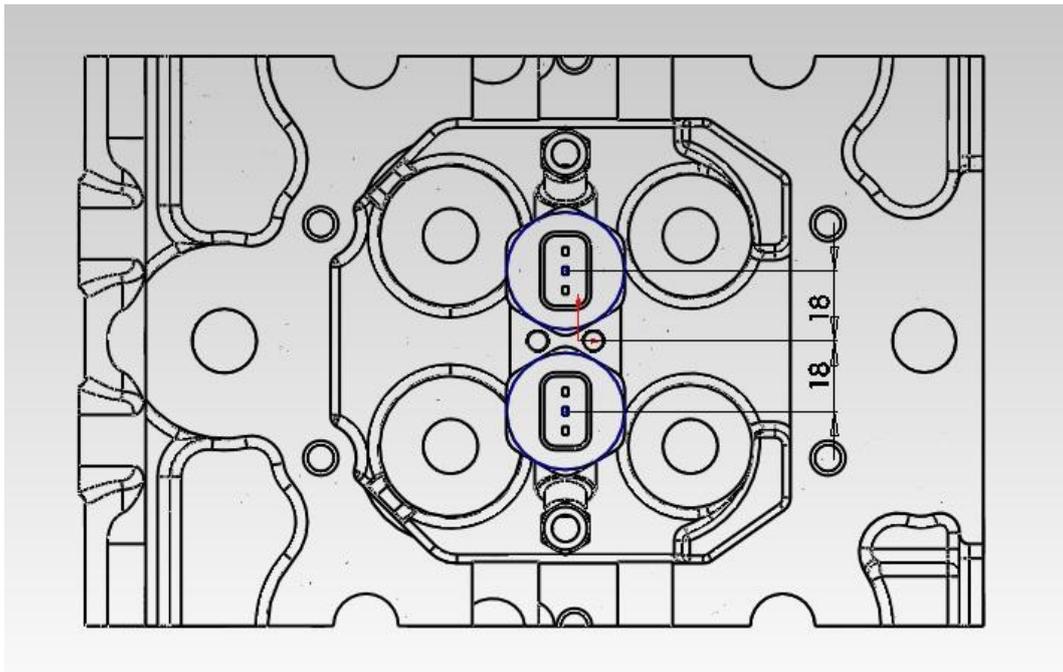
Posizionamento degli iniettori

Vediamo ora come si è svolto lo studio di fattibilità della testata vera e propria. Nella trattazione prenderemo quasi sempre in considerazione la parte della testata relativa a uno dei cilindri interni. Questo perché valgono le medesime considerazioni per i restanti 5, esterni o interni che siano. Vincolo progettuale primario è stato quello di cercare di mantenere al massimo quote e geometrie del progetto originario per arginare al massimo i costi di progettazione, ingegnerizzazione e produzione. Si vogliono poi utilizzare i medesimi iniettori BOSCH utilizzati sui motori 1900 JTD FIAT, in quanto materiale facilmente reperibile, dal costo contenuto e dalla provata affidabilità. Non ultimo si sposano molto bene con le quote caratteristiche del propulsore in oggetto.



Iniettore Bosch utilizzato sui motori FIAT 1900 JTD

Dall'esperienza si evince che l'interasse ottimale per il posizionamento degli iniettori è pari a 18mm dal centro della testa ovvero dov'era posizionato l'iniettore originale. Partendo dalle misure di ingombro degli iniettori stessi e da quella dell'interasse sopra considerato, si è proceduto al posizionamento degli iniettori facendo in modo che sporgano nella camera di combustione della stessa misura dell'originale.



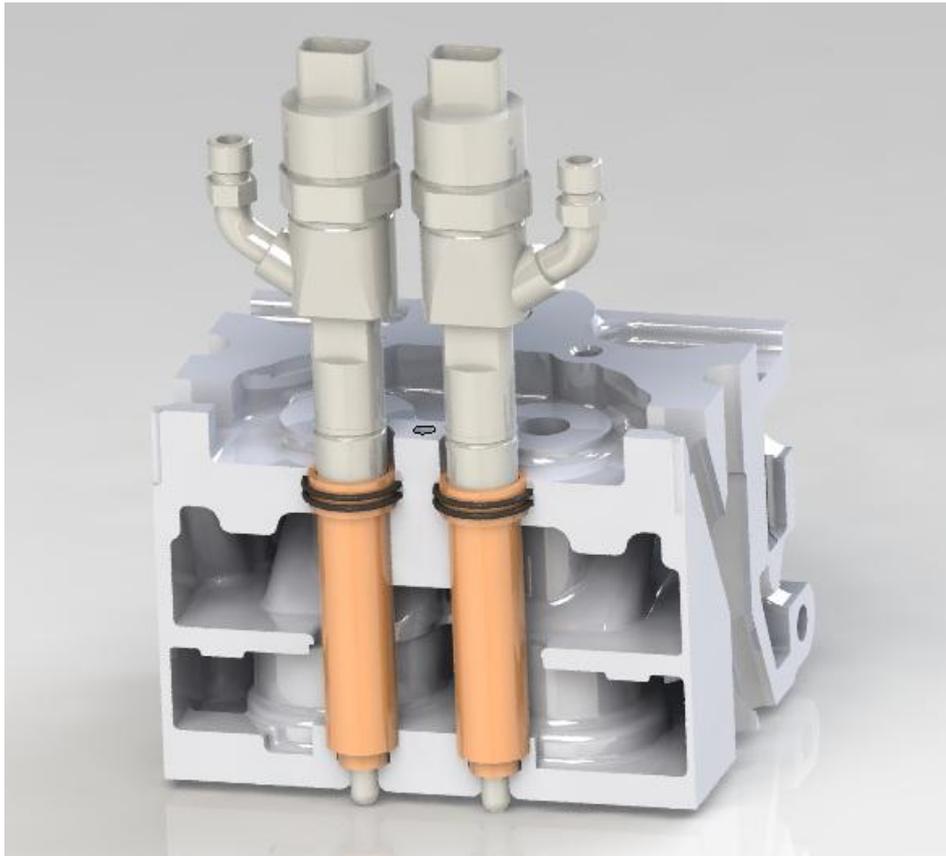
Posizionamento iniettori

Successivamente al posizionamento ottimale degli iniettori si sono prese in considerazione le modifiche da attuare per ottenere questo risultato, tenendo conto della struttura della fusione della testata stessa e della sua geometria. Facendo una sezione tramite un piano giacente sull'asse di simmetria longitudinale della testata si nota come all'interno sia cava in molte sue parti e anche nella zona di installazione dei 2 iniettori. Infatti in questa configurazione vi è troppo poco materiale per ottenere un alloggiamento stabile e privo di trafileggi dalla camera di combustione. Si prende allora in considerazione la realizzazione di 2 astucci in rame, dallo spessore di 2.5mm, che contengano gli iniettori. Il montaggio verrà effettuato dopo immersione in azoto liquido. Successivamente le facce superiori e inferiori verranno cianfrinate.



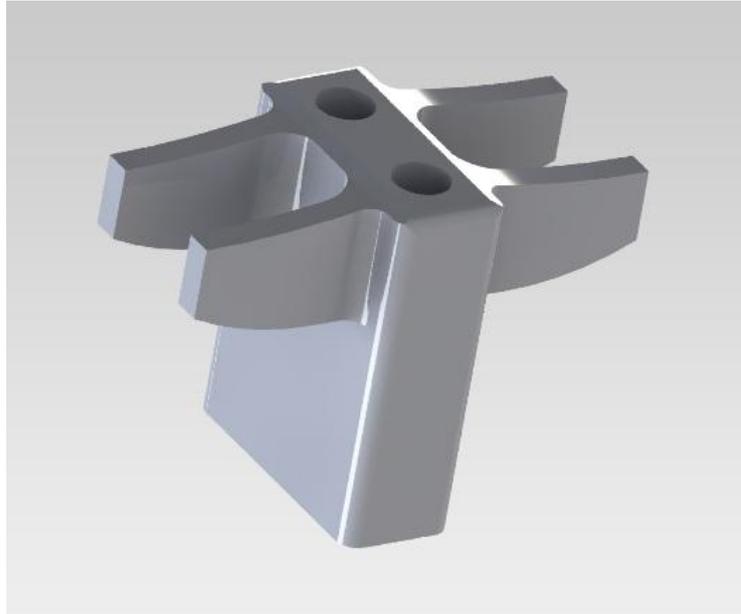
Astuccio iniettore

Contestualmente ai fori di alloggiamento per gli astucci vengono realizzate un paio di cave per OR di tenuta. Questo perché la lubrificazione degli elementi del gruppo punterie è a “pozzetto” e si rischierebbe il trafilaggio di olio nella zona sottostante. Per l’iniettore centrale viene utilizzato un supporto esternamente del tutto identico all’originale, con misure interne adattate ad ospitare il nuovo modello di iniettore.

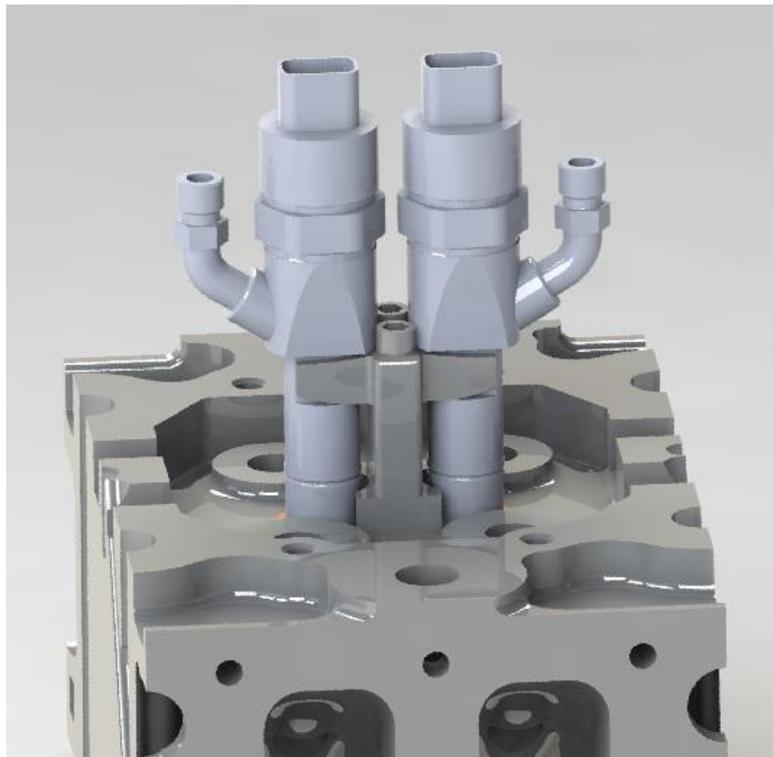


Sezione testata con iniettori installati

Gli iniettori così posizionati vanno a poggiare su apposite battute ricavate all'interno degli alloggiamenti. La battuta in appoggio nel senso opposto e il blocco in rotazione verranno assicurati da un apposito supporto centrale. Tale supporto è in acciaio ed è composto da 2 coppie di bracci. Il fissaggio avviene tramite 2 viti M6 e una apposita sede ricavata nella testata.



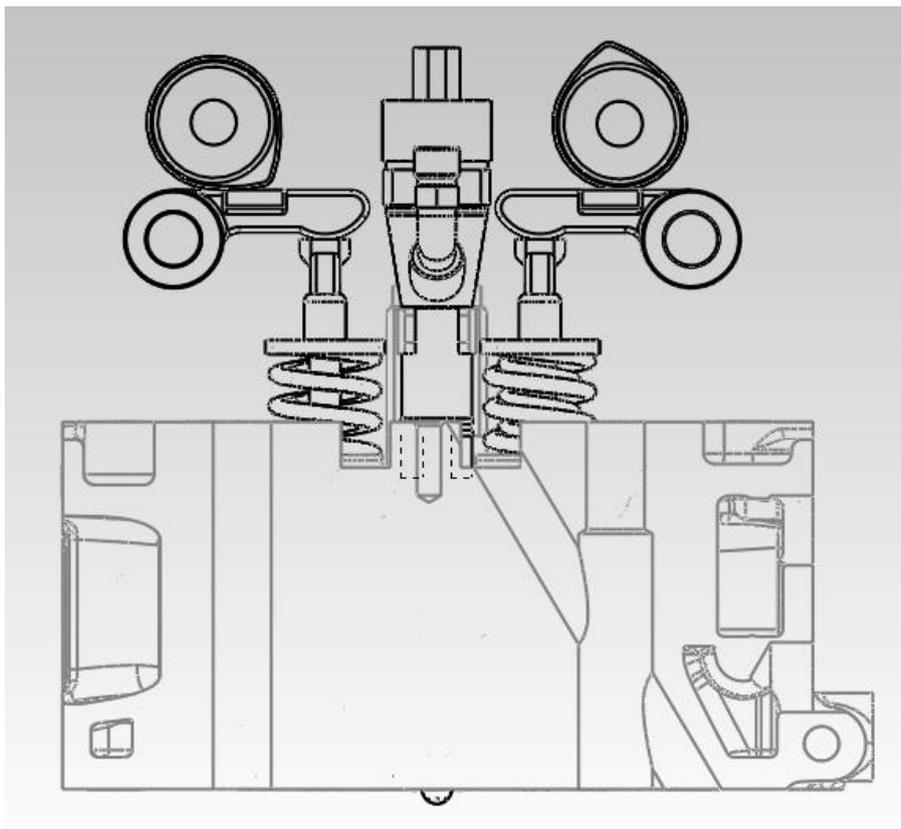
Supporto iniettori



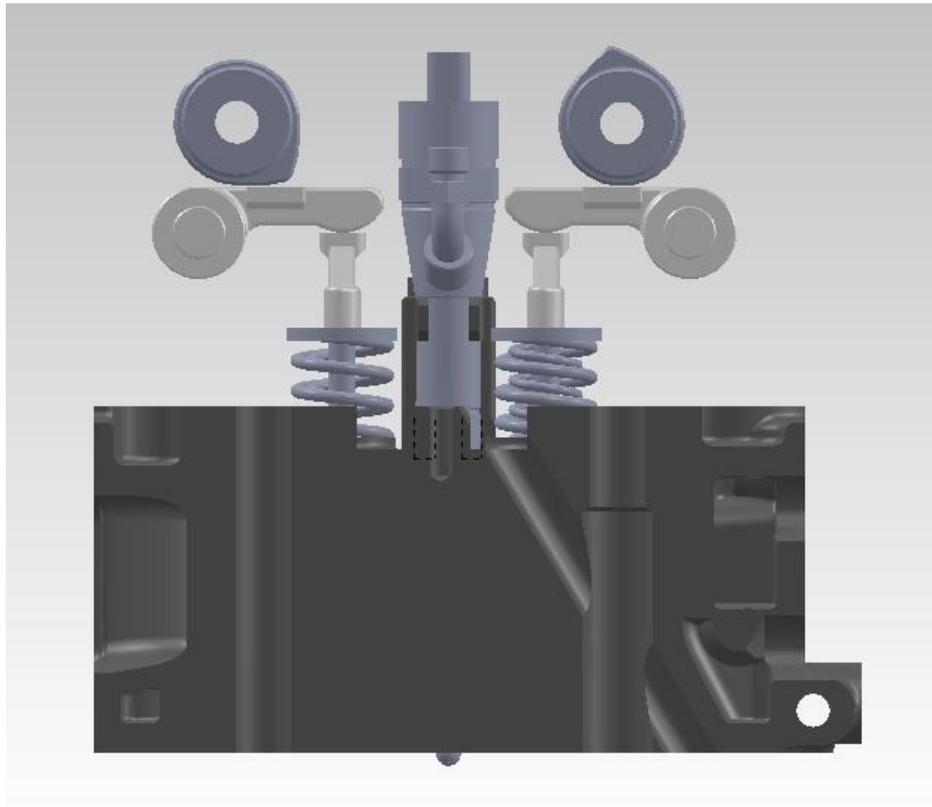
Supporto iniettori montato

Distribuzione

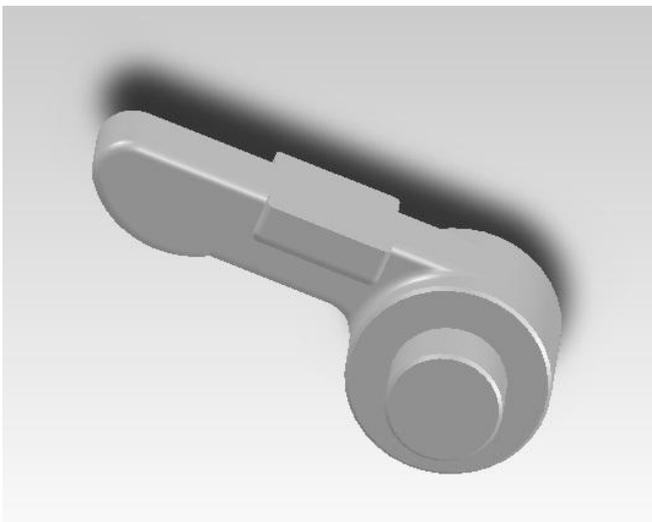
L'installazione dell'iniettore supplementare ci obbliga a modificare l'intero sistema di distribuzione originariamente adottato. Esso si basa infatti su alberi a cammes che agiscono direttamente sulle valvole tramite una punteria a bicchiere e pastiglia calibrata. A causa del ridotto spazio a disposizione, il posizionamento degli iniettori ci costringe ad adottare un sistema diverso, sarà necessario riposizionare gli alberi a cammes in quanto interferiscono con gli iniettori stessi. Per fare questo utilizzeremo un ponte solidale alle 2 valvole ed un bilanciere opportunamente dimensionato che trasmetterà alle valvole la stessa legge di moto.



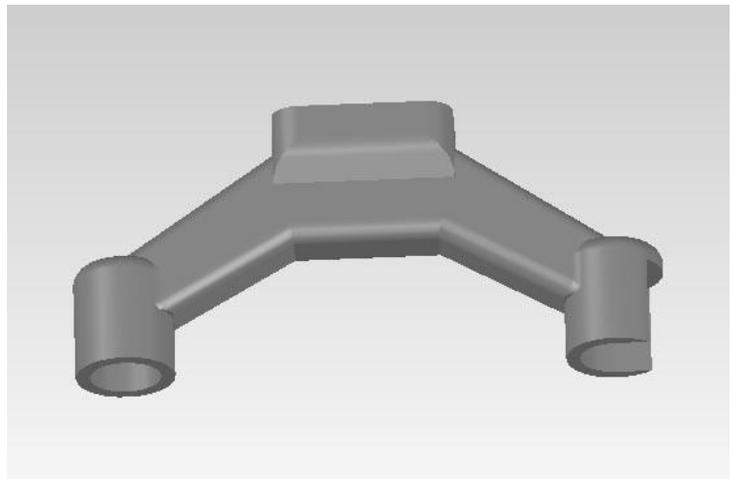
Nuovo schema distribuzione con posizionamento bilancieri e alberi a cammes



Nuova distribuzione



Bilanciere



Ponte valvole

Notiamo che, come abbiamo detto, il cedente della camma non sarà più quello originario, ovvero a bicchiere, ma il bilanciere. Questo avrà

una geometria ovviamente differente e quindi sarà necessaria la realizzazione di una camma ad hoc, in grado di imprimere al cedente la stessa legge di moto che si aveva nel sistema originario.

Per il dimensionamento del bilanciere prenderemo in considerazione la massima accelerazione del cedente, espressa nella legge di moto. Questi dati ci sono stati gentilmente forniti dall'azienda. Si è cercato di realizzare un bilanciere il più possibile contenuto in senso longitudinale per diminuire gli stress a flessione e minimizzare la deformazione sotto carico massimo. Il materiale scelto è l'acciaio 42 Cr Mo 4. Questo tipo di scelta è stata fatta in funzione dell'elevato picco di accelerazione che si ha nella legge di moto (circa 3.500 m/s^2 a 30° di rotazione camma per l'aspirazione, che ha un profilo più spinto).

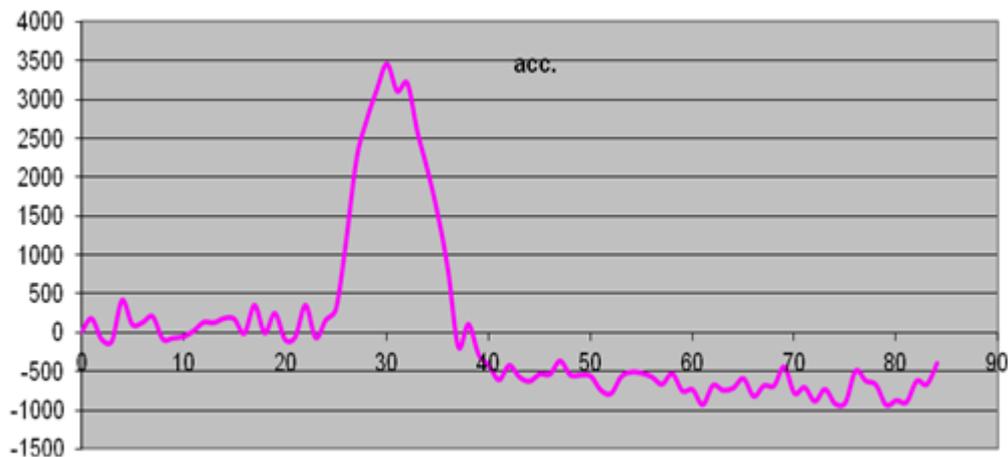


Diagramma dell'accelerazione del cedente a 3200 rpm motore

Per il calcolo della forza di picco agente sul bilanciere, abbiamo considerato le masse traslanti del sistema (molle-valvola-ponte) e il momento di inerzia del bilanciere installato e pronto per il funzionamento.

Riassumiamo i valori di interesse in una tabella che mette in evidenza la massa per i componenti in moto traslante e il momento di inerzia per il bilanciere posto in rotazione.

Molla1 valvola	0,014[Kg]
Molla2 valvola	0,035[Kg]
Valvola aspirazione	0,124[Kg]
Ponte valvole	0.050 [Kg]
Bilanciere	$7.76 * 10^{-5}$ [Kg m ²]

Tabella riassuntiva masse sistema di distribuzione

Per le molle prenderemo in considerazione una massa traslante pari ai 2/3 della massa totale. Sommando le masse traslanti e moltiplicandole per l'accelerazione otteniamo la forza risultante, che è circa 1270.5 N. Invece per quanto riguarda l'ottenimento dell'accelerazione angolare (rad/s²) del bilanciere divideremo l'accelerazione lineare del cedente per il braccio del bilanciere: circa 43mm. Moltiplicando per il momento di inerzia (Kg mm²) otteniamo la coppia di inerzia. Dividendo per il braccio del bilanciere otteniamo la forza agente, che è circa 149.9N. Sommando la forza necessaria al bilanciere e al gruppo traslante abbiamo la forza totale. Circa 1420.4N.

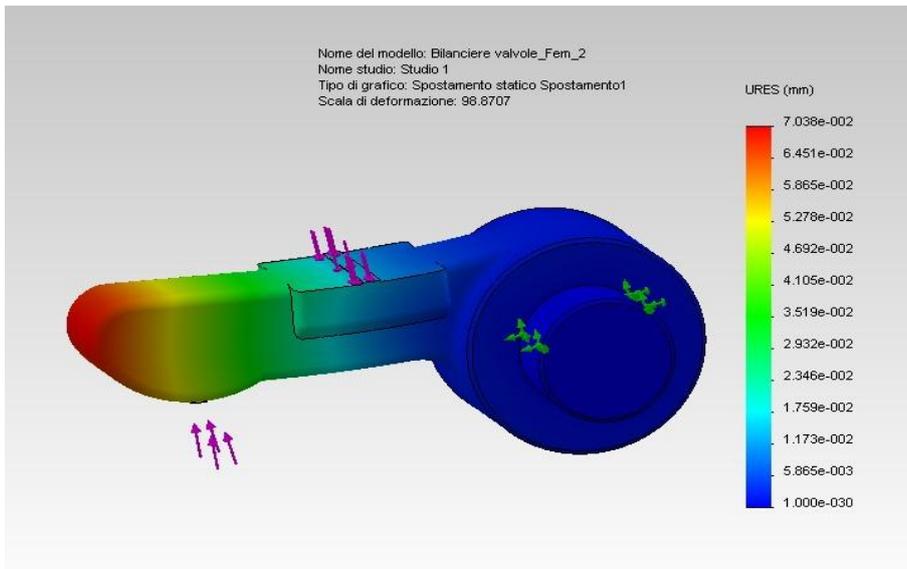
Notiamo come la forza causata dal momento d'inerzia del bilanciere è molto contenuta, questo grazie al fatto che abbiamo cercato di sviluppare i nuovi componenti volendo mantenere gli ingombri il più ridotti possibile.

Vengono volutamente trascurati i carichi derivanti dalle molle valvola: l'alzata corrispondente al momento di picco di accelerazione è dell'ordine di 1mm: la compressione delle molle genera una forza di ampiezza assolutamente trascurabile. Così come tali forze sono trascurabili rispetto a quelle inerziali su quasi tutta la rampa della camma, tranne che in prossimità dell'alzata massima (circa 11,5mm). Ma nemmeno in questo caso paragonabili al picco che stiamo considerando, generato dalle forze di inerzia. Per la verifica a deformazione del bilanciere ci avvarremo di una simulazione agli elementi finiti attraverso il software *SolidWorks 2011*.

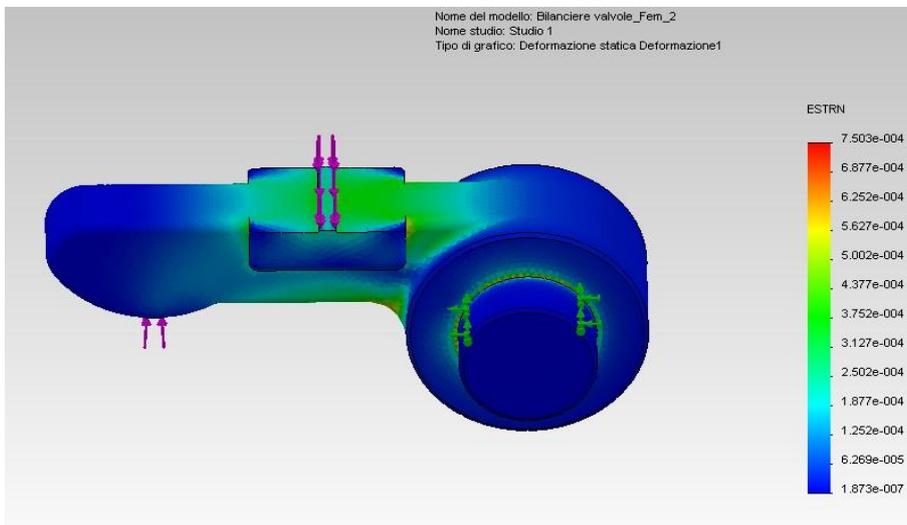
La forza massima poc'anzi calcolata è applicata sulla parte sporgente del bilanciere che appoggia sul ponte delle valvole e che gli trasmette la legge di moto conferitogli dall'albero a cammes.

Utilizzeremo un vincolo cilindrico in direzione radiale nei 2 perni del bilanciere incernierati nel castelletto.

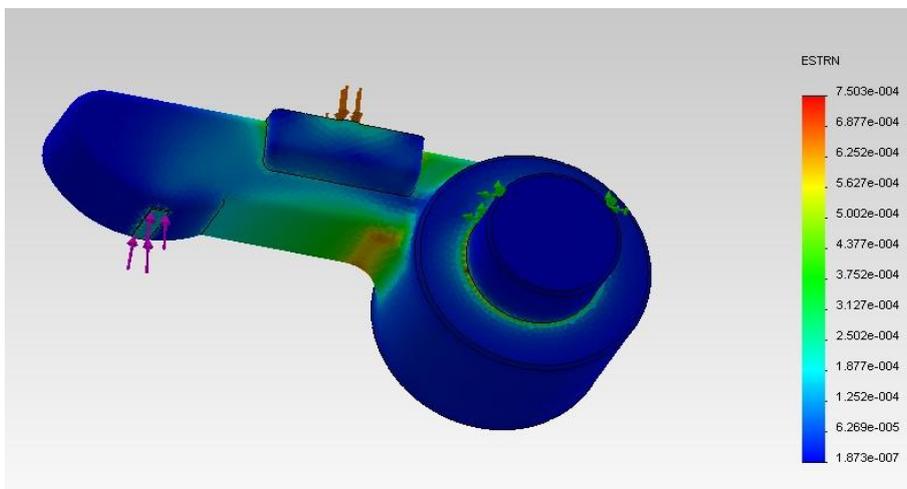
Poniamo inoltre una meshatura con dimensione massima di 2mm. Il risultato, come possiamo vedere, è una deformazione massima di picco utile (zona del carico) che oscilla tra 6.5-7 centesimi di millimetro. Un risultato soddisfacente se ci considera essere un valore di picco molto distante da tutti i restanti valori di funzionamento. Il valore della tensione massima equivalente secondo il criterio di Von Mises si aggira attorno ai 189Mpa. Un valore assolutamente compatibile con gli stress affaticanti a cui sarà sottoposto il bilanciere considerata la sua tensione di snervamento (785Mpa). Vediamo di seguito lo schema di carico e vincolamento usato per modellare il componente con il software e i risultati ottenuti a deformazione.



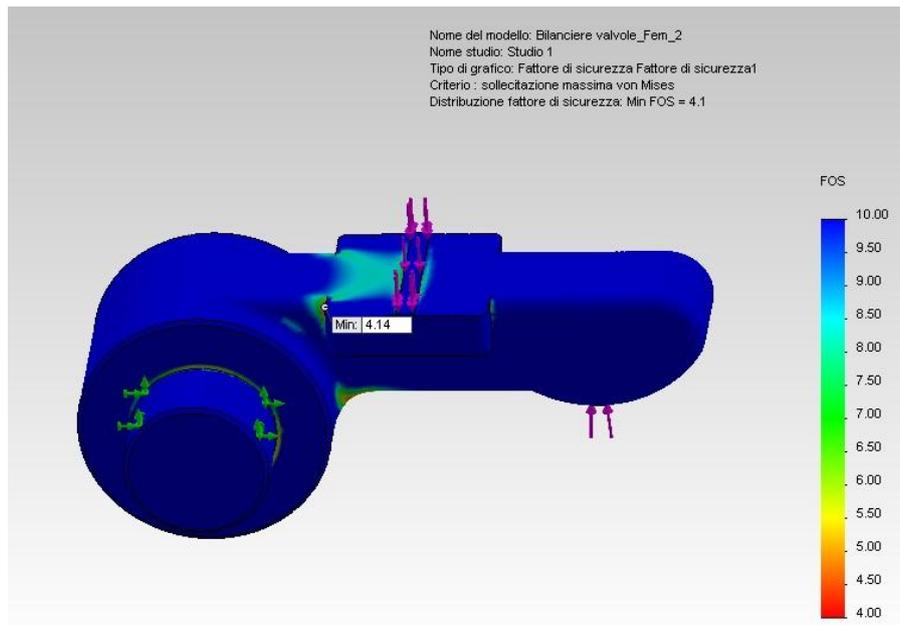
Risultato spostamento statico



Risultato deformazione vista superiore



Risultato deformazione vista inferiore



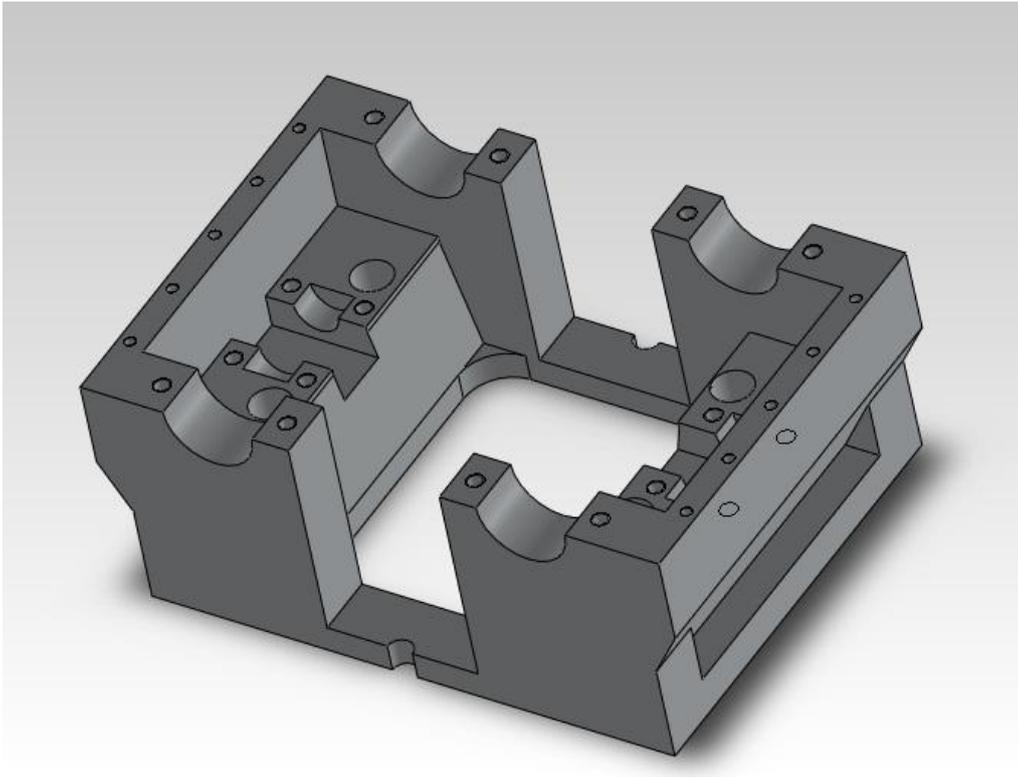
Risultato fattore di sicurezza

Notiamo che abbiamo ottenuto un coefficiente di sicurezza minimo di 4.14, ciò significa che le condizioni di sicurezza risultano ampiamente entro i limiti di sicurezza imposti.

Il castelletto

Come abbiamo già anticipato, la modifica dello schema di distribuzione necessita di un nuovo castelletto da installare sopra la fusione della testata. Tale componente dovrà prevedere, oltre ai supporti per gli alberi a cammes riposizionati secondo le necessità già trattate, anche i supporti stessi per i perni dei bilancieri. Ovviamente il castelletto sarà dimensionato in modo da garantire il movimento delle camme e dei bilancieri durante tutto il loro ciclo di lavoro.

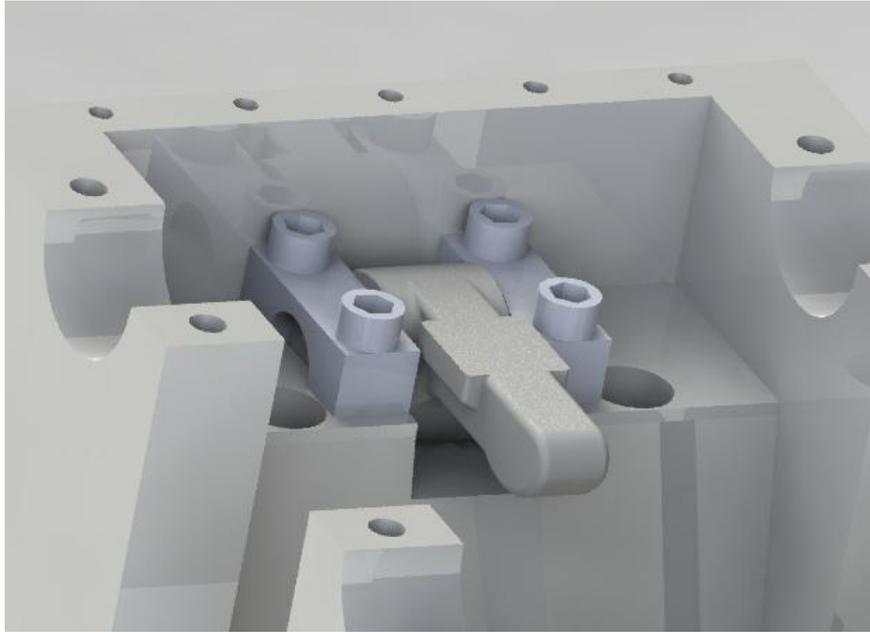
Il nuovo castelletto sarà composto in lega di alluminio ed il modello 3D realizzato è stato mantenuto volutamente grezzo per riuscire a costruirne un prototipo di facile realizzazione con macchine a controllo numerico per asportazione di truciolo.



Nuovo castelletto

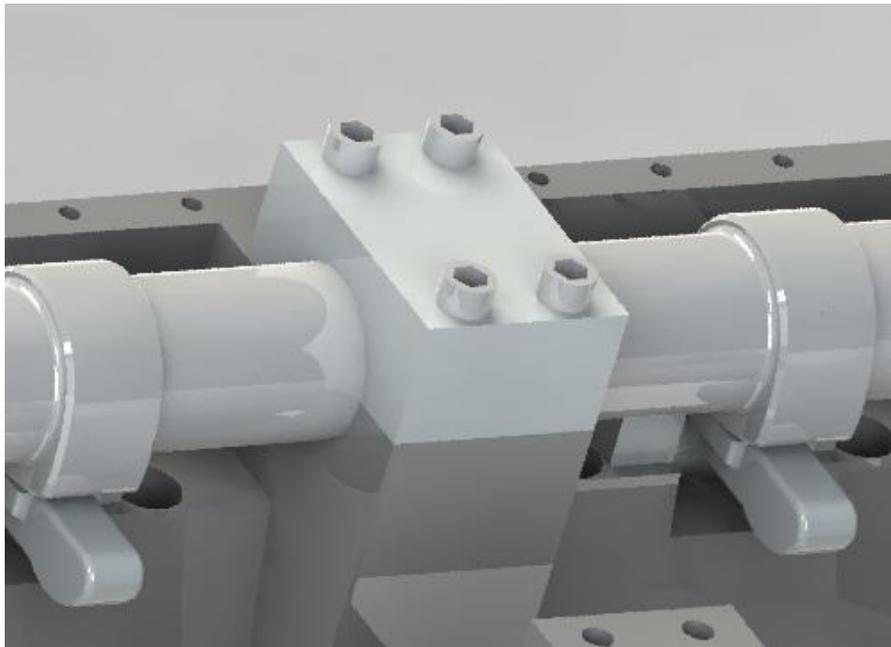
I punti di montaggio rispetto alla testata originale sono stati mantenuti i medesimi. Abbiamo utilizzato delle viti prigioniere, 4 per ogni cilindro, eliminando l'uso delle viti M6 utilizzate nella versione originaria. L'utilizzo degli stessi punti di montaggio ha comportato l'insorgere di un problema di posizionamento dei supporti dei perni dei bilancieri, i quali si è dovuto realizzarli con dimensioni il più contenute possibili per evitare che vadano ad interferire con gli alloggiamenti per il dado di serraggio dei prigionieri utilizzati per il fissaggio del castelletto.

I perni sono bloccati da cavallotti in acciaio e avvitati con viti M6.



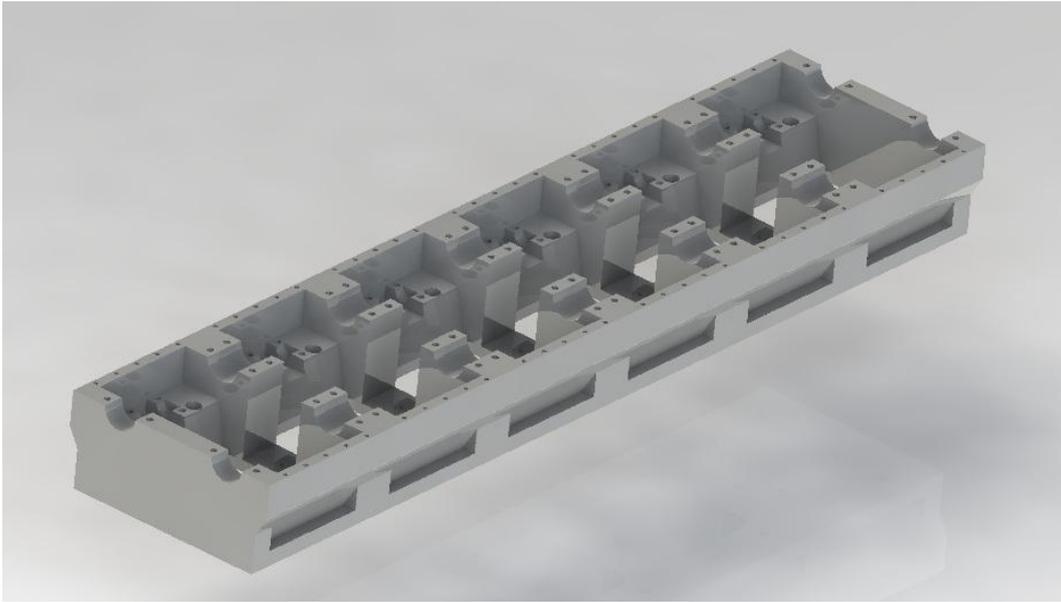
Montaggio bilanciere su castelletto

I supporti degli alberi a cammes sono ricavati sulla fusione, con cavallotti in alluminio tali da consentirne ovviamente la rotazione. Le dimensioni dei supporti ricalcano le stesse del motore in configurazione originale e la stessa logica costruttiva, con gli alberi che ruotano su di un film d'olio che si frappa all'alluminio dei supporti, senza quindi l'utilizzo di alcuna bronzina.

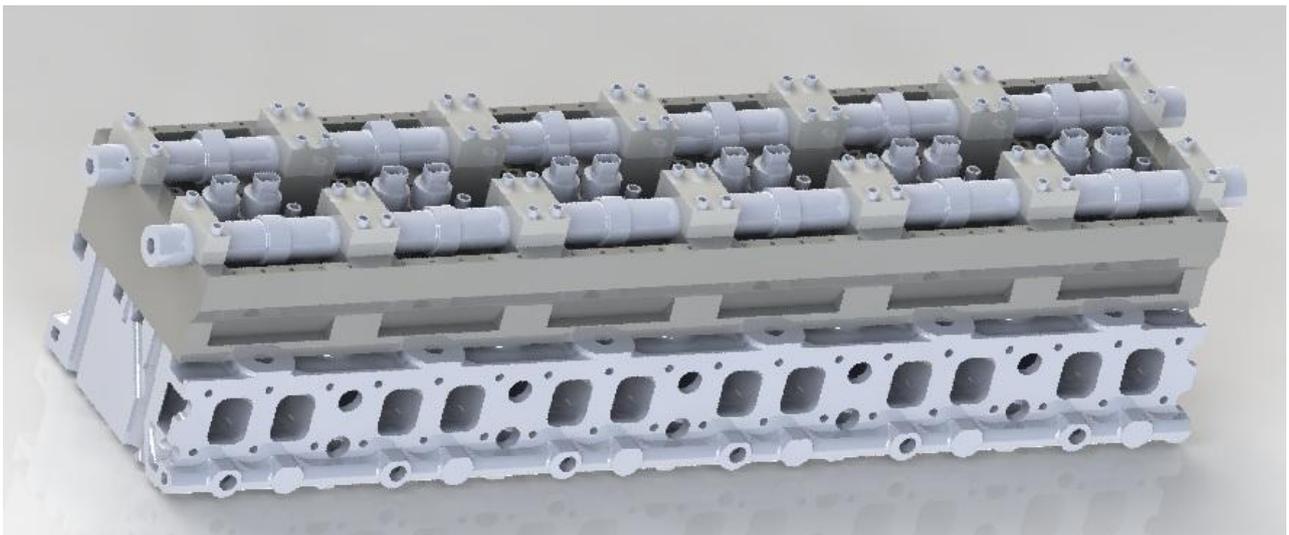


Montaggio albero a cammes e relativo cavallotto

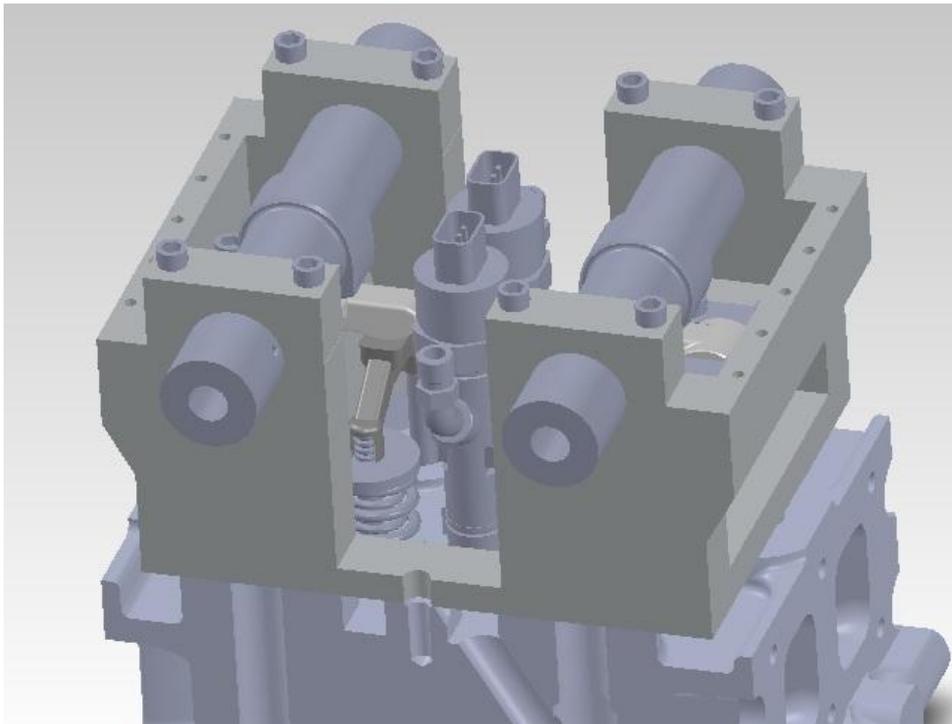
La lubrificazione è effettuata con un foro coassiale agli alberi stessi attraverso il quale l'olio scorre. In corrispondenza dei supporti sono praticati dei fori con cui il fluido giunge a lubrificare la zona dell'accoppiamento. La portata dell'olio è assicurata da entrambe le estremità dell'albero. Il sistema è ampiamente collaudato e non ha dato mai nessun tipo di problema su questo propulsore. Lo stesso olio fuoriesce dai supporti e va a formare un pozzetto che lubrifica la zona del guida-valvola e delle punterie. Arrivato ad un certo livello ritorna verso la parte bassa del propulsore attraverso i fori delle viti prigioniere, che in alcuni tratti sono sovradimensionati, ai quali giunge con appositi fori trasversali. Nella parte esterna della fusione si posizionano i fori di M4 per il montaggio del coperchio.



Castelletto completo vista superiore



Castelletto montato sul testata con bilancieri e alberi a cammes

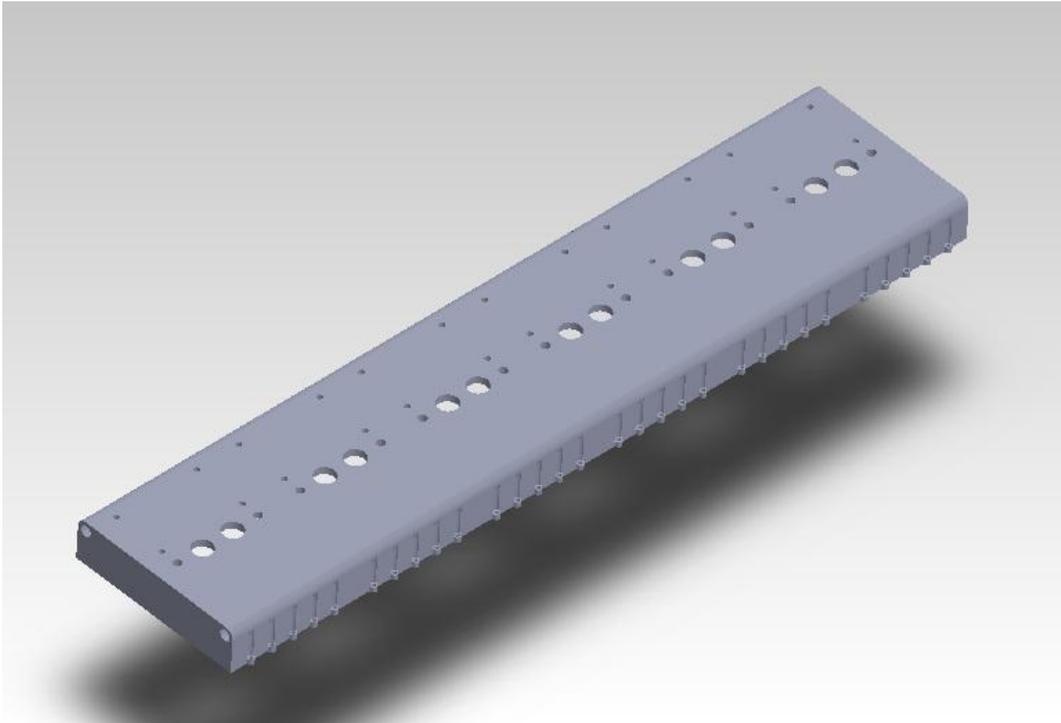


Dettaglio castelletto montato sul testata con bilancieri e alberi a cammes

Il coperchio e i sistemi ausiliari

A copertura del sistema di distribuzione e degli iniettori è necessario prevedere un coperchio. Abbiamo deciso di realizzarlo in fusione di alluminio, in quanto vogliamo ricavare in esso, come vedremo, i condotti per la lubrificazione dei perni dei bilancieri.

Sono previsti i fori per i collegamenti elettrici degli iniettori e i tubi necessari per fare arrivare il gasolio a ciascuno di essi. Esso è fissato al castelletto con viti M4 montate sulla parte longitudinale.

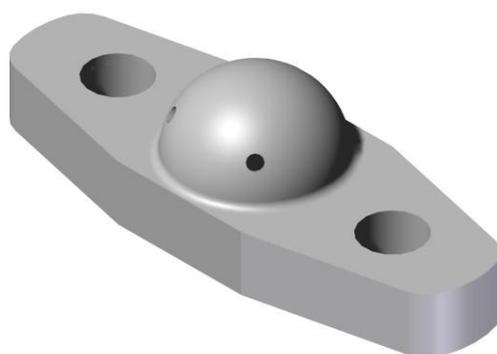


Coperchio

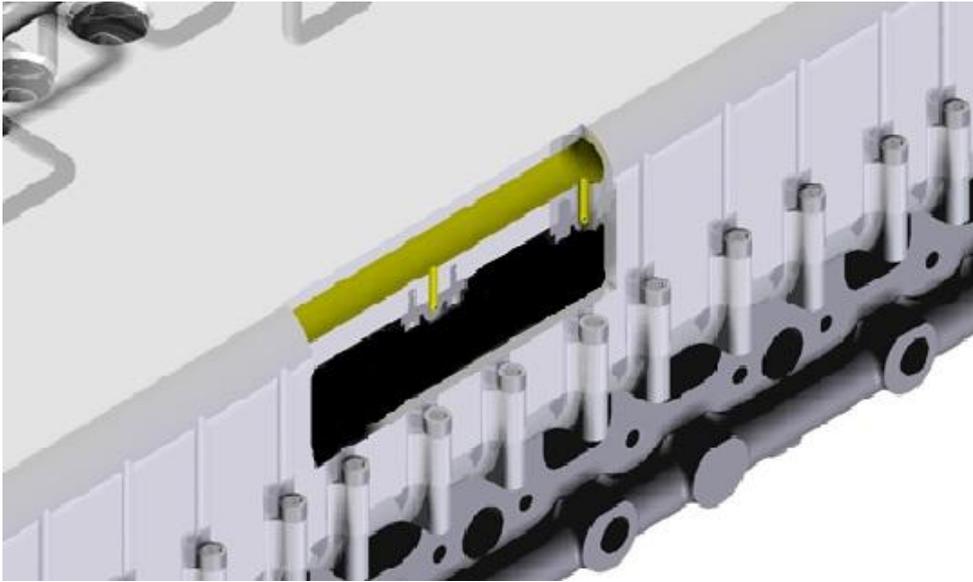
Ritornando sul discorso lubrificazione di cui sopra, abbiamo realizzato due condotti per l'intera lunghezza del coperchio ai quali l'olio arriva da entrambe le parti, sulla falsa riga di quanto visto per la lubrificazione dei supporti degli alberi a cammes. In corrispondenza dell'asse di ogni cilindro e comunque ogni 73mm, abbiamo posto uno spruzzatore con 2 fori. Questo spruzza olio nella zona dei perni dei bilancieri. L'olio si accumula nella zona delle valvole e ritorna poi in coppa attraverso il sistema di cui si è già discusso. Il fissaggio degli spruzzatori è previsto tramite due viti M4.



Ingresso condotto di lubrificazione sinistro

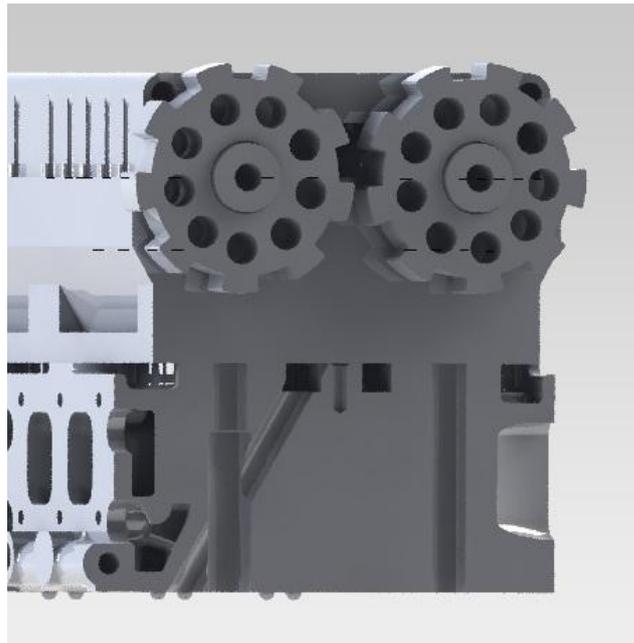


Spruzzatore olio



Sezione del condotto principale di lubrificazione in corrispondenza di spruzzatori

La portata del gasolio agli iniettori avviene tramite 2 rail indipendenti: uno che fornisce combustibile ai laterali sinistri di ogni cilindro e uno ai destri. In modo da pilotare indipendentemente la portata e ottimizzare la combustione secondo le esigenze. Abbiamo previsto una possibile soluzione di installazione dei rail e dei tubi che vanno ad ogni iniettore. Questi ultimi dovranno prevedere un raccordo tra il tubo principale e la parte del tubo-iniettore che fuoriesce dal coperchio per consentirne il montaggio. I rail principali si fissano con un apposito supporto in 2 pezzi, a sua volta montato sul coperchio con viti M8 posizionate a testa incassata. Per la trasmissione del moto agli alberi a cammes utilizziamo una puleggia dentata, come previsto dal motore in configurazione originale.



Pulegge per cinghie dentate installate

Il pistone

L'installazione dell'iniettore supplementare ci costringe a modificare anche la camera di combustione ricavata nel pistone, particolare indispensabile per la formazione dei vortici di tipo squish; questi sono di fondamentale importanza per favorire il processo di formazione della miscela e il successivo processo di combustione.

Abbiamo quindi modificato la parte superiore del pistone, creando due tazze con interasse pari a quello degli iniettori di 18 mm dal centro del pistone, e unendole tra loro abbiamo creato la nuova camera di combustione.



Pistone vista superiore

CAPITOLO 4

I materiali

Il castelletto, il coperchio e i vari cavallotti degli alberi verranno realizzati in lega di alluminio, pertanto approfondisco alcune caratteristiche di questo materiale.

Leghe di alluminio

In molte applicazioni le leghe di alluminio hanno via via preso il sopravvento sull'acciaio, il quale è stato relegato alla costruzione di particolari strutturali eccezionalmente sollecitati. Pur avendo, grossomodo, lo stesso rapporto peso/resistenza meccanica, le leghe di alluminio hanno conquistato il loro spazio, soprattutto perché permettono di lavorare su spessori ragionevoli e perché offrono migliori doti di resistenza alla corrosione (in effetti si devono considerare anche le caratteristiche elastiche del materiale). Per approfondire il concetto del rapporto peso/resistenza meccanica si consideri quanto segue: l'acciaio ha una massa volumica di $7,85 \text{ kg/dm}^3$ ed una resistenza meccanica (R_m) indicativa di 750 N/mm^2 ; le leghe di alluminio (allo stato ricotto) hanno, rispettivamente, una massa volumica di $2,7 \text{ kg/dm}^3$ e una R_m di circa 240 N/mm^2 . Come si nota i rapporti peso/resistenza sono quasi uguali: l'acciaio pesa circa 3 volte le leghe di alluminio ma resiste 3 volte tanto. Ciò significa che una lamiera in acciaio - a pari resistenza- sarebbe spessa $1/3$ di quella in lega di alluminio. A prima vista sembrerebbe non avere alcuna importanza ma, considerando le lavorazioni a cui vengono sottoposte le lamiere (foratura, svasatura, etc.) e le deformazioni a cui va incontro un foglio di lamiera estremamente sottile,

ci si rende facilmente conto che lavorare con spessori così ridotti porta più svantaggi che vantaggi.

L'alluminio si ricava, quasi esclusivamente, dalla bauxite, terra rosso-bruna composta essenzialmente da ossidi idrati di alluminio ed ossidi di ferro, silicio titanio. La metallurgia dell'alluminio può essere divisa in due fasi: produzione di allumina pura per via chimica ed elettrolisi della miscela fusa di allumina e criolite (fluoruri di sodio ed alluminio) per la produzione di alluminio.

Il processo generalmente utilizzato per la produzione di allumina è il processo Bayer che si basa sulla reazione della bauxite con una soluzione concentrata di soda caustica, a pressione e temperatura relativamente elevate. La bauxite frantumata ed essiccata viene ridotta in polvere; questa viene portata alle condizioni di reazione (temperatura di 180 - 200 °C e pressione di 150 -200 MPa =15 - 20 atm) in apposite autoclavi. In queste condizioni l'alluminio solubilizza come alluminato sodico; le scorie sono costituite da ossidi di ferro, silicio, titanio ("fanghi rossi"). La soluzione di alluminato sodico, diluita e filtrata, viene fatta stazionare in decompositori per circa 100 ore. In questo tempo avviene la formazione (innescata con l'introduzione di cristalli di idrossido d'alluminio) di idrossido di alluminio per reazione di idrolisi. L'idrossido di alluminio viene separato e "cotto" in forni rotativi a circa 1200 °C, l'idrossido di sodio (soda caustica) viene reintrodotta nel ciclo produttivo. L'allumina così ottenuta ha una purezza >99,5%. Per ottenere l'alluminio è necessario sottoporre ad elettrolisi l'allumina prodotta in precedenza. Il processo di elettrolisi prevede lo scioglimento dell'allumina in criolite fusa, al fine di ridurre la temperatura della cella elettrolitica a valori accettabili (circa 970°C). Durante l'elettrolisi il metallo si deposita sul fondo della vasca (catodo) e l'ossigeno si sviluppa all'anodo (elettrodo di carbone) che si consuma per combustione. L'alluminio così prodotto (detto di "prima fusione") ha un

titolo di circa il 99,5%, con impurezze costituite da ferro e silicio. Il metallo fuso può essere colato immediatamente in pani o inviato a forni di attesa per la produzione di leghe.

L'alluminio puro ha scarse caratteristiche meccaniche e si ossida con estrema facilità, con la formazione di una pellicola compatta di ossido. L'ossido è altamente stabile e non attacca il metallo sottostante, agendo come passivante. L'eventuale presenza di impurezze di varia natura pregiudica la formazione della pellicola compatta di ossido, con conseguente maggiore predisposizione all'ossidazione profonda. L'alluminio presenta, però, interessanti caratteristiche tecnologiche (malleabilità, duttilità, imbutibilità) che si concretizzano con notevole facilità di lavorazione plastica a freddo e a caldo; particolare notevole risulta essere la conservazione di queste caratteristiche anche per le leghe di alluminio.

Le limitate caratteristiche meccaniche dell'alluminio di prima fusione possono essere notevolmente incrementate mediante l'aggiunta di elementi di lega. I principali leganti dell'alluminio sono: rame, silicio, manganese, magnesio, zinco; possono essere aggiunti singolarmente per formare leghe binarie ma più spesso vengono aggiunti in "gruppo" per formare leghe più complesse. Per modificare o migliorare le caratteristiche fisiche o tecnologiche si aggiungono eventuali elementi correttivi (ferro, titanio, nichel). I vari elementi di lega possono essere aggiunti direttamente all'alluminio fuso o tramite la formazione di una lega binaria alla massima concentrazione del legante (lega madre) che viene introdotta nell'alluminio fuso.

Esaminiamo, brevemente, le caratteristiche che conferiscono alla lega di alluminio i seguenti elementi di lega:

Rame (Cu): forma leghe trattabili termicamente (bonificabili). Con l'aumentare della percentuale si ottiene un aumento della resistenza

meccanica e della durezza; la resistenza meccanica si mantiene soddisfacente fino a temperature di circa 100 °C. Anche se in piccole percentuali influisce pesantemente, in modo negativo, sulla resistenza alla corrosione. Nelle leghe da fonderia è presente in percentuali tra il 4% e il 10%; nelle leghe da lavorazione plastica non supera il 6%.

Silicio (Si): non produce leghe bonificabili. Aumenta resistenza meccanica e durezza senza ridurre sensibilmente la duttilità della lega. Non influisce in modo rilevante sulla resistenza alla corrosione; aumenta notevolmente le caratteristiche di colabilità ed è perciò destinato a formare leghe da fonderia. Le percentuali variano tra il 2 ed il 15%.

Magnesio (Mg): aumenta notevolmente le doti di resistenza alla corrosione, permettendo di superare (in alcuni ambienti) le caratteristiche dell'alluminio puro. Consente di aumentare le caratteristiche meccaniche se presente in percentuale massima del 10%. Influisce negativamente sulla fusione, aumentando l'ossidabilità delle leghe di alluminio. Nelle leghe da lavorazione plastica è presente in percentuali comprese tra 1 e 5%; nelle leghe da fonderia tra il 3 ed il 10%.

Zinco (Zn): aumenta resistenza meccanica e durezza ma abbassa la resistenza a caldo e la resistenza alla corrosione. L'aggiunta di circa il 3% di rame, in una lega con il 10-12% di zinco, riduce al minimo questi difetti. Lo zinco influisce grandatamente sulle doti di temprabilità delle leghe leggere, permettendo di ottenere, con leghe Al-Zn-Cu-Mg bonificate, resistenze comparabili agli acciai.

Manganese (Mn): contrasta gli effetti indesiderati del ferro ed aumenta la resistenza alla corrosione.

Come si nota da quanto sopra esposto è la presenza di alcuni elementi di lega che rende "bonificabili" le leghe di alluminio, con un sostanziale aumento delle caratteristiche meccaniche.

Le leghe leggere vengono, in prima istanza, classificate in funzione della trasformazione tecnologica cui sono destinate: lavorazione plastica o fonderia. A tale suddivisione si aggiungono anche altri criteri di classificazione: in base alla composizione chimica ed in funzione alla attitudine al trattamento di bonifica.

Secondo la classificazione chimica, le leghe sono suddivise in base al legante principale; avremo, perciò, i seguenti gruppi di leghe:

Leghe Al-Cu (e derivate: Al-Cu-Si, Al-Cu-Mg, etc.): caratterizzate da buona resistenza meccanica, mantenuta fino a circa 100 °C, e bonificabile.

Leghe Al-Zn (e derivate: Al-Zn-Mg-Cu): caratterizzate da buona resistenza a freddo e lavorabilità, bonificabile.

Leghe Al-Si (e derivate): caratterizzate da buona colabilità.

Leghe Al-Mg (e derivate): caratterizzate da buona resistenza alla corrosione e attitudine alle lavorazioni plastiche e all'utensile.

Leghe Al-Sn: caratterizzate da proprietà antifrizione.

Leghe Al-Mn-Ni: caratterizzate da elevate caratteristiche alle alte temperature.

Leghe Al-Mn e Al-Mn-Mg: caratterizzate da buone proprietà e lavorabilità per deformazione plastica.

Dei vari gruppi sopracitati, nel campo delle costruzioni aeronautiche, si fa uso principalmente di leghe Al-Cu e Al-Zn e relative leghe derivate.

Classificazione delle leghe di alluminio

Per questo scopo si fa spesso riferimento alla classificazione dell'Aluminum Association (A.A.); è un sistema molto diffuso, soprattutto nell'ambito delle costruzioni aeronautiche.

Questo sistema di designazione prevede l'individuazione della lega con un numero di 4 cifre; la 1a cifra identifica il gruppo della lega, come da prospetto seguente:

1. Caratterizza l'alluminio tecnico ($Al_{min}=99,5\%$)
2. Caratterizza le leghe del gruppo Al-Cu (Al-Cu, Al-Cu-Mg, Al-Cu-MgSi)
3. Caratterizza le leghe del gruppo Al-Mn (Al-Mn, Al-Mn-Mg, Al-Mn-Si)
4. Caratterizza le leghe del gruppo Al-Si
5. Caratterizza le leghe del gruppo Al-Mg
6. Caratterizza le leghe del gruppo Al-Mg₂Si
7. Caratterizza le leghe del gruppo Al-MgZn₂

La 2a cifra definisce le eventuali varianti alla lega originaria, cui è riservato il numero 0.

Le ultime due cifre individuano le singole leghe nell'ambito del gruppo; fanno eccezione i materiali del 1° gruppo per i quali le ultime due cifre indicano il grado di purezza dell'alluminio (per esempio, 1050 corrisponde ad un alluminio tecnico con il 99,50% di alluminio).

Si noti che la designazione A.A. permette solo di classificare le leghe in base alla loro composizione chimica; non consente, in alcun modo, di conoscere le loro caratteristiche meccaniche/tecnologiche che sono descritte nelle specifiche Federali o MIL.

Trattamenti termici delle leghe leggere

Le leghe leggere di alluminio trattabili termicamente sono quelle in cui sono presenti composti di Al-Cu, Al-Si, Al-Mg, Al-Zn che sono i leganti fondamentali delle leghe da trattamento termico. In sostanza le leghe da bonifica appartengono ai gruppi 2, 6 e 7 (secondo la classificazione A.A.).

I trattamenti termici eseguiti sulle leghe leggere sono:

Tempra strutturale (solution heat treatment)

Invecchiamento o riprecipitazione (precipitation heat treatment)

Ricottura (annealing) di vario tipo.

I primi due, effettuati in successione, costituiscono il trattamento di bonifica. Questo trattamento permette di incrementare notevolmente le caratteristiche meccaniche della lega. Nel caso di leghe non bonificabili si possono avere aumenti delle caratteristiche meccaniche tramite incrudimento.

Tempra strutturale

Il materiale viene riscaldato e mantenuto a temperatura adeguata (in linea di massima tra i 480 ed i 530 °C, per dati più precisi si vedano le tabelle che seguono) per un tempo sufficiente a solubilizzare tutti gli elementi di lega. Si forma, così, un reticolo cristallino stabile, proprio di queste temperature. Raffreddando rapidamente in acqua il materiale, si “blocca” questa struttura cristallina anche a temperatura ambiente.

Invecchiamento o riprecipitazione.

Le condizioni di solubilizzazione degli elementi di lega nell'alluminio sono, di fatto, instabili a temperatura ambiente e i vari componenti tendono a separarsi “riprecipitando”, per portarsi in condizioni di stabilità. Questo fenomeno, detto di invecchiamento, avviene abbastanza lentamente a temperatura ambiente (parecchi giorni); in questo periodo il materiale ha una struttura in evoluzione. Si può accelerare questo processo in modo artificiale riscaldando in forno il materiale alle temperature indicate in tabella.

La tempra strutturale può limitare in qualche modo le deformazioni plastiche attuabili (a causa dell'aumento di durezza); si possono, tuttavia, aumentare le caratteristiche meccaniche del materiale eseguendo la deformazione plastica subito dopo la tempra strutturale, prima che inizi la riprecipitazione. In questo modo si sovrappongono agli effetti della bonifica quelli della lavorazione plastica, con evidenti benefici. Come esempio di quanto esposto si considerino i ribattini in lega 2024 che, dopo essere stati

temprati, vengono conservati in congelatore a -5 °C fino al momento della messa in opera che deve avvenire entro 15-20' dall'uscita dal congelatore. I ribattini acquisiscono il 100% delle loro caratteristiche dopo 4 giorni dall'installazione (96 ore, come indicato nella tabella soprastante).

Ricottura

La ricottura sulle leghe di alluminio può essere eseguita secondo vari metodi, in relazione ai risultati che si vogliono ottenere.

Ricottura di distensione

Si prefigge l'eliminazione o la riduzione delle tensioni interne che si creano durante la colata in acqua, nel corso del ciclo produttivo di semilavorati in leghe da lavorazione plastica. Si esegue mantenendo per un tempo adeguato il materiale a circa 300 C; in queste condizioni non si verificano variazioni nella struttura cristallina del materiale.

Ricottura di omogeneizzazione

Elimina gli effetti di precedenti trattamenti termici e di bonifica e riporta nelle condizioni ideali una lega in cui si siano formate alterazioni indesiderate nella struttura cristallina. La ricottura di omogeneizzazione si esegue a temperature piuttosto alte (circa 540-560 °C), prossime al punto di fusione, e per tempi abbastanza lunghi; il raffreddamento è lento, in modo da ottenere la struttura cristallina come da diagramma di stato.

Ricottura di ricristallizzazione

Le lavorazioni plastiche a caldo e, soprattutto, quelle a freddo provocano un incrudimento del materiale (con deformazioni della struttura cristallina) tale da ostacolare ulteriori lavorazioni.

La ricottura di ricristallizzazione permette di riassetare la struttura cristallina del materiale, eliminando completamente lo stato di incrudimento iniziale.

Ricottura di eterogenizzazione (o di precipitazione)

È un trattamento poco diffuso, applicato principalmente alle leghe Al-Mg che abbiano subito riscaldamenti, anche localizzati (durante la lavorazione) a temperature dell'ordine dei 400°C. Si ottiene l'eliminazione degli effetti di incrudimento derivanti da precedenti lavorazioni plastiche.

Ricottura di stabilizzazione

Molte leghe leggere, soprattutto quelle bonificabili, non riassorbono completamente la dilatazione che sopportano per effetto dell'aumento di temperatura a cui sono state sottoposte nel ciclo di bonifica. Rimane una dilatazione residua di circa lo 0,3% che, pur essendo di piccola entità, è molto spesso non trascurabile. La ricottura di stabilizzazione rimedia a questa situazione; viene eseguita con un riscaldamento a 240-270 °C per un tempo adeguato, seguito da un raffreddamento in aria. È evidente che questo trattamento, se eseguito su leghe già bonificate, comporta una diminuzione delle caratteristiche meccaniche già raggiunte del materiale.

I materiali placcati devono essere ricotti con particolare attenzione, al fine di ridurre al massimo il tempo di permanenza ad alta temperatura, poiché alcuni elementi di lega tendono a diffondersi nello stato placcato riducendone la resistenza alla corrosione.

I trattamenti termici che si eseguono sulle leghe leggere sono convenzionalmente indicati (secondo le norme A.A.) con le sigle riportate :

- O: Ricotto, ricristallizzato, solo per materiali da lavorazione plastica
- T2: Ricotto (per getti)
- T3: Temprato strutturalmente e lavorato a freddo con raddrizzatura e spianatura
- T4: Temprato strutturalmente
- T5: Invecchiato artificialmente
- T6: Temprato strutturalmente e invecchiato artificialmente

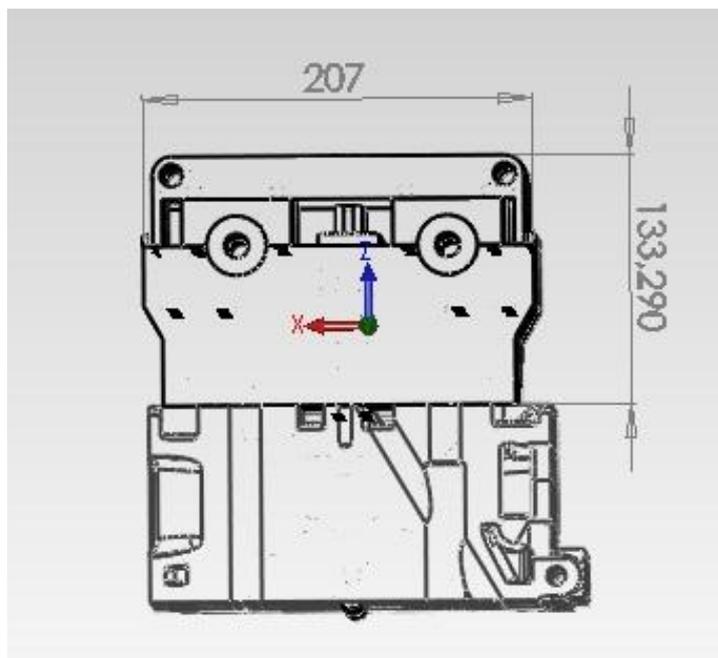
CAPITOLO 5

Conclusioni

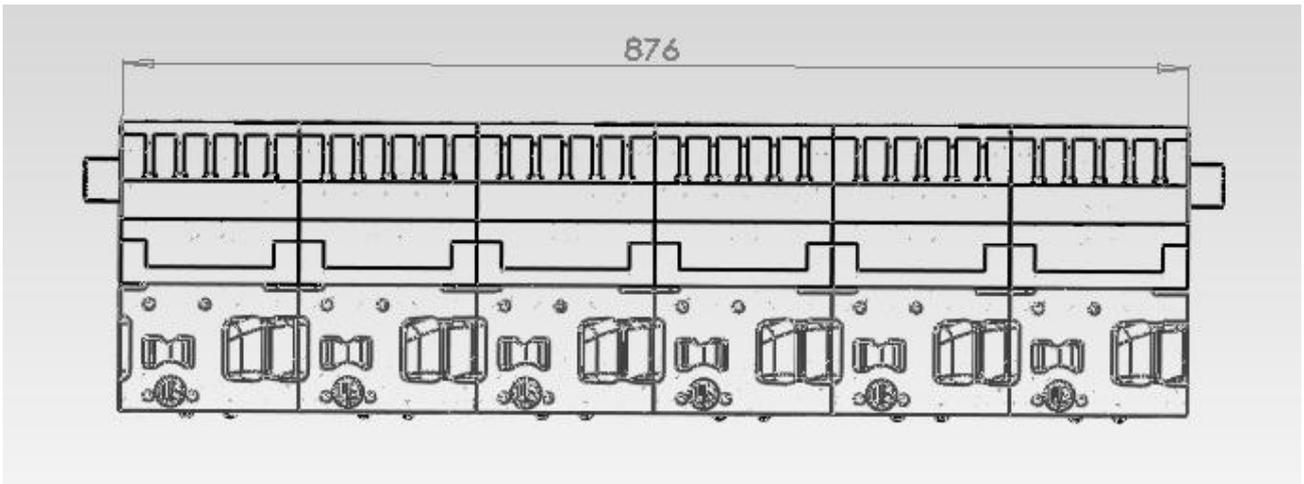
Il risultato ottenuto può considerarsi ampiamente soddisfacente. È stato raggiunto l'obiettivo di installare un iniettore supplementare e quindi di ottenere una testata a 2 iniettori per cilindro indipendenti senza dover realizzare una nuova fusione per la testata. Inoltre gli accorgimenti per la modifica della stessa sono molto semplici e dai costi contenuti. Il componente più oneroso risulterà essere il nuovo castelletto in alluminio, che dopo la realizzazione del prototipo alle macchine utensili e successiva verifica di funzionamento, avrà bisogno di un affinamento dei particolari al modello 3D e quindi di un nuovo stampo per la realizzazione in fusione. Investimento che ripaga ampiamente i vantaggi derivanti dalla nuova configurazione e già discussi nei capitoli precedenti. Anche gli ingombri e il peso aggiuntivo sono compatibili con le modalità di utilizzo del propulsore e la sua tipica installazione.

Sviluppi futuri di questo lavoro potrebbero essere lo studio di una versione dotata di un solo albero a cammes che muova tutte e 4 le valvole di ogni cilindro: si può pensare di movimentare quelle di scarico attraverso un bilanciere, magari sdoppiato, e quelle di aspirazione direttamente sulla punteria. Questo per diminuire gli ingombri nella zona del collettore di scarico, il quale ha un andamento verso l'alto ove sono posizionati i turbocompressori. Passo necessario

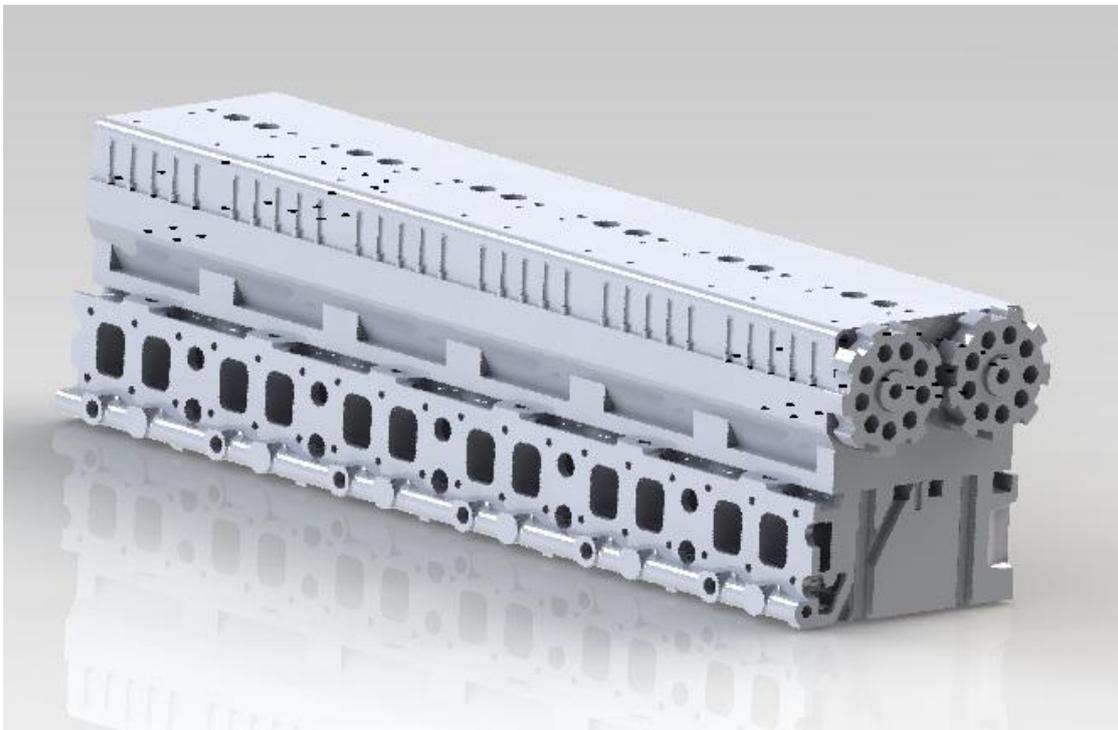
sarà invece la definizione di un nuovo profilo per le camme di aspirazione e scarico, vista la geometria dei nuovi cedenti. I bilancieri hanno risposto bene all'analisi FEM, tuttavia con uno studio diverso della legge di moto che cerchi di limare i picchi più accentuati di accelerazione, si può cercare di contenere le forze di inerzia e di pari passo la massa e il momento di inerzia degli stessi. Seguono alcune immagini della testata completa così ottenuta e alcuni dati relativi agli ingombri.



Vista frontale con ingombri



Vista laterale con ingombro longitudinale



Testata completa vista isometrica

BIBLIOGRAFIA

CHALLEN, Bernard – BARANESCU, Rodica

Diesel Engine Reference Book, Butterworth Einemann

MINELLI, Giorgio.

Motori endotermici alternativi, Bologna: Pitagora Editrice.

GIOVANNOZZI, Renato.

Costruzione di macchine, Vol. II, Bologna: Pàtron Editore.

FUNAIOLI, Ettore – MAGGIORE, Alberto - MENEGHETTI, Umberto.

Lezioni di meccanica applicata alle macchine Vol. I-II, Bologna: Pàtron Editore.

NORMATIVA TECNICA E PUBBLICAZIONI SCIENTIFICHE:

www.uni.com

SOFTWARE UTILIZZATI

SolidWorks 2011 – *Team SolidSQUAD 2010*

Microsoft Word 2011 - *Microsoft Corporation*

