

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA

CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

Codice 0230 Classe 36/S

Sede di Forlì

TESI DI LAUREA

in

Disegno Assistito al Calcolatore L

**STUDIO ED OTTIMIZZAZIONE DEL BASAMENTO E
DELL'IMBIELLAGGIO DI UN MOTORE DIESEL AD ALTISSIME
PRESTAZIONI**

Candidato:

ANDREA ARFELLI

Relatore:

Prof. Ing. **LUCA PIANCASTELLI**

Correlatori:

Dott. Ing. **SARA BAGASSI**

Dott. Ing. **LEONARDO FRIZZIERO**

Anno Accademico 2011/12

Sessione III

Sommario

Premessa	3
Introduzione	8
1.1 Il motore Daimler-Benz DB 605	8
1.2 Generalità sugli alberi a gomiti	12
1.3 Verifiche torsionali albero a gomiti	14
Studio Diagrammi e forze motore	16
2.1 Dati di partenza e nuovo diagramma indicatore.....	16
2.2 Dati di progetto.....	21
2.3 Diagrammi degli sforzi.....	21
Progetto albero motore	25
3.1 Perni di banco e manovella precedenti	27
3.2 Perni di banco e manovella di progetto	28
3.3 Maschette	33
3.4 Verifica prima gruppo con Simulation.....	35
3.5 Materiale	40
Progetto biella.....	43
4.1 Dati nuova biella	43
4.2 Progetto nuova biella su impronta ORAL	45
4.3 Calcolo viti	49
4.4 Materiale	50
Progetto basamento	51

5.1	Basamento: idea iniziale e sviluppo.....	51
5.2	Progetto cilindri	58
5.2.1	Accoppiamenti tra cilindri e basamento	63
5.2.2	Progetto sistema di raffreddamento cilindri	64
5.3	Materiali.....	67
	Assemblaggio	72
6.1	Accoppiamenti in Solidworks	76
6.2	Problemi riscontrati e risoluzione	77
	Conclusioni e sviluppi futuri.....	81
	Ringraziamenti	87
	Bibliografia	89

Premessa

Il punto di partenza di questo studio è rappresentato dal Motore Daimler Benz DB 605: si tratta di un motore a 12 cilindri che sono collocati in due blocchi, ciascuno di 6 cilindri invertiti a V e disposti a 60°, raffreddato a liquido.

Tale motore prodotto dall'azienda tedesca Daimler-Benz AG è stato utilizzato durante la Seconda Guerra Mondiale, venne prodotto su licenza in Italia ed incaricata della produzione fu la FIAT che realizzò i primi esemplari nel 1942, mentre la produzione di massa cominciò nel 1943. Ne furono prodotte diverse versioni e, mentre le prime versioni mantennero la denominazione originale DB 605, quelli prodotti negli anni successivi furono designati Fiat 1050 RC 581.

Il DB 605 venne utilizzato sulle versioni finali del Bf 109, uno dei più noti caccia tedeschi della seconda guerra mondiale e uno degli aerei da combattimento costruito nel maggior numero di esemplari nella storia, che prestò servizio tra il 1937 e il 1947 grazie a continue modifiche e migliorie. In Italia venne utilizzato sui caccia della Serie 5.

Tale motore è stato già oggetto di precedenti studi volti ad individuare e sviluppare delle soluzioni migliorative in modo da ottenere prestazioni più elevate.

L'ing. Vangelisti nella sua precedente ricerca, si è occupato della trasformazione del motore ad accensione comandata ad uno ad accensione a compressione denominato VD007, questa scelta è nata

dallo sviluppo degli studi ,avvenuti in campo automobilistico sui motori Diesel negli ultimi 50 anni.

Sostanzialmente tale studio ha modificato, dapprima, il pistone e la testata e, in una seconda battuta, l'albero a gomiti affinché sostenesse le modifiche strutturali effettuate, verificandone la resistenza ai nuovi carichi.

Uno dei risultati più significativi di questo studio è sicuramente il fatto che la potenza ottenibile nel motore VD007, grazie al moderno sistema di iniezione common – rail ed all'utilizzo della doppia iniezione in camera di combustione è maggiore ai 2000 CV, valore decisamente superiore ai 1600 CV erogabili dal motore originale DB 605 ad accensione per scintilla.

Di fatto le modifiche apportate sul DB 605, per valutare la fattibilità del nuovo motore VD 007, hanno portato al conseguimento di un buon compromesso tra l'aumento di velocità rotativa ed la riduzione dei pesi e del raggio di manovella .

Sostanziali modifiche si sono rese necessarie nel dimensionamento della testata, in relazione alla disposizione dei due iniettori, alla nuova geometria del cielo e alla conseguente configurazione delle valvole .

L'Ing. Renzi ha proseguito il lavoro precedentemente svolto, lavorando sul miglioramento strutturale e funzionale dell'albero motore: il primo passo è stato il calcolo dei carichi agenti sull'albero, successivamente è passato al dimensionamento dei cuscinetti e infine all'equilibratura e alla verifica delle vibrazioni torsionali dell'albero.

Di fatto tale studio ha portato alla ricostruzione dell'albero a gomiti, ridefinendo i perni di banco, perni di manovella e le maschette interamente riviste e migliorate.

Su queste premesse si inserisce la mia ricerca, partendo dai dati raccolti e dalle soluzioni precedentemente adottate, ha lo scopo di innalzare ulteriormente le prestazioni del motore citato.

In via prioritaria è risultato importante individuare il numero dei cilindri da utilizzare: per tale determinazione è stato necessario ipotizzare la potenza di progetto del motore che si intende raggiungere $P_{\text{motore}}=36000 \text{ CV} = 26460 \text{ KW}$. E' chiaro che per ottenere questo risultato si dovrà modificare l'intera struttura del motore.

Il diagramma dell'indicatore è stato, quindi, modificato in quanto l'aumento della potenza del motore comporta una variazione delle pressioni all'interno del cilindro (P_{max} di progetto 300 bar, P_{min} 18,4 bar) rispetto alla versione precedente (P_{max} 160 bar e P_{min} -1,312 bar). Partendo da questi nuovi dati si è poi proceduto alla determinazione della P_{media} indicata e della P_{indicata} , da cui è stato possibile, utilizzando le formule note, determinare il numero di cilindri.

Tale nuova soluzione progettuale comporta la modifica dell'intero albero a motore e degli altri componenti correlati. Per poter procedere è stato necessario definire alcuni parametri fondamentali dell'imbiellaggio: corsa del cilindro, raggio di manovella e lunghezza della biella, partendo dalla velocità massima del pistone pari a 20m/s.

Sulla base di queste ipotesi progettuali si è potuto determinare le caratteristiche geometriche del manovellismo ed i dati da utilizzare per la progettazione dell'albero.

Per la composizione grafica del nuovo albero a gomiti del motore a 16 cilindri è stato utilizzato il programma di disegno Solidworks.

L'albero è stato scomposto nelle sue diverse parti (perni di banco, perni di manovella e maschette) e per ciascuna parte si è individuata la dimensione ottimale per le nuove esigenze in considerazione dell'aumento del numero di giri che passa da 200 rpm a 10000 rpm.

E' stato inoltre proposto un nuovo sistema di lubrificazione che prevede la presenza di appositi canali per la circolazione dei fluidi.

Successivamente lo studio è stato focalizzato sulla nuova progettazione dei cilindri e delle bielle, ipotizzando l'utilizzo di materiali ad altissime prestazioni.

Diversamente dallo studio precedente che utilizzava il sistema di biella "Fork and Blade", si è deciso di adottare il sistema delle bielle tradizionali affiancate confluenti sulla stessa manovella.

Si è poi reso necessario studiare il basamento in ghisa, valutando idonee soluzioni per determinare la forma più adatta.

Per la chiusura inferiore del basamento è stato progettato un carter, che è stato collegato al basamento tramite viti opportunamente dimensionate.

Come accennato una analisi specifica è stata poi condotta anche sui materiali da utilizzare per i vari componenti, valutando le soluzioni migliori anche in relazione a quanto proposto in commercio.

Il passo successivo è stato il progetto dei cilindri, del sistema di accoppiamento basamento-cilindri ed infine è stato condotto uno studio sul sistema di raffreddamento dei cilindri.

Una volta completate tutte le parti si è passati alla fase di assemblaggio, utilizzando il software di disegno 3D Solidworks: durante questa fase si è reso necessario intervenire nuovamente sui componenti già progettati per ottimizzare gli accoppiamenti, adottando le più idonee e opportune modifiche ai componenti.

Si ritiene opportuno, infine, per offrire un quadro più completo possibile della ricerca condotta, fare un ultimo accenno al metodo di studio su cui è stata improntata tutta la tesi: lo studio si è sviluppato a partire dalla analisi delle caratteristiche tecniche dei motori Daimler-Benz DB 605 e VD 007, lo studio dei dati ha permesso di ricavare le principali ipotesi progettuali da cui partire per studiare soluzioni funzionali che permettessero di innalzare le prestazioni.

Tali ipotesi progettuali sono state via via validate nella progettazione vera e propria del nuovo motore e di tutti i suoi componenti, adottando opportune migliorie e operando le necessarie modifiche in corso, per risolvere al meglio le varie problematiche che sono emerse.

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Il motore Daimler-Benz DB 605



Figura 1

Il Daimler-Benz DB 605 era un motore aeronautico 12 cilindri a V rovesciata raffreddato a liquido prodotto dall'azienda tedesca Daimler-Benz AG durante la seconda guerra mondiale.

Nello studio effettuato da Ing. Vangelisti il DB 605 ad accensione comandata è stato trasformato in VD 007 ad accensione spontanea.

La potenza ottenibile nel motore VD007, grazie al moderno sistema di iniezione common – rail ed all'utilizzo della doppia iniezione in camera di combustione è maggiore ai 2000 CV, valore decisamente superiore ai 1600 CV erogabili dal motore originale DB 605 ad accensione per scintilla.

La disposizione trovata per i due iniettori automobilistici è adeguata alla geometria della nuova testata, sono stati scongiurati problemi d'ingombro soprattutto con l'albero a camme ed il getto di combustibile coincide praticamente con il centro delle nuove camere di combustione ricavate sul cielo del pistone .

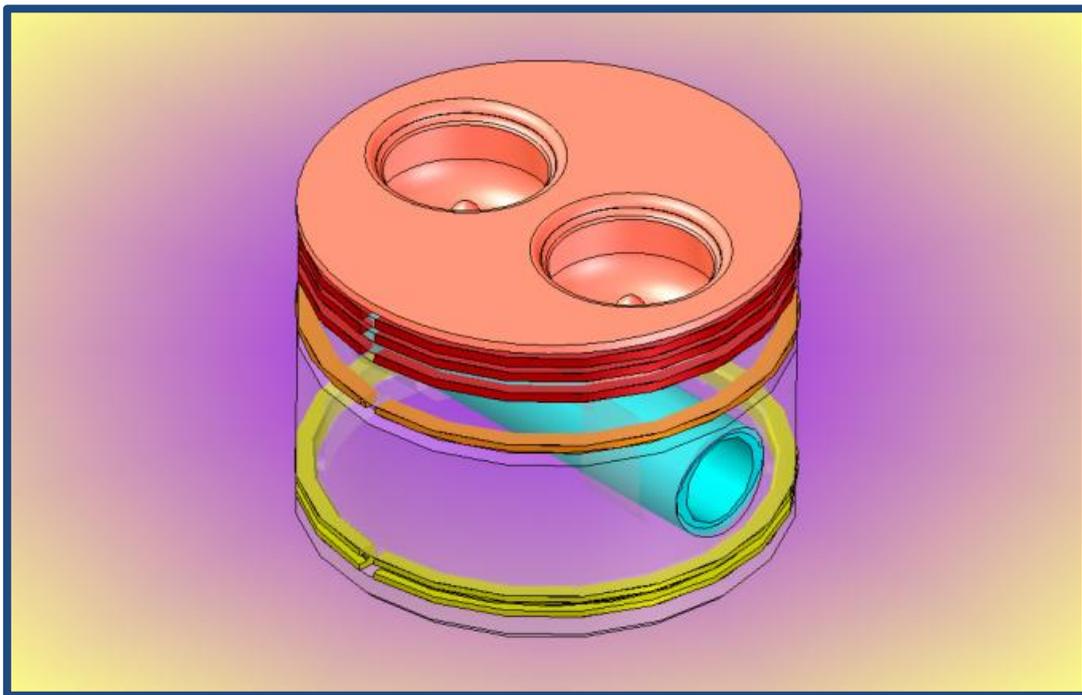


Figura 2

Il materiale per lo stantuffo è la lega d'alluminio GD AlSi 9, molto soddisfacente per quanto concerne la riduzione dei pesi, anche ricorrendo ad un ricoprimento d'acciaio (30 WCrV 179) dello spessore

di 3 mm, che permette di sopportare le elevate sollecitazioni presenti in camera di combustione.

La doppia iniezione risulta particolarmente indicata per quanto concerne l'aspetto della sicurezza, parametro di indiscutibile importanza, in quanto l'eventuale guasto di uno dei due sistemi di iniezione non implica l'arresto del secondo il quale lavora indipendentemente dal primo.

In queste condizioni dunque risulterebbe possibile il rientro, seppur in condizioni d'emergenza, del velivolo dotato del nuovo propulsore.

Gli studi condotti in tesi precedentemente svolte, hanno dimostrato favorevoli risposte del nuovo motore VD007, per quanto riguarda l'innalzamento della velocità di rotazione dell'albero a gomiti da 2800 rpm a 3800 rpm, infatti le verifiche eseguite sulle forze agenti sul manovellismo hanno dimostrato come i valori in gioco siano indicativamente molto simili a quelli agenti sul DB 605 .

Ciò conferma la bontà delle modifiche apportate sul DB605, per la fattibilità del nuovo motore VD007, ossia il conseguimento di un ottimale compromesso tra l'aumento di velocità rotativa ed una considerevole riduzione dei pesi e del raggio di manovella .

Per ciò che concerne il dimensionamento della nuova testata, che ha richiesto sostanziali modifiche vista la trasformazione del DB 605 ad accensione per scintilla in un motore ad accensione spontanea, particolari decisamente interessanti hanno riguardato la disposizione dei due iniettori, la nuova geometria del cielo e la conseguente configurazione delle valvole .

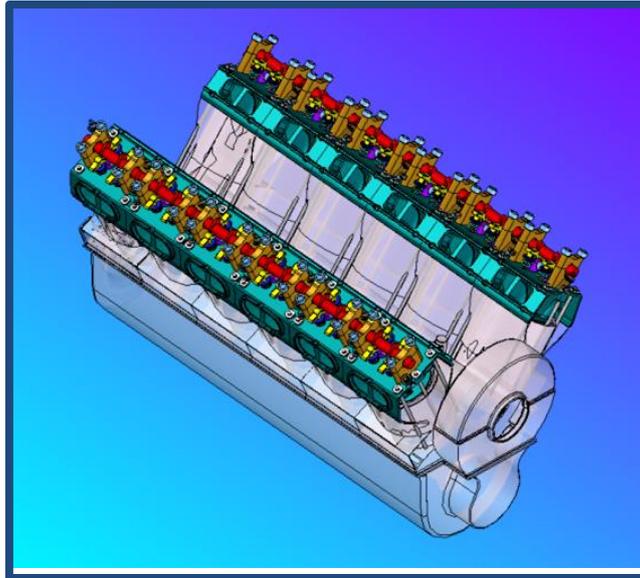
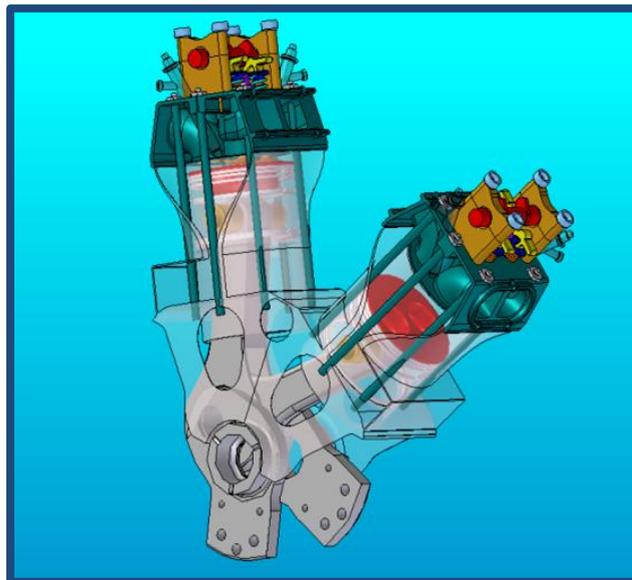
Per quanto riguarda il cielo e le valvole la nuova configurazione a cielo appiattito ha richiesto che tutte e quattro le valvole, sia quelle di scarico che quelle di aspirazione, si trovassero ad agire ortogonalmente al cielo suddetto. Inoltre si è adottato per uno dei due condotti di aspirazione uno "swirl" sagomato in maniera tale da creare una adeguata turbolenza al comburente prima dell'immissione in camera di combustione .

La scelta del *materiale* da adottare per la produzione del gruppo basamento – cilindro – testata è stata dirottata verso la ghisa ed in particolare alla C.G.I. (compacted graphite iron).

Tale materiale presenta infatti indiscutibili pregi rispetto alla lega d'alluminio quali le migliori caratteristiche meccaniche alle alte temperature che regnano in camera di combustione (circa 250°C) anche se la sua densità risulta evidentemente penalizzante (7,1 g/cm³ rispetto a l'alluminio 2,77 g/cm³).

Questo appesantimento però non è preoccupante, visto che le sostanziali modifiche apportate alla geometria del motore come la riduzione della cilindrata e di tutte le caratteristiche derivanti, ha permesso di ottenere circa un dimezzamento del peso complessivo a secco rispetto al DB 605, (circa 350 Kg contro 700 Kg).

Nelle figure sottostanti, sono mostrati il manovellismo risultante ed il complessivo del dodici cilindri del VD007:

*Figura 3**Figura 4*

1.2 Generalità sugli alberi a gomiti

Un albero a gomito, detto anche asse a collo, collo d'oca, albero a manovella, è formato da una o più manovelle: si tratta quindi di un albero provvisto di uno o più perni di manovella, detti anche bottoni di manovella, su cui si articolano le teste di biella, e di perni centrali e di

estremità, detti perni di banco, che appoggiano sui cuscinetti dei corrispondenti supporti di banco.

I perni di banco sono collegati ai perni di manovella mediante i cosiddetti bracci di manovella, o manovelle, o maschette (Figura 5).

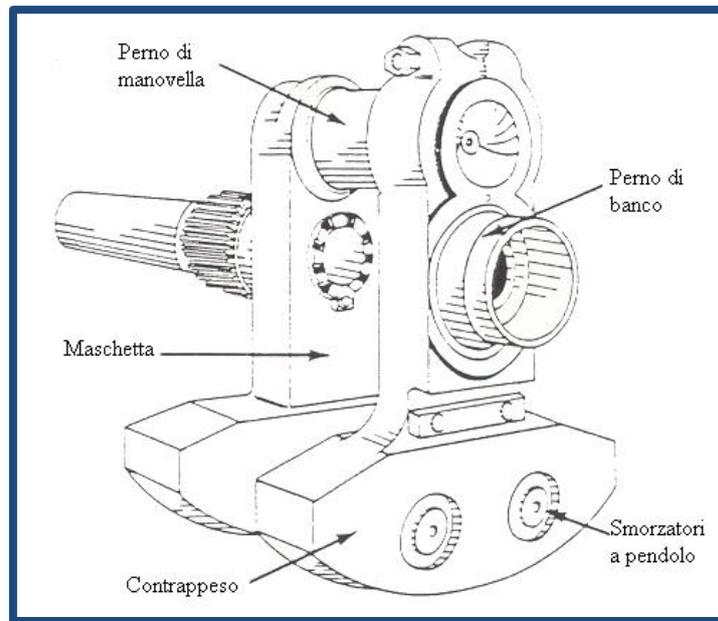


Figura 5

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

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

Gli alberi a gomiti sono ordinariamente ottenuti per stampatura da masselli d'acciaio semiduro al carbonio con o senza cromo e manganese (specialmente nei grossi alberi) o d'acciai speciali legati, da bonifica o nitrurazione (per motori veloci da trazione); possono

anche essere ricavati per lavorazione diretta al tornio da barre cilindriche, o ottenuti da fusioni di ghisa.

I perni di banco ed i perni di manovella vengono finiti di lavorazione con rettifica delle superfici su cui si appoggeranno le bronzine di banco e della testa di biella: i bracci (o maschette) possono essere totalmente lavorati, o, più raramente, lasciati grezzi di stampo sulle pareti laterali (ad esempio nei motori da motocicletta).

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

1.3 Verifiche torsionali albero a gomiti

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

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

L'indagine riveste tanta maggiore importanza quanto più elevato è il numero dei cilindri, aumentando l'inerzia del sistema in rapporto alla sua rigidezza torsionale.

Il procedimento di calcolo è stato sviluppato seguendo le fasi illustrate di seguito:

a) riduzione dell'albero a gomiti a sistema equivalente, costituito da un albero rettilineo, elastico e senza massa, su cui sono calettate delle masse volaniche equivalenti, ai fini dell'inerzia, alle masse effettivamente applicate all'albero a gomiti.

b) determinazione dei primi due o tre modi propri di vibrazione libera del sistema (ai fini delle sollecitazioni, il primo modo proprio è genericamente il più significativo, quindi viene il secondo, eccezionalmente interessa il terzo modo proprio).

c) determinazione delle componenti armoniche dei momenti eccitatori e diagrammi di fase delle componenti armoniche di uno stesso ordine.

d) calcolo delle ampiezze d'oscillazione forzata, ai vari regimi di rotazione, per il modo proprio in esame.

e) costruzione del diagramma degli sforzi di torsione nel tratto più sollecitato dell'albero a gomiti.

Capitolo 2

Studio diagrammi e forze motore

2.1 Dati di partenza e nuovo diagramma indicatore

L'obiettivo prefissato è quello di alzare ulteriormente le prestazioni del motore VD 007 fino ad ottenere una potenza erogata di 36000 CV.

Per ottenere questo risulta chiaro che il diagramma dell'indicatore andrà modificato in quanto variano le pressioni all'interno del cilindro, in particolare la P_{max} dovrà essere uguale a 300 bar e la P_{min} dovrà essere 18,4 bar: nella versione precedente la P_{max} era 160 bar e la P_{min} era -1,312 bar, come si vede si ha un notevole aumento della pressione che porterà ad ottenere l'aumento di potenza richiesto.

Partendo dal foglio di calcolo contenente le pressioni originali in camera di combustione rilevate in relazione all'angolo di manovella ho provveduto a modificare questi valori trovando due costanti che mi hanno permesso di ottenere la nuova mappa delle pressioni in

camera di combustione e di ricavare il nuovo diagramma dell'indicatore.

Nelle grafici sottostati ho riportato i diagrammi dell'indicatore con la mappa delle pressioni vecchia e con la nuova mappa relativa al motore potenziato.

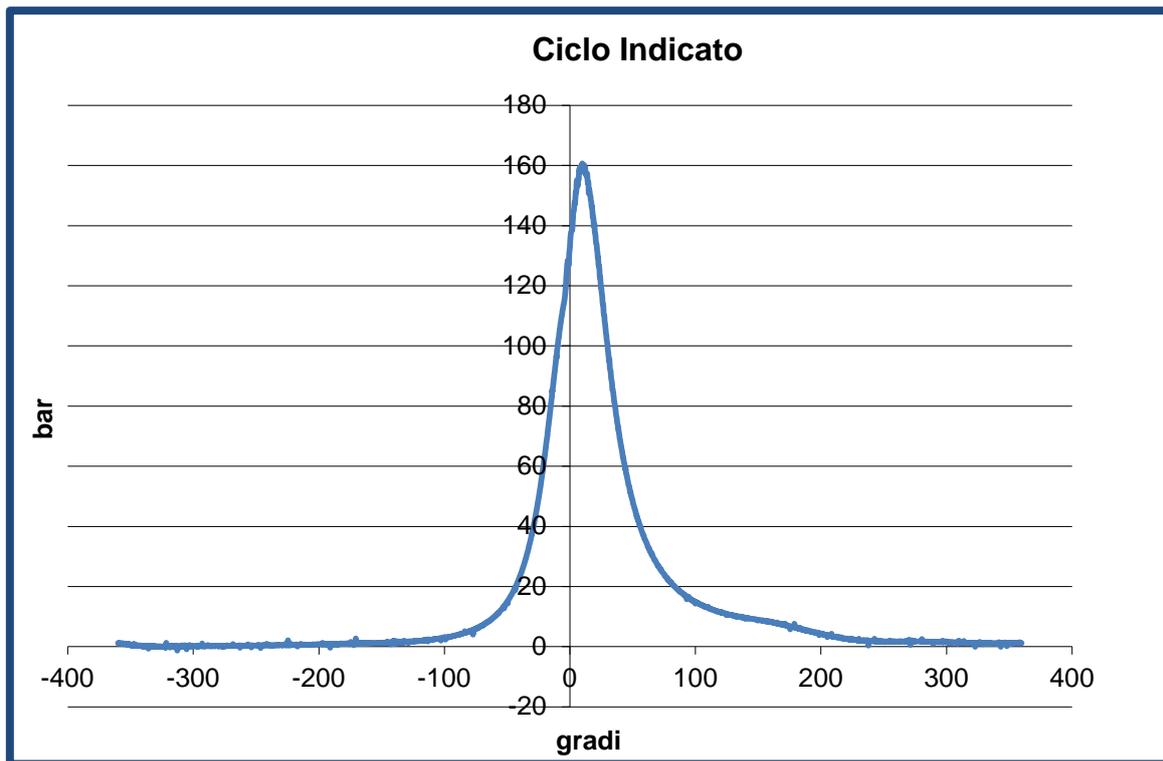


Grafico 1

Come riportato nel grafico sottostante, utilizzando i giusti coefficienti, la curva è stata traslata in alto per ottenere una P_{\min} pari a 18,4 bar e amplificata per ottenere una P_{\max} di 300 bar.

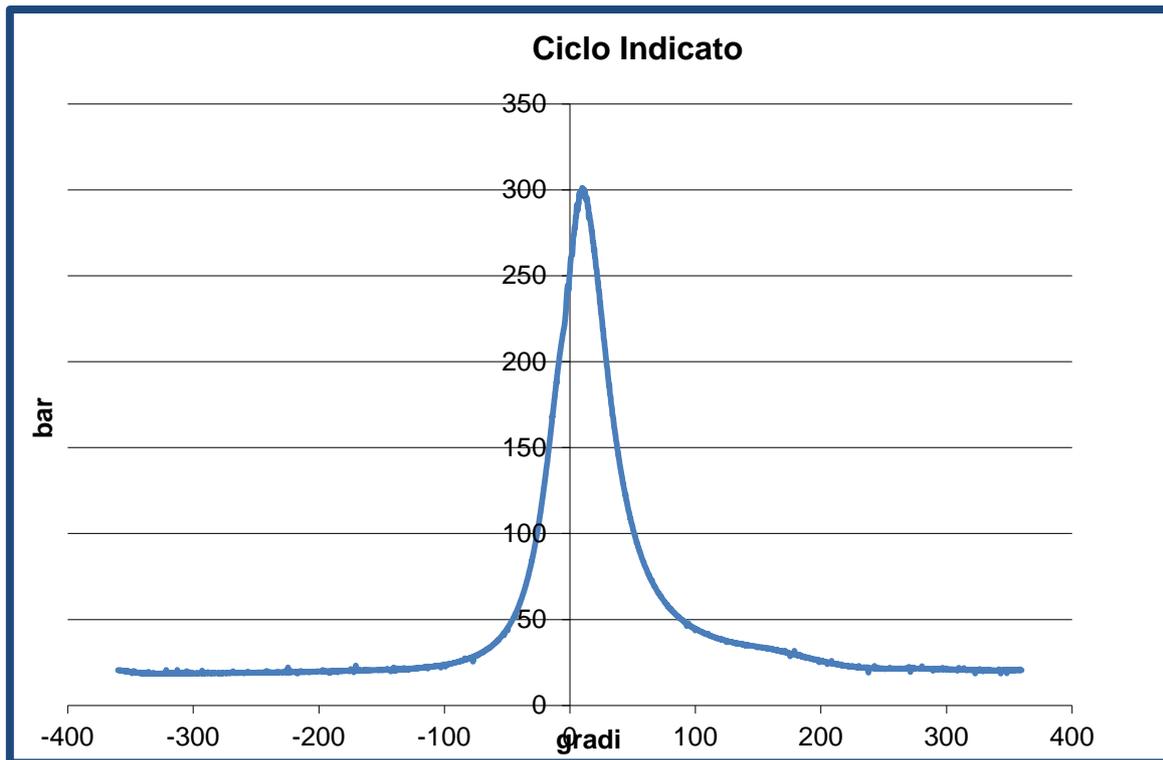


Grafico 2

Ora sono passato al calcolo della Pressione Media Indicata: in un motore a combustione interna la pressione media indicata è per definizione il lavoro del ciclo termodinamico indicato per unità di cilindrata e viene determinata utilizzando la seguente formula:

$$P_{mi} = \frac{L_{ind}}{V_{unit}} \text{ [Pa]}$$

Dove:

- $L_{ind} = \oint_{ciclo} p \, dv$ rappresenta il Lavoro indicato ottenuto calcolando l'area sottesa alla curva nel diagramma dell'indicatore [J];
- V_{unit} è il volume di un cilindro [m³].

Per il calcolo del Lavoro Indicato è stata presa solo la porzione che dà un contributo positivo del grafico indicato cioè la parte che comprende le fasi di compressione e espansione: la fase di compressione inizia a -17,4° mentre la fase di espansione finisce a 180°.

Per il calcolo dell'integrale richiesto è stata determinata l'area sottesa alla curva suddividendola in piccole "areole", sommate l'una con l'altra e moltiplicate per il volume del singolo elementino di fluido: dato che nell'asse delle ascisse del grafico indicato sono riportati i gradi dell'angolo di manovella, per ottenere il volume si è calcolato quanto si alza/abbassa il cilindro in relazione alla rotazione della manovella utilizzando la formula per il calcolo dello spostamento in un manovellismo centrato come nella figura sottostante.

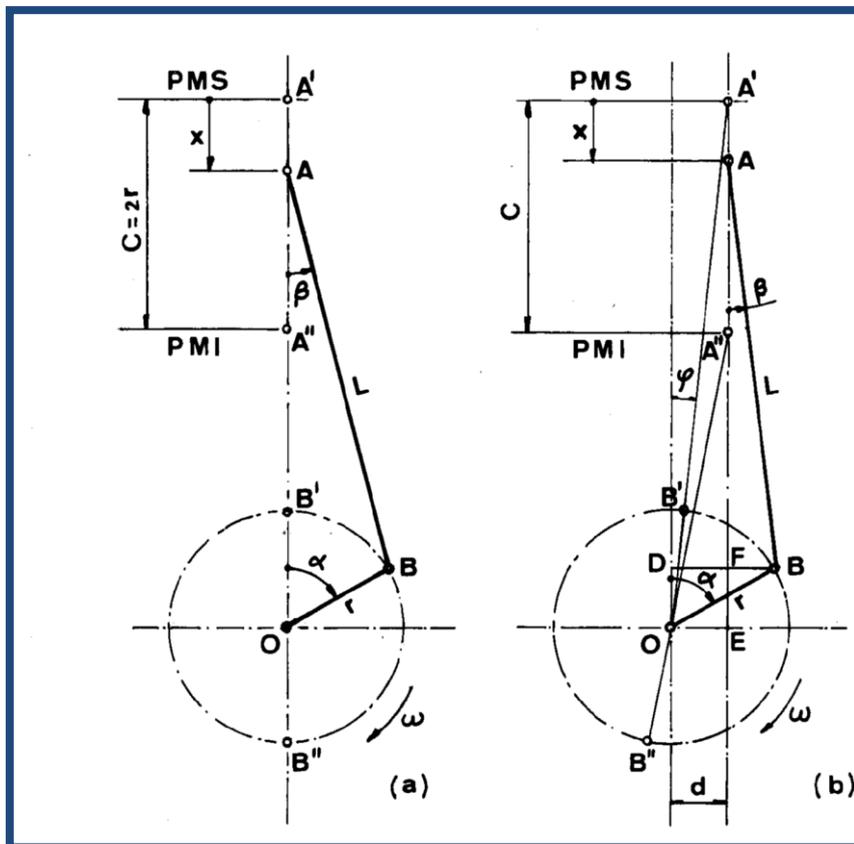


Figura 6

Per il calcolo dello spostamento del cilindro la formula utilizzata è la seguente:

$$x = r[1 - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda}(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})]$$

Dove:

- $\lambda = \frac{r}{L}$;
- x = spostamento del PMS;
- α = angolo di manovella;
- r = raggio di manovella.

Di conseguenza la formula complessiva del lavoro indicato è:

$$L_{ind} = \oint_{ciclo} p \, dv = \oint_{ciclo} p \, A \, dx \quad [J]$$

Quindi la $P_{indicata}$ è stata così determinata:

$$P_{ind} = P_{mi} \times V_{tot} \times \frac{n}{\varepsilon} \quad [W]$$

Dove:

- $n \quad [s^{-1}]$ è il numero di rotazioni del motore nell'unità di tempo;
- ε esprime la frequenza con cui viene svolto lavoro, rispetto alle rotazioni del motore: $\varepsilon = 1$ per un motore a due tempi, $\varepsilon = 2$ per un motore a quattro tempi;
- V_{tot} è il volume totale dei cilindri [m^3]

Dai calcoli si è ricavata una Pressione Media Indicata di 82,7 bar ritenuta attendibile in quanto si stà trattando un motore decisamente "spinto", se ne è ricavata una Potenza Indicata di 48423 CV, pari a 65855 kW, generando una coppia di 62899 Nm.

Per ottenere questa potenza decisamente elevata è stato scelto di progettare il motore con 16 cilindri.

2.2 Dati di progetto

Ora è necessario definire alcuni parametri fondamentali dell'imbiellaggio in particolare la corsa del cilindro, il raggio di manovella e la lunghezza di biella partendo dalla velocità massima del pistone, dipende dal materiale, che deve essere pari a 20 m/s.

Nella tabella seguente sono state raccolti i valori scelti e sono stati confrontati con i valori utilizzati negli studi precedenti:

Versione Vangelisti	Versione Renzi	Versione Arfelli
Corsa [mm]	Corsa [mm]	Corsa [mm]
160	108	60
Raggio Manovella [mm]	Raggio manovella [mm]	Raggio Manovella [mm]
80	54	30
Lunghezza biella [mm]	Lunghezza biella [mm]	Lunghezza biella [mm]
260	180	200
Raggio/Lunghezza	Raggio/Lunghezza	Raggio/Lunghezza
0,307692308	0,3	0,15

Tabella 1

2.3 Diagrammi degli sforzi

Utilizzando il foglio di calcolo già utilizzato negli studi precedenti è stato possibile calcolare tutti gli sforzi e i relativi grafici del meccanismo utilizzando la "maschera" per l'inserimento dei dati mostrata nella tabella seguente.

Caratteristiche geometriche del manovellismo		
Corsa		
c	60,000	mm
Raggio Manovella		

r	30,000	mm
Alesaggio		
d	142,000	mm
Area Pistone		
A	15836,769	mm ²
Massa Pistone		
Mp	2,600	kg
Massa Biella		
Mb	1.155	kg
Mom.di Inerzia Biella		
Jb	8435,000	kg*mm ²
Lunghezza Biella		
L	200,000	mm
Distanza Piede-Baricentro		
Dg	128,610	mm
Velocità di rotazione		
n	10000,000	giri/min
Velocità di rotazione		
ω	1047,198	rad/s
Lambda		
la	0,150	
Masse Alterne.Conc.		
Mba	0,35494	kg
Masse Rotative Conc.		
Mbr	0,60306	kg
Momento di Inerzia Puro		
Jp	-1937,364	kg*mm ²
Distanza camerina di comb.---centro del pistone		
d3	32,8	mm
Distanza baricentri semi bronzine testa		
d4	13,83	mm
Diametro camerina comb.		
d2	51	mm
Area camerina di comb		
	2042,820623	mm ²

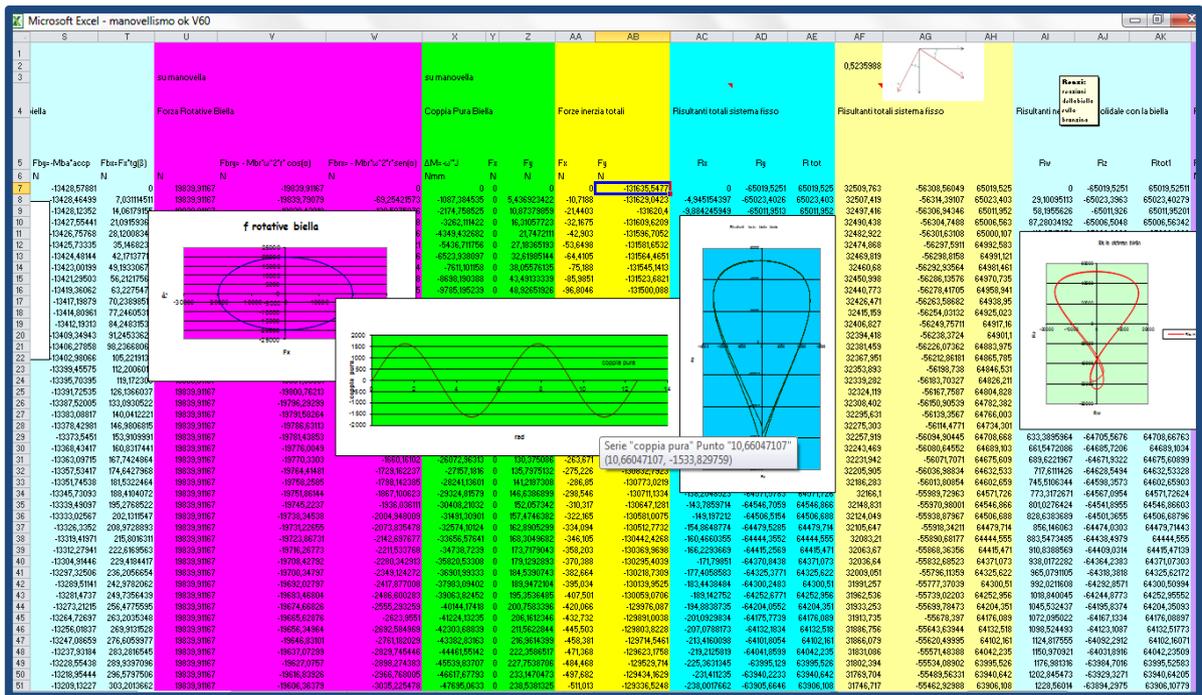


Figura 8

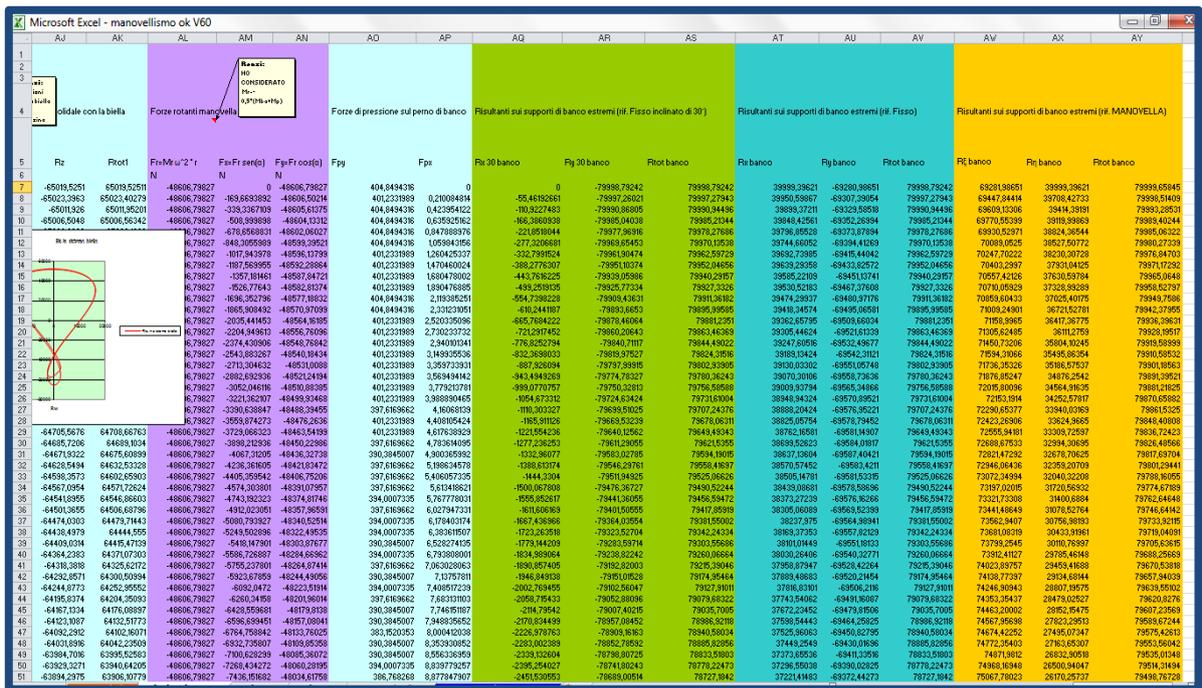


Figura 9

Studio ed ottimizzazione del basamento del motore diesel ad altissime prestazioni

Capitolo 3

Progetto albero motore

Acquisiti i dati necessari ho iniziato ad utilizzare il programma di disegno Solidworks per comporre il nuovo albero a gomiti del motore a 16 cilindri.

Ho scomposto l'albero a gomiti in alcune parti, in particolare:

- Perni di banco
- Perni di manovella
- Maschette.

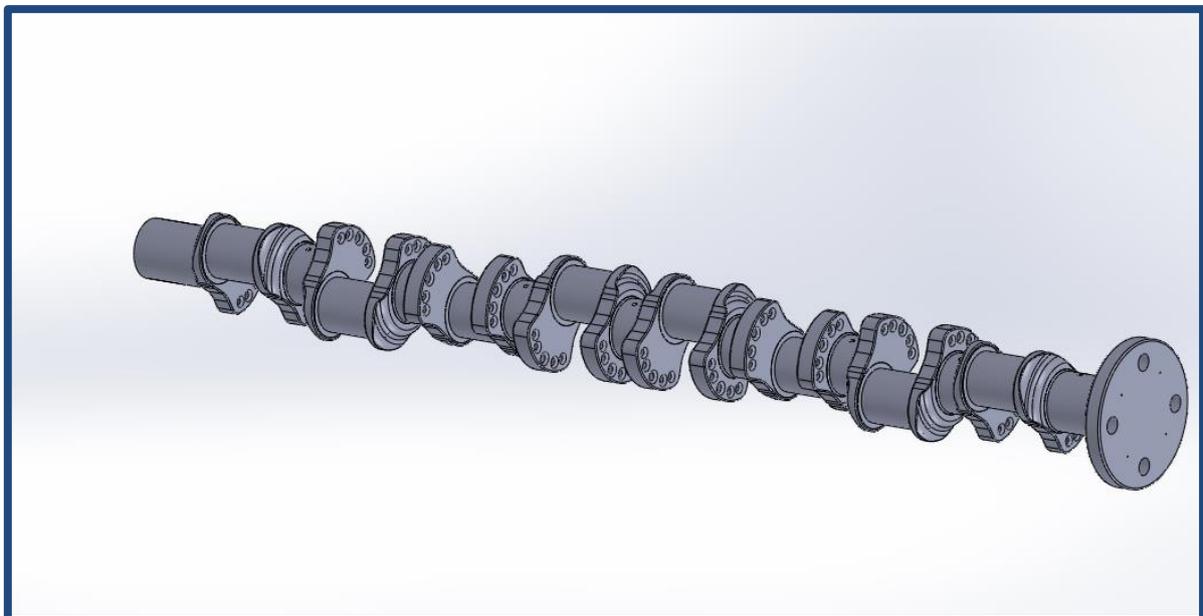


Figura 10

Per tutte e tre le parti sono partito dalle scelte effettuate dall'Ingegnere Renzi modificando poi le dimensioni che non coincidevano per adattarle alle nuove esigenze.

Ricordando che il nuovo motore deve essere di 16 cilindri ho dovuto modificare l'angolo tra un perno di manovella e l'altro che ora è di 45°, ovviamente anche la disposizione longitudinale dei perni di manovella è stata scelta appositamente.

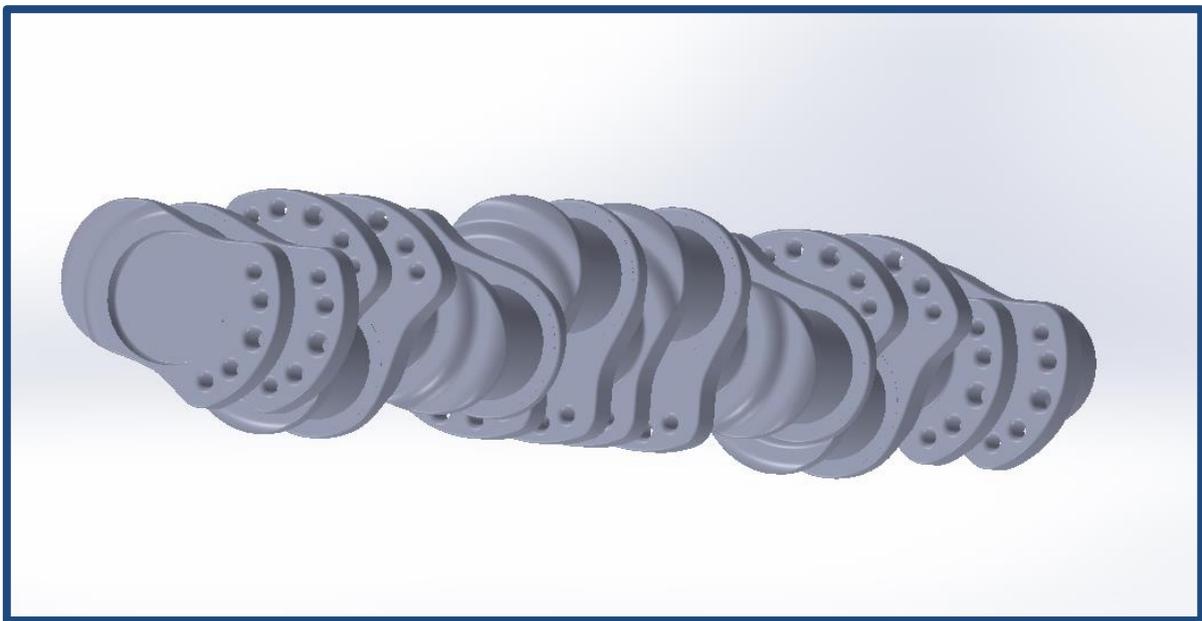


Figura 11

3.1 Perni di banco e manovella precedenti

Perno di manovella:

- $d = 125 \text{ mm}$
- $l = 70 \text{ mm}$

Perno di banco:

- $d = 120 \text{ mm}$
- $l = 48 \text{ mm}$

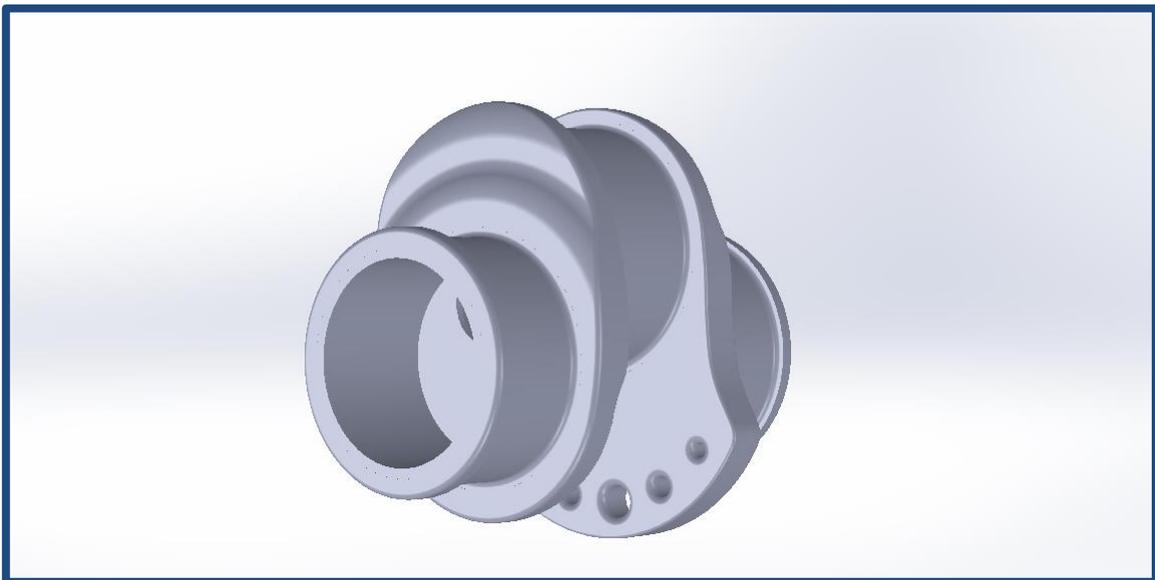


Figura 12

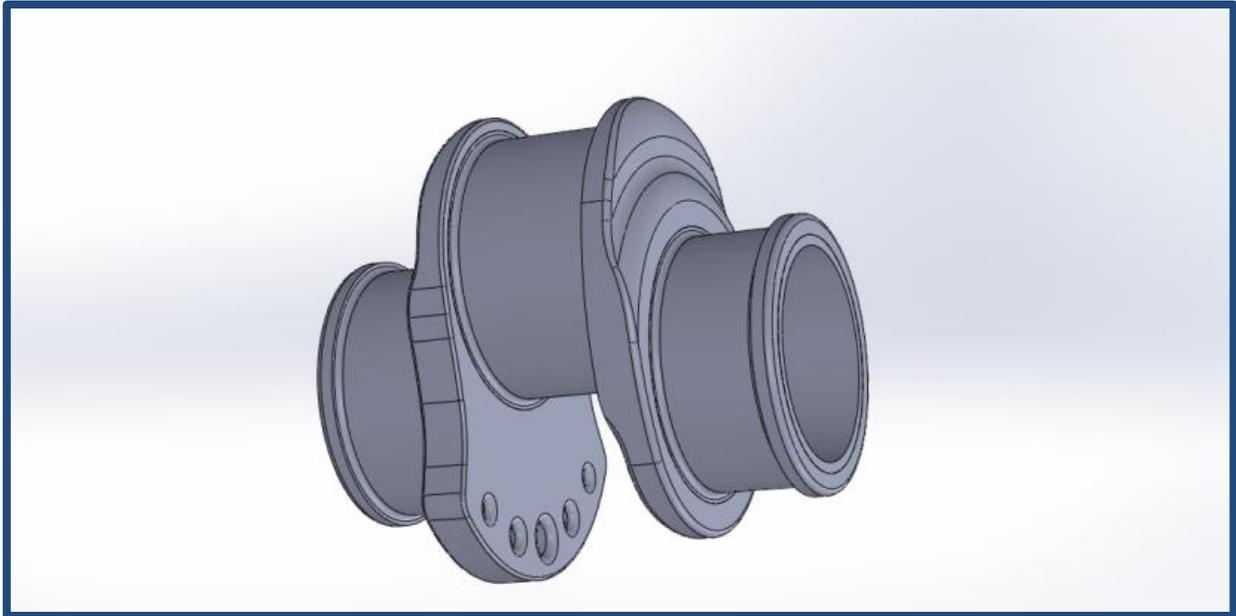


Figura 13

3.2 Perna di banco e manovella di progetto

Come si vede i perni sono stati decisamente ridimensionati questo è dovuto al fatto che oltre alla potenza sono aumentati anche i numeri di giri passati da 2000 rpm a 10000 rpm.

Ho proposto anche un sistema di lubrificazione che prevede la presenza di appositi canali per la circolazione del fluido.

Inoltre ho valutato alcune modifiche alle bronzine sia per i perni di banco sia per quelli di manovella, in entrambi i casi è stato scelto uno spessore di 3 mm.

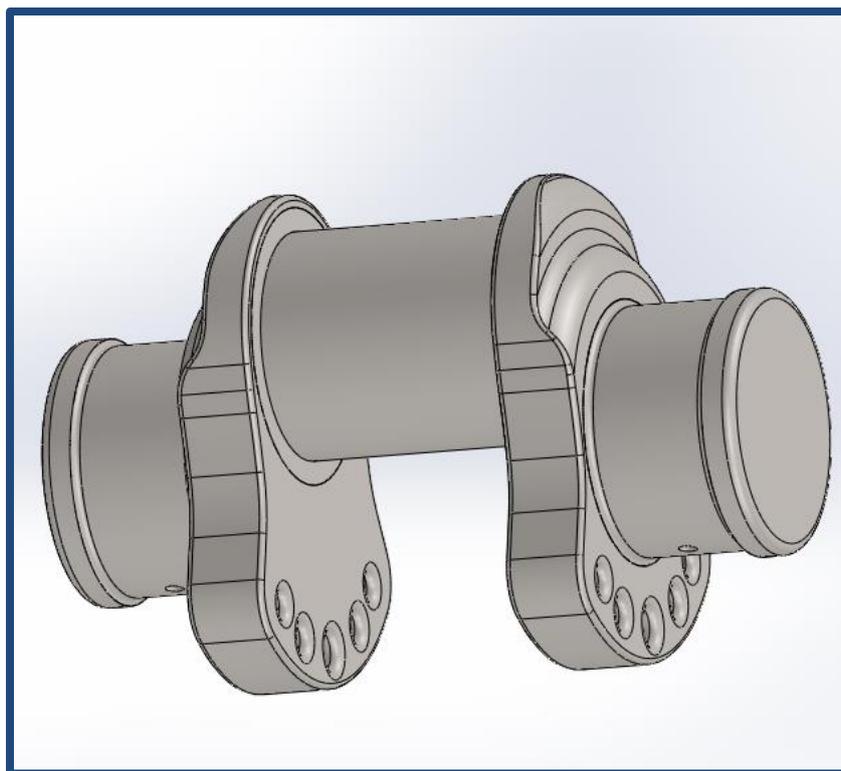


Figura 14

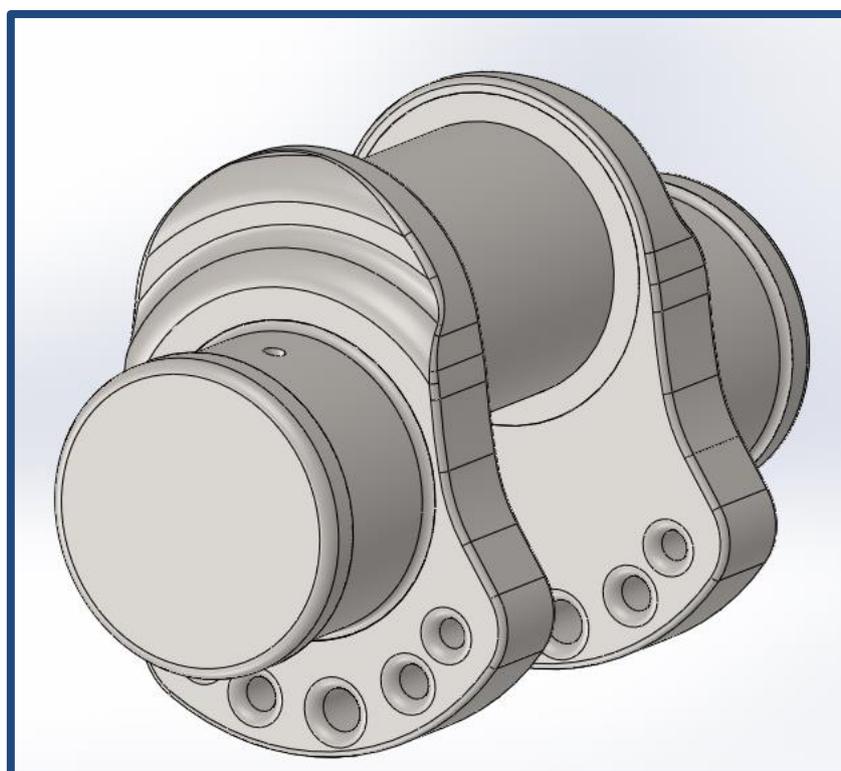


Figura 15

Studio ed ottimizzazione del basamento e dell'imbiellaggio di un motore diesel ad altissime prestazioni

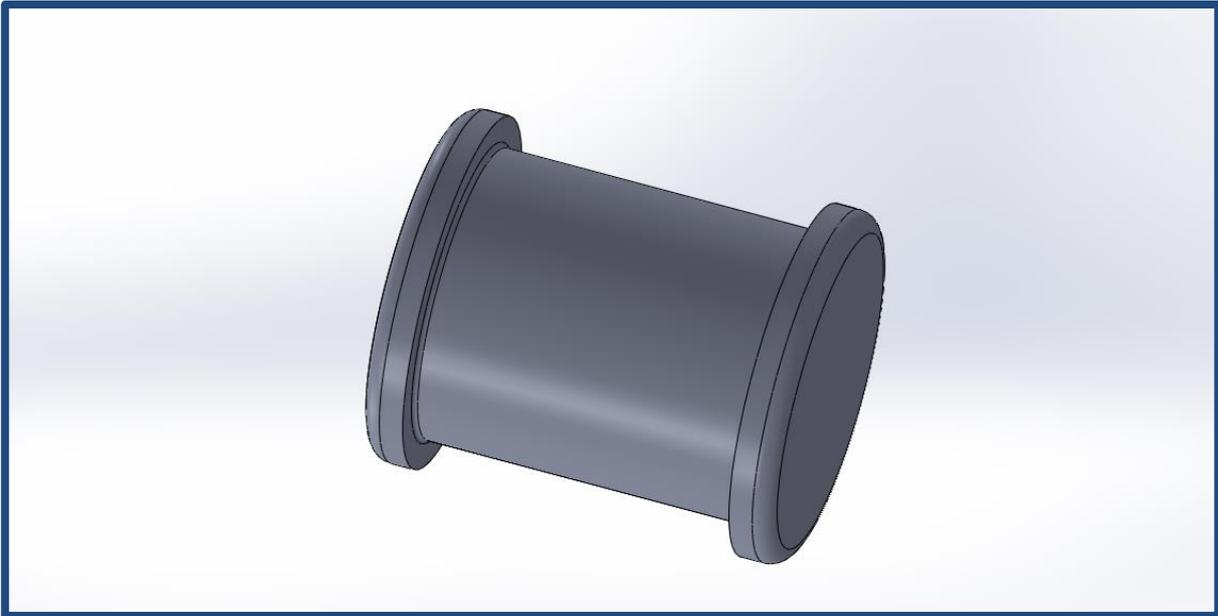


Figura 16

Perno di manovella:

- $d = 62 \text{ mm}$
- $l = 70 \text{ mm}$

Perno di banco:

- $d = 68 \text{ mm}$
- $l = 34 \text{ mm}$

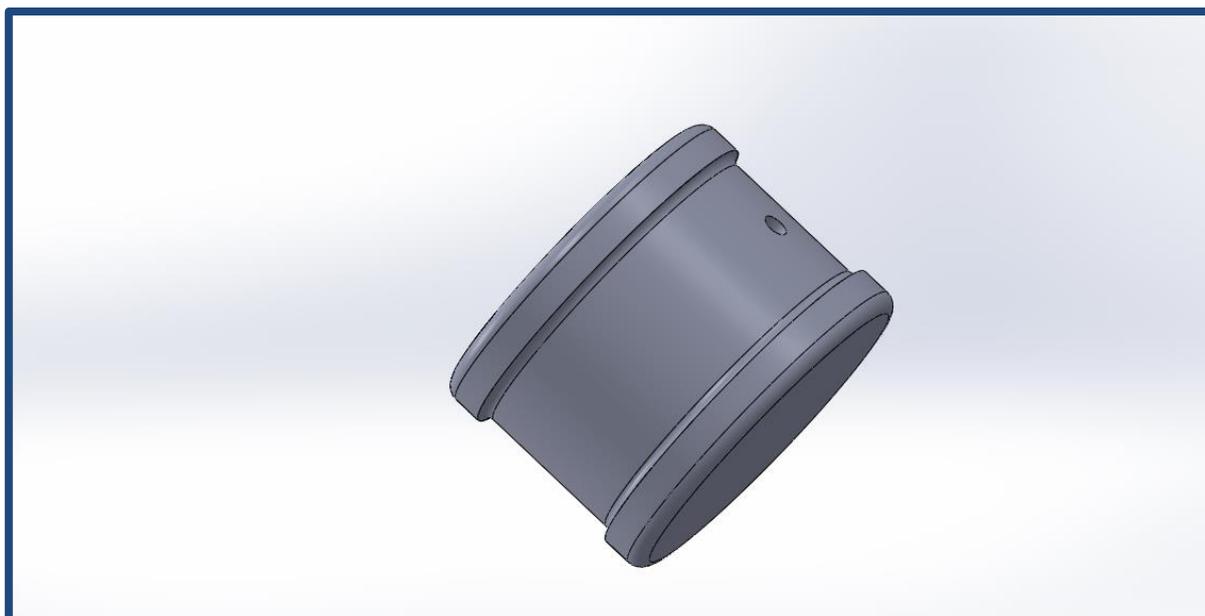


Figura 17

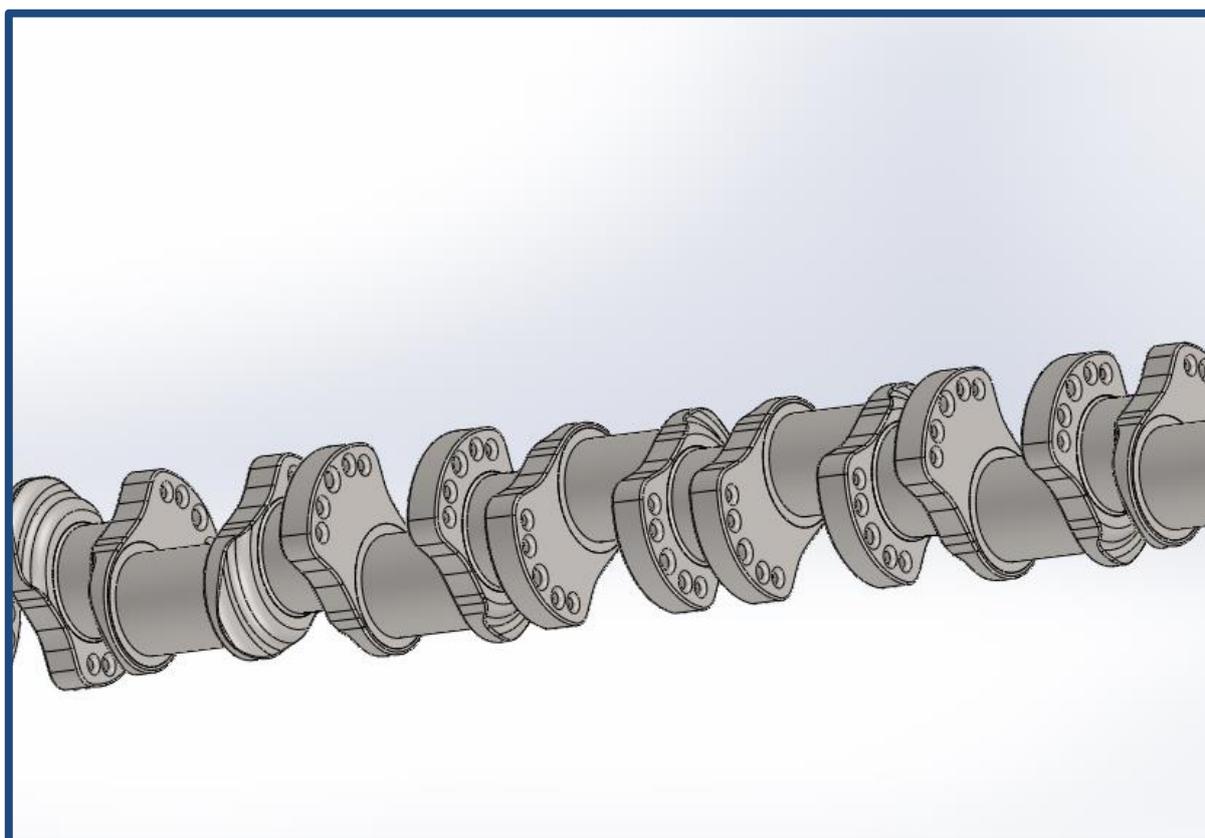


Figura 18

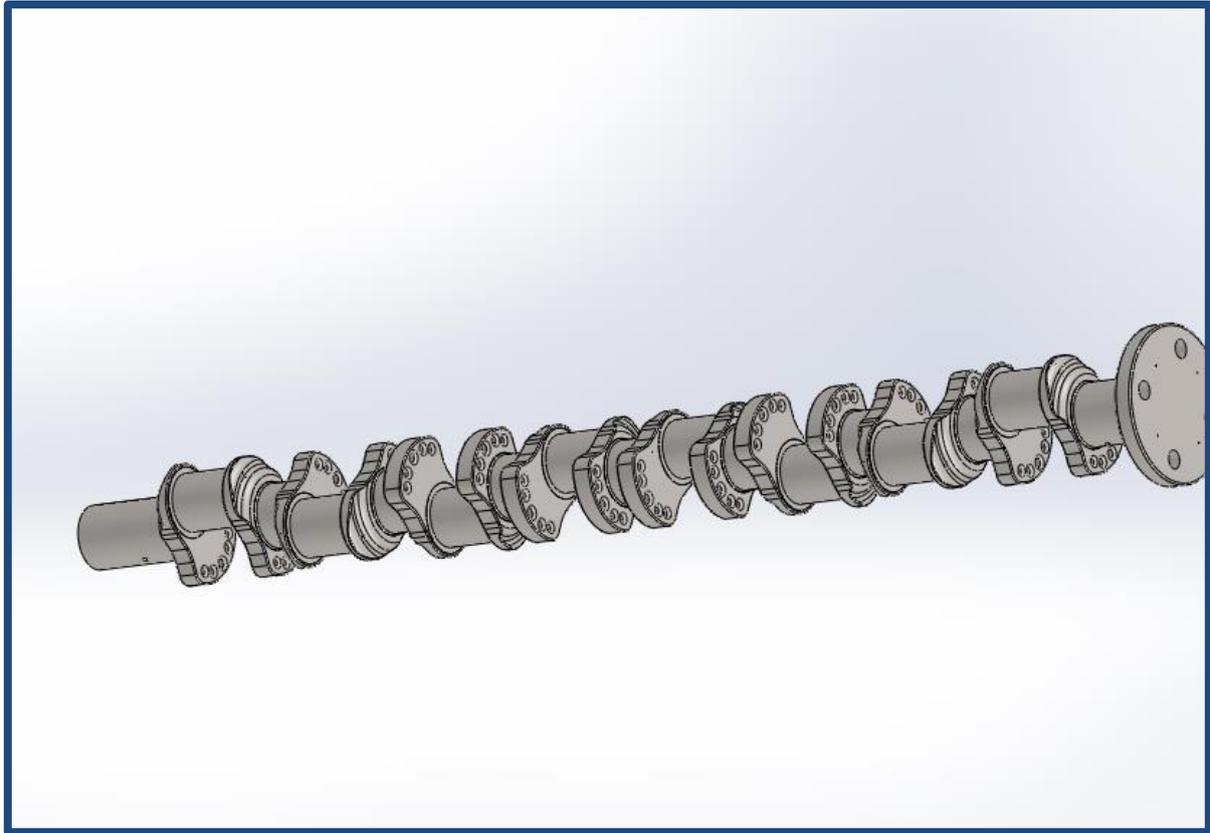


Figura 19

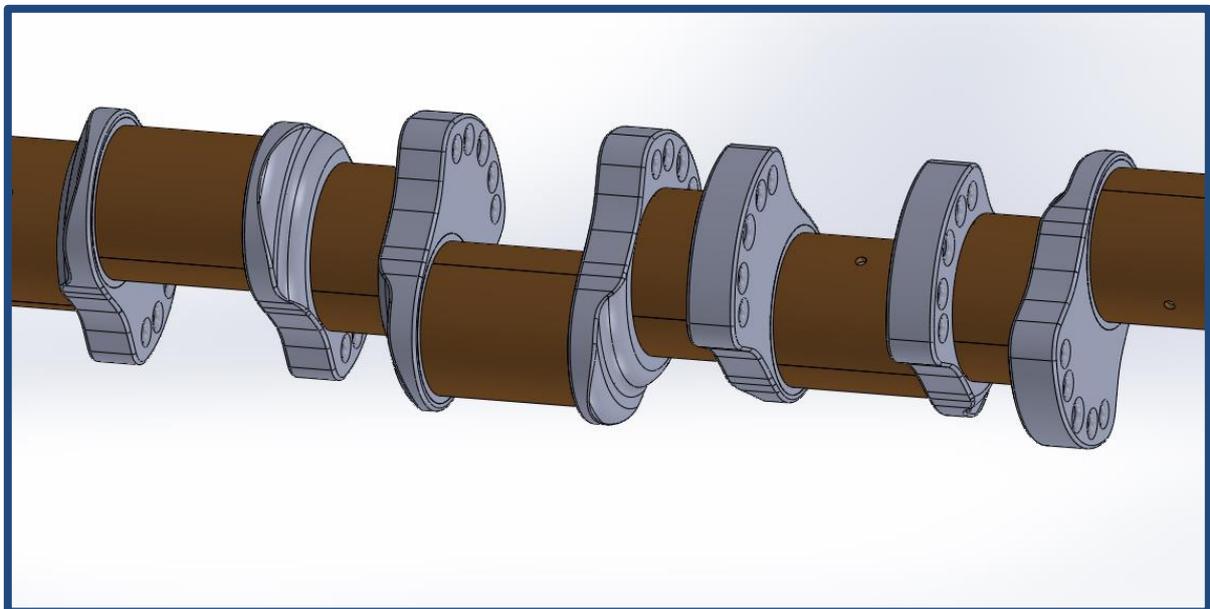


Figura 20

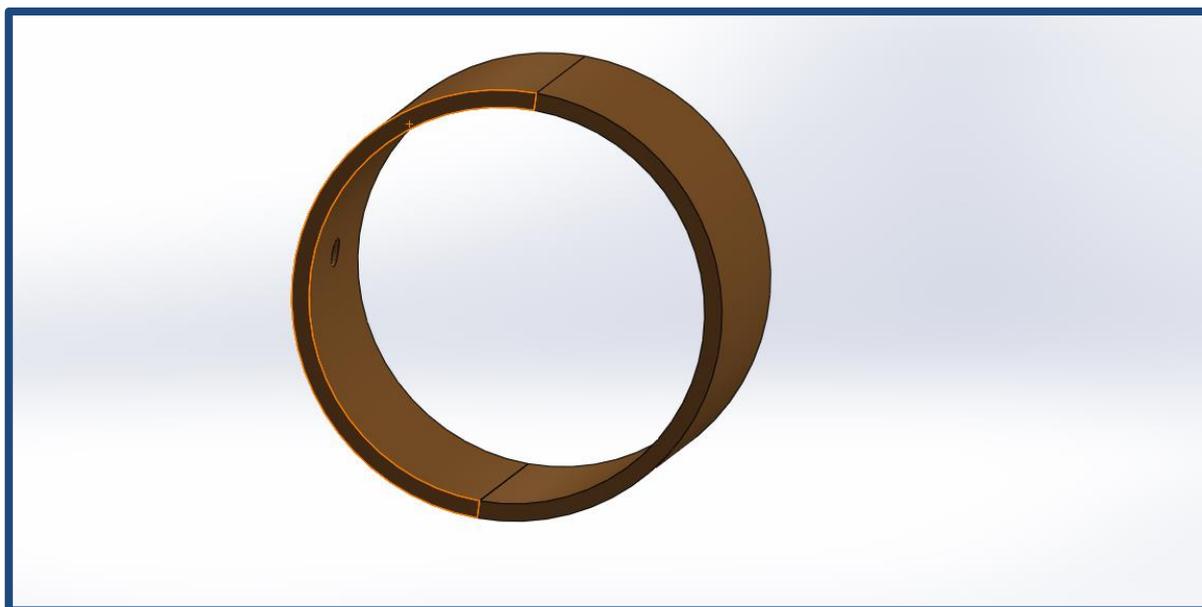


Figura 21

3.3 Maschette

Versione precedente:

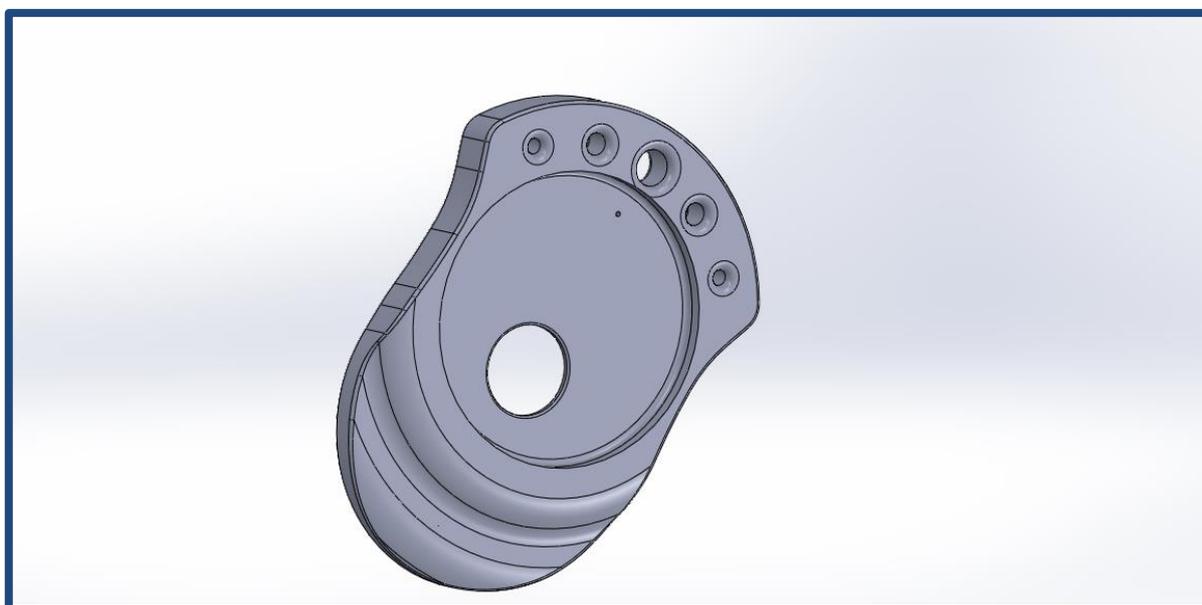


Figura 22

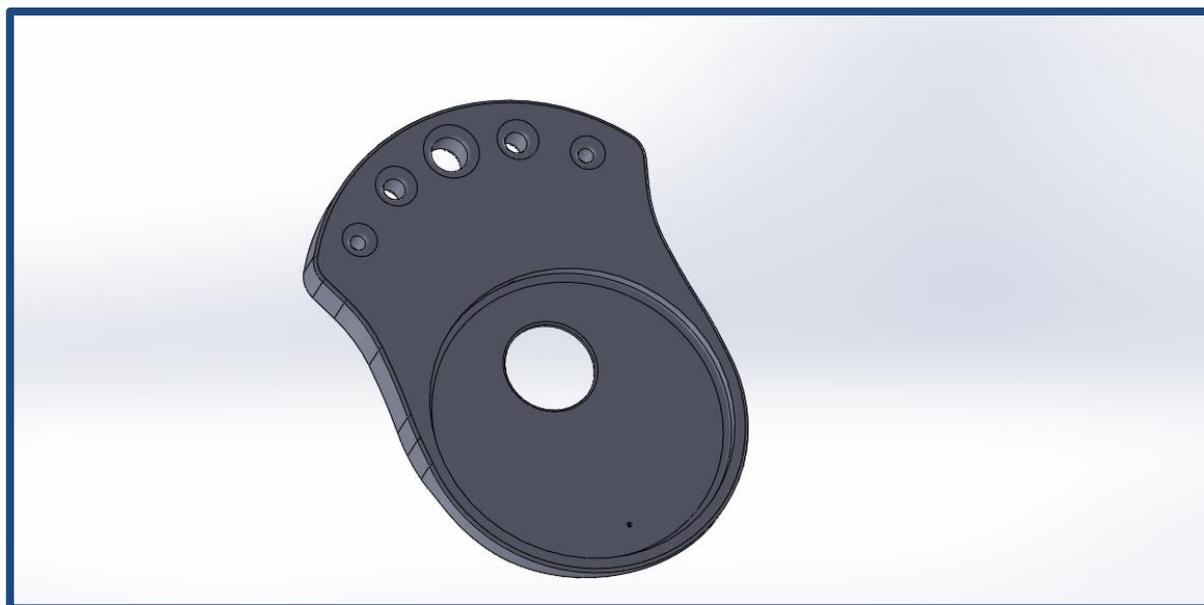


Figura 23

Versione di progetto:

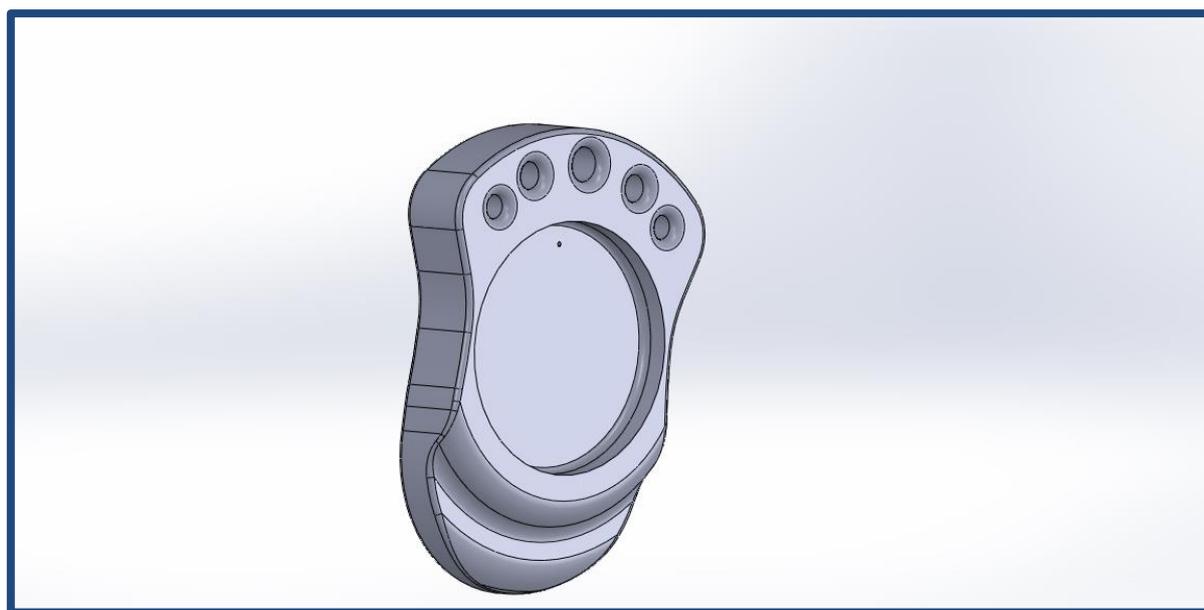


Figura 24

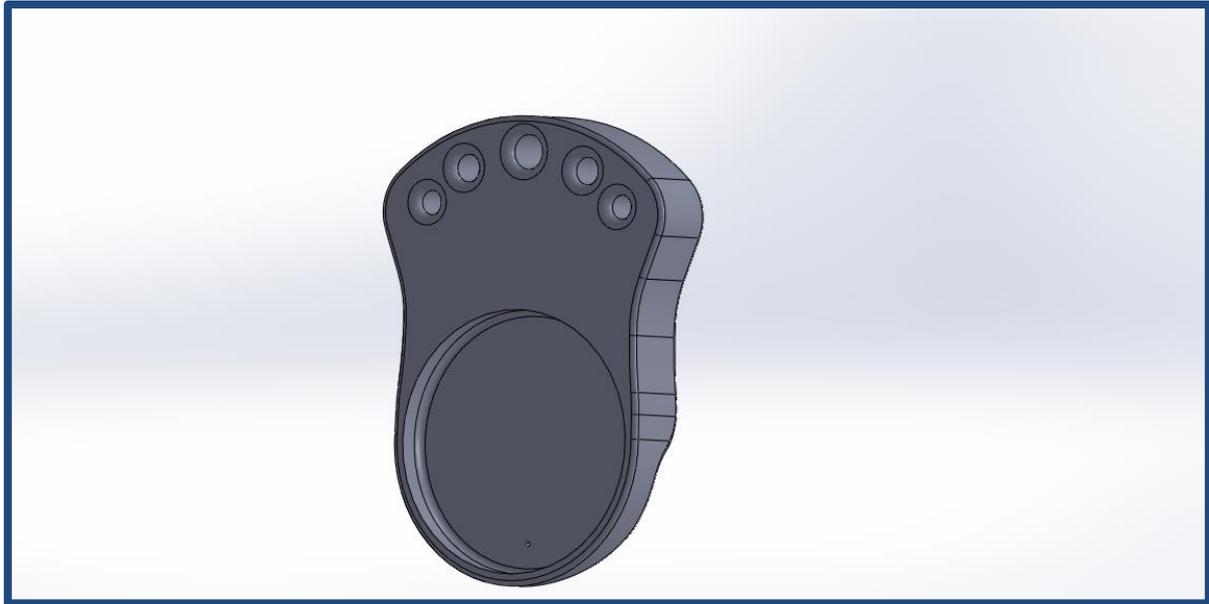


Figura 25

Come si nota le maschette non differiscono molto come forma in quanto lo studio dell'ingegner Renzi è stato molto approfondito in questo campo così ho deciso di utilizzare i risultati ottenuti precedentemente.

Ovviamente ho modificato la distanza tra gli assi dei due alloggiamenti dei perni in modo da avere il raggio di manovella pari a 30 mm.

3.4 Verifica prima gruppo con Simulation

Ho eseguito una verifica statica agli elementi finiti sul primo gruppo perno di banco-maschetta-perno di manovella-maschetta-perno di banco.

La verifica è stata eseguita con il programma Solidworks Simulation presente nella suite di programmi Solidworks 2012.

Inizialmente sono stati applicati i vincoli sul pezzo di albero preso in esame, segnati in verde nella figura sottostante: ho fissato una faccia del perno di banco con un vincolo fisso e utilizzato il vincolo per facce cilindriche sui due perni di banco in modo da permettere solo la rotazione.

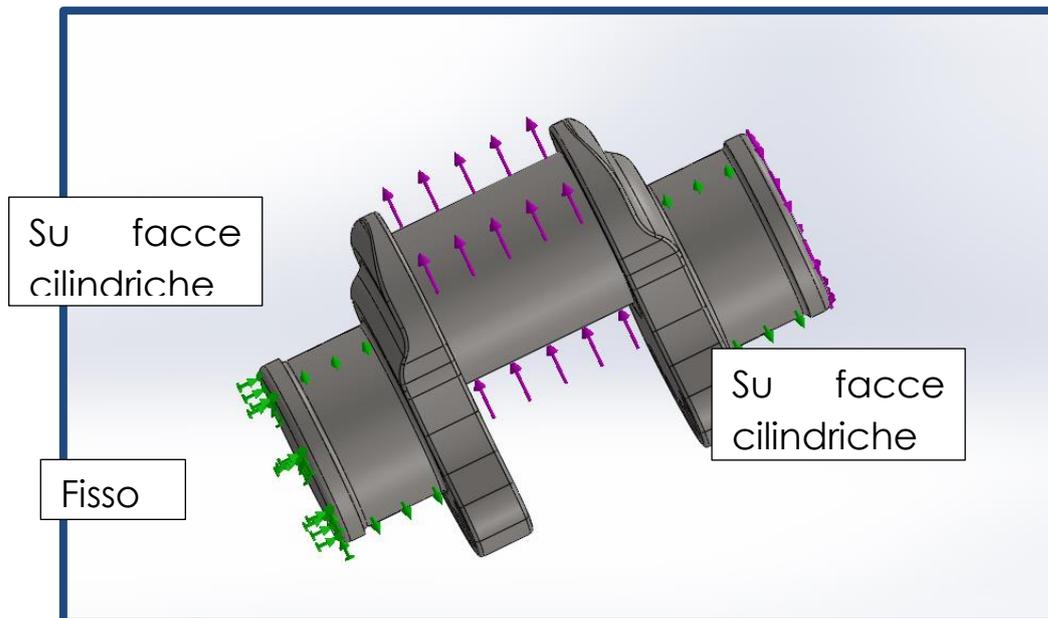
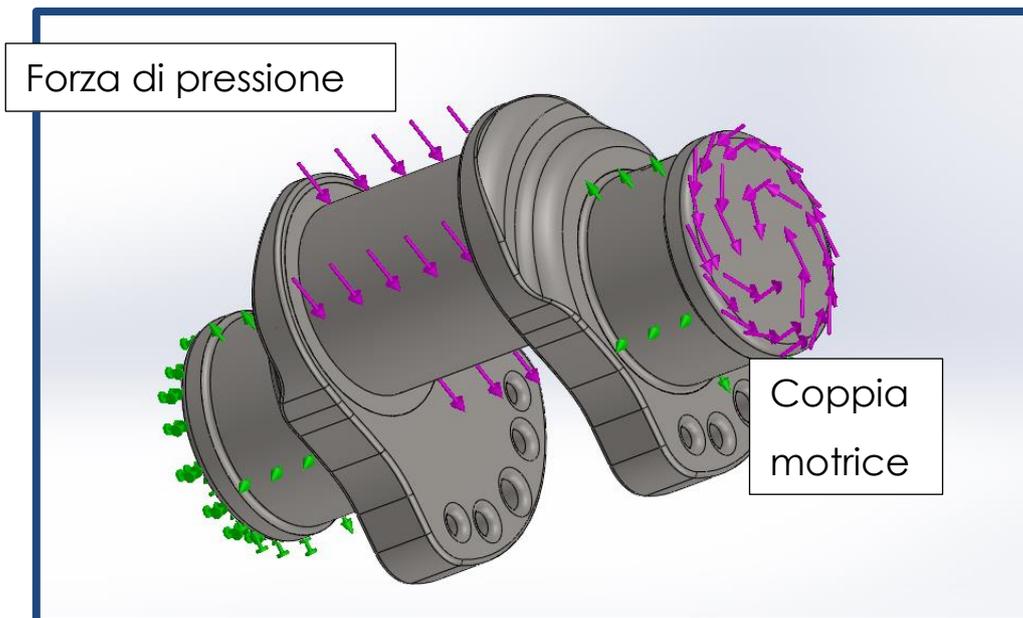


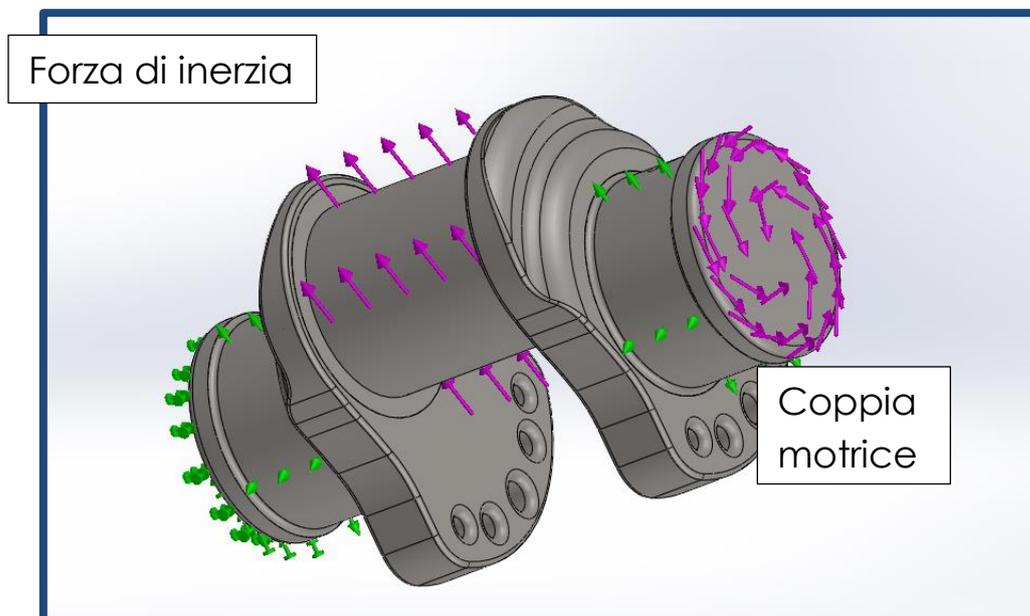
Figura 26

Poi son passato all'applicazione delle forze (indicate in viola) e su indicazione del Professor Piancastelli ho eseguito due studi.

Il primo applicando la forza di pressione (detta anche forza di scoppio) dovuta alla pressione in camera di combustione e la coppia motrice dovuta alla rotazione dell'altra parte dell'albero a gomiti.

**Figura 27**

Il secondo studio è stato effettuato applicando la forza inerziale, il cui valore è stato preso dal foglio di calcolo prendendo la forza di inerzia totale in direzione y , e la coppia derivante dal resto dell'albero a gomiti.

**Figura 28**

Successivamente sono passato alla creazione della mesh.

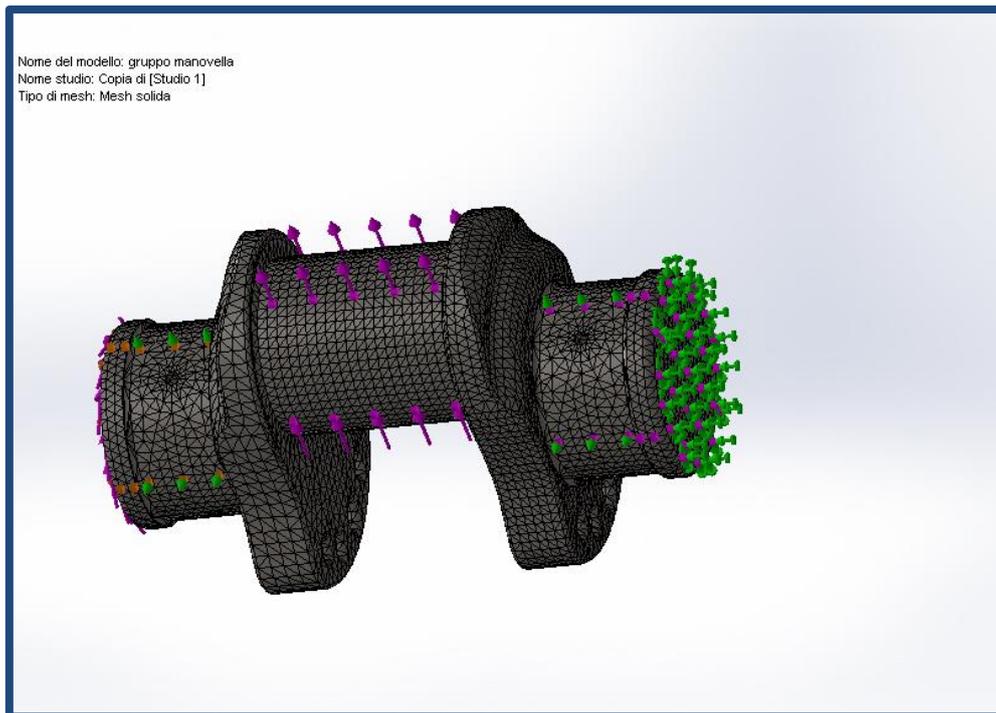


Figura 29

Infine ho eseguito l'analisi facendo girare il programma: come si vede nelle due immagini sottostanti la verifica ha dato esito negativo, questo risultato era abbastanza preventivabile conoscendo le forze in gioco, inoltre, essendo solamente la prima versione dell'albero motore è normale che ci siano notevoli margini di miglioramento.

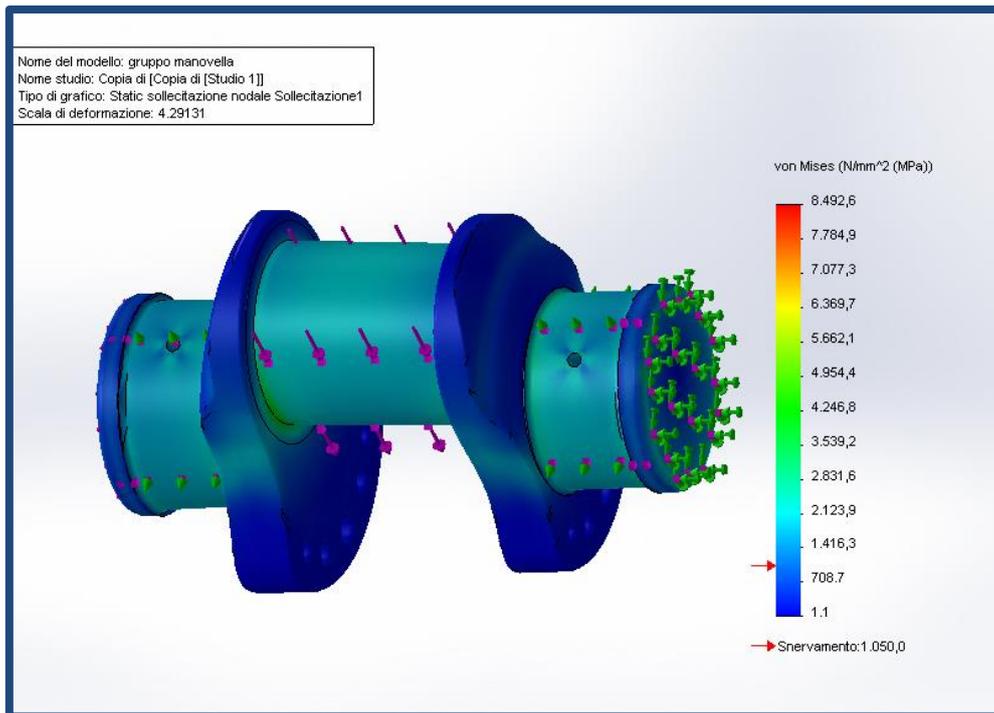


Figura 30 – Risultato studio Pex+Coppia

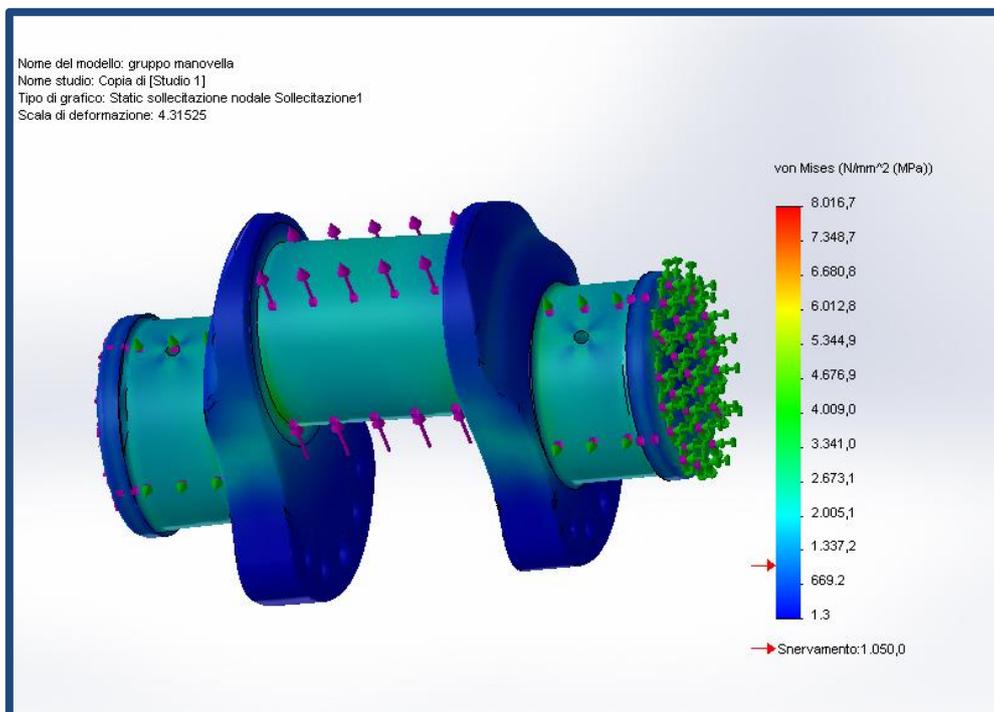


Figura 31 – Risultato studio Inerz+Coppia

3.5 *Materiale*

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

Gli acciai usati per i modi di costruzione ora detti sono generalmente acciai comuni, aventi $s \approx 35$, $R = 600 \div 700$ MPa, $C = 0,35 \div 0,45$ %. Negli alberi a gomito dei motori aeronautici, fortemente sollecitati, si usano invece acciai al Cr-Mo (1,1 \div 1,2% Cr; 0,2 \div 0,25% Mo) o al Cr-Ni-Mo (1,3% Cr; 2,2%

Ni; 0,3 % Mo) aventi $s = 55 \div 90$, $R = 90 \div 120$ MPa.

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

Nel caso specifico è stato scelto un acciaio speciale, il 300 M, le cui caratteristiche sono:

Tensione di rottura $R=1930$ MPa

Tensione di snervamento $S=1520$ MPa

Modulo di Young	$E=205000 \text{ MPa}$
Coefficiente di Poisson	$\nu = 0,29$
Modulo di elasticità tangenziale	$G = 80000 \text{ MPa}$
Densità	$\rho = 7833,4 \text{ Kg/m}^3$

Per quanto riguarda invece la sua composizione percentuale abbiamo:

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

Il 300M è un acciaio basso legato da bonifica con una elevata resistenza. Costituisce una modifica dell'acciaio AISI 4340, andando ad aumentare la quantità di silicio, che ha la funzione di aumentare sia il limite elastico sia la resistenza del materiale. Su questo acciaio viene effettuata una preliminare normalizzazione a 926°C , seguita da un trattamento di tempra con riscaldamento a circa 870°C e raffreddamento in olio per ottenere la struttura martensitica, in seguito viene fatto un rinvenimento parziale a circa $350\text{-}400^{\circ}\text{C}$, che permette di avere martensite parzialmente rinvenuta, il cui scopo è quello di elevare sia il limite elastico sia le proprietà resistenziali. Il passaggio successivo è quello della lavorazione alle macchine utensili ed infine si opera la nitrurazione.

Secondo la designazione UNI corrisponde a un 42 Ni Cr Mn Mo 8 3 3 3. Questo acciaio rispetto ai simili può essere usato (temprato e rinvenuto) anche per spessori rilevanti fino 200 mm.

Capitolo 4

Progetto biella

4.1 Dati nuova biella

Nello studio effettuato dall'ingegner Renzi veniva utilizzato un sistema di biella detto "Fork and Blade": nonostante sulla quasi totalità dei motori ad elevate prestazioni, con schema a V, sia adottata la soluzione che prevede, per ogni perno di biella, una coppia di bielle affiancate (confluenti quindi sulla stessa manovella), risulta di particolare interesse tecnico osservare anche la soluzione "Fork and Blade" ovvero la soluzione delle bielle a "coltello e forchetta".

Le bielle tradizionali presentano il vantaggio di un disegno semplice che permette di realizzarle con processi produttivi altrettanto semplici e costi relativamente contenuti, dall'altro però impongono uno sfalsamento dei cilindri delle due bancate pari alla larghezza di una testa di biella. Il motore risulta pertanto più lungo e tale condizione può causare non pochi problemi in taluni progetti.

Nei motori dotati di bielle a "coltello e forchetta" ciò non si verifica e le due bancate sono perfettamente simmetriche grazie alla sovrapposizione della testa di biella a forchetta sulla testa di biella a coltello che porta gli assi verticali delle bielle sullo stesso piano.



Figura 32



Figura 33

Nel nuovo progetto invece ho scelto la soluzione delle due bielle tradizionali affiancate confluenti quindi sulla stessa manovella, questo

ha portato il vantaggio di avere bielle tutte uguali con un risparmio sui costi di produzione.

Durante la progettazione della nuova biella si è dovuto tenere conto anche del pistone utilizzato, in particolare il pistone è stato oggetto della tesi di Vangelisti che si è occupato, come già detto, di trasformare il motore dal accensione comandata ad accensione spontanea.

In particolare nel progetto della biella è stato tenuto conto dello spinotto e del suo diametro contando anche lo spazio per la apposita bronzina.

4.2 Progetto nuova biella su impronta ORAL

Dopo aver definito le principali dimensioni della biella ho deciso di ottimizzarla utilizzando come esempio una biella dell'azienda ORAL di Modena che si occupa di produrre bielle per motori da competizione, ho preso come esempio una biella in titanio per moto.



Figura 34

Come si vede dalle foto sotto riportate i risultati ottenuti non si dissociano molto dall'originale.

Come già accennato in precedenza è stato scelto di utilizzare la soluzione delle due bielle affiancate appoggiate sullo stesso perno di manovella, a differenza dei progetti precedenti dopo si utilizzava il sistema di bielle Fork and Blade.



Figura 35

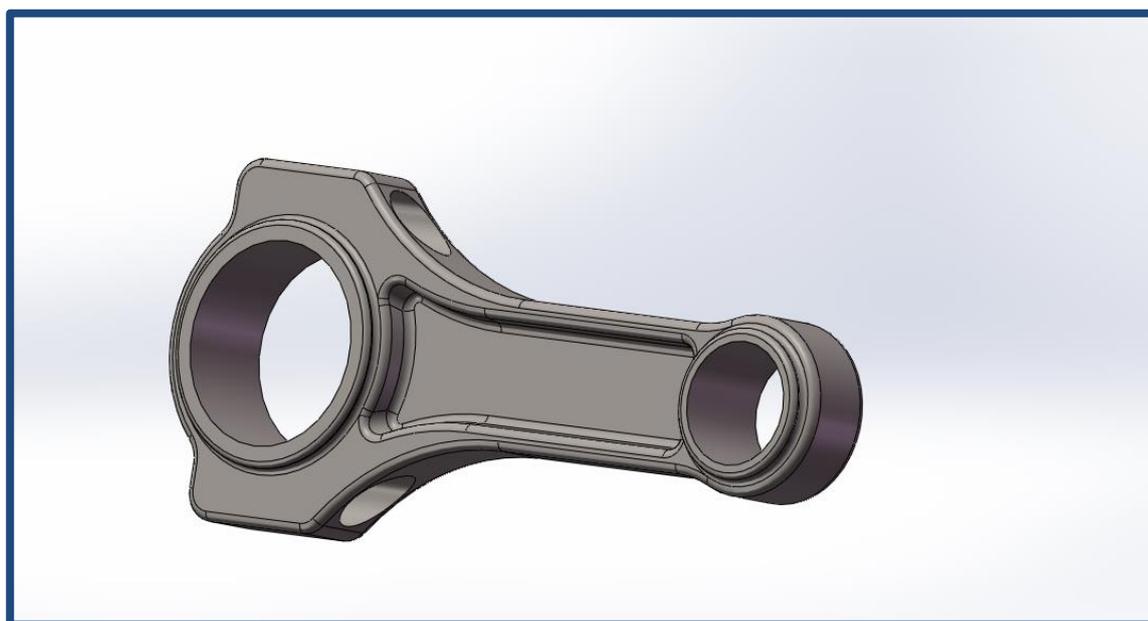


Figura 36

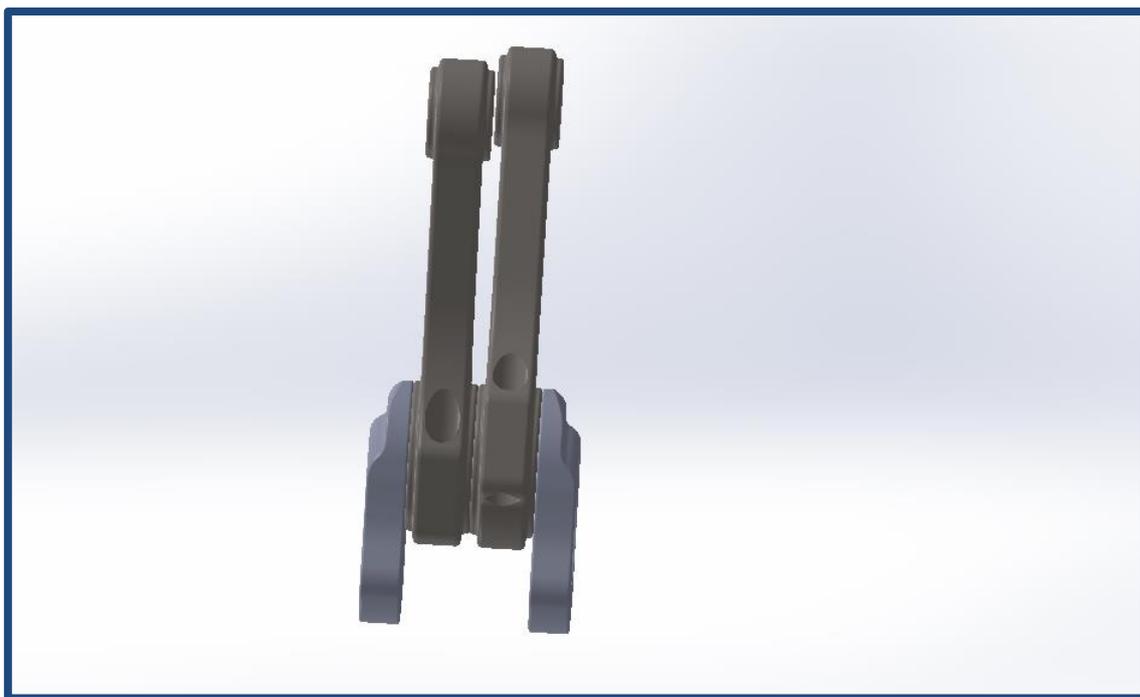


Figura 37

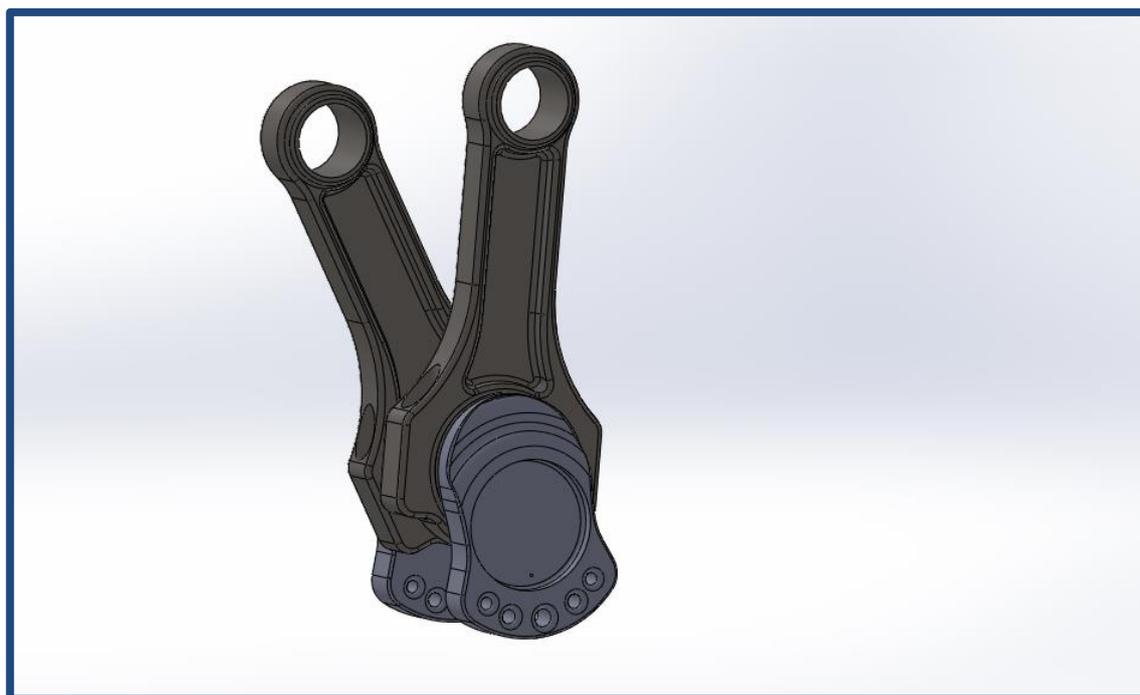


Figura 38

4.3 Calcolo viti

È stato effettuato il calcolo delle dimensioni delle viti per il serraggio delle bielle, utilizzando i valori delle forze totali (somma di forze di pressione, forze di inerzia pistone, forze alterne biella e forze alterne biella) ottenuti dal foglio di calcolo già utilizzato in precedenza è stato calcolato il Diametro di nocciolo minimo $d_{nocc\ min} = 15,67\ mm$ che ha portato alla scelta di 2 viti con filettatura whitworth di 3/4W con una sezione resistente di $A_{res} = 196\ mm^2$.

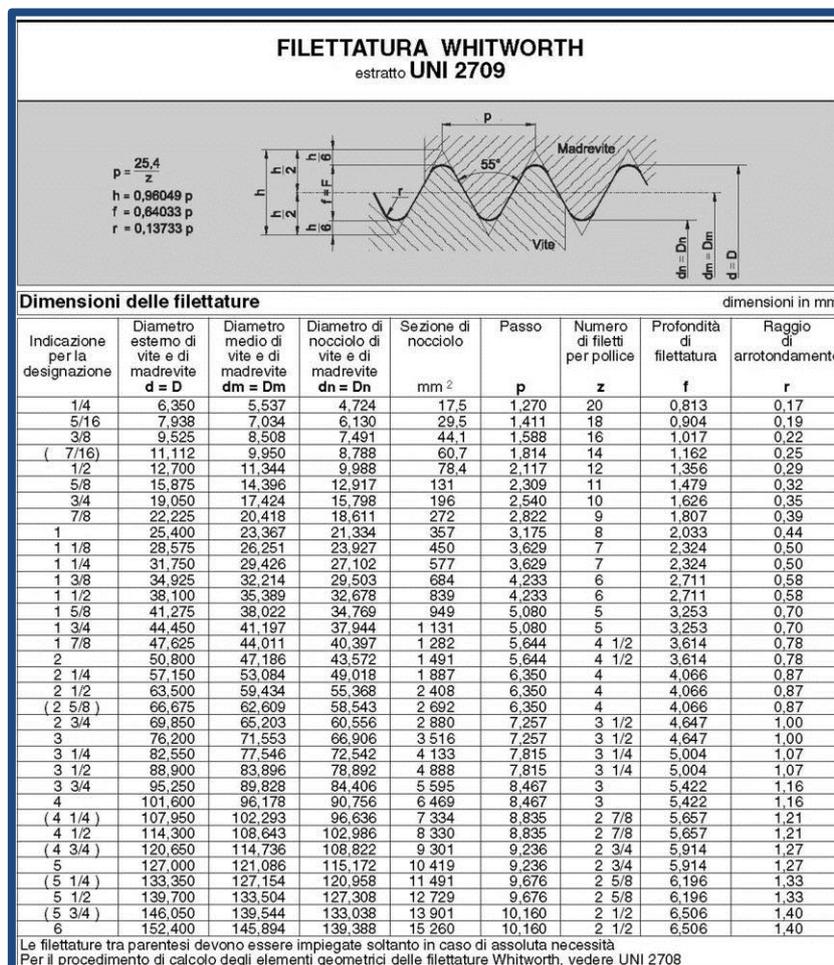


Figura 39

4.4 Materiale

Per quello che riguarda biella e spinotto si è ricaduti su una scelta abbastanza usuale nei motori ad alta potenza specifica. La lega scelta è infatti la Ti-6Al-4V. Il trattamento STA, tempra di soluzione più invecchiamento artificiale conferisce proprietà eccezionali che combinate al ridotto peso specifico, $\rho = 4,43 \text{ g/cm}^3$, giustificano appieno l'opzione. Si precisa inoltre che il ridotto modulo elastico, rispetto a quello dell'acciaio, sono a tutto vantaggio della distribuzione dei carichi all'interfaccia spinotto – pistone. Si riportano di seguito le proprietà meccaniche di primario interesse per la lega in esame.

Tensione di rottura	$R=1170 \text{ MPa}$
Tensione di snervamento	$S=1100 \text{ MPa}$
Modulo di Young	$E=114000 \text{ MPa}$
Coefficiente di Poisson	$\nu = 0,33$
Modulo di elasticità tangenziale	$G = 44000 \text{ MPa}$
Densità	$\rho = 443 \text{ Kg/m}^3$

Le proprietà meccaniche sopra elencate sono riferite alla temperatura ambiente di 20°C.

Per quanto riguarda invece la sua composizione percentuale abbiamo:

Al	6	Ti	90
Fe	Max 0,25	V	4
O	Max 0,2		

Capitolo 5

Progetto basamento

5.1 Basamento: idea iniziale e sviluppo

È stato progettato un basamento in ghisa per il motore V16, dato che i cilindri sono disposti a V e l'angolo è di 60° si è iniziato pensando ad un basamento di forma triangolare per poi alleggerirlo.

Sicuramente ci sono altre aree dove si può intervenire per renderlo ancora più leggero e migliorare la qualità ma noi ci fermiamo a questa soluzione.

Nella parte superiore verranno fissati sia i cilindri, tramite l'utilizzo di viti prigioniere, sia le "mura" che determinano le piscine in cui circola il liquido di raffreddamento per i cilindri.

Come si nota la bancata di destra e quella di sinistra sono sfalsate, questo fatto è dovuto, come già detto, all'utilizzo di due bielle affiancate al posto del sistema Forchetta e Coltello utilizzato in precedenza.

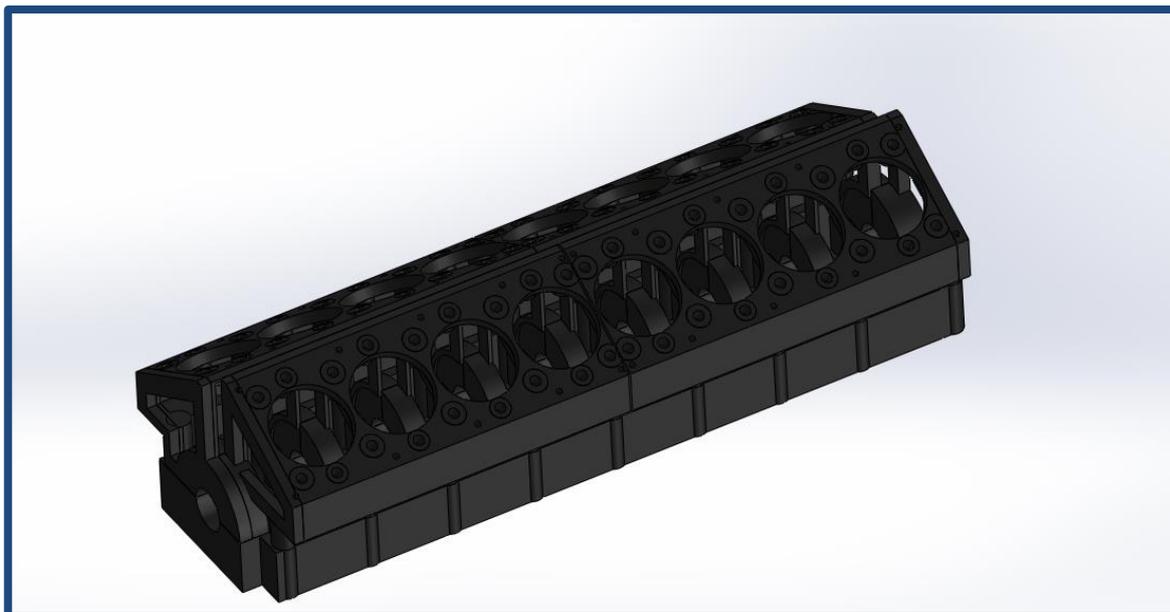


Figura 40

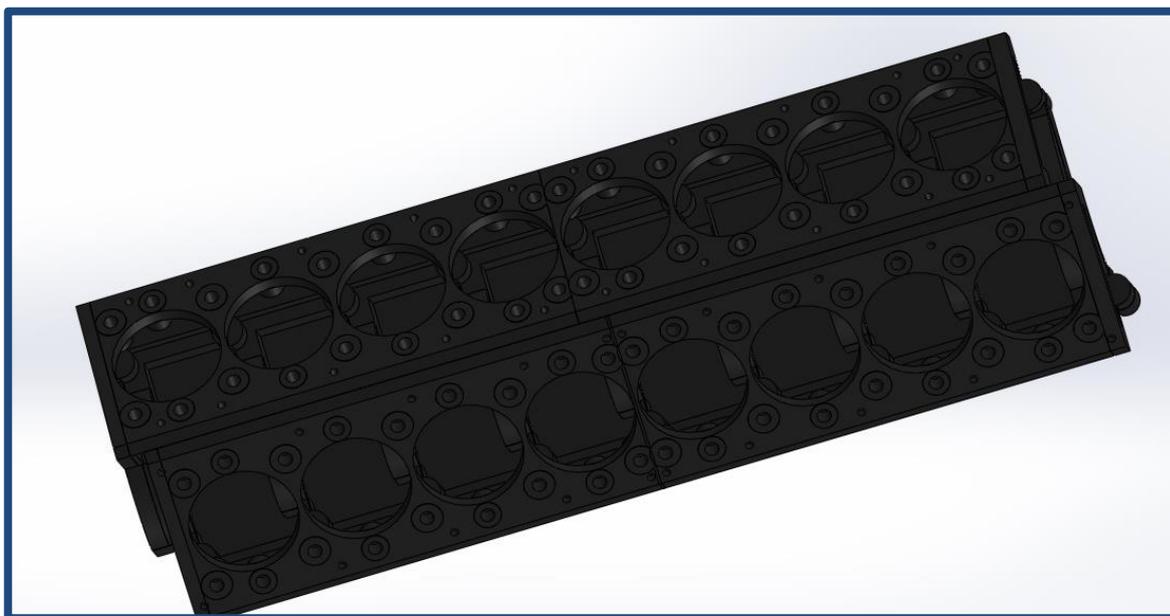


Figura 41

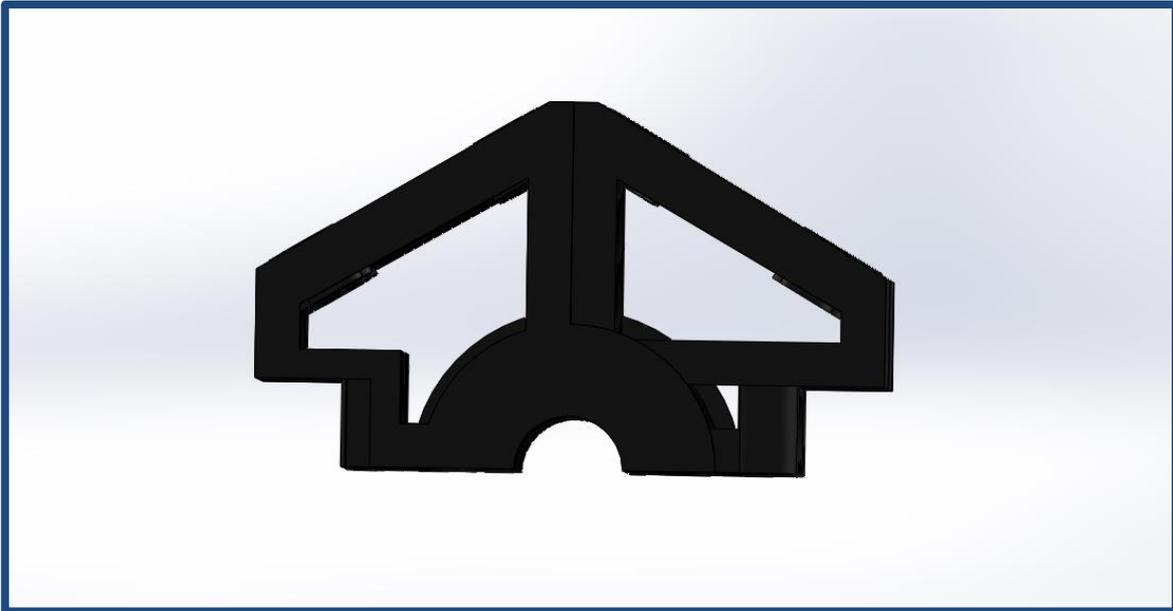


Figura 42

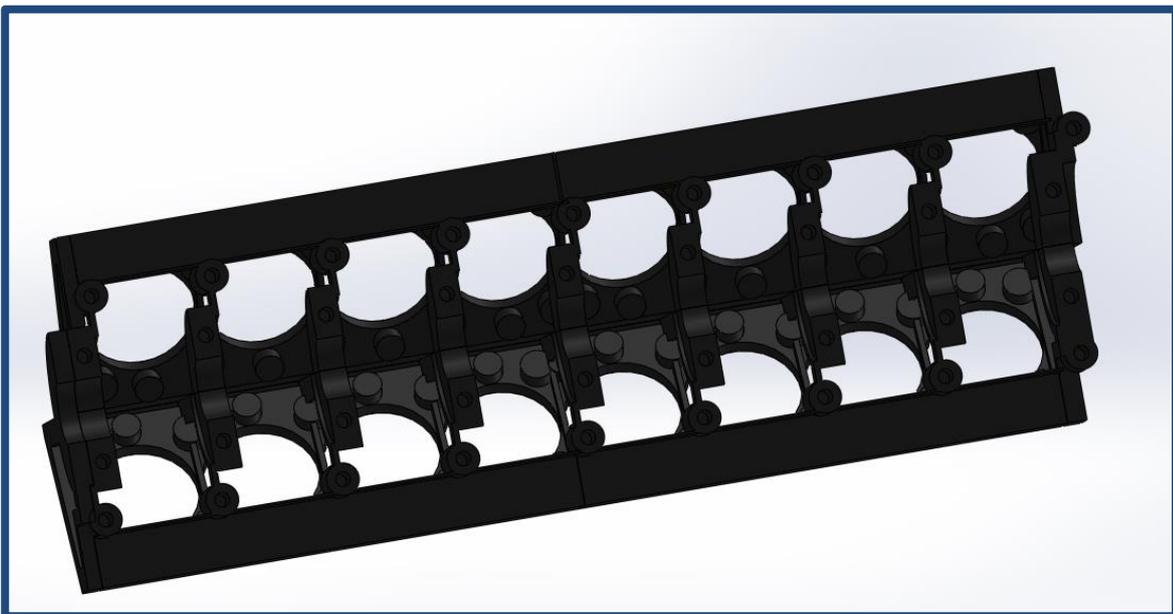


Figura 43

Per la chiusura sotto del basamento è stato progettato un carter: questo dovrà anche tenere conto dell'ingombro durante il moto della manovella e della biella.

Il collegamento tra basamento e carter avviene utilizzando viti M18 a testa cilindrica con esagono incassato isometrico marca Umbrako in quanto sono una buon compromesso tra costo e qualità.

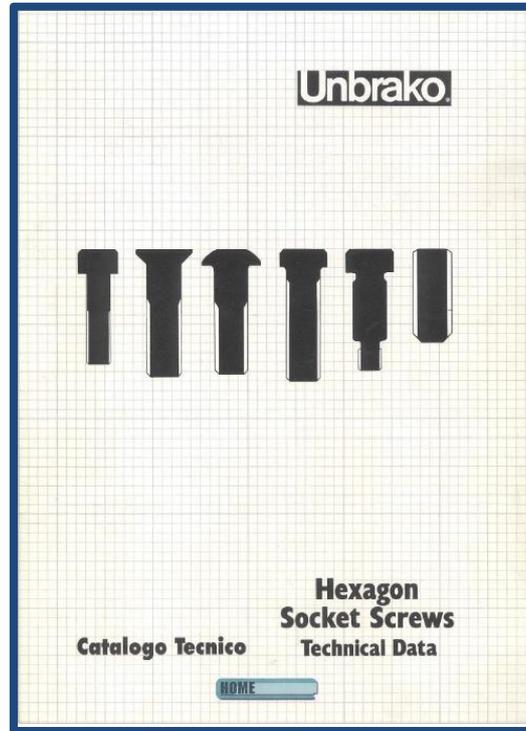


Figura 44

VITI TESTA CILINDRICA ESAGONO INCASSATO ISO METRICO
ISO METRIC

SOCKET HEAD CAP SCREWS — ISO Metric

Specifiche applicabili:
DIN 913
ISO 4762
ISO 14561-12.9
ISO 8811-12.9

DIMENSIONI E COPPIE DI SERRAGGIO - Fissature ISO Metriche
DIMENSIONS AND TIGHTENING TORQUES — ISO Metric Threads

Diametro (mm)	Piano	A	da	H	W	Viti ISO 2	Lunghezza L	Massima coppia di serraggio ¹⁾		Carico kN	Tirata kN		
								Non rivestita	Rivestita				
M3	0.50	5.50	3.60	3.00	2.5	20	18	2.1	18.0	1.6	14.2	3.99	590
M4	0.70	7.00	4.70	4.00	3.0	25	20	4.6	40.7	3.5	31.0	6.75	1510
M5	0.80	8.50	5.70	5.00	4.0	25	22	9.6	84.1	7.1	62.8	11.10	2480
M6	1.00	10.00	6.80	6.00	5.0	30	24	18.0	142.0	12.0	108.0	18.80	3480
M8	1.25	13.00	9.20	8.00	6.0	35	28	39.0	345.0	29.0	207.0	29.70	6400
M10	1.50	16.00	11.20	10.00	8.0	45	32	77.0	692.0	59.0	433.0	62.70	10200
M12	1.75	19.00	13.70	12.00	10.0	50	36	135.0	1200.0	101.0	694.0	96.70	14800
M14	2.00	21.00	15.70	14.00	12.0	65	40	215.0	1900.0	161.0	1420.0	191.30	20400
M16	2.25	24.00	17.70	16.00	14.0	80	44	330.0	2900.0	249.0	2190.0	292.00	28100
M18	2.50	27.00	20.20	18.00	16.0	95	48	456.0	4020.0	341.0	3020.0	393.00	34100
M20	2.75	30.00	22.40	20.00	17.0	70	52	690.0	5760.0	488.0	4300.0	591.00	44200
M22	3.00	33.00	24.40	22.00	17.0	75	56	870.0	7700.0	652.0	5770.0	794.00	54700
M24	3.25	36.00	26.40	24.00	19.0	80	60	1100.0	9740.0	825.0	7300.0	924.00	63400
M27	3.50	40.00	29.40	27.00	19.0	90	66	1650.0	14600.0	1239.0	11000.0	1374.00	83400
M30	3.75	45.00	33.40	30.00	22.0	100	72	2250.0	19800.0	1688.0	15000.0	1854.00	101000
M33	4.00	50.00	36.40	33.00	24.0	100	78	3050.0	27000.0	2287.0	20000.0	2500.00	123000
M36	4.25	54.00	39.40	36.00	27.0	110	84	3950.0	34100.0	2989.0	25000.0	3244.00	149000
M42	4.50	63.00	46.60	42.00	32.0	130	96	6270.0	60500.0	4700.0	41000.0	5888.00	198000

TUTTE LE DIMENSIONI SONO IN MILLIMETRI
LE MISURE TRA PARENTESI SONO "SEMI-STANDARD"

PROPRIETA' MECCANICHE
Materiale: Acciaio legato A2-2
Rafforzamento: Rf 30 - 43
Durezza: HRC 28 - 32
Resistenza a trazione: 510 N/mm² - 550 N/mm²
Resistenza a snervamento: 170 N/mm² - 184 N/mm²
Resistenza al taglio: 250 N/mm²
Allungamento: 9% - 9%

NOTE:
1. Lunghezza filetti e parte filete sono riportate a pagina 8 e 9.
2. Le viti con lunghezza genero uguale o di sotto della dimensione nella colonna "L", sono filetate fino al sottile.
3. Classe filettatura: 4.6g3.
4. da - diametro nominale.
5. Temperatura di lavoro: - 20°C.
6. Coppie applicate in accordo con la VDI 2210 "SYSTEMATIC CALCULATION OF HIGH DUTY BOLTED JOINTS" con $\mu = 0.2$ - 1000 N/mm² e $\mu = 0.125$ per filetti piani e a $\mu = 0.24$ per filetti rivestiti.

Studio ed ottimizzazione del basamento e dell'imbiellaggio di un motore diesel ad altissime prestazioni

Figura 45

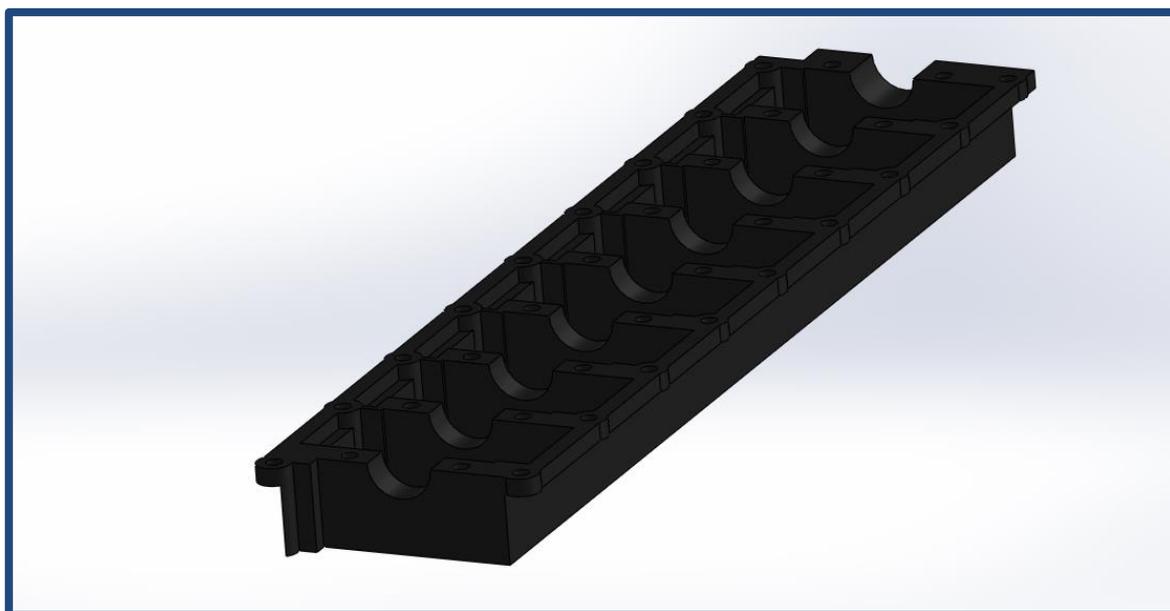


Figura 46

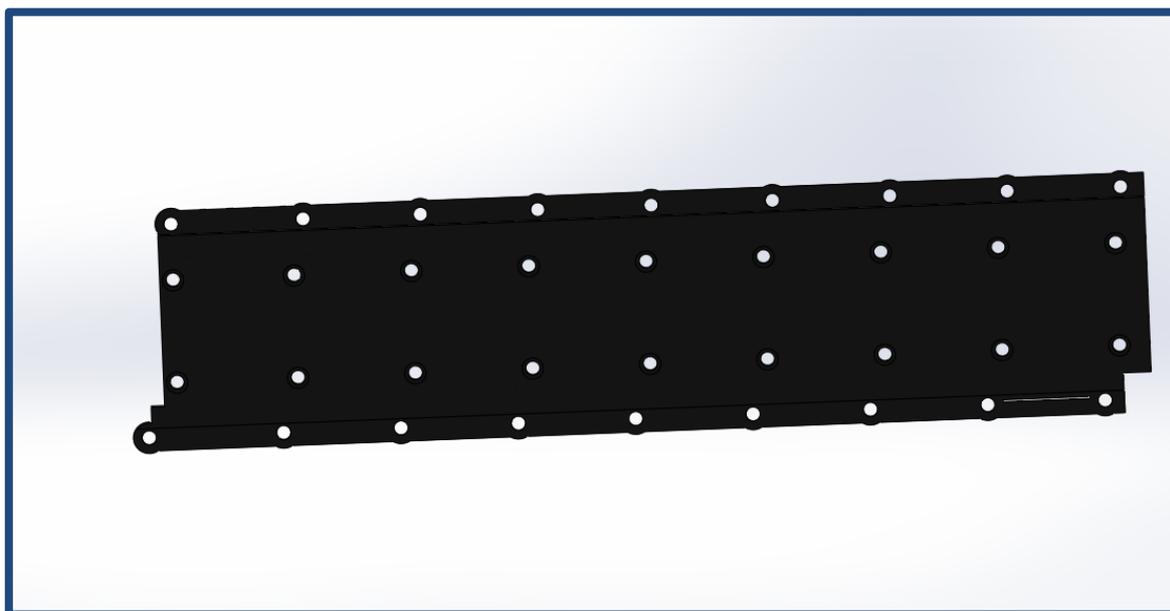


Figura 47

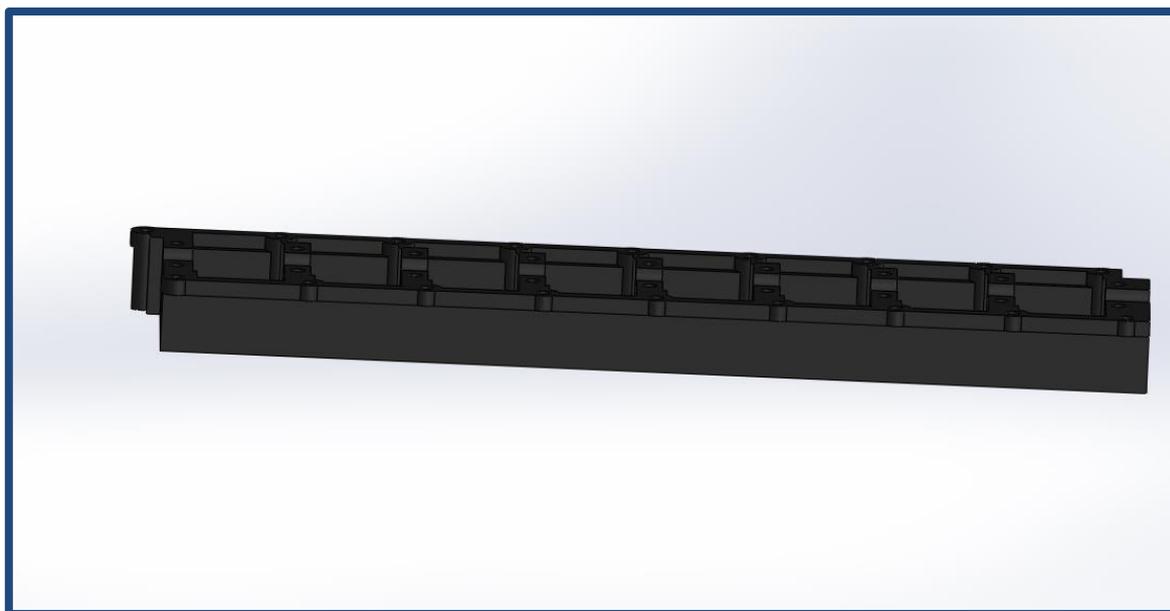


Figura 48

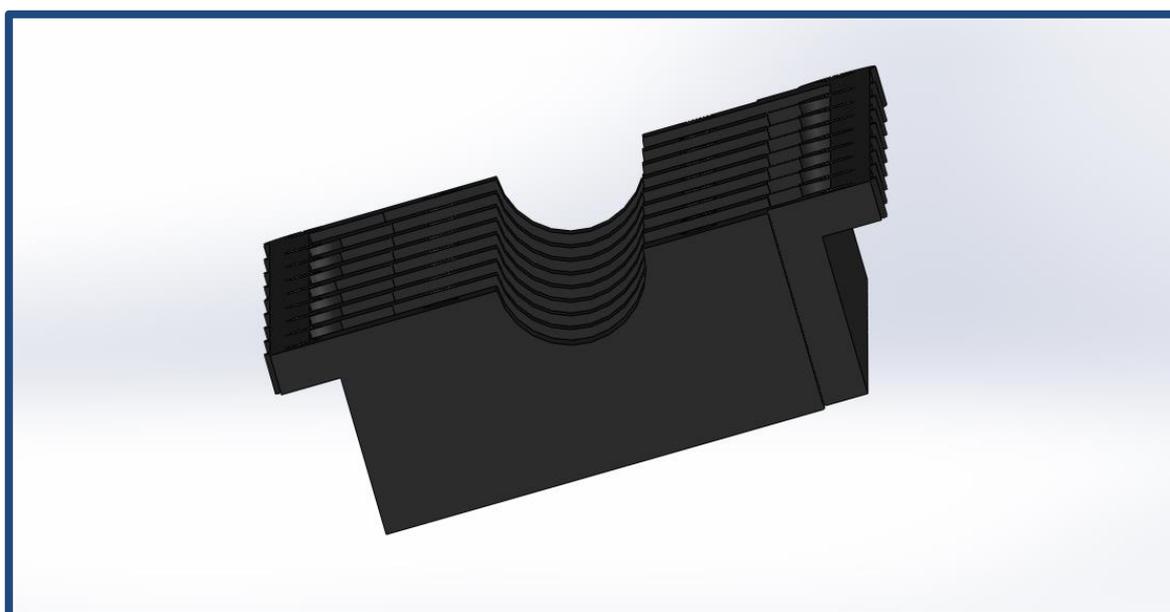


Figura 49

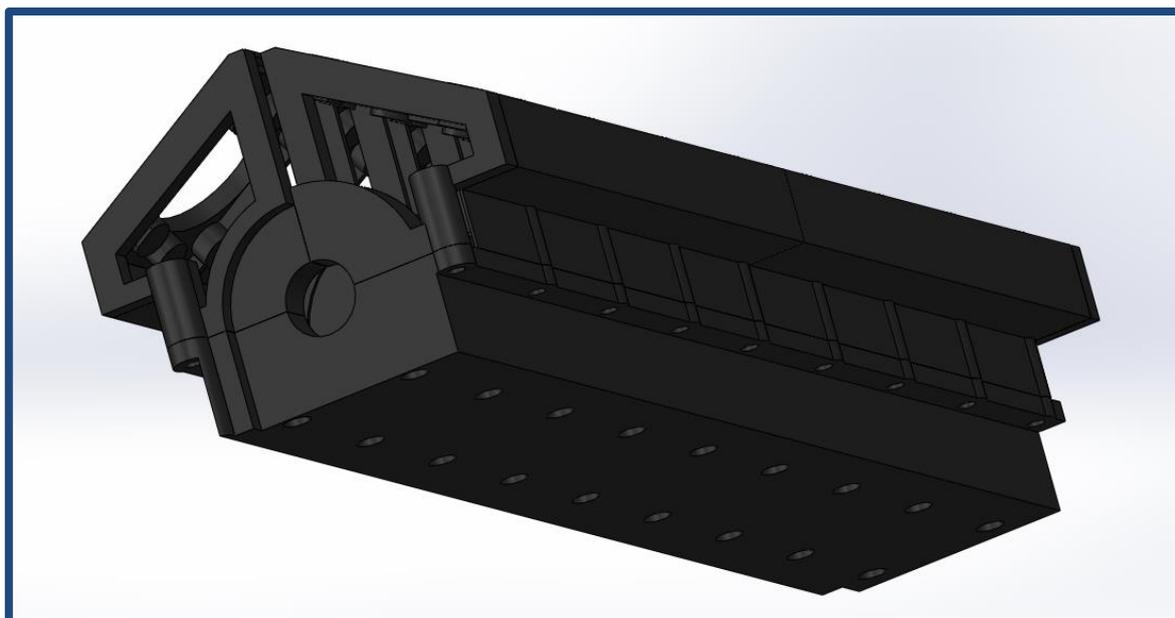


Figura 50

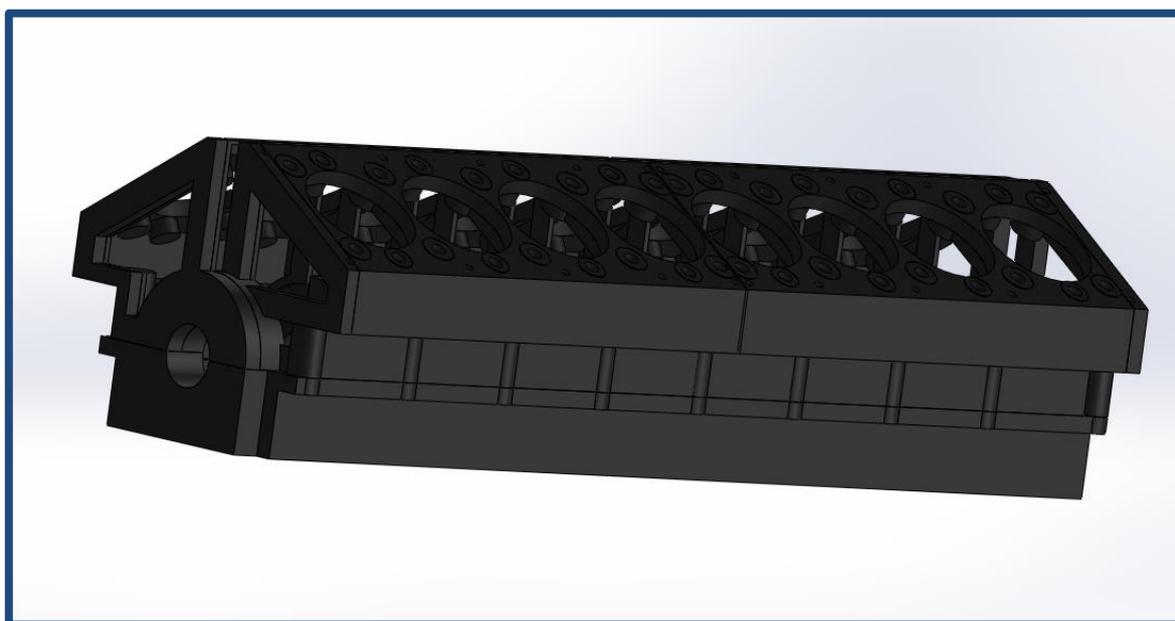


Figura 51



Figura 52

5.2 *Progetto cilindri*

Per la progettazione dei cilindri sono partito dalle dimensioni del pistone: ho utilizzato il pistone già utilizzato dall'Ingegnere Vangelisti nel suo studio, si trattava di un pistone a due camere di combustione utilizzato nei motori FIAT 1900 JTD, ricordando che nei motori ad accensione per compressione ad iniezione diretta è pratica comune realizzare la camera di combustione direttamente sul cielo del pistone.

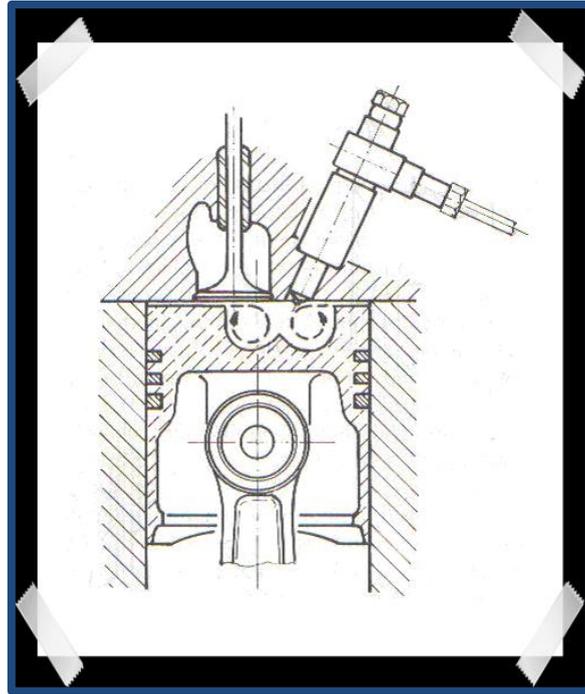


Figura 53

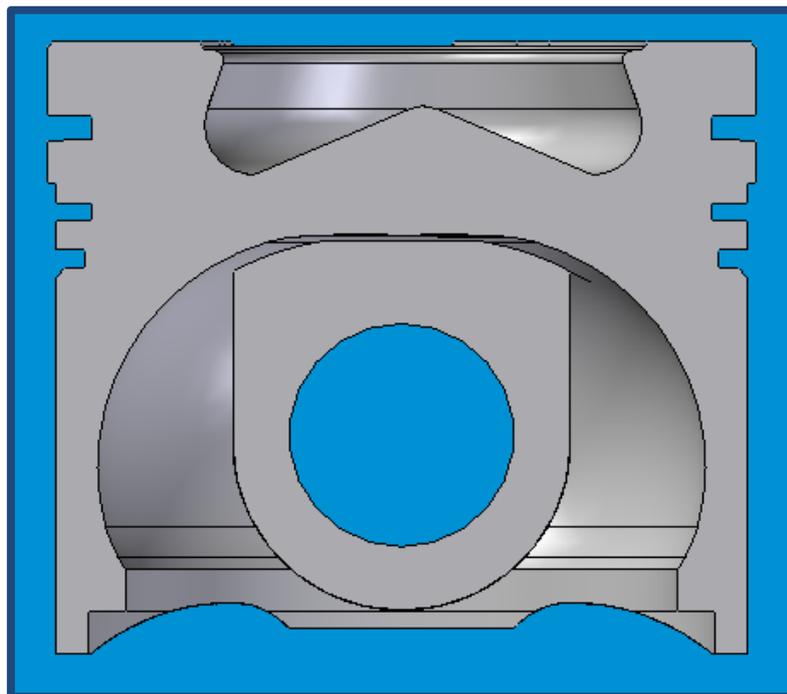


Figura 54

Questo è il complessivo del pistone e comprende anche raschia olio, raccogli olio e la fascia di tenuta oltre al pistone stesso.

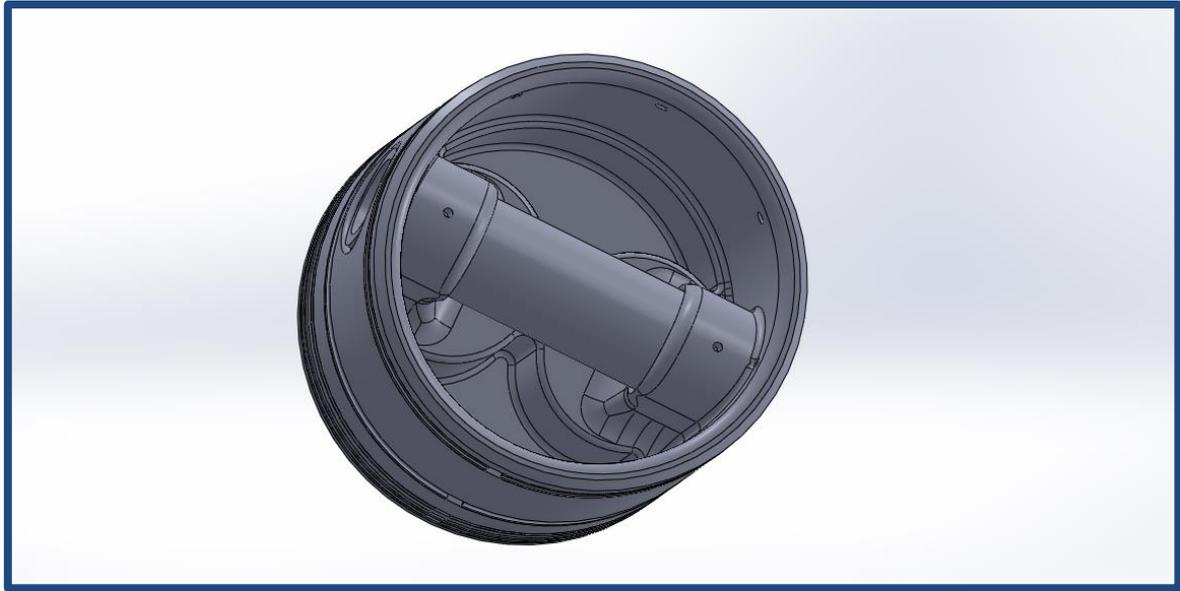


Figura 55

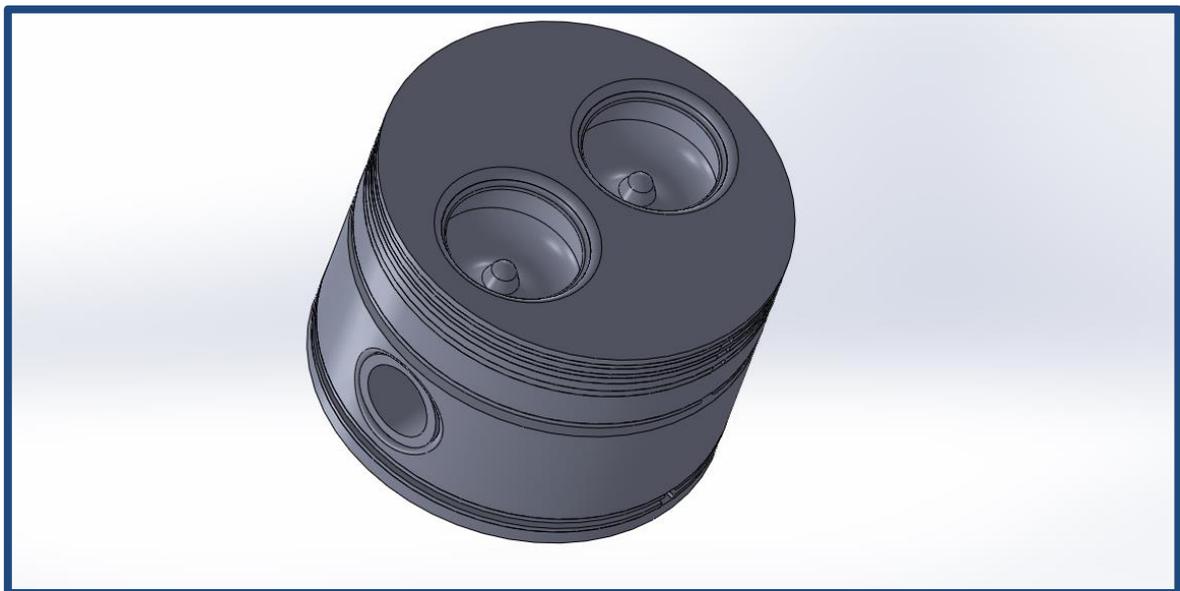


Figura 56

Altro dato di partenza per la progettazione dei cilindri è il materiale: considerando gli alti regimi e le notevoli pressioni che il pistone deve sostenere è stato scelto di costruire i cilindri in INCONEL cioè la sigla che fa riferimento ad una famiglia di superleghe struttura austenitica a base di nichel-cromo.

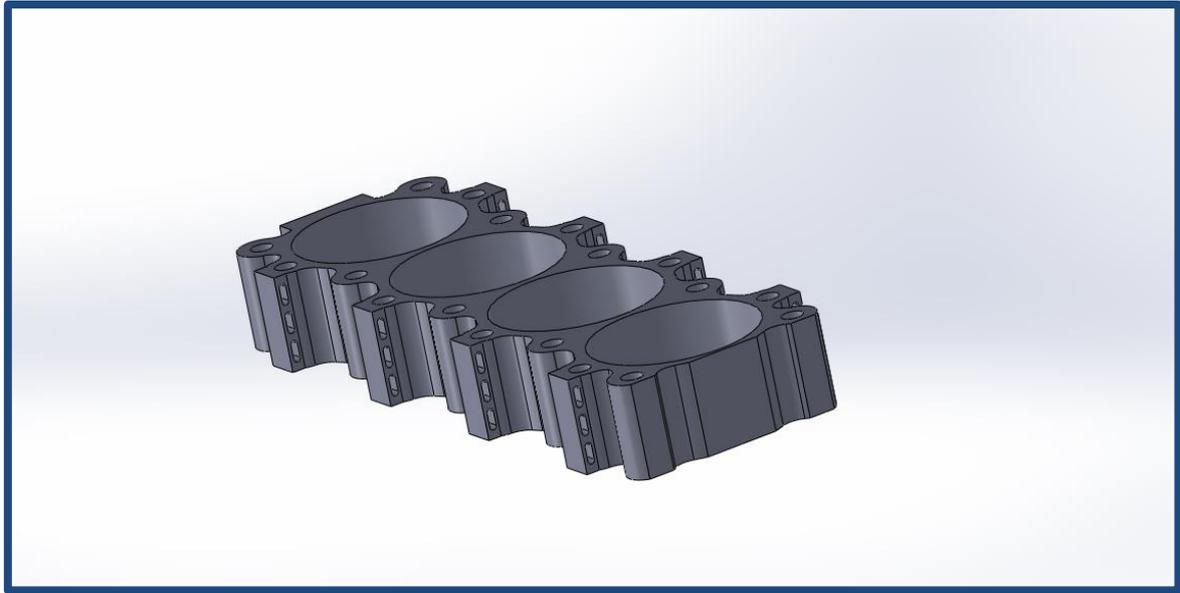


Figura 57

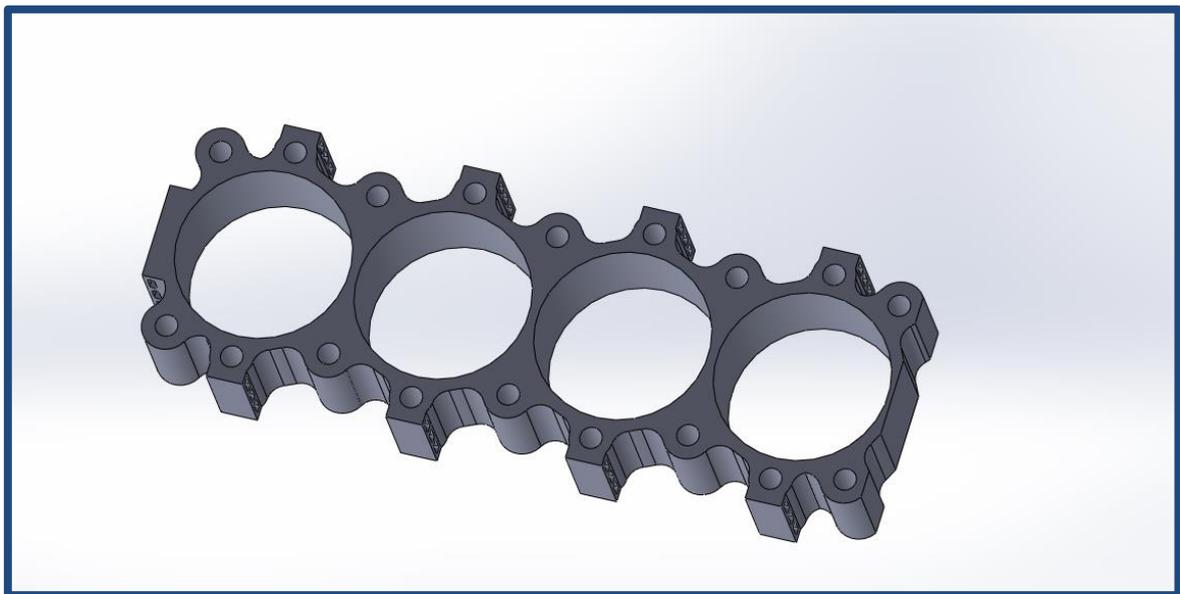


Figura 58

Come si vede i cilindri sono stati divisi in blocchi di 4 e poi assemblati.

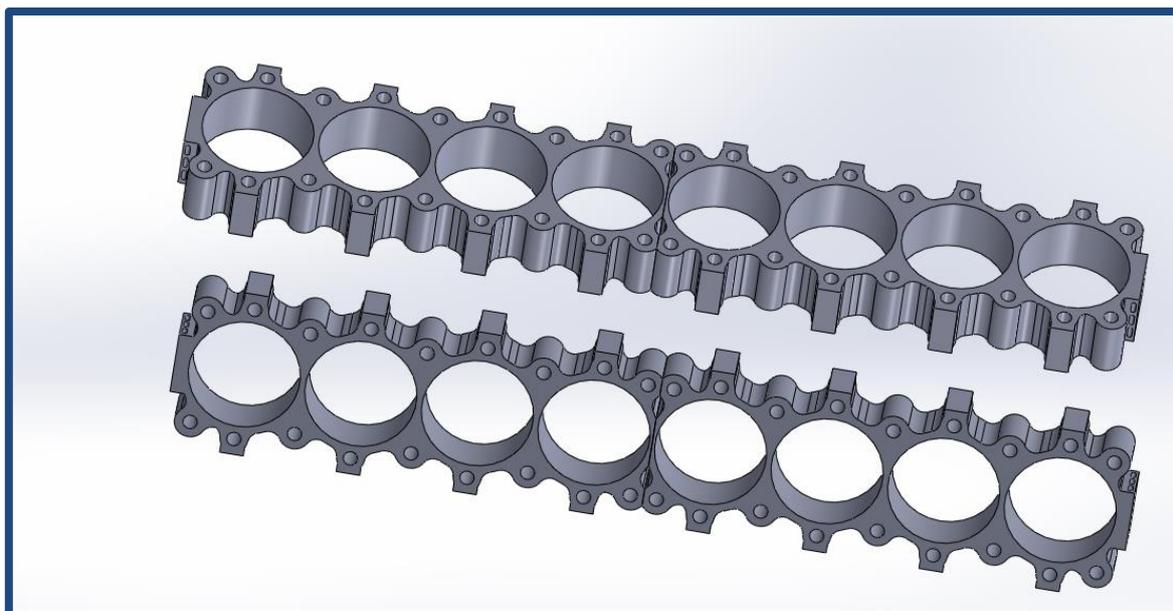


Figura 59

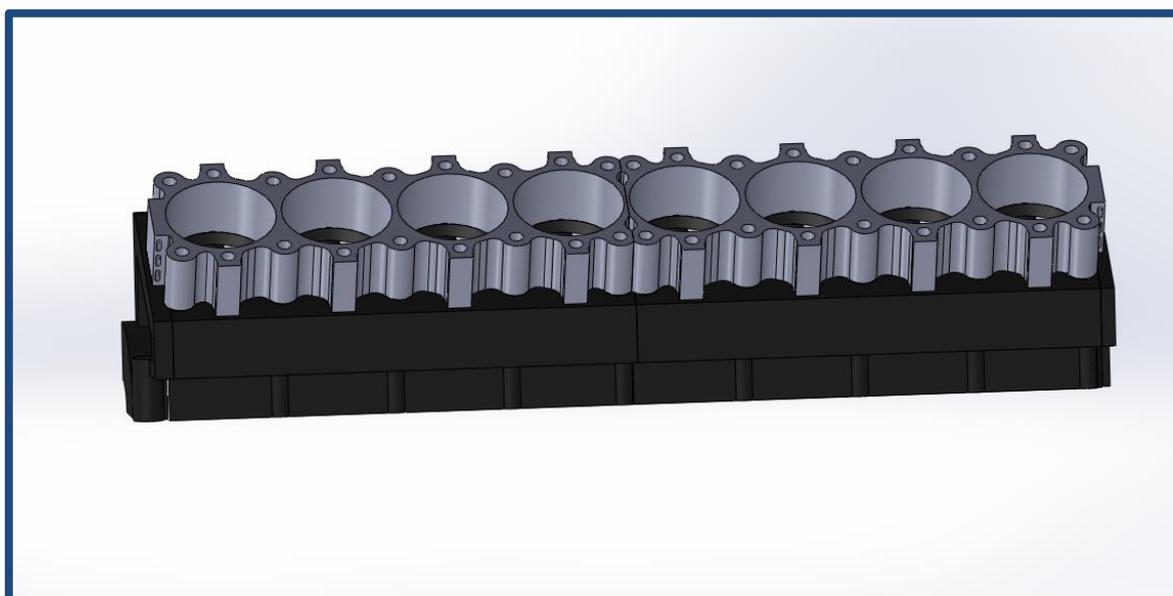


Figura 60

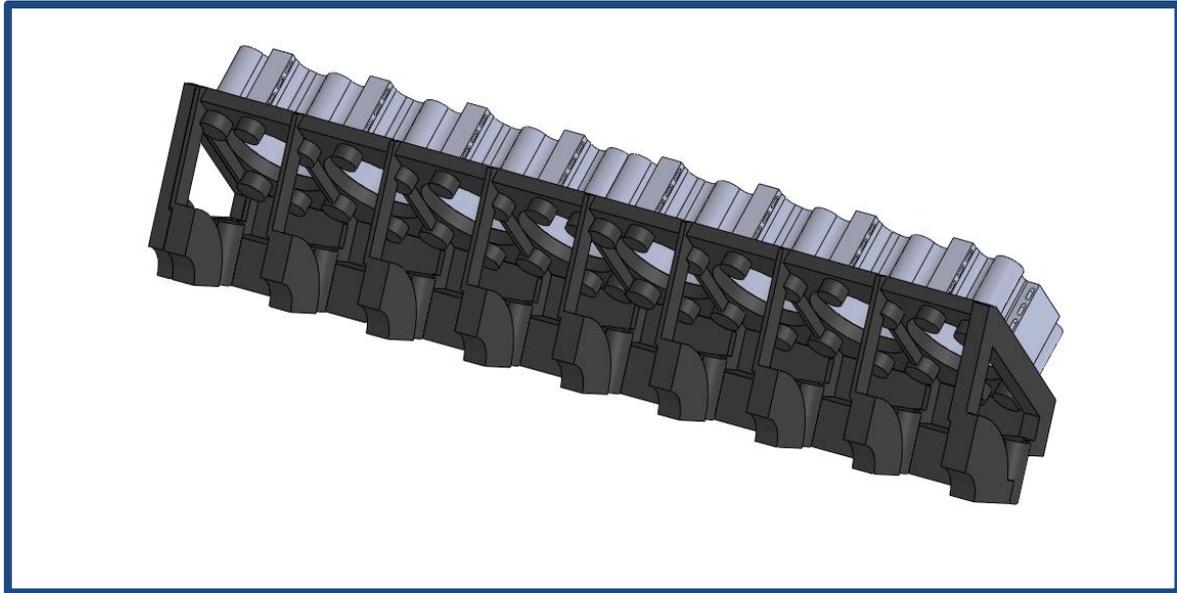


Figura 61

5.2.1 Accoppiamenti tra cilindri e basamento

Per l'accoppiamento tra i cilindri e il basamento è stato scelto di utilizzare delle viti prigioniere, viste le elevate pressioni e gli alti sforzi per ogni blocco di 4 cilindri è stato calcolato l'utilizzo 18 viti prigioniere M18 con una sezione resistente di 192 mm², queste verranno da un estremo avvitate al basamento, dall'altro estremo saranno avvitate alla testata.

Nella foto si vedono i fori filettati per il collegamento tramite prigionieri M18:

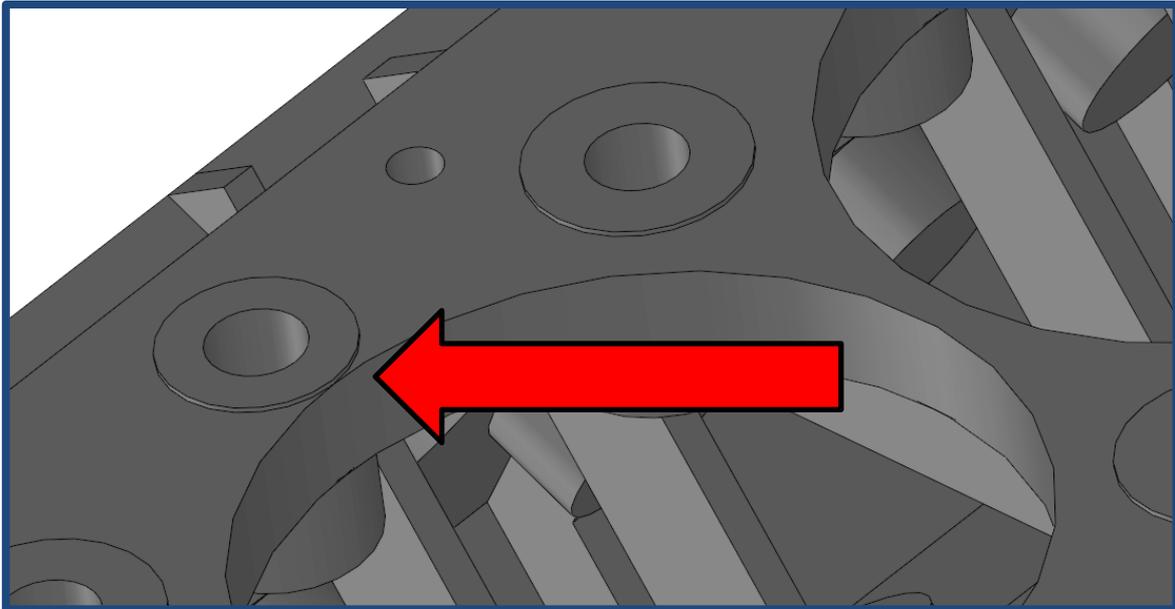


Figura 62

5.2.2 Progetto sistema di raffreddamento cilindri

Oltre ai cilindri è stato progettato anche un sistema di raffreddamento per i cilindri stessi: l'obiettivo era creare uno spazio esterno ai cilindri in Inconel che permettesse al liquido di raffreddamento di muoversi liberamente.

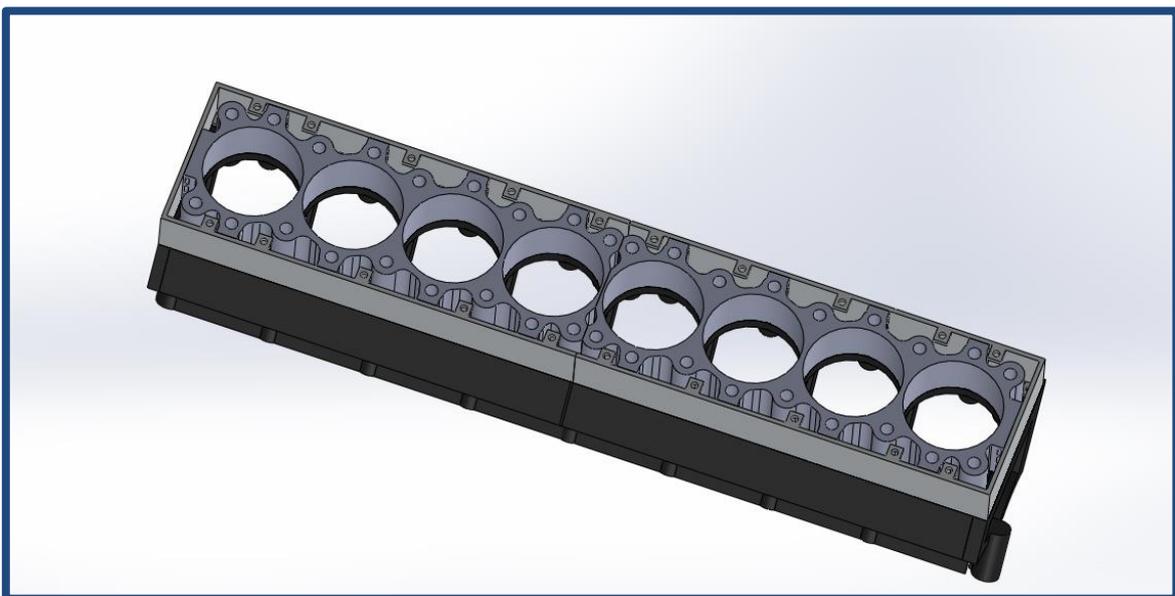


Figura 63

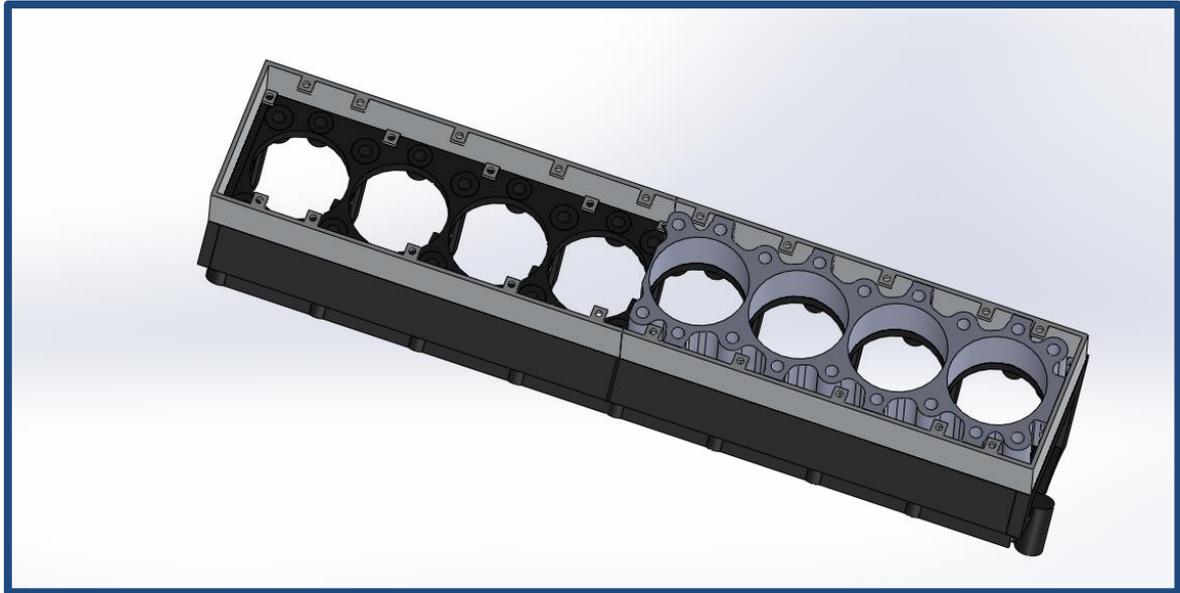


Figura 64

L'obiettivo è stato raggiunto utilizzando delle barriere di lamiera di alluminio collegate tramite semplici viti al basamento.

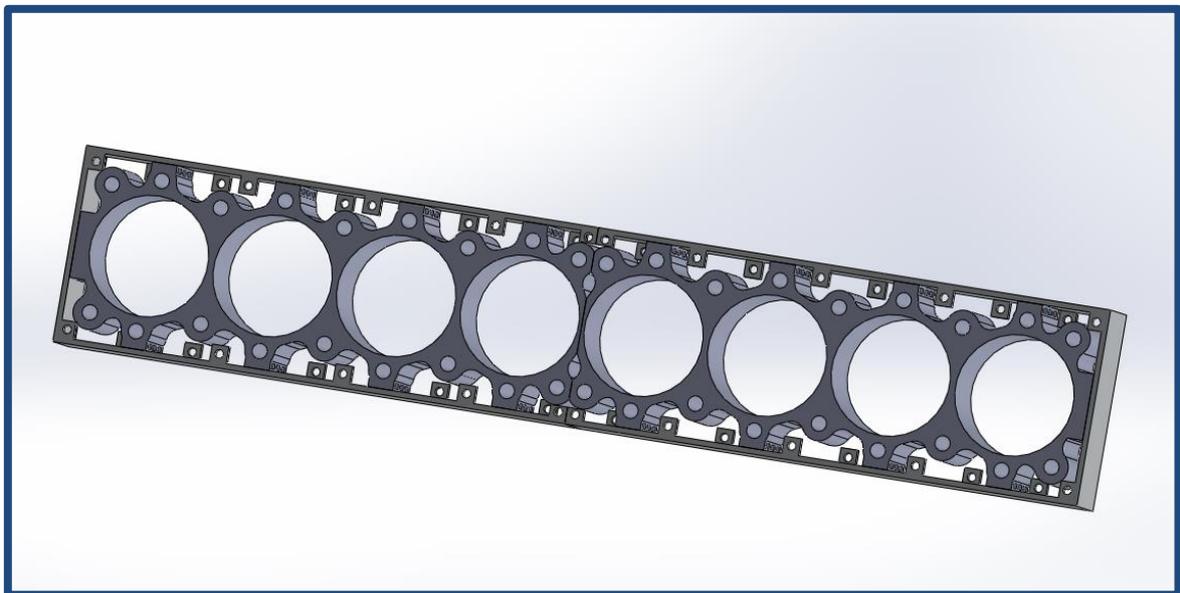


Figura 65

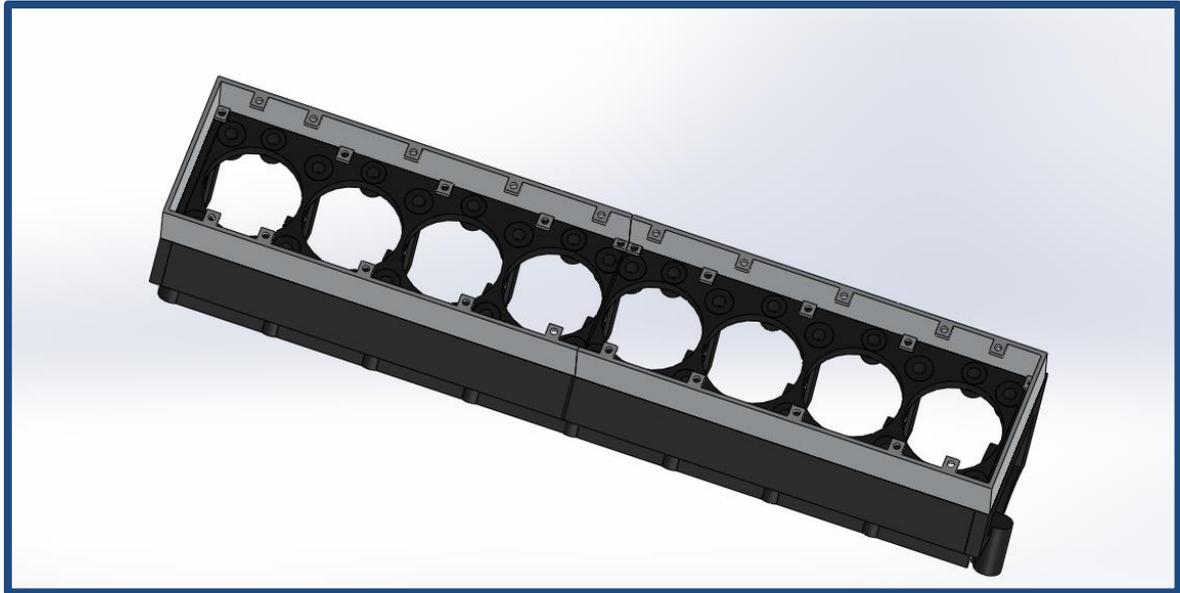


Figura 66

Sono stati effettuati anche dei fori di sezione ovale che permettono al fluido di passare da “camera a camera” e circolare liberamente nello spazio creato appositamente per la sua circolazione.

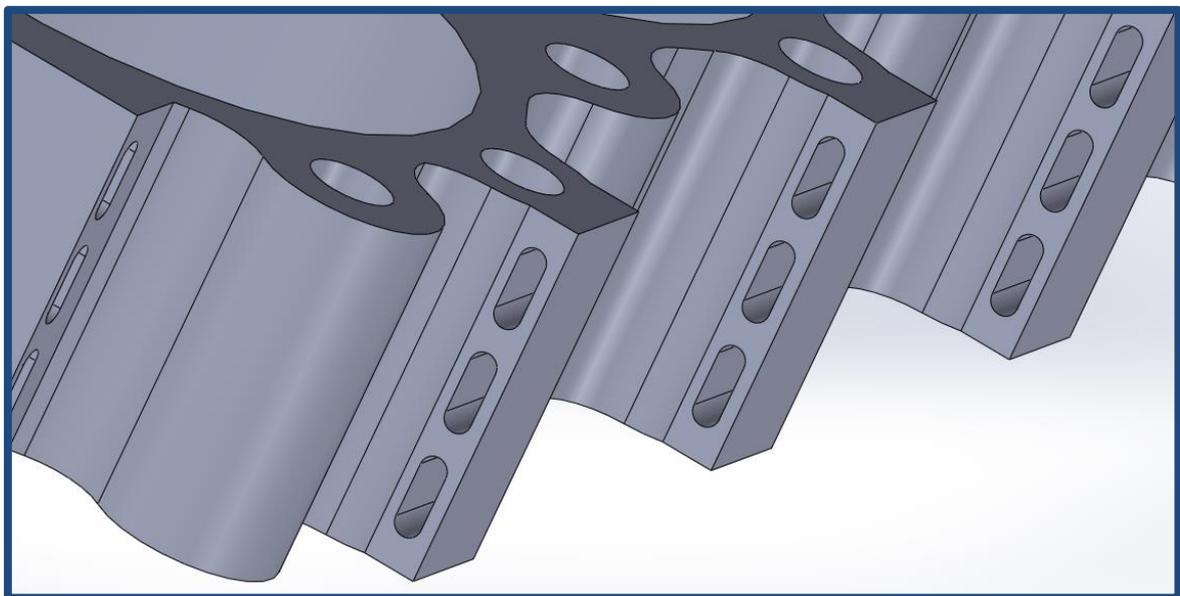


Figura 67

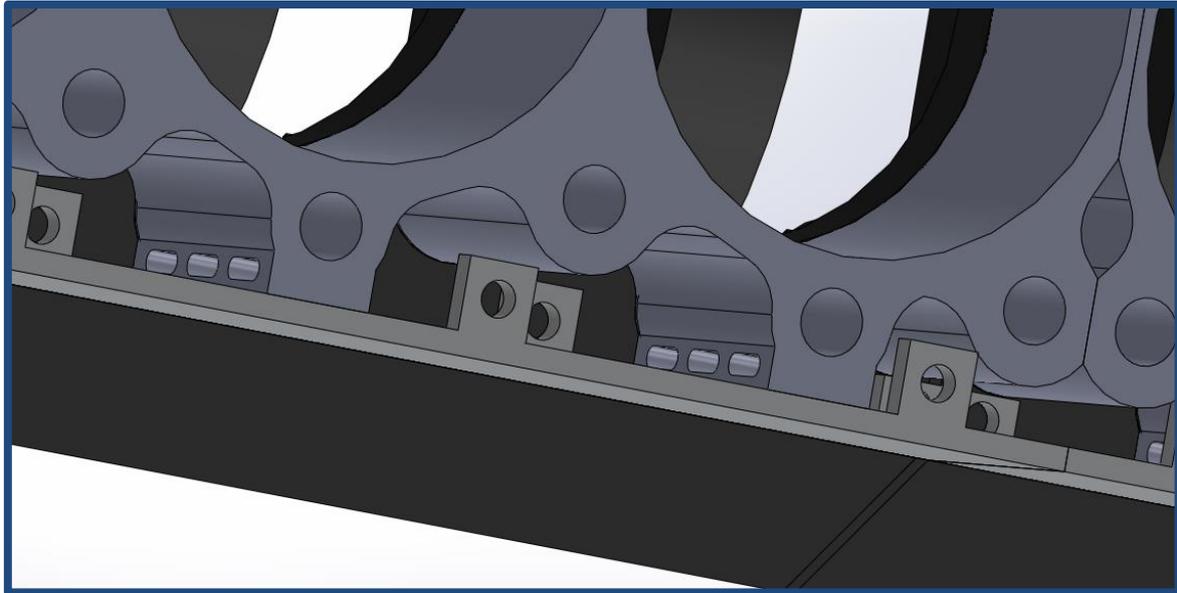


Figura 68

5.3 Materiali

Per il basamento e il carter è stata utilizzata ghisa G.C.I.: nonostante la ghisa C.G.I. (compacted graphite iron) sia un materiale noto agli ingegneri da almeno 40 anni, il suo utilizzo si sta affermando nel settore automobilistico ed in particolare in quello dei motori Diesel solo recentemente.

La spinta per il suo utilizzo è dovuta al continuo aumentare delle pressioni che si devono raggiungere in camera di combustione per limitare le emissioni inquinanti ed i consumi.

Come mostrato in figura 69, la grafite ha forma vermicolare; essa si presenta allungata e disposta casualmente come nella ghisa grigia, ma le particelle, rispetto a quest'ultima, sono più e spesse ed hanno spigoli più arrotondati.

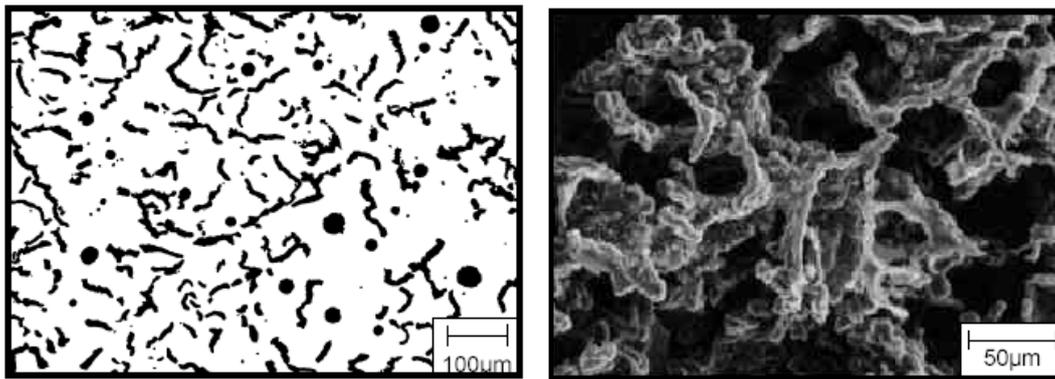


Figura 69

La complessa morfologia della grafite, assieme agli spigoli arrotondati e alle superfici irregolari e ricche di protuberanze, generano una forte adesione tra la matrice grafite e quella ferritica.

Infine la compattezza della matrice inibisce sia la nascita che la propagazione delle cricche: in ciò risiede la causa delle migliori caratteristiche meccaniche rispetto alla ghisa grigia .

Nella tabella seguente sono riportate le composizioni chimiche della CGI in funzione della percentuale di perlite .

struttura della matrice	composizione chimica								
	C	Si	CE	Mn	S	Mg	CeMM	Cu	Sn
70% Pearlite	3.6-3.8	2.1-2.5	4.4-4.7	0.2-0.4	0.005-0.022	0.006-0.014	0.01-0.03	0.3-0.6	0.03-0.05
100% Pearlite	3.6-3.8	2.1-2.5	4.4-4.7	0.2-0.4	0.005-0.022	0.006-0.014	0.01-0.03	0.6-0.9	0.08-0.10

Tabella 3

Risulta di notevole interesse conoscere l'andamento delle caratteristiche meccaniche in funzione delle temperature, dal momento che per il motore in esame si avranno forti stress termici.

A tal proposito vengono allegati i seguenti grafici :

- Modulo di Young ;
- Carico di rottura ;
- Carico di snervamento ;

tutti in funzione dell'aumento di temperatura e di nodularità.

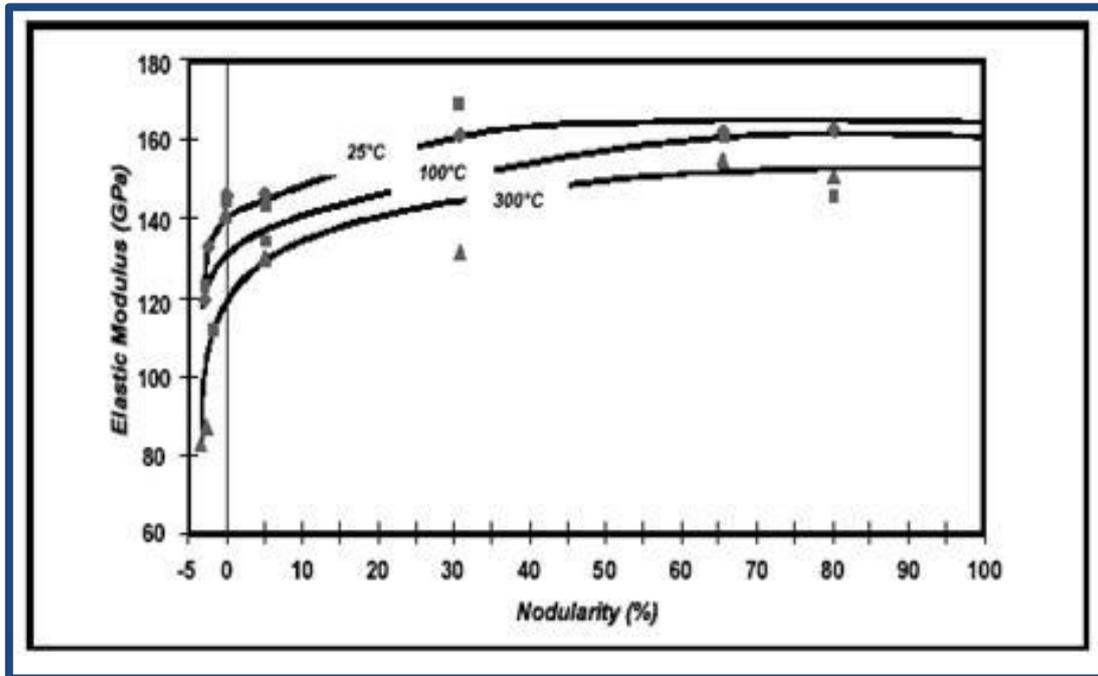


Grafico 3

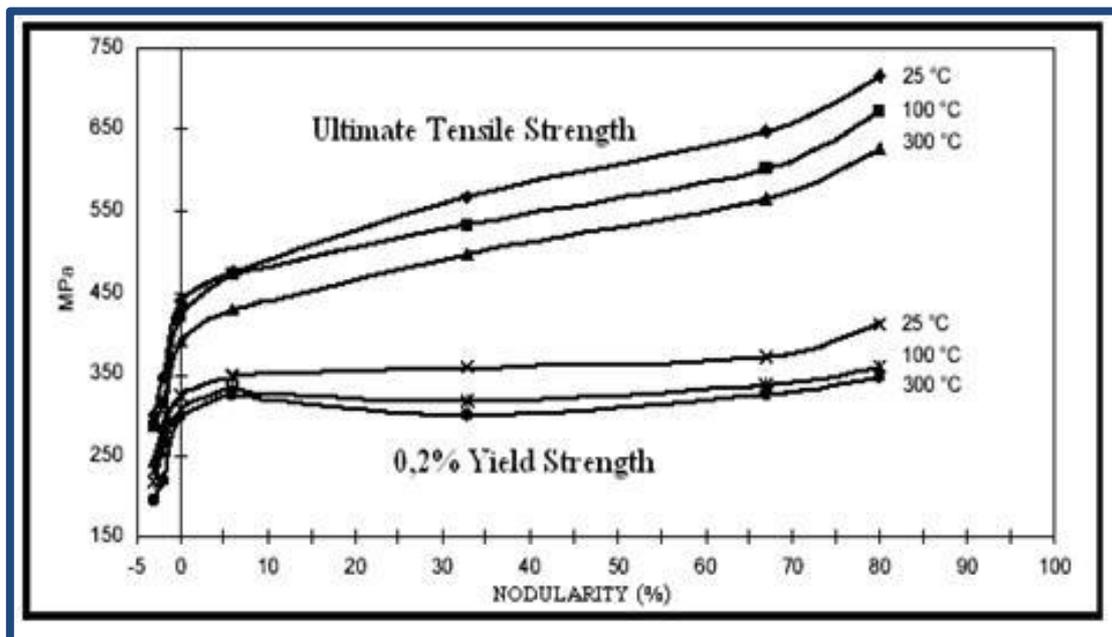


Grafico 4

In conclusione , in tabella si riporta un confronto tra la ghisa CGI e altre tipologie di ghise in uso.

Property	Grey	CGI	Ductile
Tensile Strength (MPa)	250	450	750
Elastic Modulus (GPa)	105	145	160
Elongation (%)	0	1.5	5
Thermal Conductivity (W/mK)	48	37	28
Relative Damping Capacity	1	0.35	0.22
Hardness (BHN 10/3000)	179-202	217-241	217-255
R-B Fatigue (MPa)	110	200	250

Tabella 4

I cilindri invece sono stati realizzati in INCONEL, è una lega, principalmente a base di nichel (48%-72%) e cromo (14%-29%). Presenta un'ottima resistenza all'ossidazione alle alte temperature ed alla corrosione; per queste sue caratteristiche viene impiegato in parti di turbine a gas, nel settore petrolifero (per esempio per il rivestimento interno dei tubi) e nell'industria chimica.

Sono leghe molto resistenti a ossidazione e corrosione, proprio per questo vengono utilizzati in ambienti estremi sottoposti a pressione e calore molto elevati.

Questa sono alcune lege di Inconel con le proprie caratteristiche:

- Inconel 600: Soluzione solida rafforzata
- Inconel 625: Resistente agli acidi, buona saldabilità
- Inconel 690: Basso contenuto di cobalto per applicazioni nucleari e bassa resistività

- Inconel 718: Gamma doppio apice rinforzato con buona saldabilità
- Inconel 751: Aumento del contenuto di alluminio per una migliore resistenza alla rottura nel 1600 ° F
- Inconel 792: contenuto di alluminio maggiore per il miglioramento delle proprietà ad alta temperatura alla corrosione, usato soprattutto nelle turbine a gas
- Inconel 939: Gamma prime rafforzata con buona saldabilità

I copri-cilindri sono invece stati realizzati in semplice lamiera di alluminio dello spessore di 6,5 mm dato che non richiedono proprietà meccaniche e strutturali particolarmente elevate.

Capitolo 6

Assemblaggio

Una volta completate tutte le parti si è passati alla fase di assemblaggio, sia per i singoli disegni sia per il complessivo all'assemblaggio è stato utilizzato il software di disegno 3D Solidworks 2012.



Figura 70

Durante la fase di assemblaggio si è reso necessario intervenire nuovamente sui componenti già progettati in quanto negli accoppiamenti sono risultati alcuni errori, alcuni componenti sono stati leggermente modificati mentre per altri le modifiche apportate sono state più pesanti.

Questo è il risultato ottenuto.

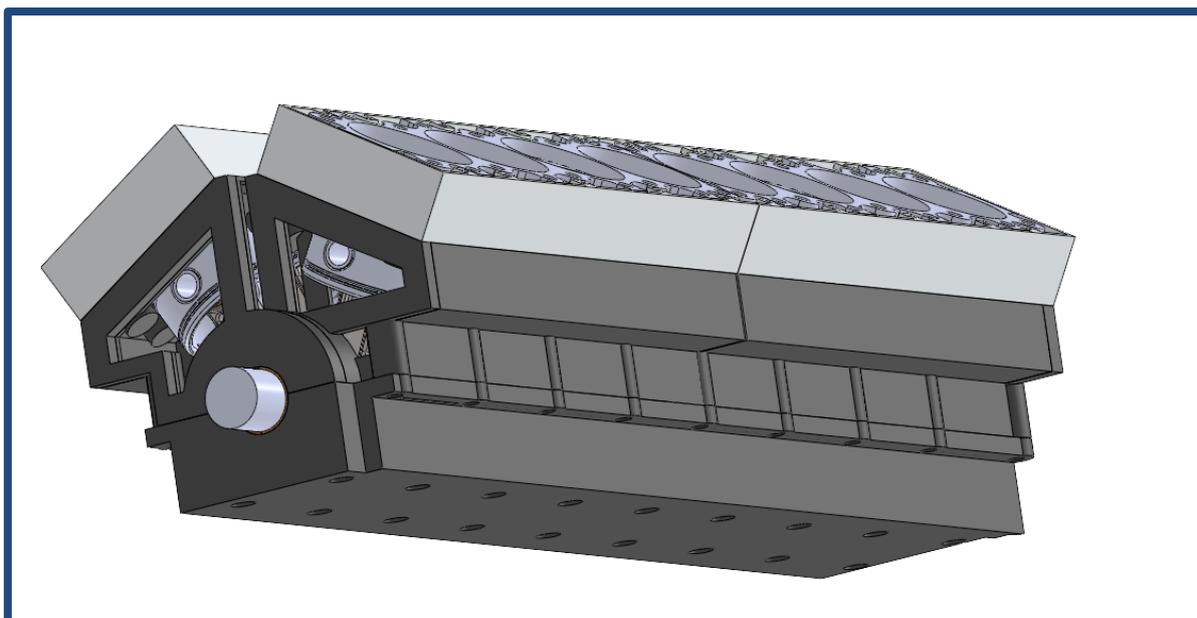


Figura 71

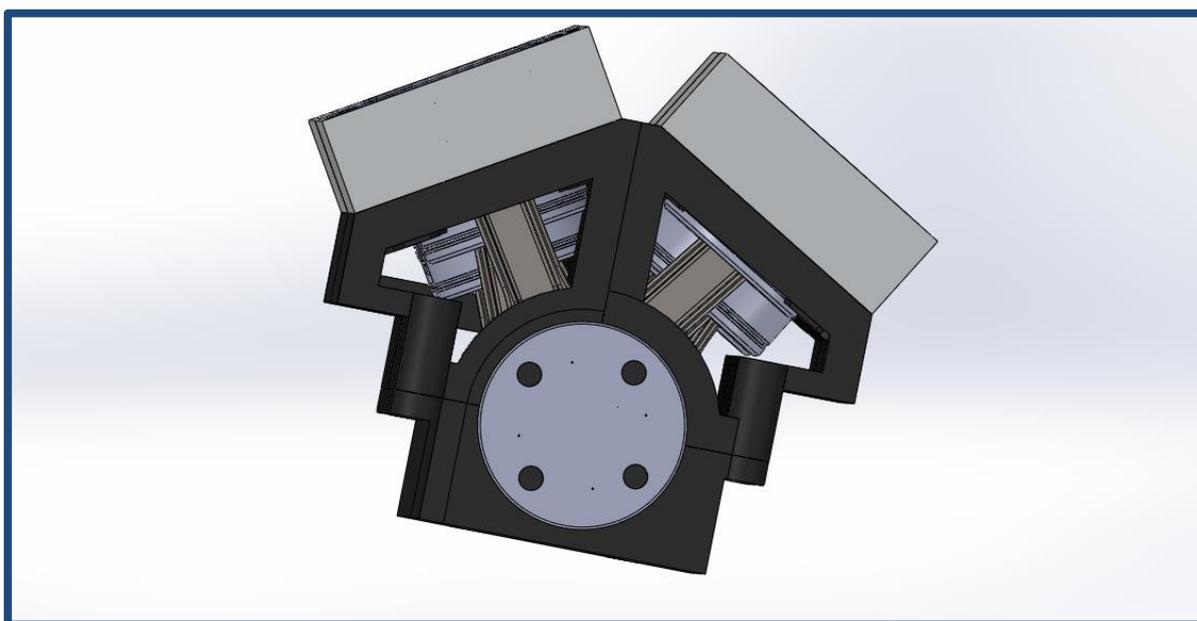


Figura 72

Studio ed ottimizzazione del basamento e dell'imbiellaggio di un motore diesel ad altissime prestazioni

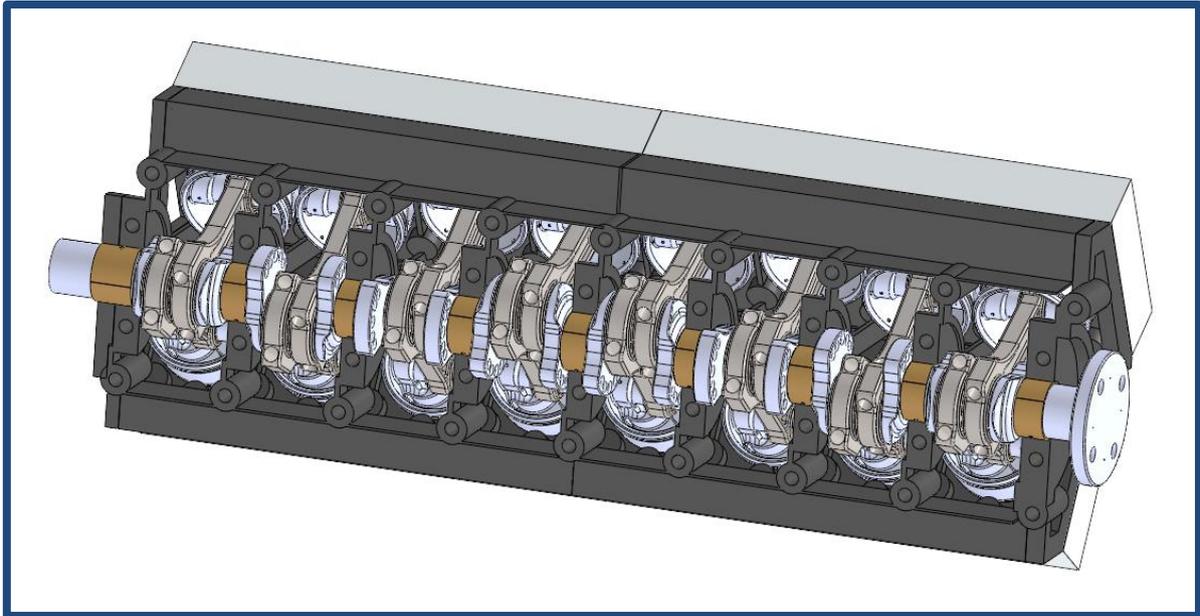


Figura 73

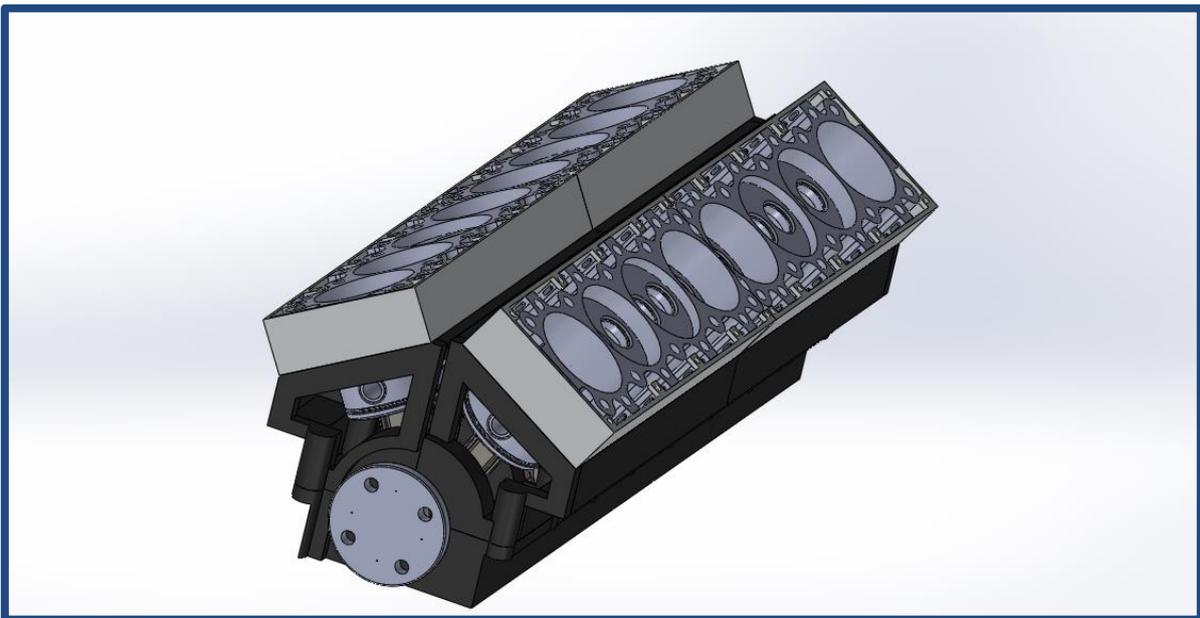


Figura 74

Studio ed ottimizzazione del basamento e dell'imbiellaggio di un motore diesel ad altissime prestazioni

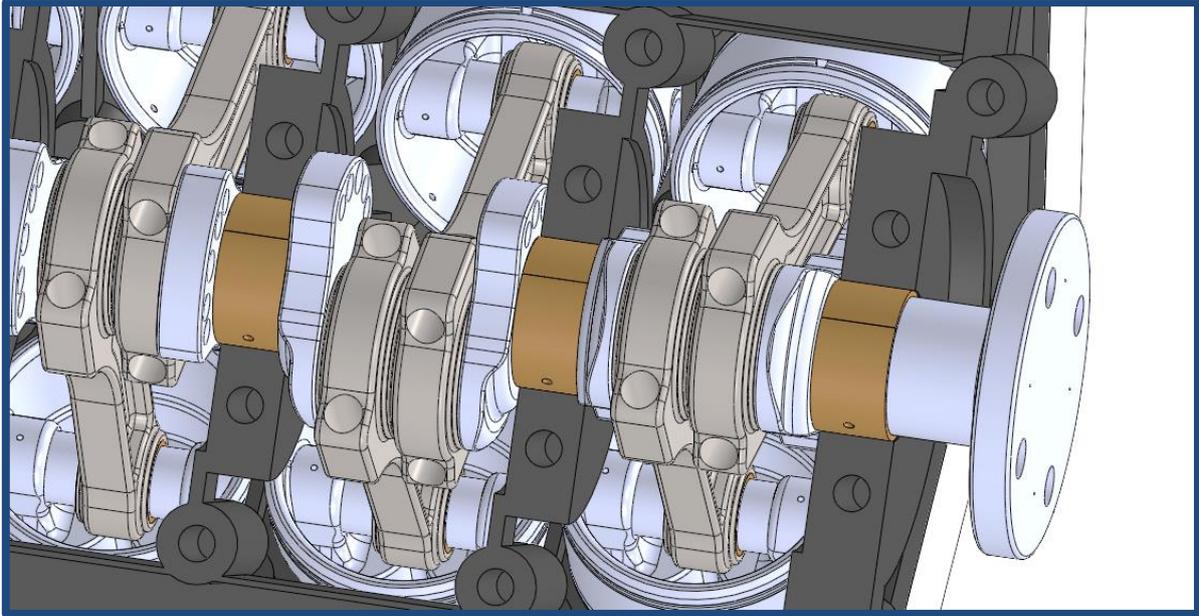


Figura 75

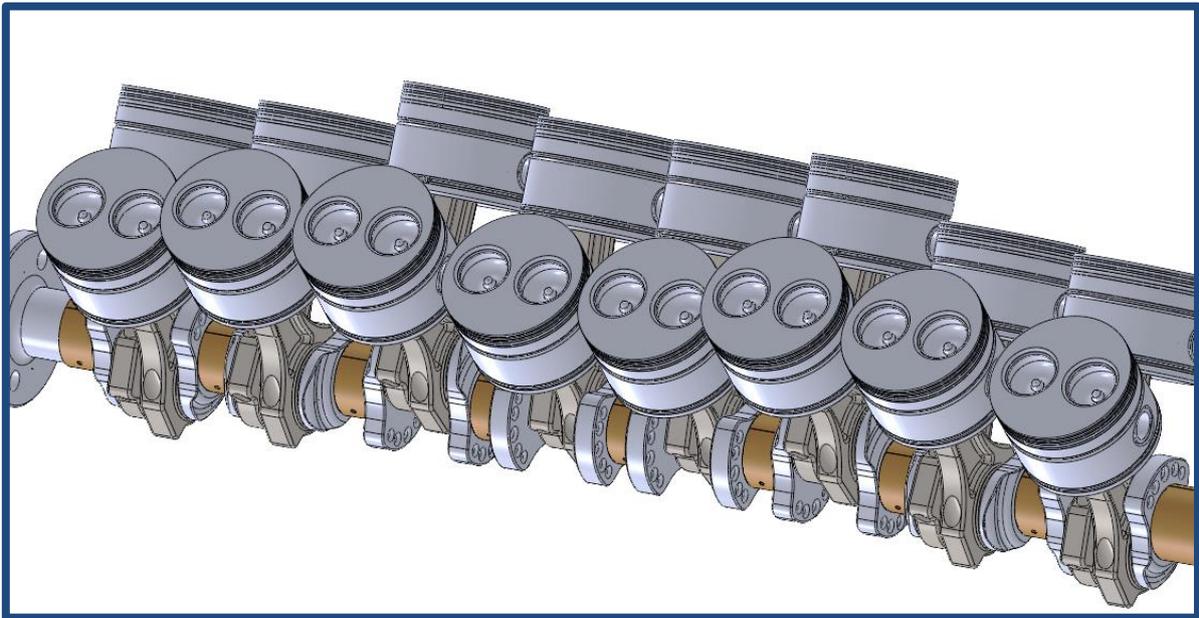


Figura 76

Studio ed ottimizzazione del basamento e dell'imbiellaggio di un motore diesel ad altissime prestazioni

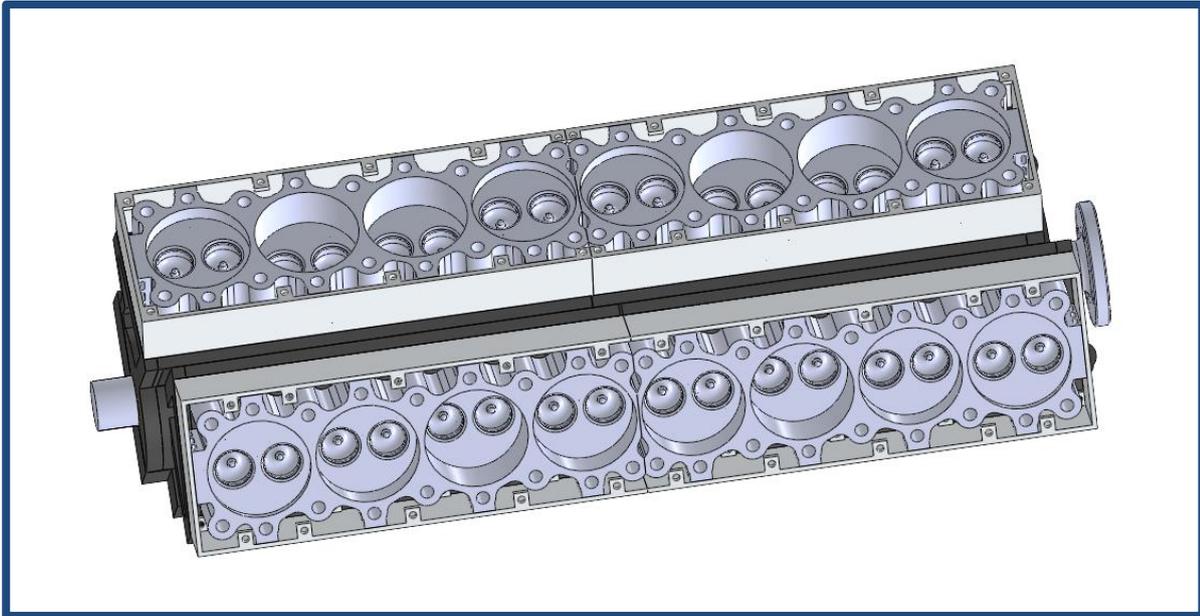


Figura 77

6.1 Accoppiamenti in Solidworks

Il software utilizza alcuni tipi di accoppiamenti standard quali:

- concentrico;
- parallelo;
- coincidente;
- perpendicolare;
- tangente.

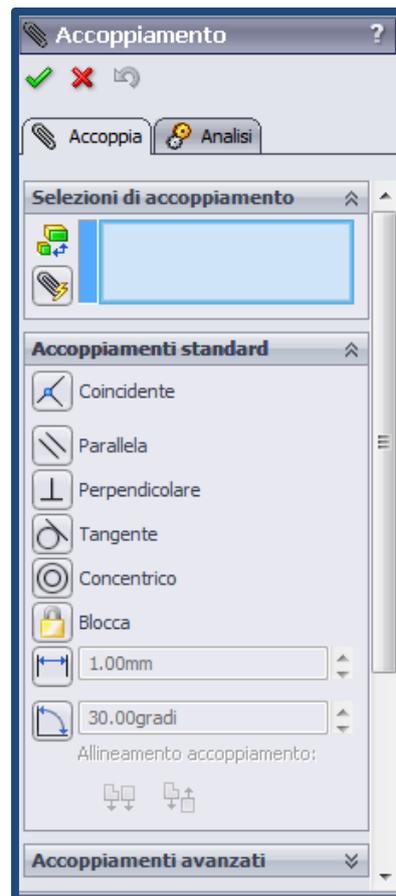


Figura 78

Per rendere più efficace il complessivo dell'assemblaggio ho cercato di unire in sotto-assiemi alcune parti come basamento, albero a gomiti, cilindri e copri-cilindri.

Utilizzando questo metodo è stato possibile prima definire i vincoli tra le singole parti nei sotto-assiemi per poi definire i vincoli generali tra i sotto-assiemi creati.

6.2 Problemi riscontrati e risoluzione

Come già scritto precedentemente, nell'accoppiamento sono emersi alcuni problemi legati soprattutto al basamento.

Il primo riguarda il fatto che la bancata di destra è sfasata rispetto a quella di sinistra (come detto in precedenza questo fatto è dovuto alla scelta di utilizzare due bielle affiancate appoggiate allo stesso perno di manovella) ma i sostegni sul perno di banco dell'albero a gomiti per le due bancate devono essere coincidenti.

Questo problema è stato risolto in fase di progetto del basamento dividendolo in quattro blocchi, come già visto la stessa cosa è stata fatta per i cilindri e per i copri-cilindri; inoltre sono state create delle ulteriori parti di "apertura" e chiusura" del basamento stesso per avere l'inizio e la fine delle bancate di destra e sinistra allo stesso livello.

Infine per risolvere i problemi legati allo sfasamento dei singoli sostegni dell'albero a gomiti ho utilizzato uno "spallamento" che ha portati gli appoggi a coincidere come si vede nella figura sottostante.

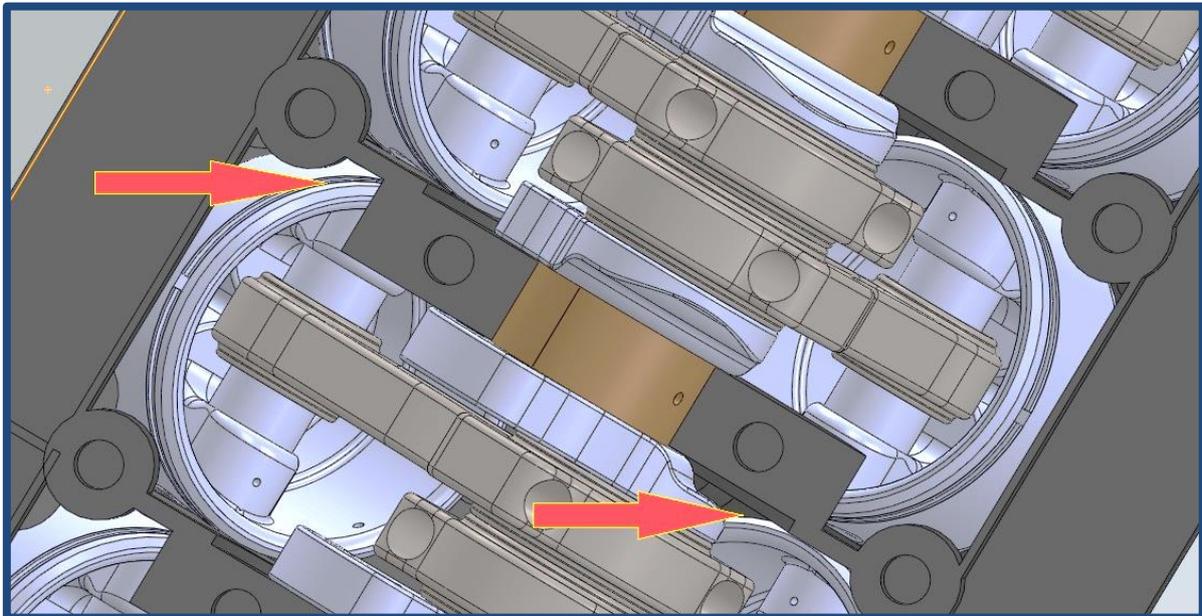


Figura 79

Il secondo problema riscontrato è legato all'ingombro della mascheretta: nella prima versione del basamento non ho tenuto conto della mascheretta che ruota proprio a fianco del sostegno, perciò il sostegno del basamento e la mascheretta si compenetravano.

Per risolvere questo conflitto ho agito sul sostegno andando idealmente a "tornire" lo spazio per permettere alla mascheretta di non penetrare nel sostegno durante il moto, sia da un lato sia dall'altro, vedere le figure seguenti.

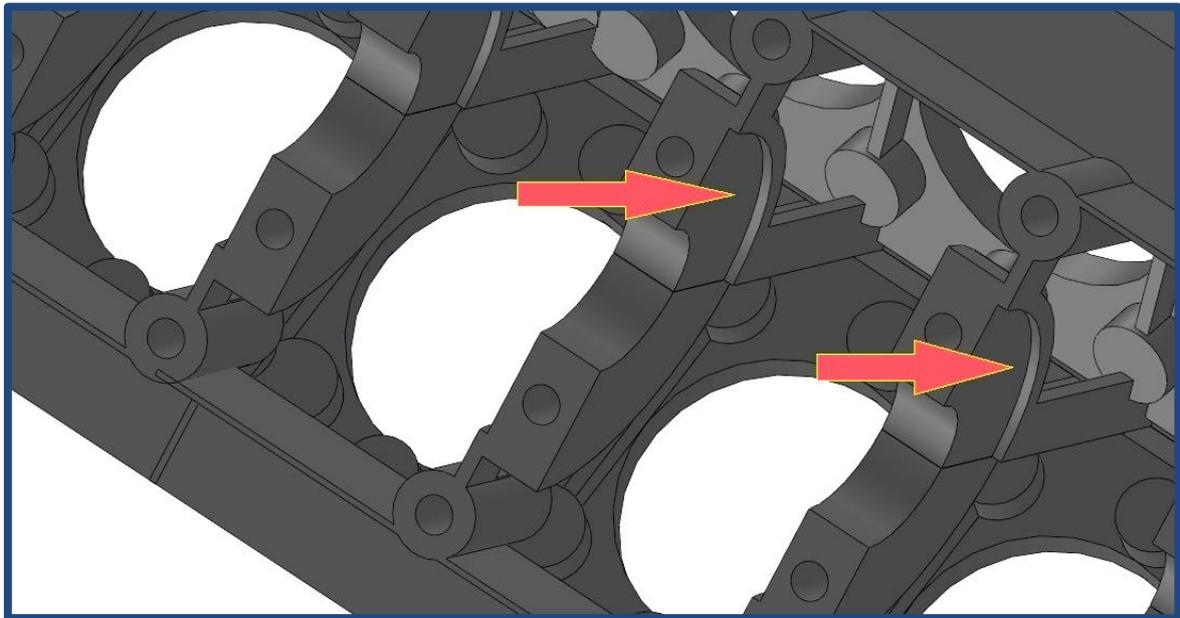


Figura 80

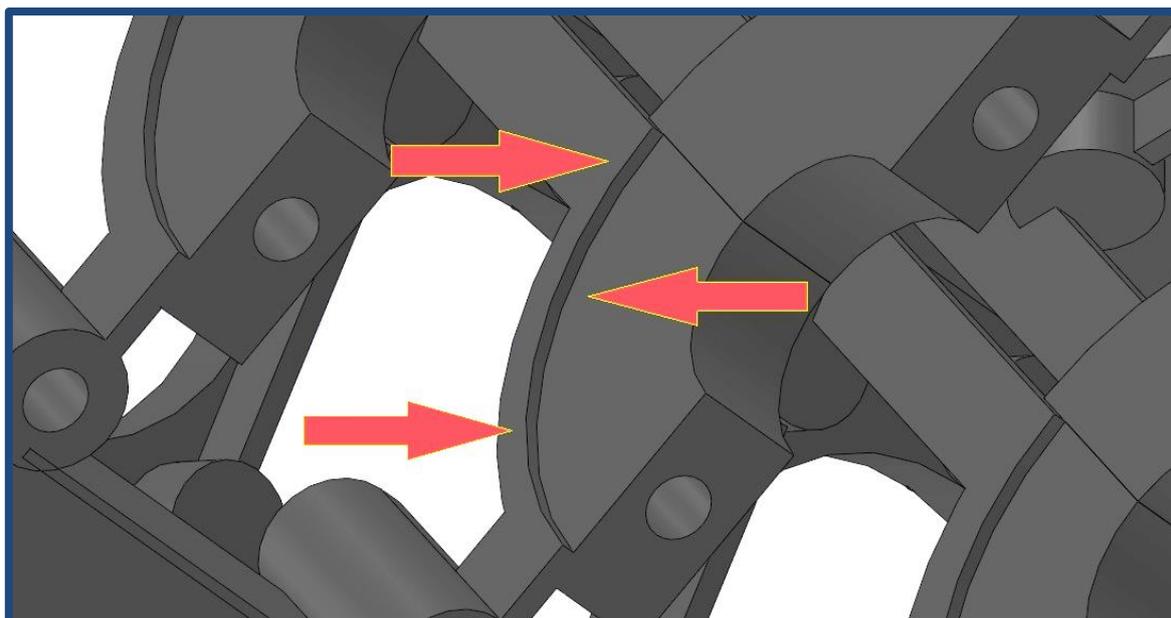


Figura 81

Cap 7

Conclusioni e sviluppi futuri

Il Motore Daimler Benz DB 605 rappresenta il punto di partenza di questo studio (motore a 12 cilindri che sono collocati in due blocchi, ciascuno di 6 cilindri invertiti a V e disposti a 60°, raffreddato a liquido): questo motore aeronautico è stato utilizzato durante la Seconda Guerra Mondiale nei caccia tedeschi Bf 109 e in Italia nei caccia della serie 5.

La mia ricerca si inserisce in un percorso di studio già avviato, nello specifico sono state già effettuate alcune ricerche oggetto di precedenti tesi: tali ricerche si sono sviluppate a partire dalla analisi delle caratteristiche del motore DB 605, per poi valutare soluzioni migliorative in modo da ottenere prestazioni più elevate.

Il primo studio (Ing. Vangelisti) si è concentrato sulla trasformazione del motore ad accensione comandata in un motore ad accensione a compressione (VD007), modificandone il pistone, la testata e l'albero a gomiti in modo che fosse in grado di sostenere i nuovi carichi scaturiti.

Il secondo studio, improntato sulla base del precedente, si è concentrato sul miglioramento strutturale e funzionale dell'albero motore: partendo da una analisi dei carichi si è giunti al

dimensionamento dei cuscinetti, verificando l'equilibratura e le vibrazioni torsionali.

Il mio studio, ripercorrendo i dati e le analisi svolte dai miei predecessori, ha valutato ulteriori soluzioni volte all'innalzamento delle prestazioni del motore.

In via prioritaria è stato necessario definire il numero di cilindri da utilizzare nel nuovo motore a partire dalla ipotesi di una nuova potenza di progetto ($P_{motore}=36000 \text{ CV} = 26460 \text{ KW}$): tale scelta progettuale ha comportato la modifica dell'intera struttura del motore.

Il punto di partenza è stata la costruzione del nuovo diagramma dell'indicatore, che ha subito necessariamente significative modifiche per l'aumento della potenza e la conseguente variazione delle pressioni all'interno del cilindro.

Tramite le formule note si è potuto determinare la P_{media} indicata e la $P_{indicata}$; di conseguenza si è visto che utilizzando 16 cilindri la potenza ottenibile è di 48423 CV pari a 65855 kW.

Questo risultato comporta sostanziali modifiche al precedente progetto dell'albero motore e degli altri componenti correlati.

Il passo successivo è stato la definizione dei parametri fondamentali dell'imbiellaggio, fissati come ipotesi di partenza, partendo dalla velocità massima del pistone pari a 20 m/s: corsa del cilindro (60 mm), raggio di manovella (30 mm) e lunghezza della biella (200mm) e raggio 0,15.

Con il programma Solidworks si è proceduto alla composizione grafica del nuovo albero a gomiti del motore a 16 cilindri: è stato necessario scomporre l'albero nelle sue diverse parti e per ciascuna parte è stata determinata la dimensione ottimale per le nuove esigenze: nello specifico sono stati ridimensionati i perni di banco e manovella, le maschette.

È stato modificato l'angolo tra un perno di manovella e l'altro, adesso pari a 45° , e la disposizione longitudinale dei perni di manovella.

È stato inoltre ipotizzato un nuovo sistema di lubrificazione che prevede la presenza di appositi canali per la circolazione dei fluidi.

Utilizzando un programma agli elementi finiti è stata eseguita una verifica statica al primo gruppo perno di banco-maschetta-perno di manovella-maschetta-perno di banco: sono stati effettuati 2 studi differenti per forza di scoppio e forza di inerzia.

La verifica statica ha dato esito negativo in quanto il carico massimo è risultato decisamente superiore alla tensione di snervamento dell'acciaio 300M; risultato preventivabile alla luce delle forze in gioco e trattandosi di una versione iniziale del progetto.

A questo punto è stato necessario focalizzare l'attenzione sulla progettazione dei cilindri e delle bielle.

Si è pensato di adottare il sistema delle bielle tradizionali affiancate confluenti sulla stessa manovella, mentre negli studi

precedenti era stato proposto il sistema "Fork and Blade" ovvero la soluzione delle bielle a "coltello e forchetta".

Seppure la soluzione precedente risulti di particolare interesse tecnico le bielle tradizionali presentano il vantaggio di un disegno semplice che permette di realizzarle con processi produttivi altrettanto semplici e costi relativamente contenuti, dall'altro però impongono uno sfalsamento dei cilindri delle due bancate pari alla larghezza di una testa di biella ed il motore risulta pertanto più lungo.

Per quanto riguarda la progettazione della biella si sono analizzate alcune soluzioni disponibili in commercio e si è scelto di utilizzare come riferimento il prodotto proposto dalla Azienda ORAL di Modena.

Il basamento è stato pensato in ghisa, di forma triangolare, mentre per la chiusura inferiore è stato progettato un carter, il cui dimensionamento ha tenuto conto dell'ingombro durante il moto della manovella e della biella, il carter è stato collegato al basamento tramite viti opportunamente dimensionate.

Si ritiene che le operazioni di alleggerimento del basamento siano significative per lo sviluppo ottimale del progetto V16.

Il passo successivo è stato il progetto dei cilindri, sviluppato a partire dalla dimensione del pistone, e del sistema di accoppiamento basamento-cilindri, per il quale sono state utilizzate delle viti prigioniere, che sono avvitate da un estremo al basamento e dall'altro estremo alla testata.

E' opportuno fare un piccolo accenno ai materiali da utilizzare per i vari componenti: sono state valutate alcune soluzioni anche in relazione a quanto proposto in commercio.

Per le bielle e lo spinotto si è optato su una scelta abbastanza usuale nei motori ad alta potenza specifica, una lega di titanio Ti-6Al-4V.

Per i cilindri, considerando gli alti regimi e le notevoli pressioni che il pistone deve sostenere è stato scelto l'INCONEL, la sigla fa riferimento ad una famiglia di superleghe a struttura austenitica, a base di nichel e cromo che presentano un'ottima resistenza all'ossidazione alle alte temperature ed alla corrosione.

Per il sistema di raffreddamento dei cilindri è stato pensato uno spazio esterno ai cilindri che permette al liquido di muoversi liberamente, utilizzando delle barriere di lamiera di alluminio collegate tramite semplici viti al basamento e sono stati effettuati anche dei fori di sezione ovale che permettono al fluido di passare da "camera a camera".

Una volta completate tutte le parti si è passati alla fase di assemblaggio, utilizzando il software di disegno 3D Solidworks: durante la fase di assemblaggio si è reso necessario intervenire nuovamente sui componenti già progettati per ottimizzare gli accoppiamenti, adottando le più idonee e opportune modifiche ai componenti.

Nell'assemblaggio si sono riscontrati alcuni problemi dovuti allo sfasamento della bancata di destra rispetto a quella di sinistra,

dovendo mantenere coincidenti i sostegni sul perno di banco dell'albero a gomiti per le due bancate.

Si ritiene che nel complesso le soluzioni proposte in questo studio siano sufficientemente valide e possano essere riproposte in sede di effettiva realizzazione del motore.

Ovviamente dovranno essere eseguiti opportuni approfondimenti per completare il progetto, essendo quella proposta una versione iniziale, che lascia ampi spazi di sviluppo.

Il mio studio, come detto si è inserito in un percorso già avviato in precedenza, e ha offerto un ulteriore contributo che potrà avere altri sviluppi futuri.

Partendo dai dati progettuali emersi in questa ricerca, i passi successivi potranno essere le opportune verifiche per garantire che il nuovo motore sia in grado di sostenere i carichi a cui sarà sottoposto, nello specifico andranno eseguite verifiche torsionali e flessionali sull'albero a gomiti, come è emerso anche dai risultati ottenuti nella verifica statica eseguita agli elementi finiti, ed ulteriori verifiche di resistenza sulla biella.

Inoltre si rileva che la testata progettata da uno degli studi precedenti non risulta più compatibile con il nuovo progetto, sarà opportuno rivedere la progettazione precedente e studiarne la soluzione idonea per il nuovo motore V16.

Ringraziamenti

Con questa tesi si conclude ufficialmente il mio percorso universitario: mi sembra dunque doveroso ringraziare tutti coloro che mi sono stati vicini in questi anni.

Ringrazio in primo luogo il mio relatore, il **Prof. Luca Piancastelli** per avermi dato la possibilità di approfondire un argomento interessantissimo, per avermi seguito in questo lavoro di tesi con professionalità e pazienza e per le sue indispensabili indicazioni, ringrazio inoltre i suoi collaboratori per l'aiuto degli ultimi frenetici giorni.

Ringrazio la mia famiglia: mio **Babbò**, mia **Mamma**, mio **Nonna** e mia **Sorella** che mi hanno sempre sostenuto, stressato (la prematura dipartita dei miei capelli è principalmente colpa vostra!!!), spronato e aiutato. Grazie per aver gioito con me dei miei successi e avermi consolato nelle sconfitte.

Come non ringraziare poi gli Amici storici : **Fala, Giulio, Pino, Cino, Zebra, Cario, Marco**, stiamo diventando grandi e ognuno ha preso la propria strada ma nonostante ciò basta ancora pochissimo per capirci e ricordare le giornate passate a giocare e crescere assieme, so che su di voi posso sempre contare.

Grazie agli **Overize Basket Forlimpopoli**, la Mia squadra, coloro che non sono solo dei semplici compagni di squadra ma veri amici con cui ho condiviso momenti belli e meno belli. Insieme abbiamo combattuto e superato tante battaglie in campo e fuori, e alla fine

sappiamo tutti benissimo che “noi siamo buoni solo a far serata”:
Chicco, Mike, Gianni, Coach, Raffo e Jack.

Grazie agli **Amici**, ma proprio a tutti: nominarvi uno ad uno sarebbe molto lungo e complicato, perdonatemi!

Grazie anche al mio Guru **Andrea Giulianelli** con cui ho diviso parte del mio percorso di studio: mi hai insegnato “a stare al mondo” o forse semplicemente “a stare ad ingegneria”. Grazie per tutti i caffè che non ho bevuto, le chiacchiere, i consigli e le giornate di studio matto e disperatissimo.

Bibliografia

BOCCHI, Giuseppe.

Motori a quattro tempi: moderna teoria dei motori a combustione interna, metodi di calcolo computerizzati, Milano, Ulrico Hoepli Editore.

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

Lezioni di meccanica applicata alle macchine vol. I-II, Bologna, Pàtron editore.

GARRO, Attilio.

Progettazione strutturale del motore, Torino, Levrotto & Bella.

GIACOSA, Dante.

Motori endotermici: motori a ciclo otto e diesel; turbine a gas e motori rotativi; studio termodinamico, architettura, dimensionamento, prove; analisi dei gas di scarico e norme antinquinamento, XV° edizione, Milano, Ulrico Hoepli Editore.

GIOVANNOZZI, Renato.

Costruzione di macchine, Vol. II, Bologna, Patron Editore,

JUVINALL, Robert C. – MARSHEK, Kurt M.

Fondamenti della progettazione dei componenti delle macchine, Pisa, Edizioni ETS.

KER WILSON, W.

Practical solution of torsional vibration problems, Vol. III-IV, New York, Chapman & Hall Ltd.

NIEMANN, Gustav – WINTER, Hans.

Elementi di macchine. Vol. I-II, Berlin, Springer-Verlag; Milano, Edizioni Scienza e Tecnica.

PERSIANI, Franco – SAGGIANI, Gian Marco – LIVERANI, Alfredo – NANNI, Roberto.

Esercitazioni di disegno di macchine. Drafting e modellazione tridimensionale, Bologna, Pitagora Editrice.

VIOLA, Erasmo.

Scienza delle costruzioni, vol. I, Teoria dell'elasticità, Bologna, Pitagora Editrice.

Rivista "Autotecnica".

L'albero a gomiti, Febbraio 91, Marzo 91, Aprile 91

SOFTWARES UTILIZZATI

Adobe Photoshop 5.0 - Adobe System

Microsoft Office Professional 2010 - Microsoft Corporation

Solid Works versione 2012 – Dassault Systèmes