

**ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITA' DI
BOLOGNA**

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe L-9
Sede di Forlì

ELABORATO FINALE DI LAUREA
In
Disegno Tecnico Industriale

**STUDIO ED OTTIMIZZAZIONE DI
COMPONENTI DI MOTORI AD ALTE
PRESTAZIONI**

CANDIDATO
Emilio Frugieri

RELATORE
Prof. Ing. Luca Piancastelli
CORRELATORE
Dott. Ing. Carlo Alberto Ruggeri
Prof. Ing. Franco Persiani
Dott. Ing. Tiziano Bombardi

Anno Accademico 2011/2012 - Sessione III

Indice

Cap. 1 – Introduzione	pag. 1
Cap. 2 – Funzionamento dei motori	pag. 3
2.1 Coppia e potenza	pag. 5
2.2 Ciclo termodinamico Diesel	pag. 6
2.3 Grandezze indicate	pag. 11
2.4 Rendimento organico del ciclo Diesel	pag. 12
2.5 Rendimento termodinamico del ciclo Diesel	pag. 13
2.6 Curve caratteristiche	pag. 15
Cap. 3 – Manovellismo di spinta	pag. 18
3.1 La dinamica del manovellismo	pag. 24
Cap. 4 – Alberi a gomito	pag. 34
4.1 Tipologie costruttive	pag. 36
4.2 Tecniche di lavorazione	pag. 38
4.3 Osservazioni geometriche	pag. 41
4.4 Materiali	pag. 46
Cap. 5 – Vibrazioni	
5.1 Vibrazioni torsionali	pag. 47
5.2 Riduzione ad albero equivalente	pag. 50
5.3 Determinazione dei modi propri del sistema	pag. 54
5.4 Momenti eccitatori e diagramma degli sforzi torsionali	pag. 57
5.5 Sistemi di smorzamento delle vibrazioni torsionali	pag. 63

Cap. 6 – Albero 4L	pag. 68
6.1 Calcolo vibrazioni torsionali	pag. 72
6.2 Verifica flessionale e fatica	pag. 76
Cap. 7 – Albero V12	pag. 79
Conclusioni	pag. 86
Bibliografia	pag. 87
Ringraziamenti	pag. 88

Cap. 1 - Introduzione

La finalità di questa tesi è lo studio e ottimizzazione di due componenti di motori Diesel ad alte prestazioni.

Nel particolare si tratta di due alberi motore, uno appartenente ad un quattro cilindri in linea che indicheremo con “**L4**” e uno ad un dodici cilindri a V di 60° derivato dal primo motore che semplicemente indicheremo con “**V12**”.

In entrambi i casi si parla di motori per autotrazione pesante.

Le fasi dello studio sono fondamentalmente tre: analisi delle sollecitazioni torsionali e confronto con le curve del Lloyd Register of Shipping, analisi flessionale col metodo degli elementi finiti e infine una verifica a fatica.

Vediamo ora la scheda tecnica dei motori in esame.

Il primo motore ha le seguenti caratteristiche:

- Disposizione a quattro cilindri in linea DOHC;
- Ciclo Diesel con doppia sovralimentazione operata da un compressore volumetrico e da un compressore centrifugo per una pressione di sovralimentazione totale di circa 3.5 bar;
- Alesaggio 108mm;
- Corsa 110mm;
- Rapporto Corsa/Alesaggio 1.018;
- Cilindrata unitaria 1007 cm³;
- Potenza massima di circa 415 cv a 4200 rpm;
- Coppia massima di circa 796 Nm da 1200 rpm;

- Potenza specifica di 103 cv/litro;
- Velocità media Pistone di 15,5 m/s;
- Rapporto di Compressione 16:1.

Per questo motore è stato progettato ed ottimizzato interamente l'albero, con verifica torsionale e flessionale a fatica e determinazione del coefficiente di sicurezza, simulando la situazione reale grazie ad un volano massivo posto ad una estremità.

Per quanto riguarda il **V12**, essendo ancora un prototipo ideale, ci siamo limitati al disegno dell'albero e alle verifiche torsionali e flessionali a fatica pur non essendo ancora ben definiti tutti parametri di funzionamento.

Sono stati quindi utilizzati dati approssimativi, ma che ben simulano la situazione reale.

Le diverse caratteristiche del V12 rispetto al L4 da cui deriva sono:

- Corsa 80mm;
- Velocità di rotazione di 6000 rpm;
- Coppia massima superiore a 2000 Nm.

Cap. 2 – Funzionamento dei Motori

I motori a combustione interna sono macchine motrici termiche, progettate per convertire in lavoro meccanico la maggior parte possibile dell'energia liberata bruciando combustibile entro la macchina stessa.

I motori a ciclo Diesel appartengono alla categoria dei motori ad accensione per compressione, in quanto il combustibile viene iniettato, finemente polverizzato, in seno all'aria calda e compressa, 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, in conseguenza del 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 dei combustibili meno pregiati dal punto di vista energetico e pertanto più economici; questo aspetto, unito ai minori consumi specifici di combustibile, contribuisce ulteriormente a rendere maggiormente economica la gestione del motore;
- 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.

Mentre gli **svantaggi** sono:

- si devono adottare più elevati rapporti di compressione, necessari per portare la pressione e la temperatura dell'aria a valori sufficientemente elevati tali da produrre l'autoaccensione del combustibile;
- rapporto peso-potenza elevato; in effetti 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;

- 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

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

Si utilizza un dispositivo (freno dinamometrico) in grado di assorbire e dissipare l'energia meccanica prodotta dal motore, simulando il comportamento dell'effettivo utilizzatore (mezzo di trasporto, generatore elettrico, ecc.). Schematicamente (Figura 2.1) esso è costituito da un rotore collegato all'albero di uscita del motore, accoppiato da forze di natura idraulica o elettromagnetiche, ad uno statore libero di oscillare rispetto alla struttura fissa, perché supportato da essa mediante cuscinetti a basso attrito. Il motore in prova trascina il rotore del freno, che a sua volta tende a mettere in rotazione lo statore con braccio b per impedirne la rotazione. 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

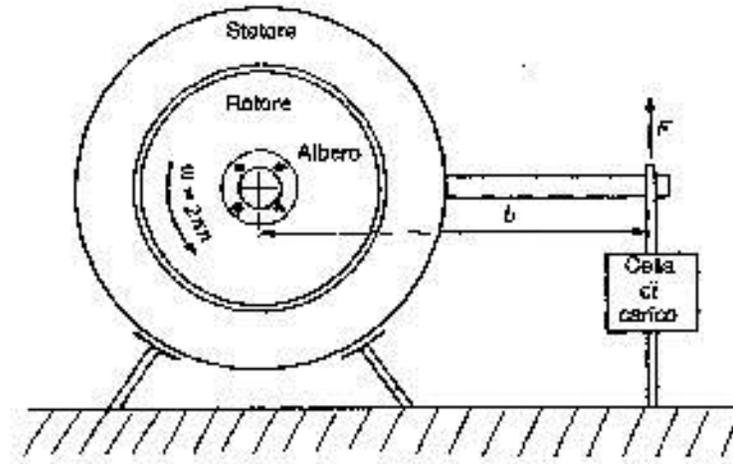


Figura 2.1- Schema banco prova

(Ovvero il regime di rotazione n espresso in giri/s), parimenti rilevata nelle condizioni di prova:

$$P_e = \omega \cdot M_e = 2\pi \cdot n \cdot M_e$$

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 siamo molto lontani dalle condizioni necessarie per fare

un'analisi termodinamica, in quanto la catena di trasformazioni subita dal fluido è aperta, la macchina e il fluido sono ben lontani da un comportamento ideale, inoltre il fluido subisce variazioni di massa e chimiche nel ciclo.

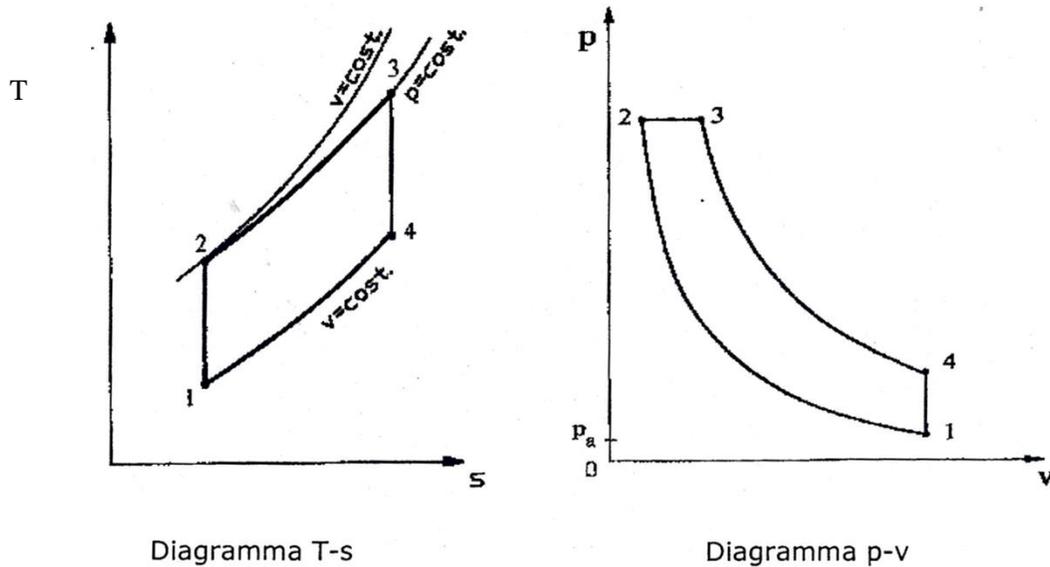


Figura 2.2 – Diagrammi

Per affrontare questa analisi è necessario quindi ipotizzare di chiudere il ciclo e fare riferimento a un fluido ideale all'interno della macchina ideale. Il ciclo ideale che si ottiene è rappresentabile sia su diagrammi T-s che su diagrammi p-v, come possiamo vedere nella Figura 2.2.

Per un primo approccio al funzionamento del motore, si utilizzerà il diagramma di indicatore ideale, riferito ad un fluido e ad una macchina ideali, cioè si considererà un gas perfetto con calore specifico costante, assenza di perdite di carico distribuite e concentrate e movimenti istantanei delle valvole ai punti morti.

Nel ciclo Diesel (Figura 2.2) si distinguono sei fasi:

- 1 (0–1) fase di aspirazione;
- 2 (1–2) fase di compressione isoentropica del fluido;
- 3 (2–3) una trasformazione che rappresenta il processo di combustione; nel caso del Diesel si ipotizza che il fluido riceva calore dall'esterno a pressione costante;
- 4 (3–4) fase di espansione isoentropica del fluido;
- 5 (4-1) una trasformazione che permetta la chiusura del ciclo; si ipotizza una cessione di calore del fluido all'ambiente esterno, a volume costante;
- 6 (4–0) fase di scarico

All'inizio della prima fase (0 –1) il pistone si trova al punto morto superiore (PMS). La valvola di aspirazione è aperta e la corsa discendente del pistone richiama la miscela di aria e benzina nel cilindro; considerando nulle le perdite, la pressione si mantiene costante pari a quella esterna atmosferica.

Giunto al punto morto inferiore (PMI), il pistone inizia la compressione (1–2) del fluido, durante la quale le valvole sono entrambe chiuse; la compressione, nell'ipotesi di pareti adiabatiche e fluido ideale, è isoentropica, descritta dall'equazione:

$$p \cdot V^\gamma = k$$

con γ rapporto tra i calori specifici a pressione e a volume costante (c_p/c_v). Quando il pistone ha raggiunto il PMS, il combustibile iniettato, vaporizza e si mescola con l'aria, formando una miscela aria – combustibile; le condizioni di pressione e temperatura, superiori a quelle di autoaccensione, fanno sì che si inneschi spontaneamente il processo di combustione. Tale

combustione è schematizzabile come un processo a pressione costante (2–3), data la relativa lentezza con cui essa avviene.

La successiva fase (3–4) isoentropica di espansione (le valvole sono ancora chiuse) produce un lavoro positivo. E' di regola utilizzato un volano che immagazzina l'energia meccanica durante la fase attiva, per restituirla durante le fasi passive.

Nel momento in cui il pistone raggiunge il PMI si apre la valvola di scarico e le pressioni si riportano al valore di partenza pari alla pressione atmosferica (4-1).

L'ultima corsa di risalita del pistone espelle i gas di scarico residui e la pressione rimane ancora costante fino all'inizio del nuovo ciclo.

La precedente descrizione del funzionamento di un motore ad accensione spontanea a quattro tempi non è del tutto aderente alla realtà; le differenze fra il ciclo ideale e quello reale sono dovute principalmente ai seguenti motivi:

- le perdite di carico nei condotti non sono trascurabili e pertanto rendono curvilinei i tratti 0-1 e 4-0 delle fasi di pompaggio, le quali si sviluppano in realtà a pressioni variabili, e rispettivamente inferiori e superiori a quella esterna;
- la non istantaneità del moto 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.

Con la rimozione progressiva delle ipotesi semplificative, si passa così al diagramma limite (fluido reale e macchina ideale) e successivamente a quello reale (fluido reale e macchina reale) (Figura 2.3)

Caratteristica peculiare di questo diagramma è quella di dare informazioni sul lavoro totale L scambiato dal fluido durante il ciclo. Agendo la pressione sull'area A_p del pistone, si può formulare la variazione infinitesima di volume dV in funzione dello spostamento infinitesimo ds del pistone:

$$dV = A_p \cdot ds$$

Il lavoro totale prodotto durante il ciclo, definito come lavoro indicato L_i , è uguale all'integrale delle forze di pressione, esteso a tutto il ciclo motore:

$$L_i = \int_{ciclo} p \cdot A_p \cdot ds \quad (2.1)$$

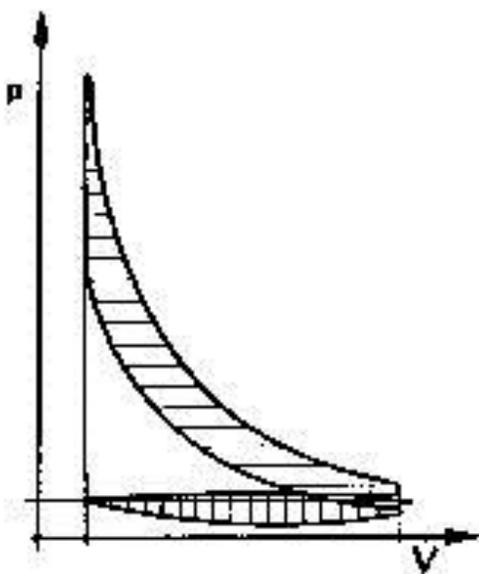


Figura 2.3 – Diagramma di indicatore reale

Grandezze indicate

Partendo dal diagramma di indicatore è stato possibile determinare il lavoro indicato L_i ceduto dal fluido di lavoro al pistone. Analogamente la potenza indicata P_i ceduta al pistone, sarà data dalla derivata del lavoro indicato fatta rispetto al tempo:

$$P_i = dL_i / dt = (L_i \cdot n) / (\tau / 2) \quad (2.2)$$

essendo τ il numero di tempi del motore.

Poiché il lavoro indicato dalla (2.1) dipende dalle dimensioni del cilindro, per ottenere un parametro che consenta un agevole confronto fra motori diversi, conviene considerare il lavoro indicato per unità di cilindrata V , chiamato pressione media indicata p_{mi} :

$$p_{mi} = L_i / V = (1 / V) \cdot \int_{\text{ciclo}} p \cdot dV$$

La p_{mi} rappresenta, quindi, l'ordinata media del ciclo indicato.

Dalla (2.2) si ottiene:

$$P_i = p_{mi} \cdot (V \cdot n) / (\tau / 2) \quad (2.3)$$

Quindi, una volta nota la p_{mi} , è nota anche la potenza indicata del motore.

Il rapporto tra la P_i e la potenza termica messa a disposizione dal combustibile $m_c \cdot K_i$ (con K_i potere calorifico inferiore del combustibile) definisce il rendimento indicato η_i del motore:

$$\eta_i = P_i / (m_c \cdot H_i)$$

Il rendimento indicato è indice dell'efficienza con cui il calore sviluppato dal combustibile è convertito in lavoro meccanico, tramite la pressione dei gas sullo stantuffo.

Rendimento organico del ciclo Diesel

Si tratta del coefficiente che permette di passare dalle grandezze indicate a quelle effettive, tenendo conto del fatto 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_0 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:

$$\eta_0 = P_e / P_i \quad (2.4)$$

permettendo di introdurre il concetto di pressione media effettiva p_{me} :

$$p_{me} = \eta_0 \cdot p_{mi} \quad (2.5)$$

come lavoro effettivo per ciclo e per unità di cilindrata. Questo parametro dà una misura dell'efficienza con cui il progettista è riuscito a sfruttare la cilindrata del motore per un dato regime di rotazione.

Dal valore della pressione media effettiva si ricava il valore della potenza effettiva ottenibile dal motore:

$$P_e = p_{me} \cdot (V \cdot n) / (\tau/2)$$

Ottenuta dalla (2.3) utilizzando le (2.4) e (2.5).

Rendimento termodinamico del ciclo Diesel

Il rendimento termodinamico nel caso del ciclo Diesel vale:

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

dove $\beta = v_1/v_2^1$ è il rapporto di compressione e $b = T_3/T_2$ è 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 sottostante, aumenta all'aumentare di β in quanto aumenta la temperatura di introduzione del calore.

¹ Con $V_1 = V_c + V_2$ e $V_2 =$ volume camera di combustione

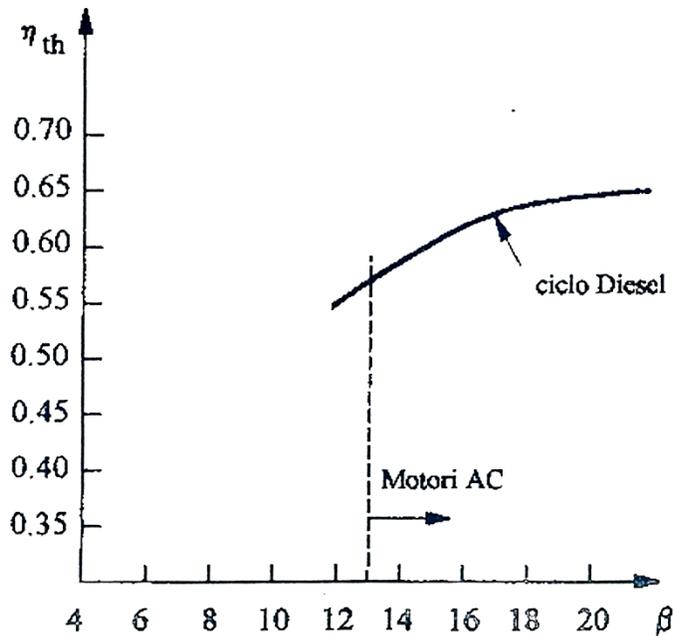


Figura 2.4- Rendimento termodinamico al variare del rapporto di compressione

I rapporti di compressione di un motore diesel vanno solitamente da 14 a 22; il seguente grafico mostra che, confrontando il rendimento termodinamico di questo ciclo con quello di un ciclo otto con rapporto di compressione ≤ 12 (valore tipico per motori a questo ciclo per non incorrere nella detonazione), si ottiene un valore superiore, perché, a parità di calore introdotto e pressione massima in camera, il ciclo diesel scarica meno calore.

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

Curve caratteristiche

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

Le curve che caratterizzano il comportamento di un motore sono quelle che esprimono la coppia motrice M_e e la potenza effettiva P_e in funzione del regime di rotazione, come schematicamente mostrato in figura 2.5.

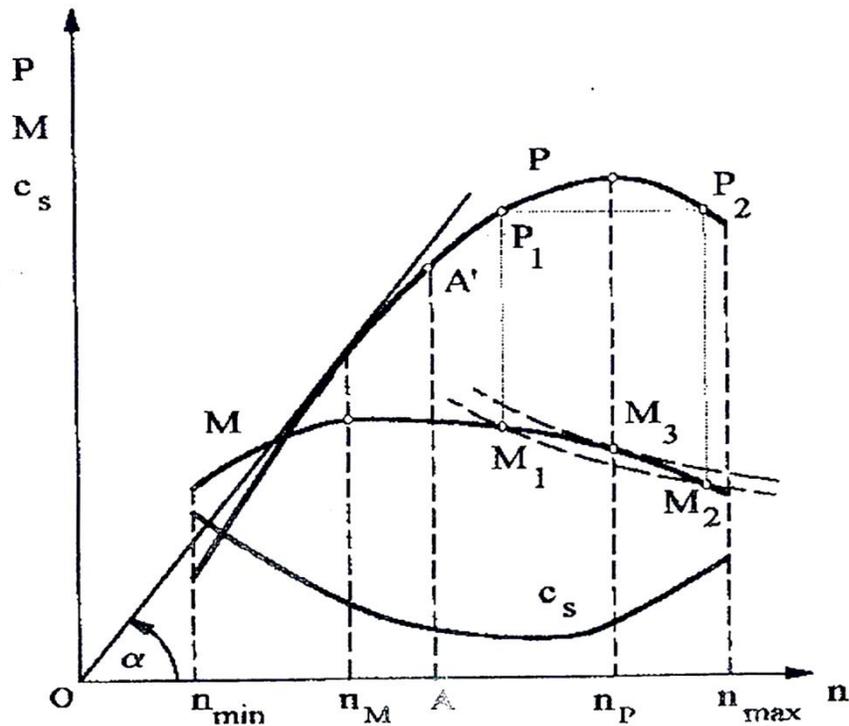


Figura 2.5- Curve caratteristiche

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). Si può quindi dire che in condizioni di funzionamento stazionario i parametri che definiscono il modo di operare del motore sono il regime di rotazione e il carico.

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

La figura 2.5 mostra le tipiche curve caratteristiche per un motore diesel sovralimentato, i cui andamenti sono così spiegabili:

- **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 riempimento².
- **La curva di potenza** si ricava dalla curva di coppia, moltiplicando le ordinate per le rispettive ascisse; l'andamento è quindi rapidamente crescente nel primo tratto in quanto aumentano sia il regime che la coppia; raggiunto il punto di massima coppia la crescita è sempre più

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

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 è di poco superiore a quello di massima potenza, per non sollecitare eccessivamente il motore e garantire una maggior durata. L'intervallo tra il numero di giri minimo e quello massimo ammissibile risulta poco ampio, ossia è ridotto il campo di regimi di pratico impiego di questo tipo di motore.

- ***Il Consumo specifico*** presenta solitamente un minimo in corrispondenza di un carico elevato (80-90%) ad un regime di poco superiore a quello di massima coppia; da questo punto sia con un aumento del regime che con una diminuzione, il consumo cresce. Agli alti regimi aumentano le perdite energetiche, mentre ai bassi cresce la percentuale di calore dissipata.

Cap. 3 – Manovellismo di Spinta

Il manovellismo di spinta è quel meccanismo che permette di trasformare il moto alterno dello stantuffo in moto rotatorio dell'albero motore. Per eseguirne un'analisi dinamica è necessario conoscere le espressioni analitiche della velocità e dell'accelerazione del pistone, che si ricavano dall'analisi cinematica.

Iniziamo col dire che il manovellismo può essere centrato o disassato; nel primo caso l'asse del cilindro interseca l'asse di rotazione dell'albero motore, nel secondo vi è un disassamento concorde con il senso di rotazione dell'albero quando lo stantuffo si trova al punto morto superiore. In questo modo la biella risulta meno inclinata durante le corse interne di espansione ed aspirazione e più inclinata durante le corse esterne di compressione e scarico. Se ciò presenta scarso interesse nei motori leggeri e veloci, risulta molto importante quando si parla di motori lenti come ad esempio i Diesel, in quanto si riduce la spinta laterale massima tra stantuffo e cilindro in espansione.

A seguito della trattazione cinematica vi è anche una trattazione sulla parte dinamica, atta a determinare le forze che si scaricano sull'albero e quindi utili al suo dimensionamento.

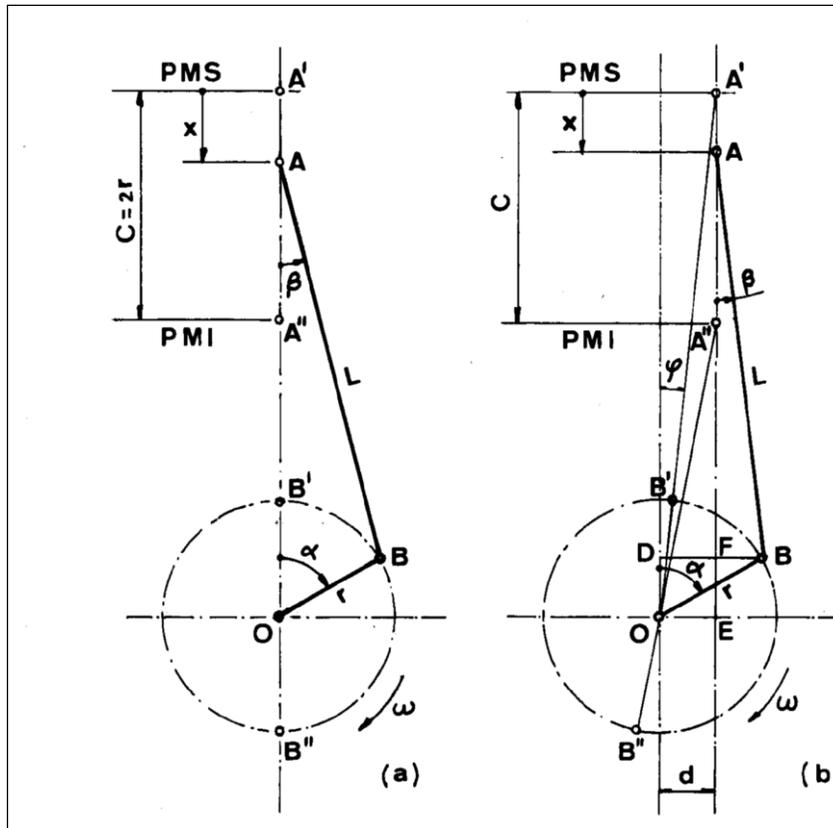


Fig 3.1 manovellismo centrato (a) e disassato (b)

In riferimento alla schematizzazione di Fig.3.1 abbiamo indicato con:

C = corsa dello stantuffo

$r = \frac{C}{2}$ raggio di manovella

L = lunghezza biella

x = spostamento del pistone dal punto morto superiore

β = angolo formato tra l'asse del cilindro e la biella

α = angolo di manovella

ω = velocità di rotazione del motore

d = disassamento del manovellismo

Nel caso di manovellismo disassato lo spostamento del pistone risulta dato dalla seguente relazione:

$$x = A'E - AF - FE = (L+r)\cos\varphi - L\cos\beta - r\cos\alpha \quad (3.1)$$

L'angolo β di inclinazione della biella può essere ricavato sapendo che:

$$BD = r\sin\alpha = L\sin\beta + d$$

da cui:

$$\sin\beta = \frac{r}{L}\sin\alpha - \frac{d}{L}$$

e posto:

$$\lambda = \frac{r}{L} \quad \text{e} \quad \delta = \frac{d}{L}$$

Si ottiene:

$$\sin\beta = \lambda\sin\alpha - \delta \quad (3.2)$$

Quest'ultima equazione ci fornisce il valore dell'angolo di biella in funzione di quello di manovella.

L'angolo φ corrispondente alla posizione di punto morto superiore dello stantuffo si può ricavare nel modo seguente:

$$(L+r)\sin\varphi = d$$

da cui:

$$\sin\varphi = \frac{d}{L+r} = \frac{\delta}{1+\lambda} \quad (3.3)$$

ricordando che:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - (\lambda \sin \alpha - \delta)^2} \quad (3.4)$$

e

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = \sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{1 + \lambda}\right)^2} \quad (3.5)$$

sostituendo nella (3.1) otterremo:

$$x = r \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{1 + \lambda}\right)^2} - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - (\lambda \sin \alpha - \delta)^2} \right] \quad (3.6)$$

Nel caso per noi più interessante ovvero quello di manovellismo centrato ($\delta = 0$), le precedenti relazioni diventano:

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha \quad (3.7)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \quad (3.8)$$

$$x = r \left[1 - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \right] \quad (3.9)$$

Derivando la (3.9) rispetto al tempo otteniamo la velocità di spostamento del pistone nella seguente forma:

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = r \left(\sin \alpha + \lambda \frac{\cos \alpha \sin \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) \omega = \omega r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right)$$

dove:

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{\pi n}{30} \text{ rad / s}$$

è la velocità angolare dell'albero motore ed n il numero di giri al minuto. Inoltre trascurando il termine $\lambda^2 \sin^2 \alpha$ la velocità di traslazione dello stantuffo diviene (Fig 3.2):

$$v = \omega r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (3.10)$$

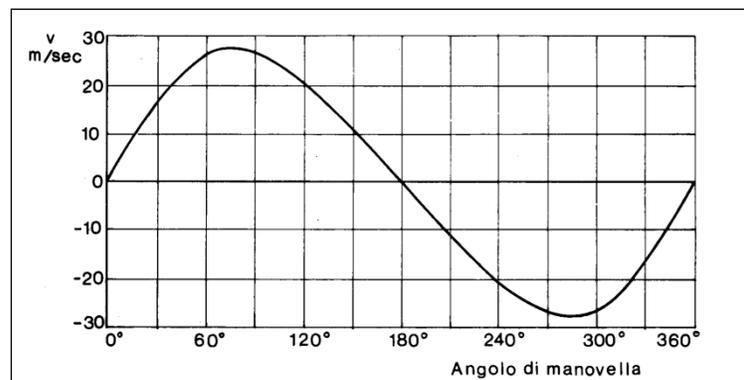


Fig 3.2 velocità dello stantuffo in funzione dell' angolo di manovella

derivando ora la (3.10) rispetto al tempo otterremo l'accelerazione dello stantuffo nella seguente forma:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (3.12)$$

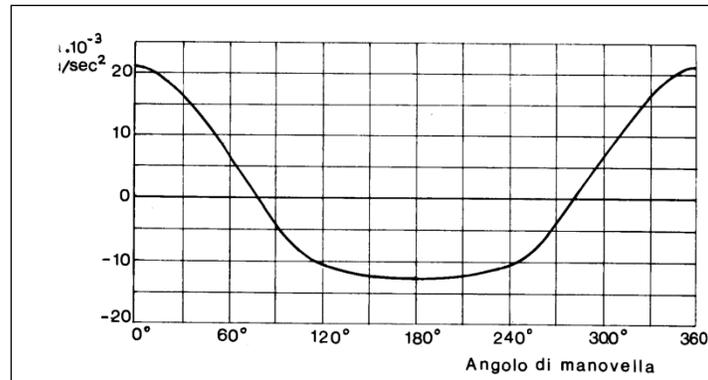


Fig 2.3 Accelerazione dello stantuffo in funzione dell' angolo di manovella

Derivando la (3.7) sempre rispetto al tempo otterremo la velocità angolare della biella:

$$\omega_b = \frac{d\beta}{dt} = -\omega^2 \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \quad (3.13)$$

mentre la sua accelerazione, ricordando la (3.8), sarà data da:

$$\dot{\omega}_b = \frac{d\omega_b}{dt} = -\omega^2 \lambda \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \beta} - \lambda \frac{\sin \beta \cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right) \quad (3.14)$$

La dinamica del manovellismo

Le forze che agiscono sul manovellismo si suddividono in forze dovute alla pressione dei gas contenuti nel cilindro e forze d'inerzia agenti sulle parti in movimento (Fig 3.4).

Le forze di pressione si ricavano dalla seguente relazione:

$$F_g = (p(\alpha) - p_0) \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.15)$$

dove:

D = diametro dello stantuffo

$p(\alpha)$ = pressione dei gas in camera di combustione in funzione dell'angolo di manovella

p_0 = pressione all'interno del basamento

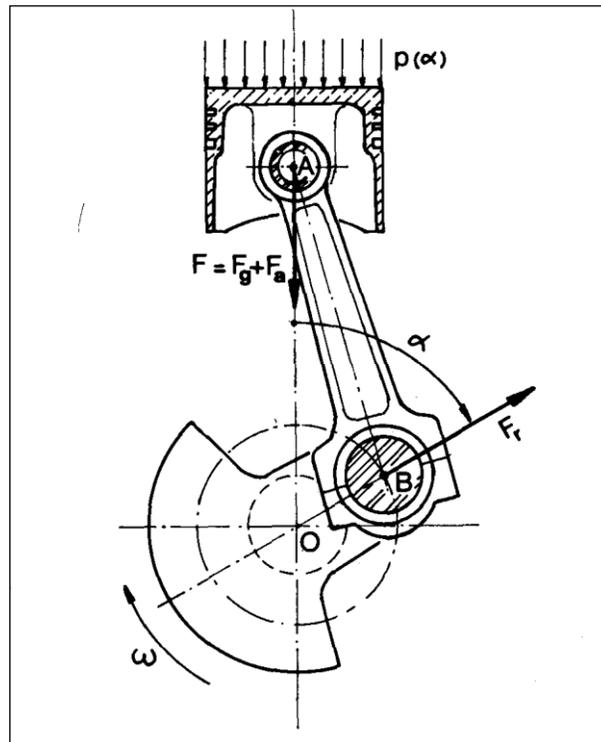


Fig 3.4 Forze agenti sul manovellismo

Le forze d'inerzia che agiscono sulle parti mobili del manovellismo, si suddividono in forze alterne e forze rotanti.

Le forze alterne si calcolano con la nota relazione:

$$F_a = -m_a a$$

dove:

m_a = massa

a = accelerazione

e sostituendovi la (3.12) otteniamo:

$$F_a = -m_a \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (3.16)$$

Questa espressione mostra che la forza d'inerzia costantemente diretta lungo l'asse del cilindro, variabile in grandezza e verso, avente segno opposto a quello dell'accelerazione, è costituita dalla somma dei due seguenti termini:

$$F_a^i = -m_a \omega^2 r \cos \alpha \quad (3.17)$$

che rappresenta la forza alterna d'inerzia del primo ordine ed:

$$F_a^{\text{II}} = -m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha \quad (3.18)$$

Che rappresenta la forza alterna d'inerzia del secondo ordine.

Le parti dotate di moto rotatorio sono soggette alla forza centrifuga:

$$F_r = m_r \omega^2 r \quad (3.19)$$

Essa è rappresentabile come un vettore rotante a velocità ω e passante per l'asse di rotazione della manovella.

Nella (3.19), m_r rappresenta la massa rotante ridotta al raggio di manovella r ; la riduzione deve essere effettuata assicurando l'uguaglianza tra le forze centrifughe agenti sulle masse effettive e quelle agenti sulle masse ridotte. Pertanto la massa del perno di biella m_p non richiede riduzione, essendo il suo baricentro a distanza r dall'asse di rotazione della manovella, mentre le masse m_w dei bracci di manovella (compresi i contrappesi) devono essere ridotte imponendo l'uguaglianza dei momenti statici come segue:

$$m_{wr} = m_w \frac{r_w}{r} \quad (3.20)$$

dove, come si vede da Fig 3.5:

m_w = massa effettiva

r_w = centro di gravità della massa effettiva

m_{wr} = massa ridotta

r = raggio di manovella

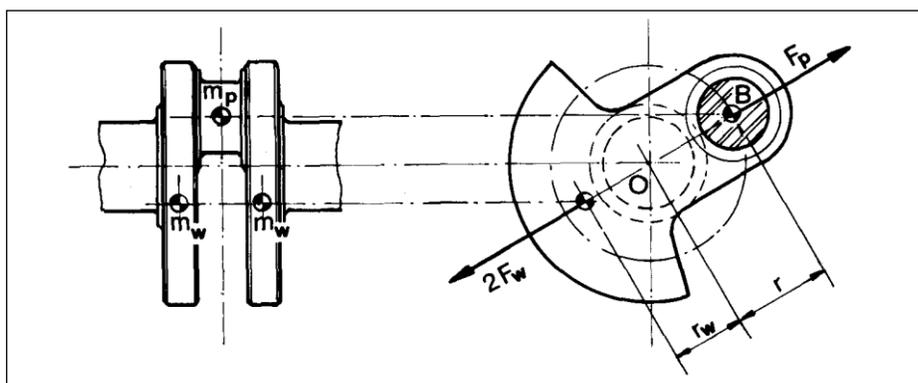


Fig 3.5 Forze centrifughe sulla manovella

Quindi nel caso evidenziato in Fig 3.5 per l'intera manovella risulta:

$$m_{mr} = m_p - m_{wr} \quad (3.21)$$

con m_{mr} generalmente minore di zero (a causa dei contrappesi) e quindi F_{mr} diretta come F_w (Fig 3.5).

Le parti dotate di moto rototraslatorio (gruppo della biella) sono sostituite, per semplicità di trattazione, con un sistema di masse concentrate ciascuna delle quali risulta animata di moto semplice.

Si dimostra che un corpo di massa diffusa, animato da un moto rototraslatorio piano qualsiasi, può essere sostituito con un sistema di tre masse concentrate in tre punti arbitrari di una retta giacente sul piano del moto e passante per il baricentro del corpo.

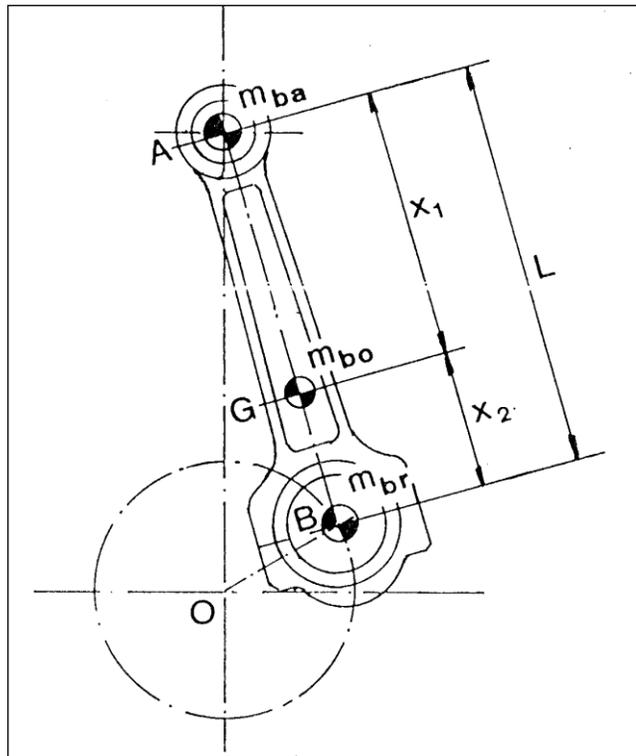


fig. 3.6 Riduzione della biella

Affinché i due sistemi risultino dinamicamente equivalenti è necessario imporre la conservazione della massa totale, del baricentro e del momento d'inerzia rispetto al baricentro.

Facendo riferimento alla figura (3.6) possiamo pensare di sostituire la biella con tre masse concentrate:

- una nel centro del piede di biella dotata di moto alterno (m_{ba})
- una nel baricentro G della biella (m_{bo})
- una nel centro della testa di biella dotata di moto rotatorio (m_{br})

Indicando con m_b la massa totale della biella e con J_z il suo momento d'inerzia rispetto ad un asse passante per il baricentro G e normale al piano del moto si ottiene, imponendo le precedenti condizioni:

$$m_{ba} + m_{br} + m_{bo} = m_b \quad (3.22)$$

$$m_{ba} X_1 = m_{br} X_2 \quad (3.23)$$

$$m_{ba} X_1^2 + m_{br} X_2^2 = J_z \quad (3.24)$$

da cui si ottiene:

$$m_{ba} = \frac{J_z}{LX_1}; m_{br} = \frac{J_z}{LX_2}; m_{bo} = m_b = -\frac{J_z}{X_1 X_2};$$

Questa sostituzione presenta tuttavia un inconveniente, infatti per calcolare la forza d'inerzia agente sulla massa m_{bo} occorre conoscere la legge del moto del baricentro G.

Per aggirare l'ostacolo si può pensare di sostituire la biella con due sole masse concentrate:

- una nel centro del piede di biella (m_{ba})
- una nel centro della testa di biella (m_{br})

Risulta tuttavia evidente che un sistema di due sole masse concentrate non può soddisfare tutte le equazioni (3.22), (3.23), (3.24).

Per ovviare a questo inconveniente introduciamo un momento d'inerzia puro J' , entità che non ha nulla di fisico, ma che serve unicamente a soddisfare le equazioni precedenti e di cui si dovrà tener conto nell'esprimere l'energia cinetica della biella.

Risulta pertanto:

$$m_{ba} + m_{br} = m_b$$

$$m_{ba} X_1 = m_{br} X_2$$

$$m_{ba} X_1^2 + m_{br} X_2^2 + J' = J_z$$

dalle quali ricaviamo i valori di m_{ba} , m_{br} e J' .

Il momento d'inerzia J' risulta negativo e mediamente assume il valore:

$$J' = -(0.01 \div 0.03) m_b \left(\frac{r}{\lambda}\right)^2$$

Volendo effettuare calcoli teorici precisi sarebbe necessario applicare al sistema un momento correttivo delle forze d'inerzia:

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

che, essendo $J' < 0$, sarebbe diretto secondo l' accelerazione angolare della biella. Poiché i valori numerici di questo momento sono piccoli, essi vengono trascurati e sono conservate solo le prime due condizioni di equivalenza.

In questo modo la massa totale m_b della biella risulta scomposta in una massa m_{ba} concentrata nel punto A ed animata di moto alterno ed in una massa m_{br} concentrata nel punto B ed animata di moto rotatorio.

Per la maggior parte dei motori per autotrazione risulta:

$$m_{ba} = (0.2 \div 0.35)m_b$$

$$m_{br} = (0.65 \div 0.8)m_b$$

Quindi l' intero manovellismo è sostituito da un sistema di due masse concentrate collegate da un tratto rigido privo di peso (Fig 3.7).

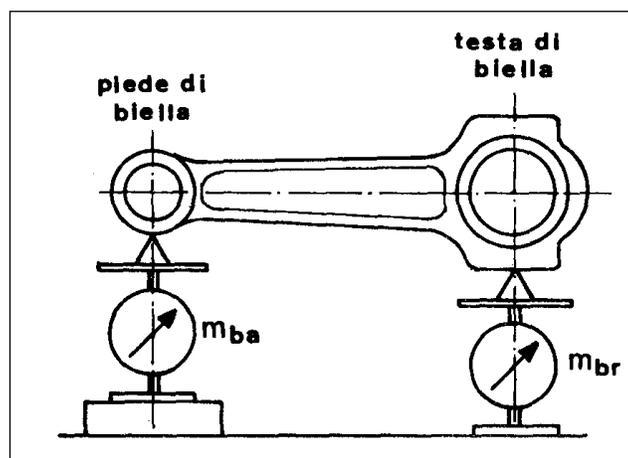


Fig 3.7 Masse alterna e rotante della biella

Le masse alterne concentrate in A sono:

$$m_a = m_s + m_{ba}$$

dove m_s è la massa dello stantuffo completo di fasce elastiche e spinotto.

Le masse rotanti concentrate in B sono:

$$m_r = m_{mr} + m_{br}$$

dove m_{mr} è la massa rotante dell'intera manovella ridotta al raggio r.

Facendo riferimento alla figura 3.8 la forza F_b diretta secondo l'asse della biella è la risultante della forza F diretta secondo l'asse del cilindro e della forza di reazione F_n esercitata dalla parete del cilindro stesso.

Dove:

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}_g + \mathbf{F}_a$$

$$\mathbf{F}_n = \mathbf{F} \tan \beta$$

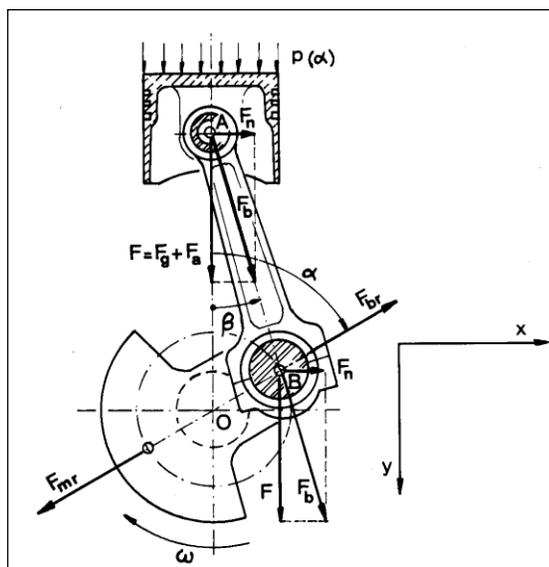


Fig 3.8 Forze agenti sul manovellismo

La somma vettoriale delle due forze scritte sopra si scarica sul perno di biella dove agisce inoltre la forza centrifuga dovuta alla massa rotante della biella:

$$F_{br} = m_{br} \omega^2 r \quad (3.26)$$

Ora siamo in grado di calcolare le componenti delle forze trasmesse dalla biella al perno di biella in qualsiasi sistema di riferimento.

- Forze trasmesse rispetto al sistema di riferimento fisso xy

$$F_x = F_n + F_{br} \sin \alpha = F \tan \beta + F_{br} \sin \alpha = (F_g + F_a) \tan \beta + F_{br} \sin(\alpha) \quad (3.27)$$

$$F_y = F - F_{br} \cos \alpha = F_g + F_a - F_{br} \cos \alpha \quad (3.28)$$

sostituendo in (3.27) e (3.28) le (3.15), (3.16) e (3.26) si ottiene:

$$F_x = [(p(\alpha) - p(0)) \frac{\pi D^2}{4} - m_a \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)] \tan \beta + m_{br} \omega^2 r \sin \alpha \quad (3.29)$$

$$F_y = [(p(\alpha) - p(0)) \frac{\pi D^2}{4} - m_a \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)] - m_{br} \omega^2 r \cos \alpha \quad (3.30)$$

Il vettore risultante di F_x ed F_y vale in modulo:

$$R = (F_x^2 + F_y^2)^{1/2}$$

- Forze trasmesse rispetto al sistema di riferimento solidale con la biella wZ

Come si nota guardando la (Fig 3.9) le forze trasmesse dal cuscinetto al perno valgono:

$$F_w = F_x \cos \beta - F_y \sin \beta \quad (3.31)$$

$$F_z = F_x \sin \beta + F_y \cos \beta \quad (3.32)$$

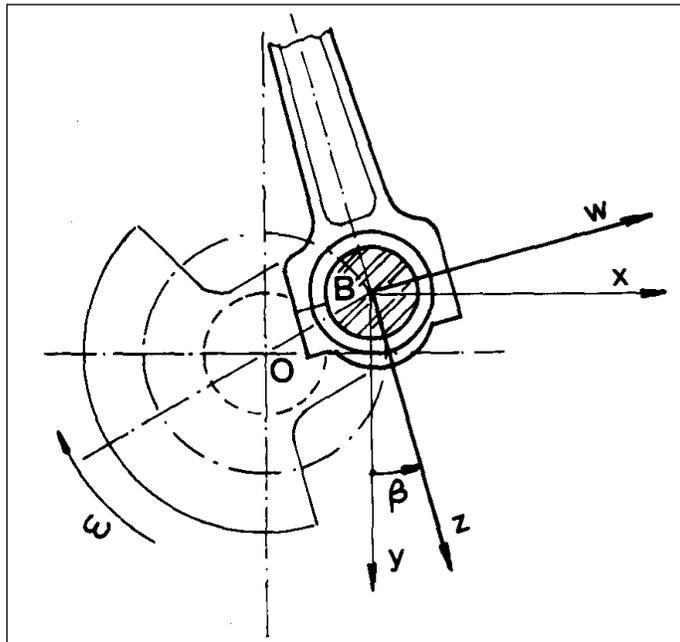


Fig 3.9 Sistema di riferimento wZ solidale con la biella

Cap. 4 – Alberi a Gomito

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 (vedi Fig. 4.1).

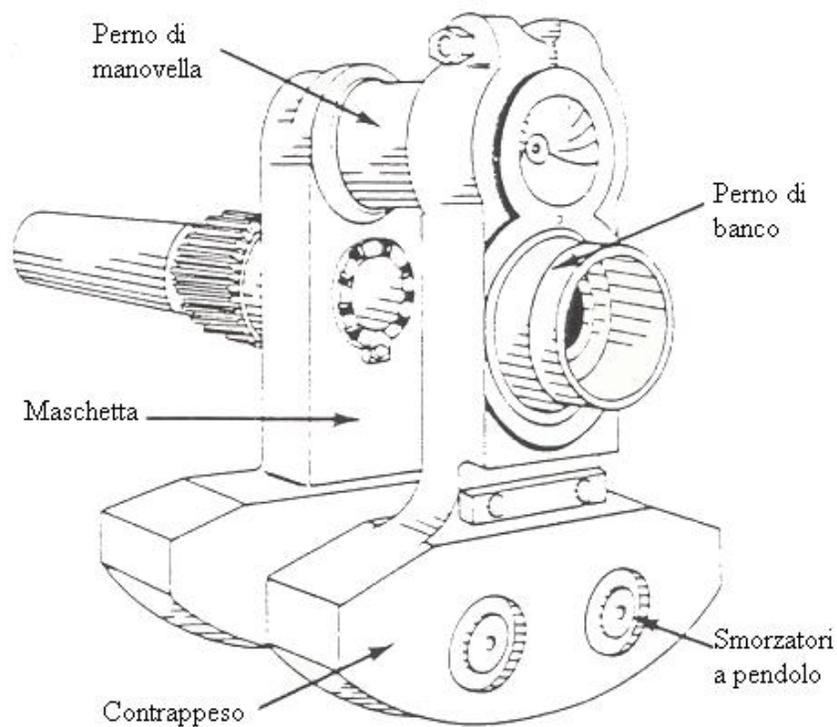


Fig. 4.1

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

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

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

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

L'olio infatti non ha solo funzioni lubrificanti, ma deve lambire le superfici in modo da asportare il più possibile il calore che si sviluppa per attrito; dopo avere ben lubrificato le bronzine, si smaltisce nel carter del motore sfuggendo attraverso il gioco tra le portate laterali della bronzina ed il raccordo di spallamento dell'asse a gomito, sia sui perni di banco, sia sulle bielle. Da ciò nasce la necessità di lasciare un gioco determinato fra bronzina e spallamento e l'opportunità di lasciare la bronzina libera assialmente, o di guidarla.

Tipologie costruttive

Gli alberi a gomiti sono ordinariamente ottenuti per stampatura da masselli di acciaio al carbonio con o senza cromo e manganese (specialmente nei grossi alberi) o di 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.

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

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

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

fibre, ad esempio alle estremità dei perni di manovella per la creazione degli spallamenti, conviene pertanto avere un materiale con struttura il più possibile uniforme.

I perni di banco ed i perni di manovella vengono poi rettificati sulle 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 o in più pezzi (Fig. 4.2): 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.

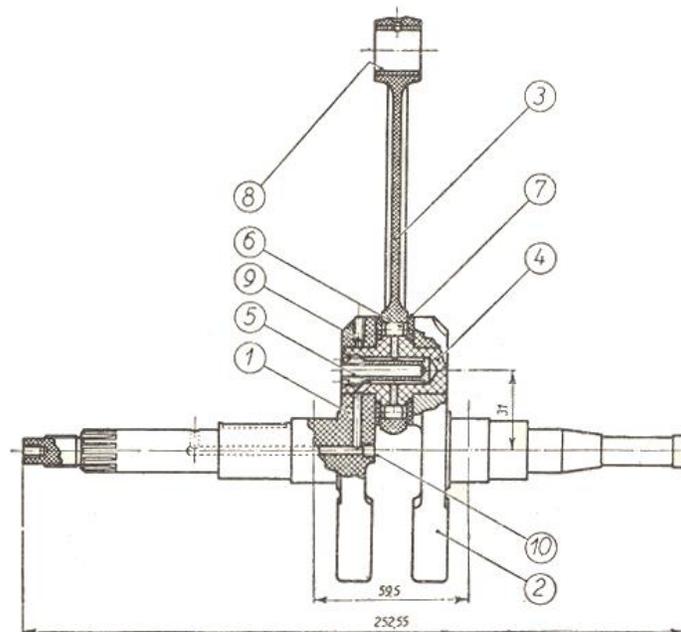


Fig. 4.2

Accorgimenti tecnologici

Tecniche di lavorazione

L'albero a gomiti è un componente dalla complessa geometria e risulta intensamente sollecitato da cicli di carico che rendono il rischio di rottura a fatica molto elevato. Per questi motivi è necessario riporre particolare attenzione nelle lavorazioni meccaniche e nello studio dei particolari geometrici che lo riguardano.

Fino a non moltissimi anni addietro la lavorazione degli alberi a gomiti poneva non pochi problemi ai costruttori automobilistici. Alcune operazioni più che essere difficoltose richiedevano tempi decisamente lunghi; è tipico il caso dei perni di banco e di biella che venivano torniti uno alla volta con macchine utensili nelle quali addirittura per regolazione della velocità di taglio e per l'avanzamento dell'utensile ci si affidava alla abilità e alla esperienza dell'operatore. Ancor oggi in svariati casi si torniscono i perni uno alla volta, ad esempio per gli alberi destinati ai motori da competizione e per quelli di rilevanti dimensioni. Nelle produzioni automobilistiche di grande serie però si fa praticamente sempre ricorso a macchine automatiche nelle quali la lavorazione di tutti i perni viene effettuata contemporaneamente.

E' importante che durante le operazioni di tornitura dei perni l'albero motore sia adeguatamente supportato in modo da evitare ogni rischio di difetti geometrici derivanti da una sua flessione (che si può verificare in

seguito al carico esercitato dagli utensili). La tornitura dei perni viene di norma seguita da una prima rettifica; negli alberi in acciaio e in quelli in ghisa destinati a subire un trattamento termico o termochimico al termine di questa operazione deve rimanere sui perni stessi un certo sovrametallo (in genere dell'ordine di $0,4 + 0,6$ mm sul diametro) destinato ad essere asportato nel corso della rettifica finale. Analoghe avvertenze devono come logico essere prese anche per gli spallamenti laterali dei perni, dai quali nella fase di finitura non di rado si asportano $0,2 + 0,4$ mm di metallo. Per conferire proprietà antifrizione è indispensabile impartire ai perni dell'albero a gomiti una elevata durezza. Per ottenere questo requisito vengono utilizzati vari tipi di trattamento.

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

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

In passato la realizzazione delle canalizzazioni di passaggio per il lubrificante è stata difficoltosa e fonte di problemi sia per il diametro in genere piuttosto ridotto che per la notevole lunghezza delle canalizzazioni stesse (Fig 4.3).

Successivamente sono state messe a punto delle macchine automatiche nelle quali la foratura di tutte le canalizzazioni poteva essere effettuata contemporaneamente. Nelle foratrici odierne la punta, dotata di spirale a due principi, lavora praticamente immersa nel fluido da taglio continuamente emesso da appositi ugelli.

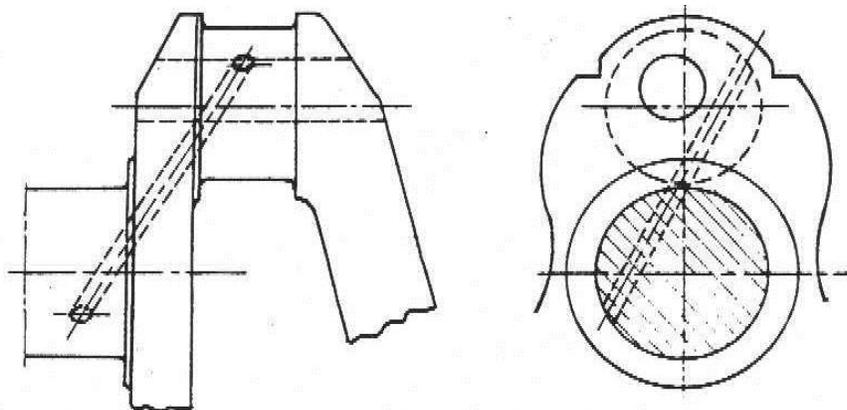


Fig. 4.3

In genere la foratura viene effettuata in più fasi, ritraendo periodicamente la punta per liberarla dai trucioli. Negli alberi ottenuti da fusione in genere i perni di biella (e talvolta, almeno in una certa misura, anche quelli di banco) sono cavi internamente. Le canalizzazioni di passaggio olio in questo caso vengono spesso praticate, mediante foratura alla macchina utensile, facendo bene attenzione ad evitare queste cavità. In certi casi però si preferisce ricorrere a tubetti metallici riportati.

In qualche caso l'olio passa all'interno delle cavità stesse. Le estremità delle canalizzazioni di passaggio olio che non terminano in corrispondenza della superficie di lavoro dei perni dell'albero vengono chiuse mediante tappi che a seconda dei casi possono essere installati a pressione oppure avvitati. In questo secondo caso si impiegano di norma dei grani filettati con cava

esagonale, la cui filettatura viene cosparsa con un potente collante prima dell'inserimento.

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

Alcuni costruttori di cuscinetti a strisciamento raccomandano di effettuare la prima rettifica facendo ruotare l'albero in senso opposto a quello in cui esso gira quando è installato nel motore. La rettifica finale va poi eseguita invertendo il senso di rotazione dell'albero (che risulta così eguale a quello nel quale esso gira una volta nel motore). Questa rettifica viene seguita quasi sempre da una lucidatura dei perni, effettuata utilizzando della tela abrasiva finissima.

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

Osservazioni geometriche

Per migliorare la resistenza a fatica degli alberi è importante che non vi siano repentine variazioni di sezione, che causano inaccettabili concentrazioni di tensione, né spigoli vivi. Occorre quindi dotare, di un

opportuno raggio di curvatura i raccordi tra i perni e gli spallamenti laterali; in alternativa questi stessi raccordi possono essere rullati.

Scelti i valori delle dimensioni principali dell'albero, la scelta del raggio di raccordo è quella che più influenza la resistenza a fatica. Un raccordo elevato aumenta notevolmente la resistenza. Quando non risulta possibile avere un raccordo adeguato a causa dell'insufficiente lunghezza dei supporti, è consigliabile effettuare delle gole di scarico come mostrato in Fig. 4.4.

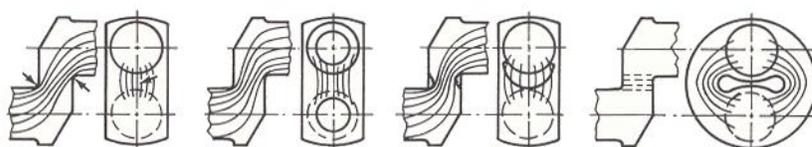


Fig. 4.4

Raccordi non circolari sono leggermente migliori di raccordi circolari, ma non sono generalmente utilizzati per questioni di costo, tranne che in rari casi di alberi di rilevanti dimensioni.

Generalmente un albero con semplice spallamento è più resistente dell'albero con maschetta, ciò è dovuto alla non uniforme distribuzione delle tensioni tra supporto di biella e maschetta, le quali tendono a concentrarsi sul raccordo interno.

Ai fini del conseguimento di una elevata rigidità è risultata di grande importanza l'adozione di perni di banco e di biella di diametro sempre maggiore e di lunghezza via via minore (i perni lunghi e di piccolo diametro di una volta erano in larga misura dovuti alla necessità di disporre di una

elevata superficie di appoggio senza però raggiungere velocità di strisciamento considerevoli per non mettere in crisi i cuscinetti).

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

Il rapporto tra la lunghezza e il diametro dei perni, sia di banco che di biella, è mediamente compreso tra 0,40 e 0,62 (i valori più bassi sono i preferiti per i perni di banco). Molto importante è il ricoprimento (overlap) tra i perni, che assicura una notevole rigidità all'albero (Fig 4.5).

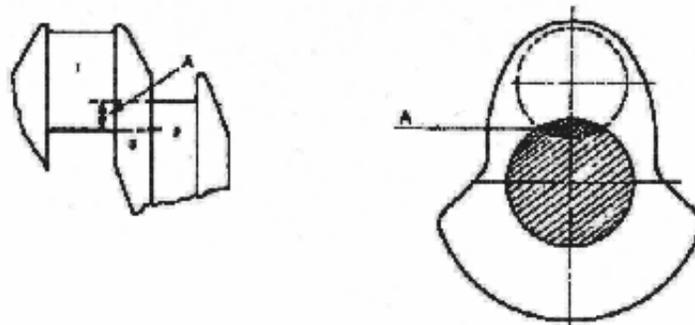


Fig. 4.5

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

In Fig. 4.6 sono mostrati i risultati di prove di rottura a fatica, la lunghezza della linea verticale rappresenta la tensione torsionale ciclica che l'albero può sopportare per diversi milioni di cicli senza rompersi.

L'albero di Fig. 4.6a è quello che sfrutta peggio il materiale, infatti, sia le sollecitazioni di flessione che quelle di torsione hanno una distribuzione lineare che aumenta spostandosi dal centro della sezione circolare, quindi la parte interna dell'albero risulta quasi ininfluente ai fini dell'assorbimento di tensione. Un netto miglioramento si ha forando l'albero con fori rettilinei (Fig. 4.6g) o ancora meglio con fori complessi (Fig. 4.6b-c), naturalmente più costosi.

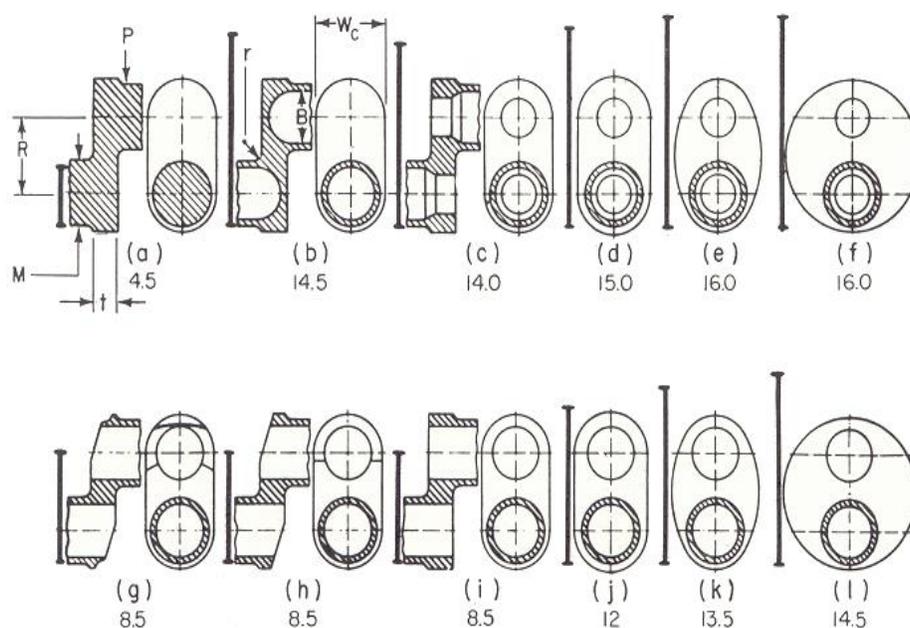


Fig. 4.6

L'utilizzo di maschette smussate (Fig. 4.6h) comporta riduzioni di peso senza rilevanti diminuzioni di resistenza, almeno nei casi di maschette relativamente spesse.

Un aumento delle dimensioni trasversali della maschetta ha un rilevante effetto in caso di fori rettilinei (Fig. 4.6i-j), un effetto minore nel

caso di fori complessi (Fig. 4.6c-d). Un aumento eccessivo non comporta vantaggi dal punto di vista della resistenza (Fig. 4.6 d-f, k-l).

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

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

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

Gli errori più comuni nella progettazione di un albero motore sono:

- la presenza fori per la lubrificazione passanti troppo vicino ai raccordi tra perni e maschetta
- filetti in corrispondenza di zone ad alta sollecitazione
- raccordi troppo ridotti o addirittura spigoli vivi, sia cavi che convessi
- eccessivi smussi delle maschette, specialmente in caso d'alberi alleggeriti e con maschette di ridotto spessore

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

Materiali

Gli acciai usati sono generalmente acciai comuni, aventi, $R_s = 600 \div 700$ MPa. Negli alberi a gomito dei motori aeronautici, fortemente sollecitati, si usano invece acciai al Cr-Mo o al Cr-Ni-Mo

Come accennato al paragrafo precedente, sono anche usati alberi in ghisa (malleabile, sferoidale, legata, acciaiata, grigia di qualità) con $R_s = 450 \div 900$ MPa; i quali, se ben costruiti, raggiungono resistenze solo di poco inferiori a quelle dei corrispondenti alberi d'acciaio.

Nel nostro caso, essendo i motori in questione costruiti per utilizzi speciali e dovendo sopportare notevoli sollecitazioni a causa delle grandi potenze in gioco, è stato scelto un acciaio speciale, il 36NiCrMo16, le cui caratteristiche sono:

- Tensione di rottura $R_u = 1250$ MPa
- Tensione di snervamento $R_s = 1050$ MPa
- Modulo di Young $E = 210000$ MPa
- Modulo di elasticità tangenziale $G = 79000$ MPa

Cap. 5 – Vibrazioni

Vibrazioni Torsionali

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.

L'illustrazione del procedimento di calcolo avverrà seguendone progressivamente le successive fasi di esecuzione. Precisamente:

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.

Simbologia

α = angolo di manovella

A_r = amplificazione dinamica alla risonanza

A_x = amplificazione dinamica in condizioni di non risonanza

A_k = ampiezza del termine in seno d'ordine k

B_k = ampiezza del termine in coseno d'ordine k

δ_k = angolo di fase tra i vettori rotanti d'ordine k

g_i = ampiezza d'oscillazione del volano i-esimo

ε_i = valore ridotto dell'ampiezza d'oscillazione del volano i-esimo

f_c = frequenza della vibrazione libera secondo il modo proprio considerato

f_k = frequenza della generica componente armonica d'ordine k

G = modulo di elasticità tangenziale del materiale

J_i = momento polare d'inerzia del volano i-esimo

K_i = rigidità torsionale del tratto i-esimo

k = numero d'ordine delle componenti armoniche

L = lunghezza biella

L_k = lavoro di eccitazione compiuto in un periodo dalle componenti armoniche di ordine k

L_s = lavoro dissipato durante un periodo

λ = rapporto raggio di manovella/lunghezza biella = r/L

$M(\alpha)$ = momento motore istantaneo dovuto al singolo cilindro

M_k = componente armonica d'ordine k del momento motore

M_{si} = momento smorzante agente sul volano i-esimo

m = numero delle masse volaniche

m_a = masse alterne per il singolo cilindro

m_{ba} = massa alterna della biella

m_{br} = massa rotante della biella

n = numero di giri del motore

n_{ck} = regime di risonanza con l'eccitazione d'ordine k

P_e = potenza effettiva del motore

p_{mi} = pressione media indicata

p_t = pressione tangenziale

r = raggio di manovella

S = area della sezione retta del cilindro

T_k = ampiezza risultante della componente armonica d'ordine k

τ = sforzo di torsione

V = cilindrata totale del motore

X = rapporto di frequenza

z = numero dei cilindri

φ_k = angolo di fase della componente armonica d'ordine k

ω = velocità angolare

ω_c = costante di frequenza della vibrazione libera secondo il modo proprio considerato

Riduzione ad albero equivalente

- Calcolo delle masse volaniche:

L'albero equivalente è costituito da un albero rettilineo, elastico e supposto privo di massa propria, portante n masse volaniche che corrispondono ai cilindri mentre la n -esima rappresenta il volano (se presente). Ciascuno dei volani comprende evidentemente un sistema stantuffo-biella-manovella e nella determinazione del suo momento polare d'inerzia entra in gioco l'influenza delle masse alterne.

Come noto, le masse alterne comprendono la massa dello stantuffo con fasce elastiche, quella dello spinotto ed una parte m_{ba} della massa della biella. La determinazione dei valori da assegnare alle masse alterna m_{ba} e rotante m_{br} della biella va effettuata come descritto nel capitolo 3 (pag. 30).

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

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

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

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

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

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

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

Il calcolo di tali momenti d'inerzia è effettuabile con l'ausilio del calcolatore, Solidworks 2012 nel nostro caso.

In questo modo è possibile determinare i momenti d'inerzia J_1, \dots, J_{n-1} da assegnare ai primi $n-1$ volani (uno per ogni cilindro). Il momento d'inerzia J_n da assegnare all'ultimo volano equivalente, sarà infine il momento d'inerzia del volano.

- Calcolo della rigidezza torsionale

Rimane da valutare la rigidezza torsionale dei tratti di albero a gomiti compresi tra le varie masse volaniche. Inizialmente si calcola il rapporto tra lunghezza e diametro del tratto di albero rettilineo equivalente. A tale scopo, dalla letteratura classica vengono proposte svariate formule di riduzione.

Ne riportiamo tre di comune utilizzo:

- a) formula di Carter, valida quando il tratto di albero considerato contiene un supporto intermedio (Fig. 5.1):

$$\frac{l_e}{D_e^4} = \frac{l_p + 0,8h}{D_p^4 - d_p^4} + \frac{0,75l_b}{D_p^4 - d_p^4} + \frac{1,5r}{hb^3} \quad \text{con: } b = \frac{b_{\max} + b_{\min}}{2}$$

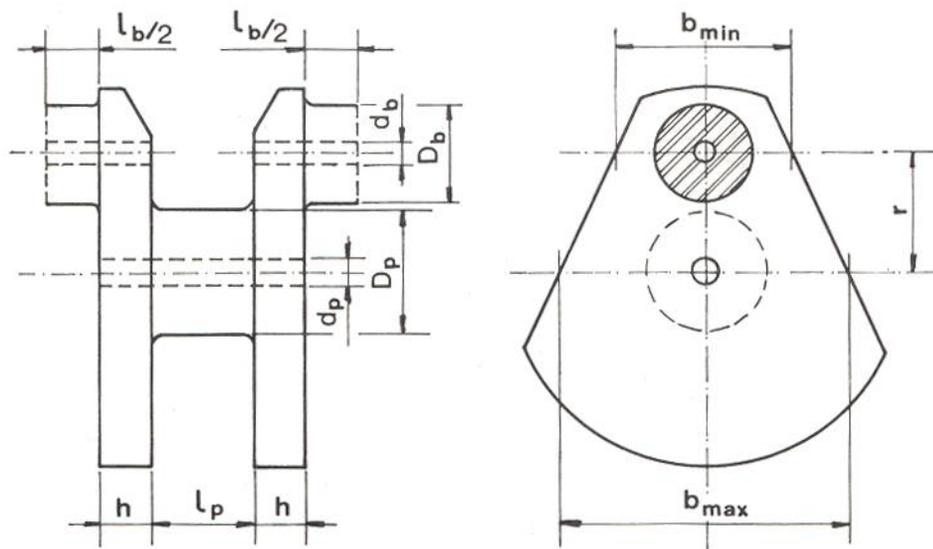


Fig. 5.1

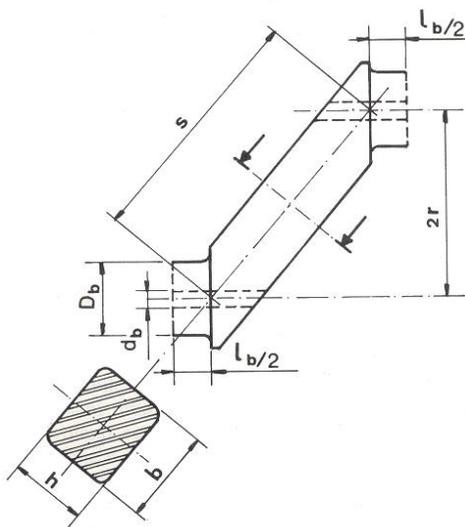


Fig. 5.2

b) formula di Ker Wilson, valida per quei tratti di albero a gomiti che sono privi di supporto intermedio (Fig. 5.2):

$$\frac{l_e}{D_e^4} = \frac{0,75l_b}{D_b^4 - d_b^4} + \frac{0,75s}{hb^3}$$

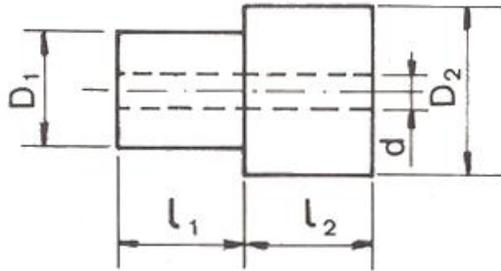


Fig. 5.3

c) per tratti di albero del tipo di Fig. 5.3 si ha infine:

$$\frac{l_e}{D_e^4} = \frac{l_1}{D_1^4 - d^4} + \frac{l_2}{D_2^4 - d^4}$$

Una volta ricavate le lunghezze equivalenti dei tratti di albero a gomiti compresi tra i vari volani, se ne calcolano le rispettive rigidezze torsionali mediante la relazione:

$$K = \frac{\pi}{32} G \frac{D_e^4}{l_e}$$

Determinazione dei modi propri del sistema

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

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

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

Se consideriamo uno dei modi propri di vibrazione libera del sistema non smorzato, vediamo che tutti i volani vibrano in fase, cioè gli spostamenti angolari massimi $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_m$ vengono raggiunti da tutti i volani nel medesimo istante. In questo istante, detta ω_c la pulsazione della vibrazione libera, sul generico volano i -esimo agisce una coppia d'inerzia che, trattandosi di oscillazioni di tipo armonico, assume il valore $J_i \omega_c^2 \theta_i$, mentre il momento torcente che agisce sul tratto i -esimo vale:

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

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

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

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

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

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

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

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

Poiché il sistema delle equazioni di equilibrio ammette la scelta arbitraria della ampiezza di oscillazione di uno dei volani, è conveniente riferire i valori delle ampiezze θ_i che si raggiungono in corrispondenza dei vari volani al valore della ampiezza di oscillazione di uno di essi, assunto come volano di riferimento. Questo è generalmente il volano n°1, situato all'estremità libera dell'albero dalla parte opposta al volano.

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

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

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

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

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

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

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

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

Localizzata nel tratto in cui si ha $\varepsilon = 0$.

Il massimo valore dello sforzo di torsione risulta:

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

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

Momenti eccitatori e diagramma degli sforzi torsionali

- Analisi armonica dei momenti eccitatori

Quando uno o più momenti eccitatori agiscono in una o più sezioni dell'albero con frequenza uguale a quella di uno dei modi propri di vibrazione libera dello stesso, l'albero vibra secondo una linea elastica che è molto simile alla linea elastica che corrisponde a quel modo proprio e tutte le sezioni oscillano praticamente in fase tra loro. I valori delle ampiezze di oscillazione delle varie masse dipendono dall'entità dei momenti eccitatori.

I momenti motori generati dai vari cilindri, dovuti alla pressione variabile dei gas ed alle forze d'inerzia delle masse alterne, sono la causa delle vibrazioni forzate degli alberi a gomiti.

Nei sistemi elastici vale il principio di sovrapposizione degli effetti, vale a dire: il moto prodotto da un gruppo di cilindri è la somma dei moti prodotti da ciascun cilindro; a sua volta, il moto prodotto da ogni cilindro è la somma dei moti che sarebbero prodotti dalle singole componenti armoniche del relativo momento motore pensate agenti separatamente.

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

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

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

$$p_t = \frac{M(\alpha)}{rS}$$

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

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

$$p_t = p_m + \sum_k (A_k \operatorname{sen} k\alpha + B_k \operatorname{cos} k\alpha) = p_m + \sum_k T_k \sin(k\alpha + \varphi_k)$$

dove:

k = numero d'ordine delle armoniche

α = angolo di manovella

A_k = ampiezza del termine in seno d'ordine k

B_k = ampiezza del termine in coseno d'ordine k

T_k = ampiezza risultante della componente armonica d'ordine k

φ_k = angolo di fase dell'armonica d'ordine k

p_m = valore medio della pressione tangenziale

Valgono inoltre le relazioni:

$$A_k = T_k \cos \varphi_k \qquad B_k = T_k \sin \varphi_k$$

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

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

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

Le varie componenti armoniche che compongono la pressione tangenziale p_t possono considerarsi come le proiezioni sopra un asse normale all'asse del cilindro di vettori di ampiezza T_k e formanti un angolo $(k\alpha + \varphi_k)$ con l'asse del cilindro (Fig. 5.4), vale a dire di vettori rotanti con

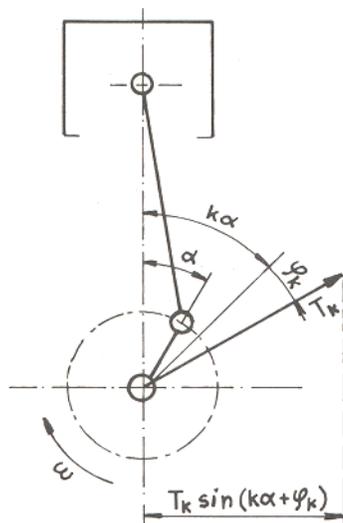


Fig 5.4

velocità angolare $k\omega$ essendo: $\omega = \frac{\pi n}{30}$ la velocità angolare del motore. I suddetti vettori rotanti compiono pertanto k giri per ogni giro dell'albero motore. Nota la forma dell'albero a gomiti e l'ordine di accensione, essendo la velocità angolare dei vettori rotanti pari a $k\omega$, si può risalire allo sfasamento tra i vettori rotanti relativi a due cilindri consecutivi, che varrà k volte lo sfasamento tra i cicli dei due cilindri.

Poiché lo sfasamento angolare tra i cicli di due cilindri consecutivi è uguale a γ , i vettori rotanti ad essi relativi risulteranno sfasati dell'angolo:

$\delta_k = k\gamma = k \frac{4\pi}{z}$; con z = numero dei cilindri. Noti i δ_k risulta immediato risalire al diagramma delle fasi di ordine k .

- Condizione di risonanza

Si ha risonanza quando la frequenza f_k di una delle componenti armoniche della pressione tangenziale p_t coincide con una delle frequenze proprie del sistema f_c . Il valore del regime di rotazione in corrispondenza del quale si ha risonanza con l'eccitazione di ordine k è:

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

In cui:

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

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

Naturalmente hanno interesse pratico solo quei valori di n_{ck} che cadono nel campo di funzionamento del motore o risultano ad esso adiacenti.

- Diagramma degli sforzi di torsione

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

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

dove:

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

θ_{1X} = ampiezza di oscillazione del volano equivalente al sistema.

Riportando in ascisse il numero di giri al minuto del motore ed in ordinate i valori della sollecitazione, si possono tracciare, per un determinato

modo proprio di vibrazione del sistema, tante curve quanti sono gli ordini k considerati.

Una volta tracciate le curve individuali di risonanza, una per ogni valore di k , si traccia la curva risultante che rappresenta l'effetto cumulativo delle singole curve.

Ciò tuttavia non è immediato, in quanto occorrerebbe considerare le relazioni di fase esistenti tra le varie componenti. Per aggirare l'ostacolo, si esegue la somma aritmetica delle tre componenti dominanti, accettando la curva così ottenuta come diagramma dello sforzo di torsione vibratorio risultante. (Fig 5.5)

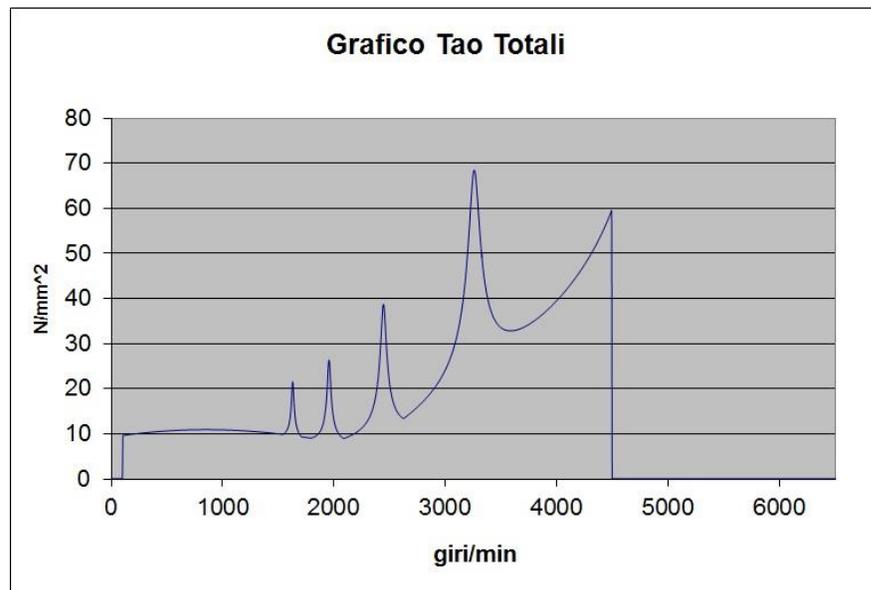


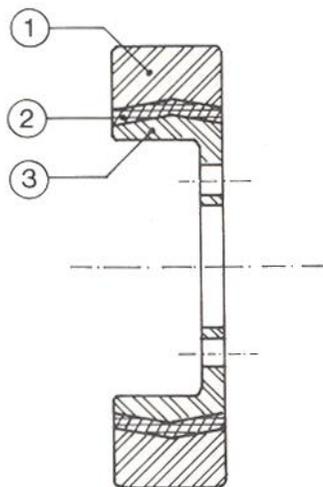
Fig 5.5

Sistemi di smorzamento delle vibrazioni torsionali

Un albero a gomiti in condizioni di risonanza è soggetto ad uno sforzo di torsione vibratorio τ_v che può provocarne in breve tempo la rottura. Talvolta succede che in un primo momento l'energia fornita dal momento eccitante venga assorbita dal lavoro di deformazione del materiale, ma rimane comunque inevitabile la sua rottura a fatica dopo un numero elevato di cicli. Per evitare tale inconveniente sono stati sviluppati dei sistemi in grado di assorbire e dissipare l'energia del momento eccitante, evitando che questa si scarichi sull'albero. Esistono quattro tipologie principali di smorzatori di vibrazioni torsionali:

- I. smorzatori con gomma*
- II. smorzatori con fluido viscoso*
- III. smorzatori a frizione*
- IV. smorzatori a contrappeso pendolare*

Gli *smorzatori con gomma* sfruttano le proprietà di attrito interno della



gomma, riuscendo così a dissipare per isteresi grandi quantità di energia. Lo smorzatore è composto da un anello esterno in acciaio (1), funzionante da massa inerziale, collegato mediante un anello di gomma (2) ad una flangia interna (3) che viene fissata all'estremità dell'albero a gomiti. In Fig. 5.6 è mostrato un esempio di smorzatore. L'installazione dello smorzatore equivale

Fig. 5.6

all'aggiunta di una massa volante seguita da un tratto a bassa rigidità torsionale. Ciò comporta una rilevante diminuzione delle costanti di frequenza ω_c dei modi propri di vibrazione libera del sistema. La scelta dei valori del momento di inerzia J e della rigidità torsionale K dello smorzatore va effettuata per via sperimentale, cercando di minimizzare l'ampiezza delle oscillazioni. Come indicazioni generali è bene scegliere valori di K e J tali che:

$$0,7 < \frac{\omega}{\omega_1} < 0,8; \quad \text{con } \omega = \sqrt{\frac{K}{J}},$$

detta ω_1 la costante di frequenza del primo modo proprio del sistema originale privo di smorzatore.

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

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

In Fig. 5.7 è rappresentato un esempio di smorzatore di questo tipo. Generalmente come fluido viene impiegato olio al silicone, che presenta minime variazioni di viscosità all'aumentare della temperatura.

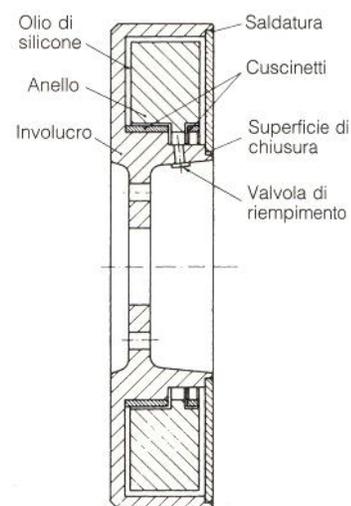


Fig. 5.7

L'installazione dello smorzatore equivale all'aggiunta di una massa volanica all'estremità dell'albero, con conseguente riduzione delle costanti di frequenza dei modi propri di vibrazione libera e delle ampiezze di vibrazione, con effetti su un ampio intervallo di oscillazioni.

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

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

Gli *smorzatori a contrappeso pendolare* sono particolarmente impiegati in applicazioni aeronautiche. Uno smorzatore pendolare è composto da un contrappeso accoppiato all'albero pendolarmente. Il pendolo è calcolato in modo che abbia lo stesso periodo di oscillazione delle oscillazioni da smorzare. Quando l'albero oscilla alla frequenza del pendolo, questo tende ad assumere un moto pendolare con oscillazioni in opposizione a quelle del momento eccitante, che viene dunque smorzato. In Fig. 5.8 sono mostrate varie tipologie di applicazione dei pendoli.

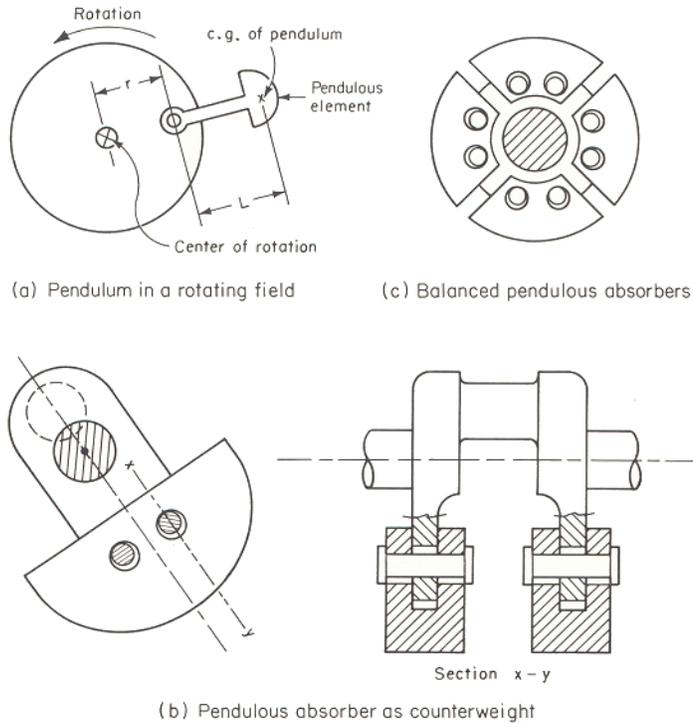


Fig 5.8

Nel caso (a) il pendolo presenta una frequenza propria ω che vale:

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

Ω = velocità angolare del rotore;

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

L = lunghezza del pendolo

Come si nota dalla formula, il rapporto ω/Ω dipende dal rapporto r/L ed è indipendente dalla velocità angolare Ω . Ciò è vantaggioso perché lo smorzatore può essere sintonizzato su ogni frequenza di risonanza a prescindere dal valore di Ω , agendo unicamente sui valori di r e L .

In Fig. 5.8 (b) è rappresentata una possibile soluzione al problema del ridotto valore di L , qui i contrappesi svolgono anche la funzione di pendoli

smorzatori. La lunghezza del pendolo è rappresentata dalla differenza tra il raggio del foro nel contrappeso e il raggio del perno, può quindi essere scelta a proprio piacimento.

Nel caso di alberi senza contrappesi si ricorre alla soluzione illustrata in Fig. 5.8 (c), in cui i pendoli sono applicati direttamente sull'albero. Le due masse disegnate in Fig. 5.8 (b) o le quattro di Fig. 5.8 (c) possono essere scelte in modo da agire su altrettante differenti frequenze. L'ampiezza dell'oscillazione del pendolo è inversamente proporzionale alla sua massa, dunque risulta necessario avere masse sufficienti a limitare le oscillazioni. Questo problema è automaticamente risolto quando si usano i contrappesi come pendoli, avendo essi una massa adeguata alle esigenze.

In Fig. 5.9 è rappresentato l'effetto di uno smorzatore pendolare "sintonizzato" sulla componente dell'ordine $4\frac{1}{2}$, in un motore aeronautico.

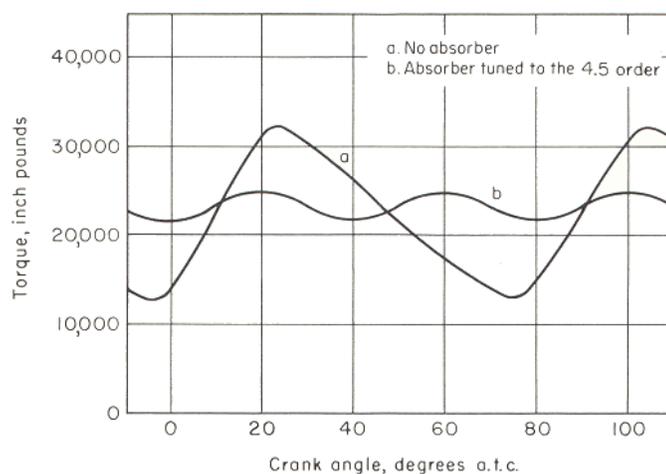


Fig 5.9

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

Cap. 6 – Albero 4L

L'albero motore del **4L** nasce da un primo disegno dell'Ing. Ruggeri, che è poi stato ottimizzato nello svolgimento di questa tesi per poter soddisfare i requisiti richiesti in termini di torsione, flessione e fatica.

Il modello di partenza (Fig. 6.1) presenta dei perni di banco da 82,5 mm e dei perni di biella da 75 mm con maschette di spessore 23,55 mm.

I calcoli sono stati eseguiti considerando un volano di 375 mm di diametro per un peso di 23 kg che ben simula la reale situazione di utilizzo.

Lo schema di calcolo è stato il seguente:

- Calcolo della lunghezza equivalente mediante formula di Carter per la parte di albero e formula classica per la parte volano;
- Calcolo rigidezze torsionali;
- Calcolo delle inerzie con i metodi descritti nei precedenti capitoli;
- Determinazione dei modi propri e verifica delle tau armoniche con il foglio di calcolo dell'Ing. Piccaglia;
- Analisi delle tensioni flessionali eseguita con il metodo degli elementi finiti tramite il software Solidworks 2012;
- Utilizzo dei dati di tensione massima e minima derivante dall'analisi agli elementi finiti per una verifica a fatica eseguita tramite un foglio di calcolo reperito in rete che restituisce coefficiente di sicurezza e traccia il grafico di Goodman-Smith.

Per snellire la trattazione riporterò i calcoli nel dettaglio del solo albero definitivo.

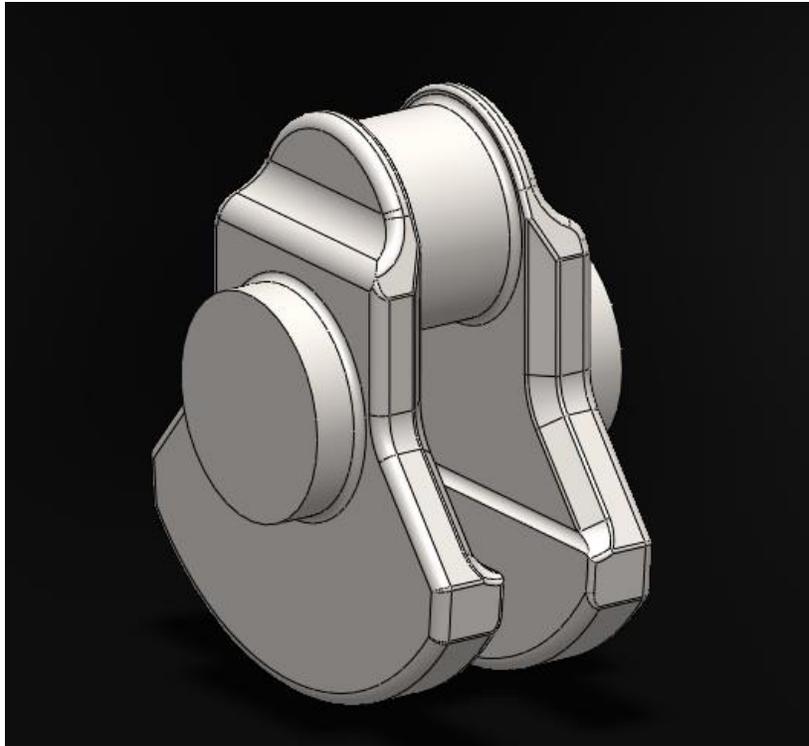


Fig. 6.1 Albero Ing. Ruggeri

Per le verifiche delle vibrazioni torsionali ci siamo affidati al foglio di calcolo ideato qualche anno fa dall'Ing. Piccaglia che, partendo dai dati costruttivi del motore, ci restituisce il valore delle velocità corrispondenti ai modi propri di vibrazione, riportando in grafico il valore delle tensioni in relazione al numero di giri.

Volendo rimanere entro i limiti di sicurezza, le curve delle armoniche del modo proprio considerato (generalmente il primo in quanto più pericoloso), devono sottostare alla curva del Lloyd Register of Shipping che vediamo in blu nel grafico di Fig. 6.2 relativo all'albero di partenza.

Le due caratteristiche che influenzano maggiormente i valori delle tensioni in questo caso sono la rigidità dell'albero e la sua inerzia; come prima operazione si è pensato infatti di irrobustire l'albero con aumento dello spessore delle maschette a 27,30 mm e maggiorazione del perno di biella fino a 82,5 mm (uguale cioè al perno di banco).

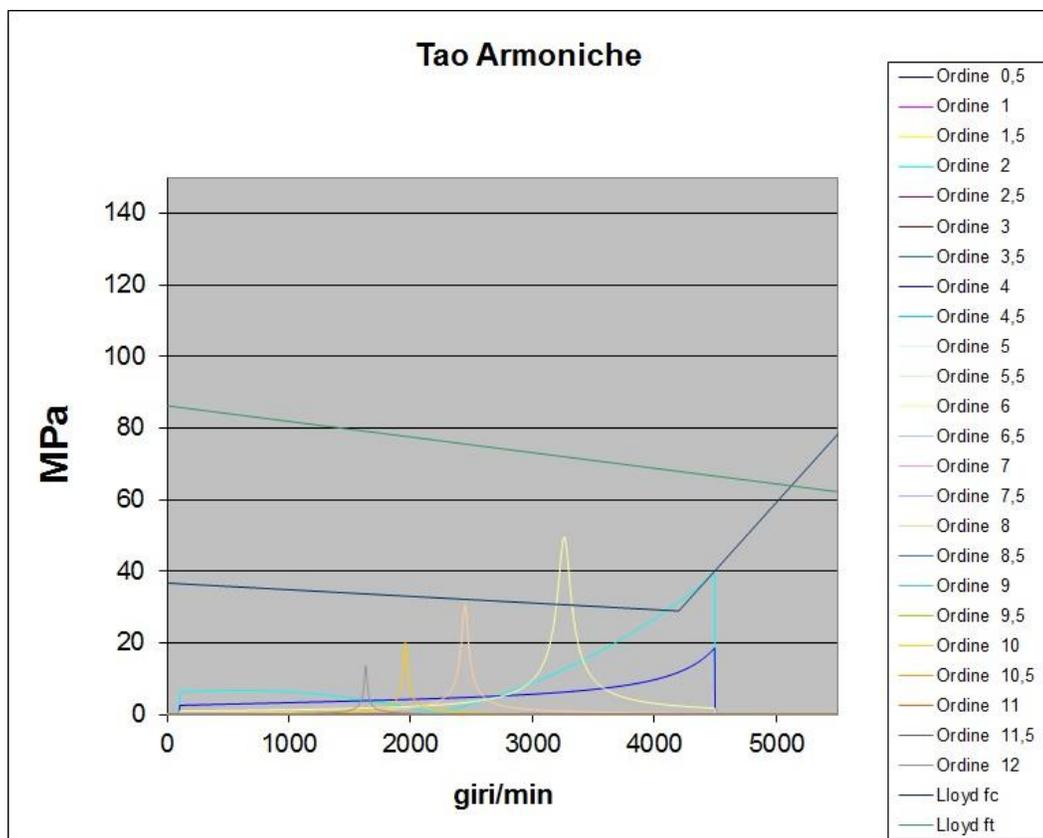


Fig. 6.2 tensioni albero di partenza

Questo non ha portato a risultati apprezzabili poiché a fronte di un aumento modesto della rigidità torsionale vi è stato un imponente aumento dell'inerzia che grava negativamente sul risultato di questa verifica.

Si è pensato allora di irrigidire ulteriormente il pezzo portando i perni di banco a 92 mm e alleggerendo le maschette il più possibile (Fig. 6.3); anche in questo caso i criteri non vengono soddisfatti (Fig. 6.4), probabilmente a causa della piccola riduzione di inerzia anche a causa di un generoso alleggerimento operato però in zone poco distanti dall'asse di rotazione; mentre è più consistente il contributo che la parte di materiale che è stata asportata aveva sulla rigidità torsionale, drasticamente diminuita.

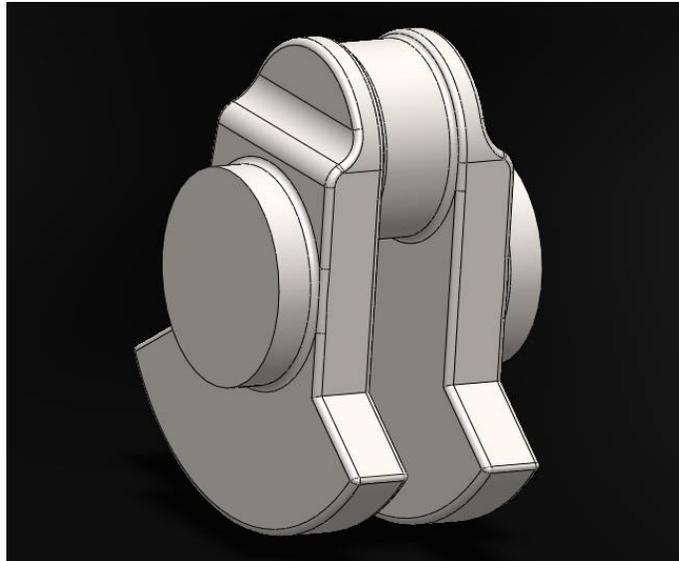


Fig. 6.3 Albero alleggerito

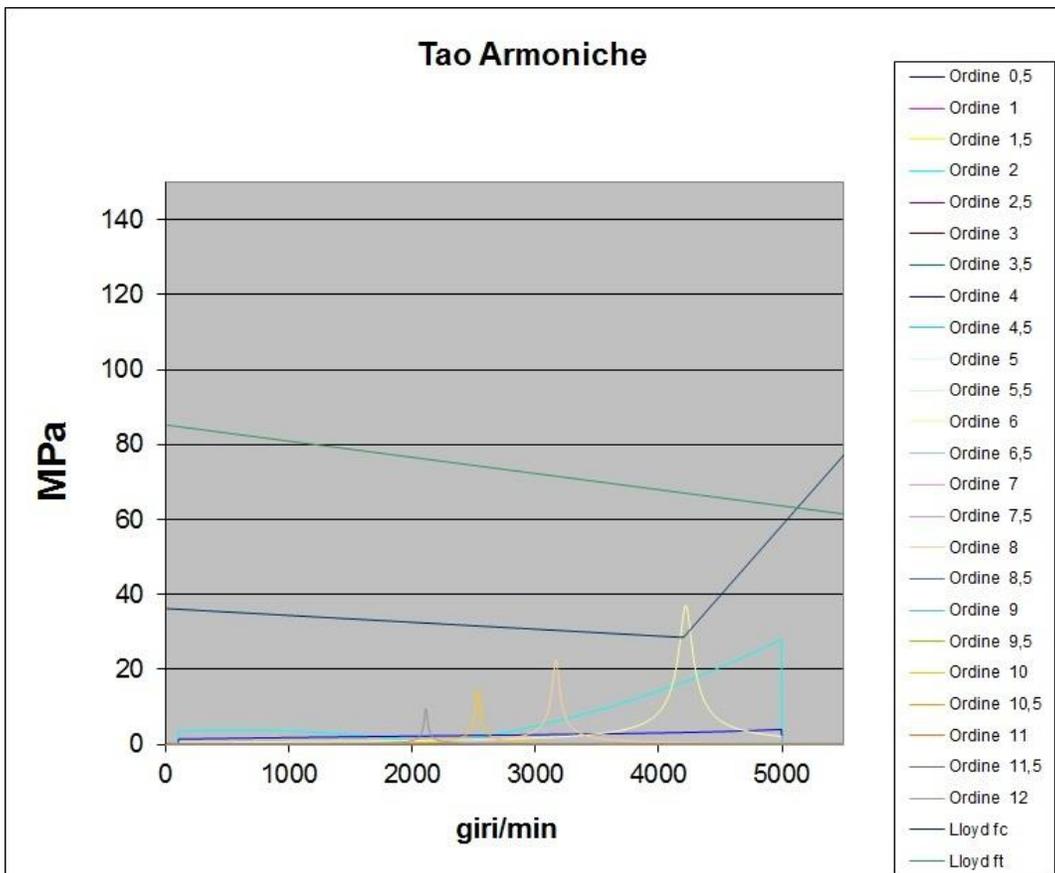


Fig 6.4 tensioni albero alleggerito

Come soluzione definitiva sono state ridisegnate le mannaie delle maschette ed è stato contenuto il peso, garantendo però una elevata rigidezza torsionale (Fig. 6.5).

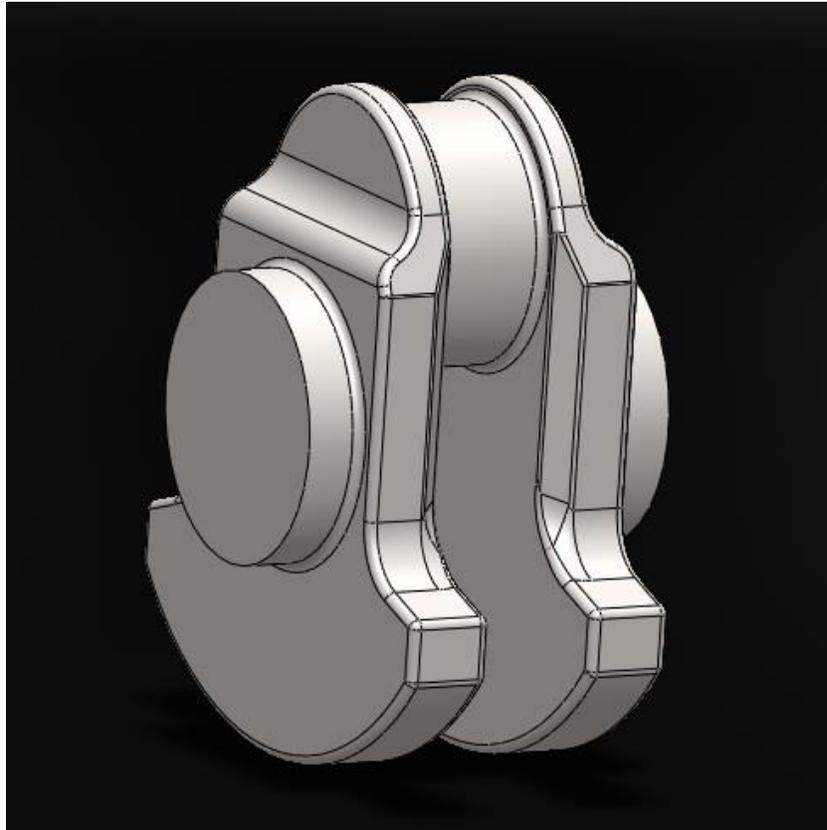


Fig. 6.5 Albero definitivo

Calcolo Vibrazioni Torsionali

La rigidezza torsionale vale:

$$\frac{l_e}{D_e^4} = \frac{l_p + 0,8h}{D_p^4 - d_p^4} + \frac{0,75l_b}{D_p^4 - d_p^4} + \frac{1,5r}{hb^3} = 3903 \text{ m}^{-3}$$

$$K_i = \frac{\pi}{32} G \frac{D_e^4}{l_e} = 1986758 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

per le parti appartenenti all'albero;
 mentre per il volano:

$$\frac{l_e}{D_e^4} = \frac{l_{perno}}{D_{perno}^4} + \frac{s_{volano}}{D_{volano}^4} = 420 \text{ m}^{-3} \quad K_v = \frac{\pi}{32} G \frac{D_e^4}{l_e} = 18461458 \frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{rad}}$$

L'inerzia, considerando il contributo delle masse alterne e della parte rotante di biella, vale:

$$J_{tot} = \frac{1}{2} m_a r^2 + m_{br} r^2 + J_{alb} = 0,0594 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$J_{volano} = \frac{1}{2} m_v r_v^2 = 0,4057 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Inserendo questi dati nel foglio di calcolo (Fig 6.6), insieme ai dati caratteristici del motore (Fig 6.7) otteniamo i modi propri di vibrare e i grafici delle tau totali e armoniche (Fig 6.8-6.9-6.10)

Foglio di calcolo per la determinazione dei modi propri di vibrazione di un albero con 12 masse volaniche			
Valore delle masse volaniche		Valore delle rigidezze torsionali	
J1	0,059401825 kg·m ²		
		K1	1986758,197 N·m/rad
J2	0,059401825 kg·m ²		
		K2	1986758,197 N·m/rad
J3	0,059401825 kg·m ²		
		K3	1986758,197 N·m/rad
J4	0,059401825 kg·m ²		
		K4	18471891,44 N·m/rad
J5	0,405703125 kg·m ²		
		K5	N·m/rad
J6	kg·m ²		

Fig 6.6

Analisi armonica e diagramma degli sforzi di torsione		
Seconda fase di immissione dati		
Raggio di manovella =	55	mm
Lunghezza totale biella=	198	mm
Peso masse alterne=	3	kg
Alesaggio=	108	mm
Pmi (pressione media indicata) Massima=	2	MPa
n° giri corrispondente alla Pmi Max=	4200	giri/min
Numero di cilindri=	4	(max 12 cilindri)
Tipo ciclo (diesel->d; otto->o)	d	d/o
Diametro esterno perno più sollecitato=	92	mm
Diametro interno perno più sollecitato=	0	mm
Campo d'indagine=	n° giri Minimo	100 giri/min
	n° giri Massimo	5000 giri/min
Calcolare le armoniche rispetto al modo proprio n°	1	(1,2,3,4)
n° giri di esercizio=	4200	giri/min
Ordine di accensione=		
Indicare i valori corrispettivi ai cilindri secondo l'ordine di accensione		
Volano	Volano	
Primo	1	-----
Secondo	3	-----
Terzo	4	-----
Quarto	2	-----
-----	-----	-----
-----	-----	-----

Fig. 6.7

Modi propri risultanti		
	Primo modo proprio	Secondo modo proprio
	2914 rad/s	Valore fuori scala rad/s
	Il massimo valore del momento torcente è:	Il massimo valore del momento torcente è:
	M = [N·m] 1033486,36	M = [N·m] #N/D
	Il tratto più sollecitato è il n°	Il tratto più sollecitato è il n°
	3	#N/D
	Terzo modo proprio	Quarto modo proprio
	Valore fuori scala rad/s	Valore fuori scala rad/s
	Il massimo valore del momento torcente è:	Il massimo valore del momento torcente è:
	M = [N·m] #N/D	M = [N·m] #N/D
	Il tratto più sollecitato è il n°	Il tratto più sollecitato è il n°
	#N/D	#N/D
nell'intervallo 0-10000 rad/s:		
1		

Fig. 6.8

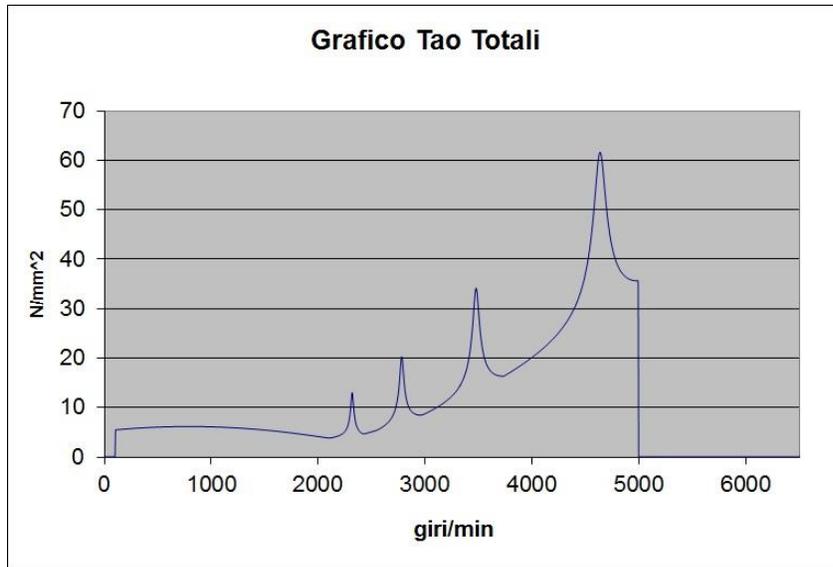


Fig. 6.9

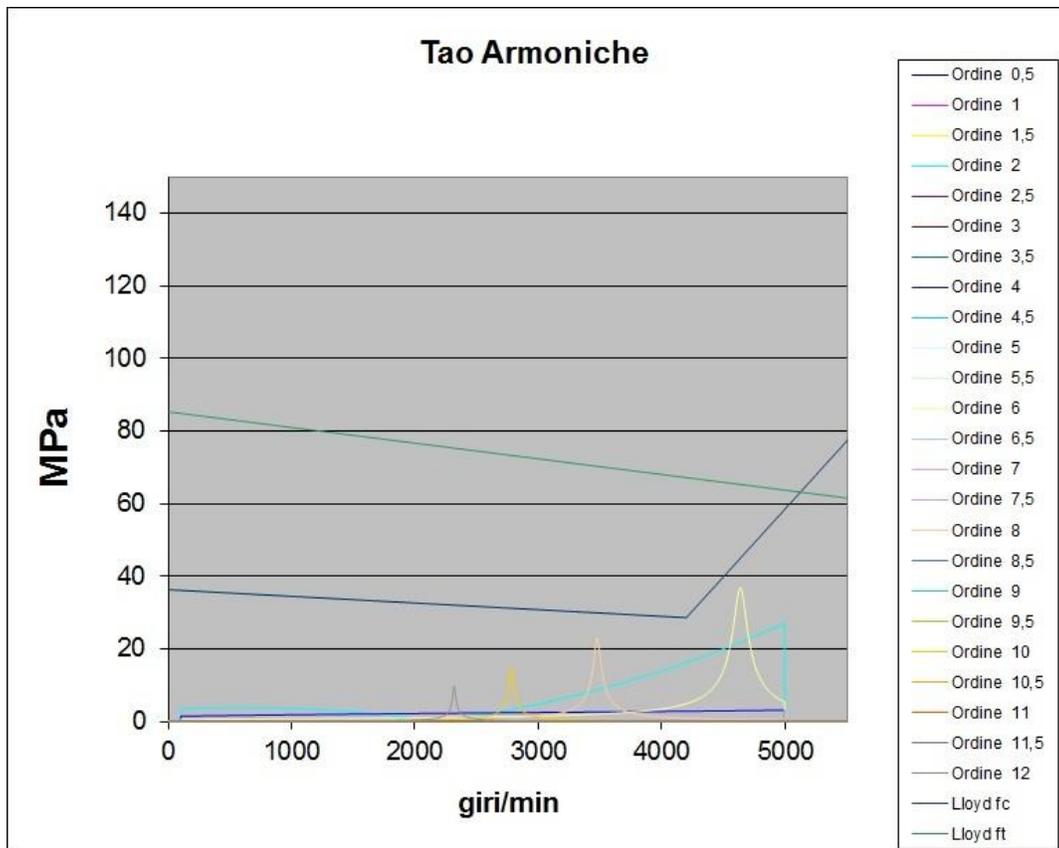


Fig. 6.10

Come si può notare dalla Fig. 6.10, le armoniche cadono tutte entro la curva limite del Lloyd f_c , risulta quindi verificato questo tipo di albero dal punto di vista delle vibrazioni torsionali.

In figura 6.11 abbiamo un complessivo dell'albero con relativo volano.

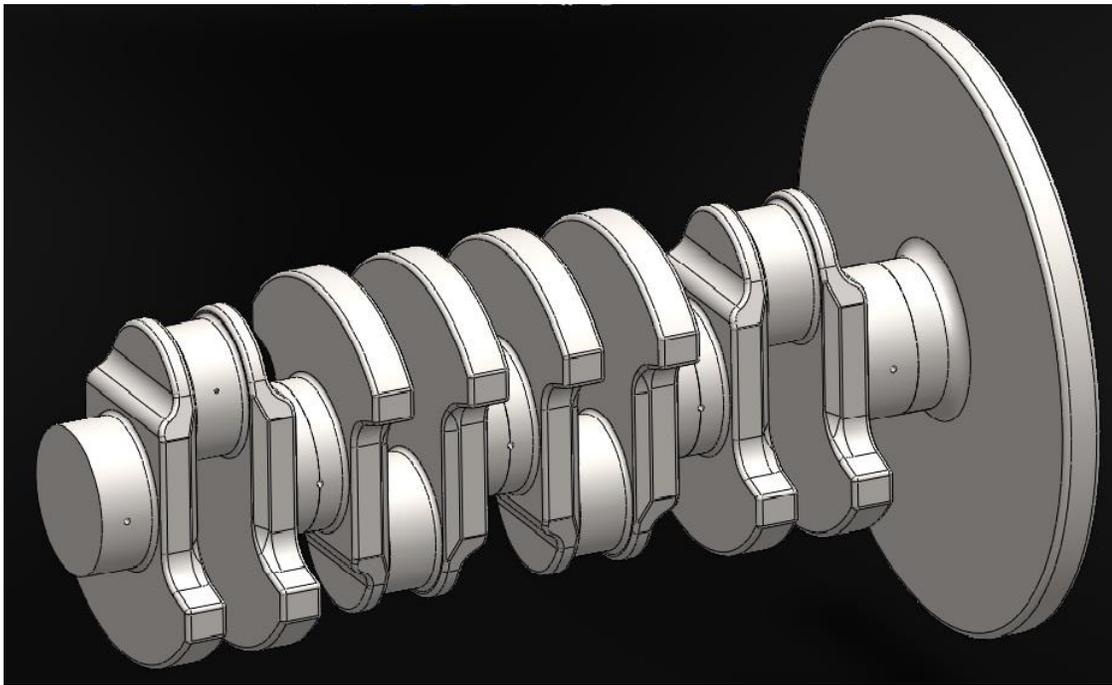


Fig. 6.11

Verifica Flessionale e Fatica

Con il software di analisi agli elementi finiti presente nel programma Solidworks 2012 è stata eseguita una verifica sulla prima maschetta (sempre quella maggiormente sollecitata), nelle due condizioni di carico derivate da momento torcente costante e forza sul perno di biella variabile a seconda che si tratti della fase di “scoppio” (Fig. 6.12) o solamente inerziale (Fig. 6.13).

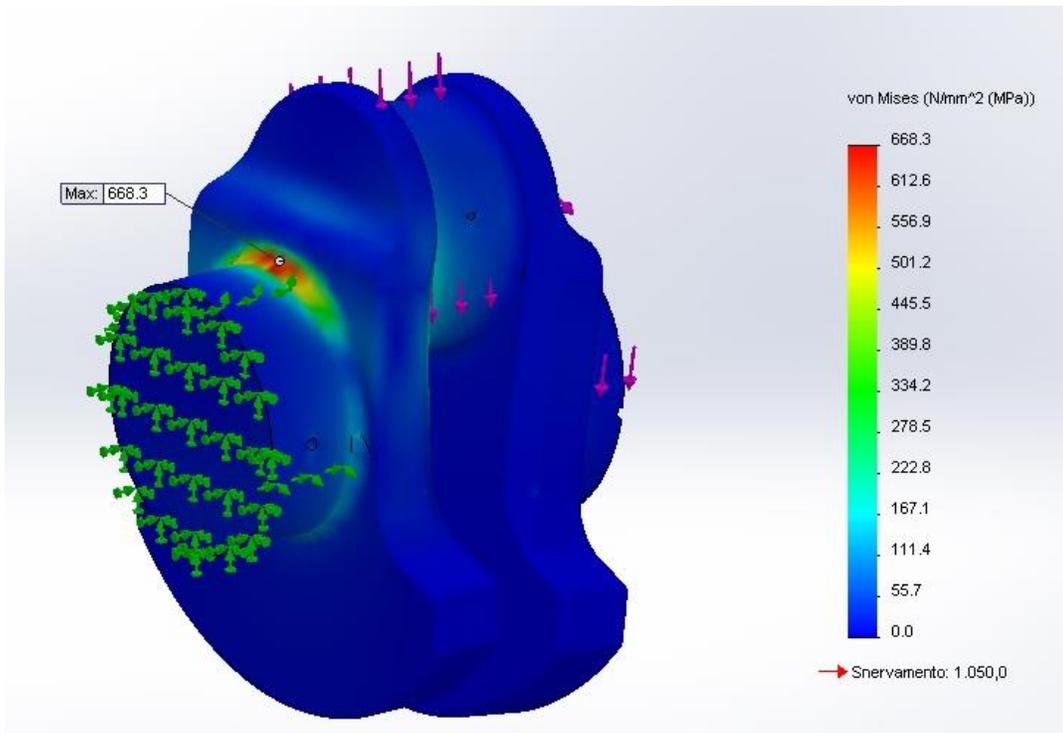


Fig. 6.12

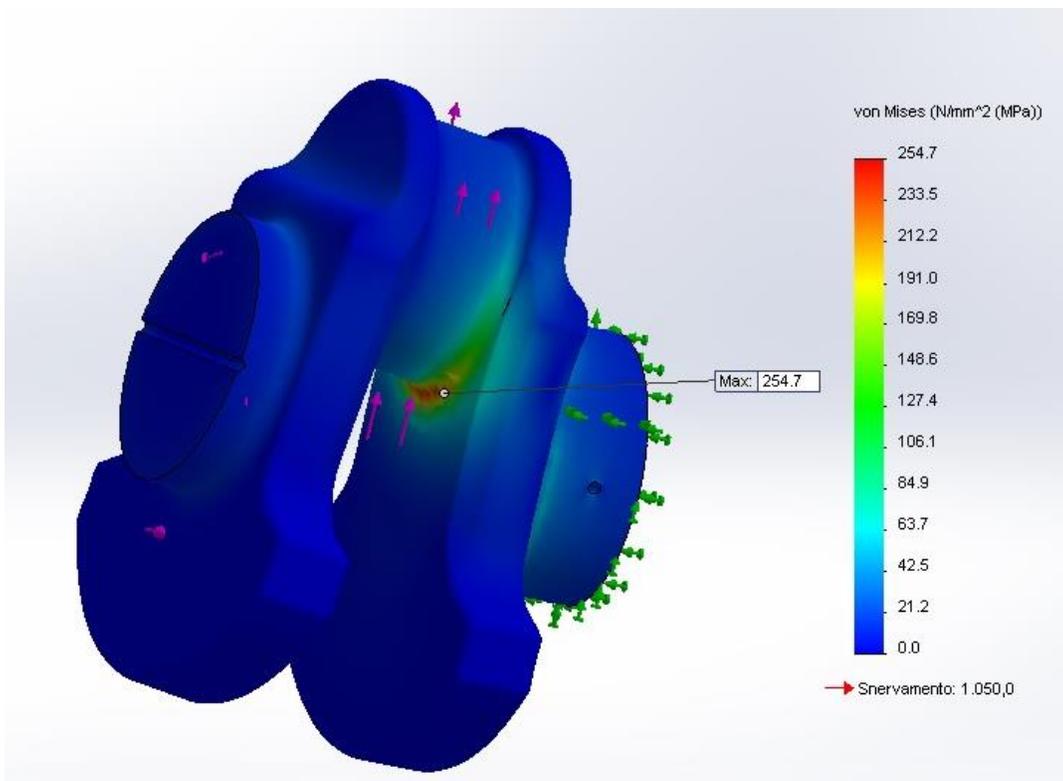


Fig. 6.13

I due punti più sollecitati nei due casi sono diversi, abbiamo però ritenuto opportuno eseguire la verifica a fatica, a vantaggio di sicurezza, come se fosse lo stesso punto sul raccordo del perno di banco, considerando la massima tensione dei due casi.

Il diagramma di Goodman-Smith e il coefficiente di sicurezza (Fig. 6.14) sono stati calcolati grazie ad uno strumento di ottima fattura reperito in rete, che restituisce appunto, grafico e CS inserendo tutti i dati del materiale scelto (ricordiamo 36NiCrMo16 nel nostro caso) e i valori della tensione massima, minima e media; con ulteriore scopo cautelativo è stata scelta la resistenza a fatica come metà dello snervamento. Il coefficiente di sicurezza risultante è di 1,31.



Fig. 6.14

Cap. 7 – Albero V12

L'albero motore del **V12** nasce dall'idea di sfruttare gli studi fatti sul motore 4L per costruire un motore ad elevatissime prestazioni che mantenesse lo stessa cura costruttiva e affidabilità del suo “fratello minore”.

Essendo ancora un prototipo puramente ideale abbiamo mantenuto i dati caratteristici del motore 4L, variando solamente, come già accennato in precedenza, il regime di giri massimo che si innalza a 6000 rpm, con una riduzione di corsa a 80 mm per mantenere invariata la velocità media del pistone e un incremento di coppia fino oltre 2000 Nm; il materiale costruttivo è sempre il 36NiCrMo16.

Una delle caratteristiche principali di un V12 a 60° è la sua regolarità, è stato quindi ritenuto opportuno eseguire le simulazioni senza l'ausilio di un volano, poiché molto probabilmente non sarà utilizzato nella situazione reale.

Come primo prototipo siamo partiti dal disegno delle maschette dell'Ing. Ruggeri, che abbiamo adattato al modello costruttivo di un V12 di 60° (Fig. 7.1).

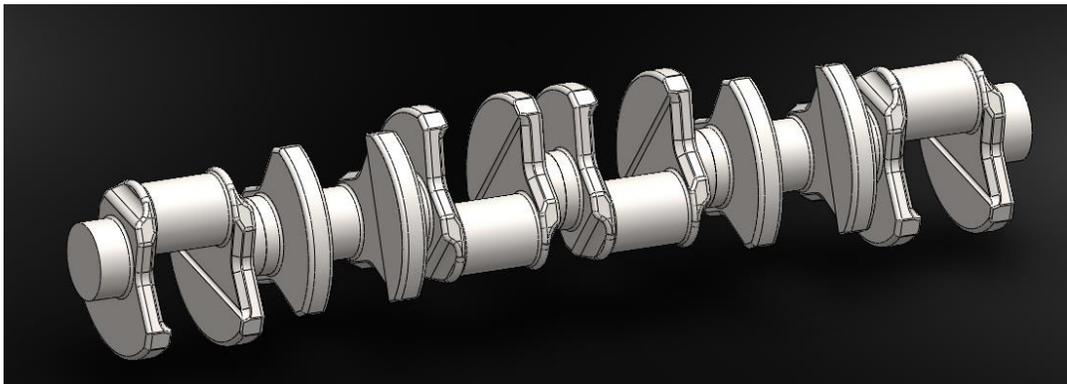


Fig. 7.1

L'albero risulta verificato rispetto alle vibrazioni torsionali, seppur con un margine troppo sottile (Fig. 7.2).

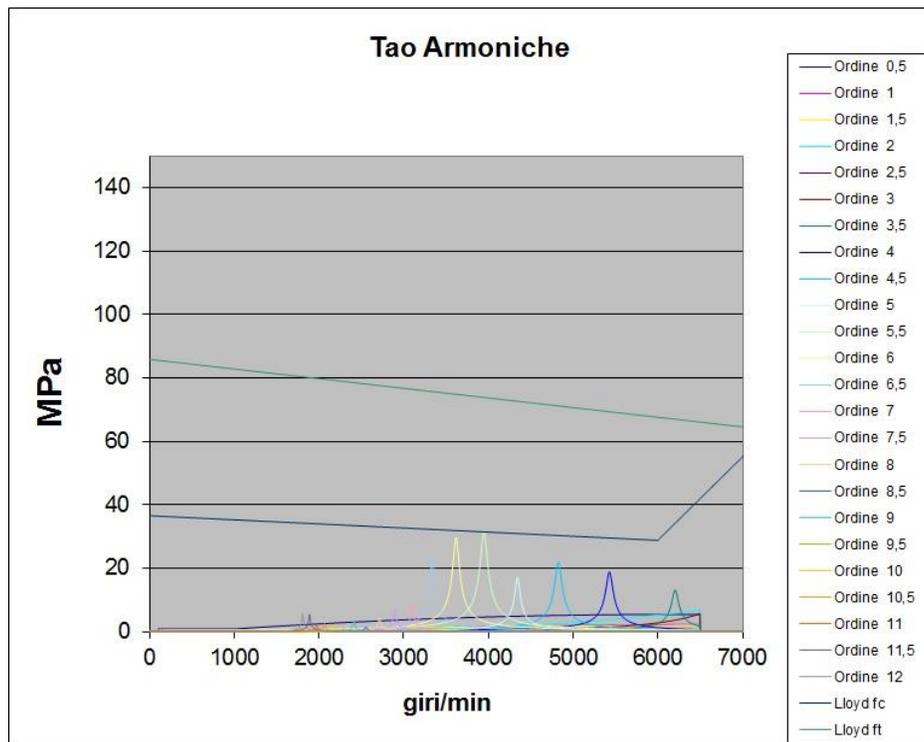


Fig. 7.2

Purtroppo però data la natura snella di questa configurazione, già la verifica flessionale statica risulta negativa con tensioni massime che arrivano a circa 1,5 volte lo snervamento.

Si è deciso di utilizzare quindi come modello di maschette quelle più massive e di diversa forma utilizzate per l'albero definitivo del motore 4L (Fig. 7.3).

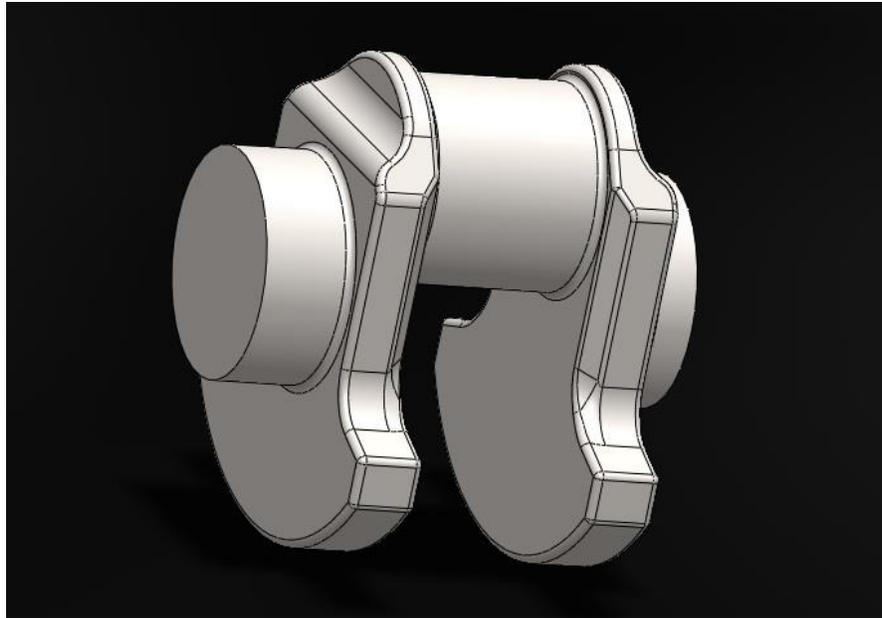


Fig. 7.3

Riprendendo allora lo schema di calcolo utilizzato in precedenza si ha:

$$\frac{l_e}{D_e^4} = \frac{l_p + 0,8h}{D_p^4 - d_p^4} + \frac{0,75l_b}{D_p^4 - d_p^4} + \frac{1,5r}{hb^3} = 3639 \text{ m}^{-3}$$

$$K_i = \frac{\pi}{32} G \frac{D_e^4}{l_e} = 2130387 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

$$J_{tot} = \frac{1}{2} m_a r^2 + m_{br} r^2 + J_{alb} = 0,07308 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Utilizzando questi dati e inserendoli nel foglio di calcolo dell'Ing. Piccaglia (Fig. 7.4), otteniamo i grafici delle tau totali (Fig. 7.5) e delle tau armoniche (Fig. 7.6), unitamente ai modi propri di vibrare (Fig. 7.7).

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L		
Analisi armonica e diagramma degli sforzi di torsione													
Seconda fase di immissione dati													
Raggio di manovella =							40	mm					
Lunghezza totale biella =							198	mm					
Peso masse alterne =							3	kg					
Alesaggio =							108	mm					
Pmi (Pressione media indicata) Massima =							2	MPa					
n° giri corrispondente alla Pmi Max =							6000	giri/min					
Numero di cilindri =							12	(max 12 cilindri)					
Tipo ciclo (diesel->d; otto->o)							d	d/o					
Diametro esterno perno più sollecitato =							92	mm					
Diametro interno perno più sollecitato =							0	mm					
Campo d'indagine =							n° giri Minimo	100	giri/min				
							n° giri Massimo	6500	giri/min				
Calcolare le armoniche rispetto al modo proprio n°							1	(1,2,3,4)					
n° giri di esercizio =							6000	giri/min					
Ordine di accensione =													
Indicare i valori corrispondenti ai cilindri secondo l'ordine di accensione													
Valore		Valore		Valore		Valore							
Prima	1	Settima	8										
Seconda	2	Ottava	7										
Terza	4	Nona	10										
Quarta	3	Decima	9										
Quinta	5	Undicesima	11										
Sesta	12	Dodicesima	6										
Intervallo angolari tra scoppi consecutivi =													
Prima intervallo		60	Settima intervallo		60								
Seconda intervallo		60	Ottava intervallo		60								
Terza intervallo		60	Nona intervallo		60								
Quarta intervallo		60	Decima intervallo		60								
Quinta intervallo		60	-----										
Sesta intervallo		60											

Fig. 7.4

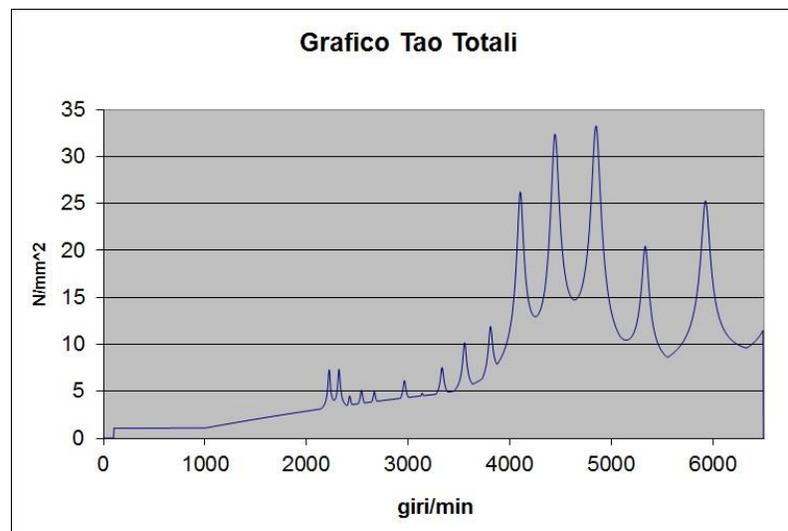


Fig. 7.5

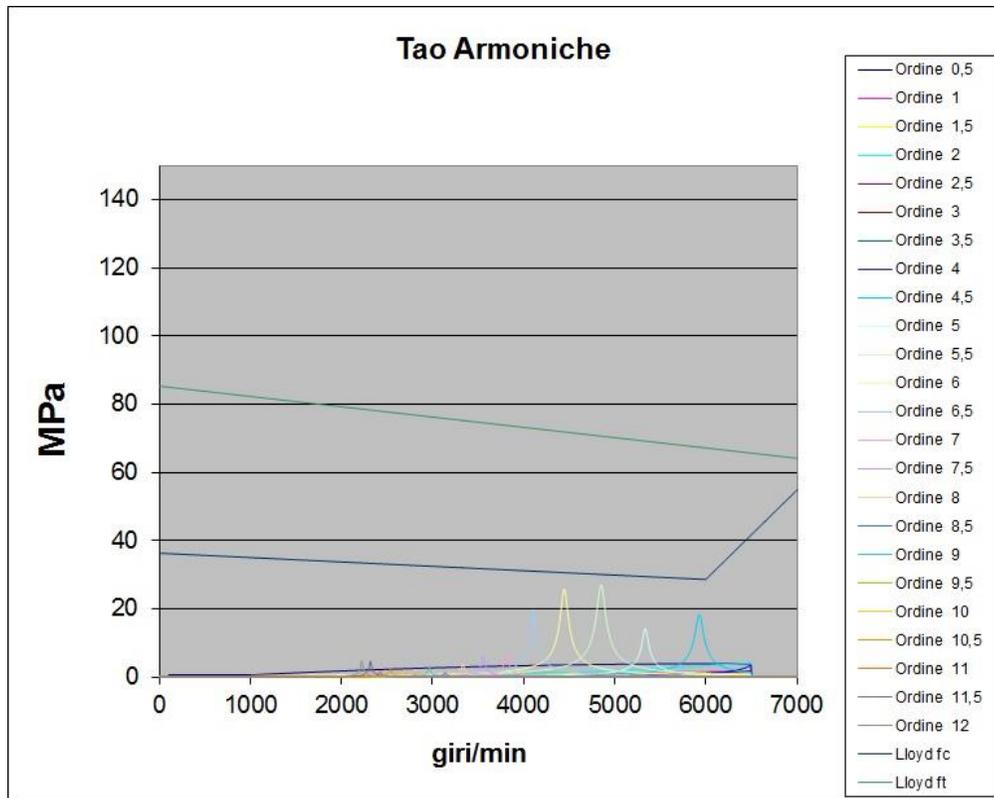


Fig. 7.6

Modi propri risultanti		
	Primo modo proprio 2794 rad/s Il massimo valore del momento torcente è: M = [N·m] 1141311,88 Il tratto più sollecitato è il n° 3	Secondo modo proprio 5399 rad/s Il massimo valore del momento torcente è: M = [N·m] 2130387,098 Il tratto più sollecitato è il n° 2
	Terzo modo proprio Valore fuori scala rad/s Il massimo valore del momento torcente è: M = [N·m] #N/D Il tratto più sollecitato è il n° #N/D	Quarto modo proprio Valore fuori scala rad/s Il massimo valore del momento torcente è: M = [N·m] #N/D Il tratto più sollecitato è il n° #N/D
	nell'intervallo 0-10000 rad/s: 2	
	#N/D	#N/D

Fig. 7.7

L'albero risulta verificato rispetto alle vibrazioni torsionali, con un margine superiore rispetto all'albero di partenza.

Procediamo ora alla verifica flessionale, con lo stesso modus operandi utilizzato in precedenza, ottenendo quindi due studi per le fasi di "scoppio" e inerziale (fig. 7.8-7.9).

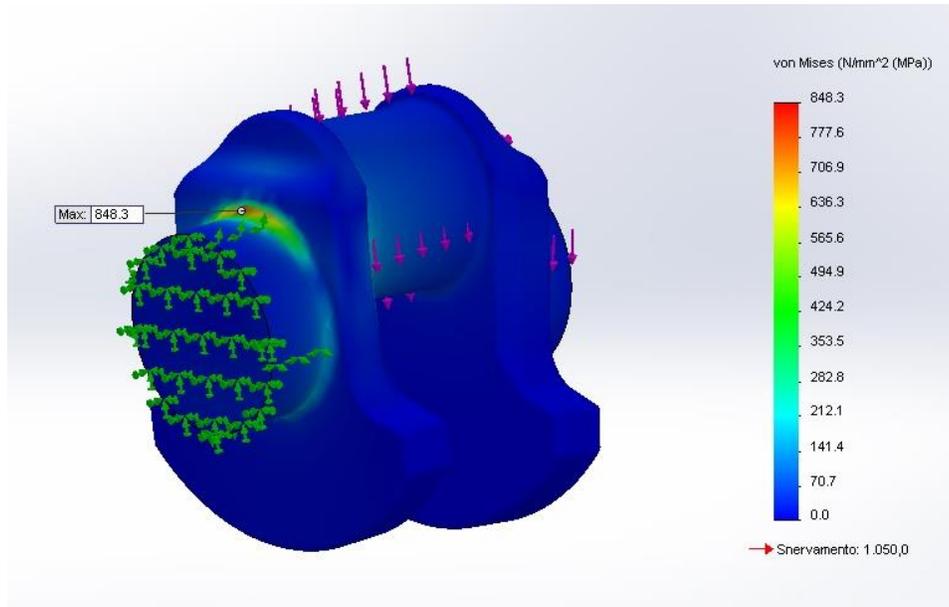


Fig. 7.8

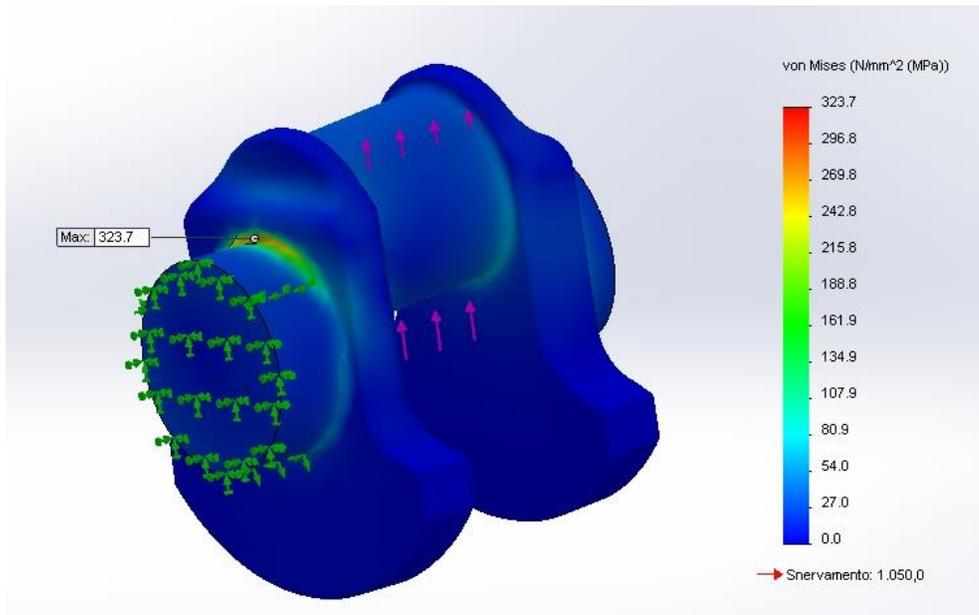


Fig. 7.9

L'albero risulta verificato rispetto alla flessione statica, con tensioni nettamente superiori rispetto a quelle del 4L, questo grazie alle maggiori sollecitazioni causate da una coppia motrice quasi tripla.

Purtroppo la verifica a fatica ha avuto esito negativo, in quanto, seppur di poco, il limite a fatica viene superato.

Si è ritenuto opportuno interrompere qui lo studio di questo albero ancora in fase prototipale per poterlo poi migliorare in sviluppi futuri.

Abbiamo comunque delineato con questo studio preliminare, che soddisfa i requisiti torsionali e flessionali statici, un primo modello di partenza per una ottimizzazione possibile per questo motore diesel ad altissime prestazioni.

Possiamo vedere un assieme dell'albero completo in Fig. 7.10.

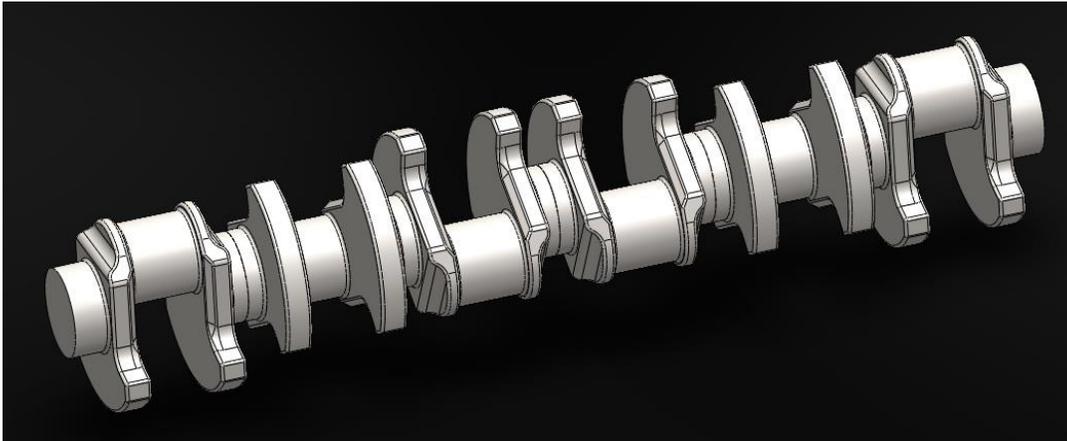


Fig. 7.10

Conclusioni

Per quanto riguarda l'albero del motore **4L**, viste le altissime prestazioni di un motore diesel di questa tipologia, ci possiamo ritenere soddisfatti del lavoro di ottimizzazione operato su questo componente.

Il coefficiente di sicurezza ha un valore di 1,31; leggermente basso se si pensa a una produzione di serie, ma comunque giustificabile dall'approccio estremamente cautelativo che abbiamo scelto di tenere nella prima fase di progettazione ed in ogni modo accettabile per le prototipazioni iniziali che potranno poi essere ulteriormente migliorate in futuro.

Riguardo all'albero del motore **V12** ci riteniamo soddisfatti del lavoro operato nella prima parte poiché getta le basi per l'ottimizzazione della resistenza a fatica, operabile con una diversa scelta del materiale o con trattamenti termici specifici, che permettano al componente di resistere alle enormi sollecitazioni presenti in questa configurazione.

Sicuramente più difficile, ma non da escludere, una riprogettazione della forma delle maschette o del diametro dei perni, cosa che però viola le condizioni che ci eravamo prefissate per questo componente, cioè il fatto che derivasse dal "fratello minore" presente sul motore 4L.

Bibliografia

- D. Giacosa: “Motori Endotermici” – HOEPLI – 2000
- G. A. Pignone, U. R. Vercelli: “Motori ad alta potenza specifica” – NADA – 2007
- <http://www.graniteng.com/>
- Appunti di “Macchine” tratti dalle lezioni del Prof. E. Corti
- P. Colicchia: “Studio di modelli matematici per la determinazione delle pressioni sul cuscinetto di testa di biella” – Tesi di laurea in Ingegneria Meccanica – Relatore Prof. Ing. L. Piancastelli – Università degli studi di Bologna – A. A. 2003/2004
- C. Ricci Maccarini: “Studio ed ottimizzazione dell’imbiellaggio per un motore diesel aeronautico ad altissime prestazioni” – Tesi di laurea in Ingegneria Meccanica – Relatore Prof. Ing. L. Piancastelli . Università degli studi di Bologna – A. A. 2005/2006
- C. Renzi: “Ottimizzazione di un albero motore di un turbodiesel aeronautico di grossa cilindrata” – Tesi in Ingegneria Meccanica – Relatore Prof. Ing. L. Piancastelli – A. A. 2005/2006
- A. Marinelli: “Ipotesi di irrobustimento dell’albero motore del FIAT 1900 jtd” – Tesi di laurea in Ingegneria Meccanica – Relatore Prof. Ing. L. Piancastelli – A. A. 2003/2004

Ringraziamenti

Al termine di questa tesi mi sento in obbligo di ringraziare il Prof. Ing. Luca Piancastelli, che mi ha sempre aiutato nello svolgimento della stessa, risolvendo i miei innumerevoli dubbi di partenza con estrema calma e disponibilità. Un sentito ringraziamento va al Dott. Ing. Carlo Alberto Ruggeri che, essendo il progettista che per primo ha disegnato l'albero oggetto dello studio, mi ha saputo indirizzare nella giusta direzione durante il percorso. Un enorme grazie va a un grande Ingegnere nonché zio, Enzo Mulazzani, che fin da bambino mi ha fatto appassionare a questo stupendo ramo della Scienza, dispensandomi sempre preziosi consigli.

Non posso che ringraziare inoltre tutti gli amici che mi sono stati vicini in questi faticosi anni e che mi hanno sempre fatto affrontare nel migliore dei modi ogni fallimento e ogni successo: gli amici del Liceo, gli amici del "Tintarella", i ragazzi della "Agenzia", Marco, Giovanni e Matteo con i quali cresciuto fin da bambino, i miei cugini Lorenzo e Gregorio, gli amici che condividono la mia smisurata passione per le automobili sportive, i miei compagni di Università con i quali ho condiviso la fatica e la gioia di questo percorso di studi e per ultimi, ma solo in ordine di citazione, i compagni di mille vacanze e mille avventure con i quali condivido i ricordi più belli della mia vita.

Un generoso grazie a tutta la mia famiglia e a tutti i miei parenti che mi hanno sempre sostenuto con amore e fiducia in questi anni e ai quali dedico questo risultato.

Un sentito abbraccio a tutti

Emilio