

**ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA**

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
Sede di Forlì

Corso di Laurea in
INGEGNERIA MECCANICA
Classe : LM-33

TESI DI LAUREA

in
ING-IND/15
DISEGNO E METODI DELL'INGEGNERIA INDUSTRIALE

**STUDIO E OTTIMIZZAZIONE DELL'ALBERO MOTORE DI
UN PICCOLO DIESEL PER AEROPLANI SENZA PILOTA**

CANDIDATO
GIACOMO MORETTI

RELATORE
CHIAR.MO PROF. ING.
LUCA PIANCASTELLI

Anno Accademico 2013/2014
Sessione III

INDICE

CAPITOLO 1 : OGGETTO DELLA TESI

- 1.1) Finalità della dissertazione
- 1.2) Contesto di impiego del prodotto
- 1.3) Obiettivo della progettazione
- 1.4) Specifiche tecniche
- 1.5) Strumenti utilizzati per lo sviluppo del lavoro

CAPITOLO 2 : IL MOTORE DIESEL

- 2.1) Il motore endotermico a ciclo diesel
 - 2.1.1) Introduzione
 - 2.1.2) Caratteristiche generali
 - 2.1.3) Parametri caratteristici
 - 2.1.3.1) Coppia e potenza al banco freno
 - 2.1.3.2) Ciclo termodinamico diesel
 - 2.1.3.3) Grandezze indicate
 - 2.1.4) Curve caratteristiche
- 2.2) Benefici derivanti dall'utilizzo di un propulsore a ciclo diesel

CAPITOLO 3 : IL MOTORE A 2 TEMPI

- 3.1) Generalità

3.2) Tipologie e caratteristiche

3.2.1) Motori a 2 tempi veloci

3.2.2) Motori a 2 tempi lenti

CAPITOLO 4 : ALBERI A GOMITO

4.1) Generalità alberi a gomito

4.2) Tipologie costruttive

4.3) Accorgimenti tecnologici

4.3.1) Tecniche di lavorazione

4.3.2) Osservazioni geometriche

CAPITOLO 5 : ANALISI DEI CARICHI AGENTI SULL'ALBERO

5.1) Analisi cinematica del manovellismo

5.2) Forze agenti sul manovellismo

5.2.1) Forze di pressione

5.2.2) Forze di inerzia

5.2.3) Forze totali

CAPITOLO 6 : ANALISI DELLE VIBRAZIONI

6.1) Vibrazioni torsionali

6.1.1) Simbologia

- 6.1.2) Riduzione ad albero equivalente
 - 6.1.2.1) Calcolo masse volaniche
 - 6.1.2.2) Calcolo della rigidezza torsionale
- 6.1.3) Determinazione dei modi propri del sistema
- 6.1.4) Momenti eccitatori e diagramma degli sforzi torsionali
 - 6.1.4.1) Analisi armonica dei momenti eccitatori
 - 6.1.4.2) Condizione di risonanza
 - 6.1.4.3) Diagramma degli sforzi di torsione
- 6.1.5) Sistemi di smorzamento delle vibrazioni torsionali

6.2) Vibrazioni flessionali

CAPITOLO 7 : VERIFICA DEI COMPONENTI

- 7.1) Verifica dei componenti agli elementi finiti
- 7.2) Schema di calcolo per la verifica dello spinotto
 - 7.2.1) Condizione di carico
 - 7.2.2) Verifiche effettuate sullo spinotto
- 7.3) Schema di calcolo per la verifica della biella
 - 7.3.1) Condizione di funzionamento
 - 7.3.2) Verifiche effettuate sulla biella
 - 7.3.2.1) Accelerazioni al PMS e al PMI della biella

- 7.3.2.2) Verifica a sforzo normale
- 7.3.2.3) Verifica per instabilità a carico di punta
- 7.3.2.4) Verifica a colpo di frusta
- 7.3.2.5) Verifica del piede di biella
- 7.3.2.6) Verifica della testa di biella

7.4) Schema di calcolo per la verifica dell'albero motore

- 7.4.1) Sollecitazioni sui gomiti

CAPITOLO 8 : ELABORAZIONE DATI

8.1) Vibrazioni torsionali

- 8.1.1) Dati tecnici

8.2) Vibrazioni flessionali

8.3) Analisi strutturale dei componenti

- 8.3.1) Spinotto

- 8.3.2) Biella

- 8.3.2.1) Verifica a sforzo normale
- 8.3.2.2) Verifica per instabilità a carico di punta
- 8.3.2.3) Verifica a colpo di frusta
- 8.3.2.4) Analisi delle tensioni al piede di biella
- 8.3.2.5) Analisi delle tensioni alla testa di biella

- 8.3.3) Albero a gomiti

CAPITOLO 9 : ANALISI DEI RISULTATI

9.1) Vibrazioni

9.1.1) Vibrazioni torsionali

9.1.2) Vibrazioni flessionali

9.2) Analisi strutturale dei componenti

9.2.1) Spinotto

9.2.2) Biella

9.2.3) Albero motore

CAPITOLO 10 : EQUILIBRATURA

BIBLIOGRAFIA

CAPITOLO 1 : OGGETTO DELLA TESI.

1.1) FINALITA' DELLA DISSERTAZIONE.

Lo scopo della mia trattazione è lo studio e l'ottimizzazione dell'albero motore di un piccolo diesel per aeroplani senza pilota.

Lo studio prevede la verifica dinamica del funzionamento del motore e il corretto dimensionamento dei componenti del motore.

Sviluppato il motore nelle tesi precedenti, il mio lavoro riguarda la verifica dell'albero motore alle vibrazioni torsionali e flessionali, la verifica dei componenti del manovellismo e quindi di, spinotto, biella e albero motore.

Inoltre il lavoro prevede la sostituzione del metodo di trasmissione della forza tra l'albero motore e l'albero dell'alternatore, per un motivo riguardante l'equilibratura del motore stesso.

1.2) CONTESTO DI IMPIEGO DEL PRODOTTO.

Il prodotto dovrà essere montato su un drone che avrà in futuro il compito di sostituire le pattuglie della polizia nel controllo delle autostrade, con lo scopo di ottenere un risparmio di denaro e una maggior sicurezza.

Non è stato possibile utilizzare un classico motore a benzina due tempi per il semplice motivo che questo tipo di combustibile ha maggior infiammabilità rispetto al gasolio ed nel caso di caduta del drone ci sarebbe la possibilità che divampi un incendio, problema che non sussiste con l'utilizzo del gasolio.

1.3) OBIETTIVO DELLA PROGETTAZIONE.

L'impiego aeronautico influenza profondamente l'architettura di un propulsore imponendo alcuni vincoli. Di questi vincoli vengono di seguito evidenziati gli elementi che definiscono la linea guida dell'intero progetto:

- Ottimo rapporto peso-potenza in vista dell'impiego aeronautico
- Ingombro contenuto
- Assenza di manutenzione per tutta la vita prevista
- Utilizzo di una architettura semplice in modo che, riducendo il numero di componenti, si possa aumentare l'affidabilità complessiva
- Costo di produzione contenuto, ossia adeguato alla fascia di utenti che si intende soddisfare.

1.4) SPECIFICHE TECNICHE.

L'analisi degli obiettivi, seguita dall'assegnazione di un peso relativo (o parametro di importanza) e dallo studio delle interdipendenze generanti influenze positive e negative tra le soluzioni tecniche, ha portato alla stesura delle seguenti:

- La potenza all'albero desiderata prossima a 5 kW.
- Il peso deve essere contenuto entro 7 kg.
- Il ciclo scelto per il propulsore è quello "due tempi" in quanto consente di realizzare propulsori in cui la distribuzione non sia effettuata tramite valvole ed i relativi organi di comando.

- Il combustibile scelto è gasolio commerciale, in quanto al suo interno è contenuta una frazione di olio, utilizzabile per la lubrificazione; inoltre esso risulta meno infiammabile rispetto alle benzine in caso di collisione col suolo.
- Alimentazione mediante carburatore che permette di ottenere la miscela che andrà poi immessa prima nel carter pompa e poi in camera di combustione.
- Cuscinetti volventi lubrificati dal gasolio stesso all'interno del carter pompa.
- Carter pompa per consentire l'avviamento.
- Valvola rotante posta sullo scarico in modo da non utilizzare una pesante marmitta ad espansione.
- Inserimento di una candele per favorire l'accensione.

1.5) STRUMENTI UTILIZZATI PER LO SVILUPPO DEL LAVORO.

Per la verifica dei componenti e del modello finale è stato utilizzato il software di disegno 3D "Solidworks", mediante il quale è stato possibile verificare montaggio, proprietà di massa e di geometria dei componenti stessi.

Per effettuare le verifiche ed relativi calcoli progettuali invece si è ricorso all'utilizzo di "Excel", il quale ha reso possibile la revisione del progetto in caso di modifiche in tempi relativamente brevi.

CAPITOLO 2 : IL MOTORE DIESEL.

2.1) IL MOTORE ENDOTERMICO ALTERNATIVO A CICLO DIESEL.

2.1.1) INTRODUZIONE.

Il motore diesel, così chiamato in omaggio al suo inventore, il tecnico tedesco Rudolf Diesel (1858-1913), appartiene alla categoria dei motori ad accensione spontanea: è assai simile a quello a benzina per quanto riguarda la struttura e la conformazione dei vari organi, mentre se ne distacca notevolmente per il ciclo di funzionamento e in particolare per le modalità di formazione della miscela aria-combustibile e per quelle secondo le quali ha inizio e si svolge la combustione. Mentre nel motore a benzina il titolo della miscela deve rimanere pressoché costante nelle varie condizioni d'utilizzo, non discostandosi che di poco dal rapporto chimicamente corretto, nel diesel non solo esso può variare maggiormente, ma è proprio per mezzo di tale variazione che si regola la potenza erogata.

Questo motore copre una gamma di potenze medio alte della categoria dei motori a combustione interna, affermandosi come generatore di potenza in impianti fissi, nella propulsione navale e ferroviaria e nel trasporto industriale su strada. Nel settore automobilistico i Diesel hanno trovato in passato scarsa applicazione e soltanto grazie ai bassi costi di esercizio; negli ultimi anni invece l'evoluzione tecnologica ha permesso loro di conquistare fette sempre maggiori di mercato, affermandosi anche in settori come le berline di classe, tradizionalmente riservati ai motori a ciclo Otto. In particolare l'adozione di sistemi di sovralimentazione sempre più raffinati e l'iniezione diretta ad alta pressione consente ai Diesel di sviluppare potenze specifiche paragonabili a quelle dei motori a ciclo Otto, ma sempre con minori emissioni inquinanti.

2.1.2) CARATTERISTICHE GENERALI.

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 spontanea, in quanto il combustibile è 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;

Per contro il motore Diesel presenta i seguenti svantaggi:

- Si devono adottare più elevati rapporti di compressione, necessari per portare la pressione e la temperatura dell'aria a valori sufficientemente elevati 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.

2.1.3) PARAMETRI CARATTERISTICI.

2.1.3.1) COPPIA E POTENZA AL BANCO FRENO.

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 od 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:

$$M_e = F * b$$

Essa misura il momento torcente utile reso disponibile all'albero motore, ossia la sua effettiva capacità di compiere lavoro.

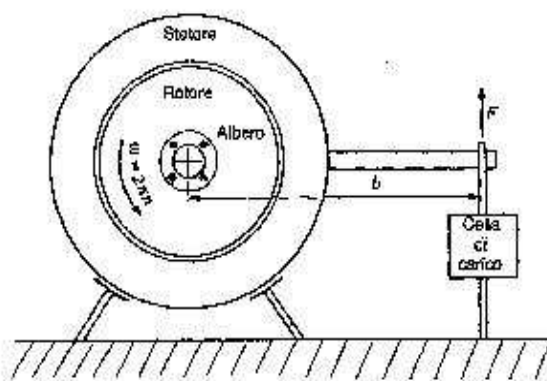


Fig. 2.1

La potenza effettiva utile sarà data dal prodotto della coppia per la velocità angolare ω (ovvero il regime di rotazione n espresso in giri/s), parimenti rilevata nelle condizioni di prova:

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

2.1.3.2) 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.

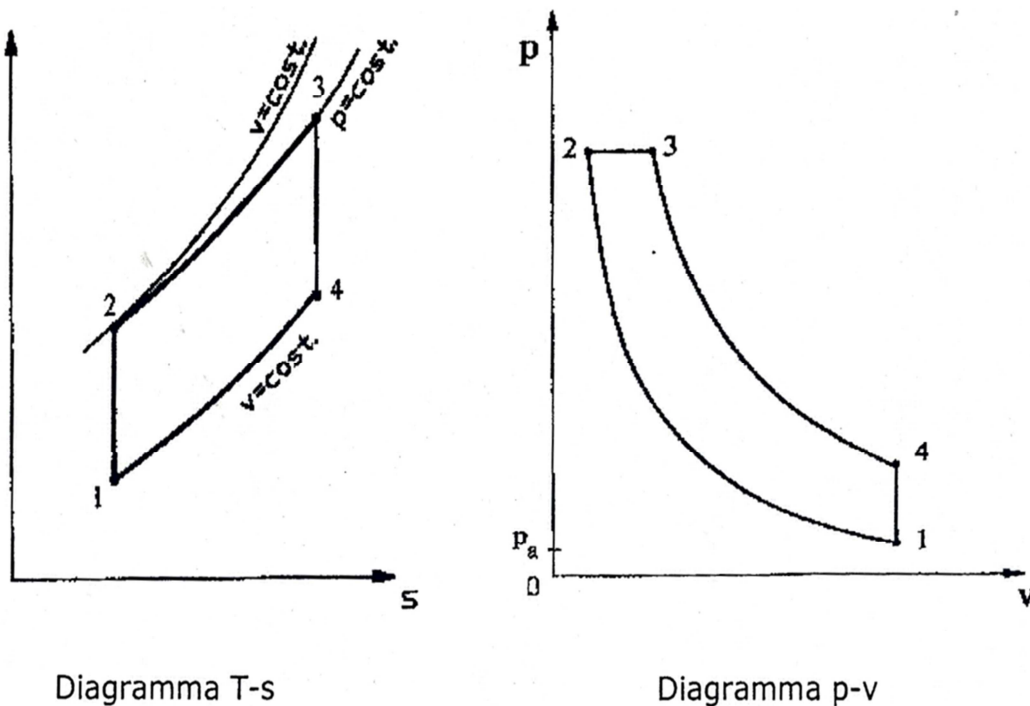


Fig. 2.2

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 Fig. 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 combustibile 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 sotto forma di fine spray, 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 -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 fluidodinamica, 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:

$$L_i = \int_{ciclo} p \cdot A_p \cdot ds$$

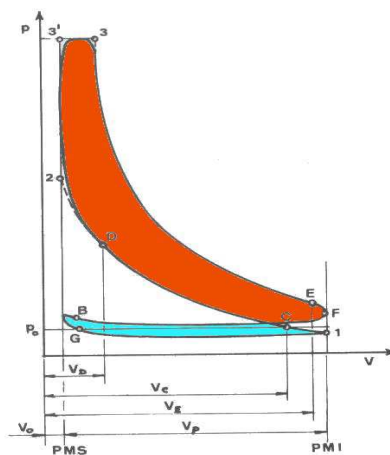


Fig. 2.3

2.1.3.3) GRANDEZZE INDICATE.

Partendo dal diagramma indicato è 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:

$$P_i = dL_i / dt = (L_i * n) / (\tau / 2)$$

essendo τ il numero di tempi del motore.

Poiché il lavoro indicato 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} :

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

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

Si ottiene:

$$P_i = p_{mi} * (V * n) / (\tau / 2)$$

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 $m_c \cdot H_i$ definisce il rendimento indicato η_i del motore:

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

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.

2.1.4) CURVE CARATTERISTICHE.

Le curve caratteristiche sono diagrammi che rappresentano la variazione della potenza effettiva della coppia motrice e del consumo specifico al variare del regime di rotazione del motore.

E' però opportuno notare che le condizioni di funzionamento di un motore non dipendono da un solo parametro, si può infatti sviluppare una potenza variabile anche agendo sull'organo della regolazione (nel diesel per esempio 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.

Le figure a seguire ci mostrano le tipiche curve caratteristiche per un motore diesel sovralimentato, i cui andamenti sono così spiegabili:

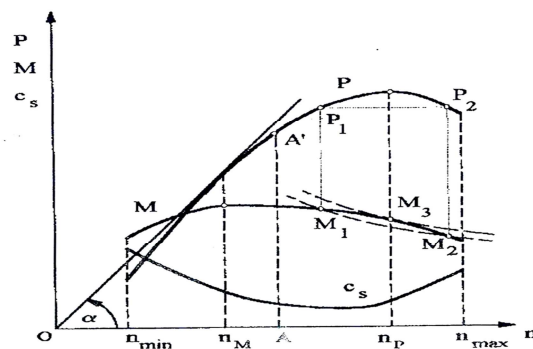


Fig. 2.4

Curva di coppia.

Dal grafico si nota la presenza del massimo ad un regime di rotazione relativamente basso e poi risulta appiattita per un certo tratto, diminuendo nelle regioni estreme dell'intervallo delle n di funzionamento, ciò è giustificabile tenendo presente che i parametri che maggiormente

la influenzano sono il rendimento totale ed il coefficiente di riempimento, quest'ultimo 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).

Curva di potenza.

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

Nel diesel il punto di potenza massima è a un regime non troppo elevato perché, come già detto, la combustione è lenta e inoltre ci sono masse alterne più pesanti.

Consumo specifico.

Solitamente presenta 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.

2.2) BENEFICI DERIVANTI DALL'UTILIZZO DI UN PROPULSORE A CICLO DIESEL.

La minore infiammabilità del gasolio rispetto alla benzina costituisce un beneficio in termini di sicurezza, inoltre il maggior rendimento che un ciclo diesel permette di ottenere consente l'installazione di un compressore a comando meccanico senza penalizzare troppo i consumi specifici.

Il minor costo del gasolio, inoltre, permette di giustificare in termini economici l'uso di una parte del combustibile imbarcato per la lubrificazione e, per quanto riguarda le soluzioni tecniche, non sarebbe stato sostenibile, in termini di peso, ingombro, contaminazione con acqua, realizzare un serbatoio dell'olio che fosse sufficiente a garantire il lubrificante per tutta la vita del motore.

La mancanza dei sistemi elettrici di accensione tipici del motore a benzina consente di ottenere che gli strumenti di volo possano funzionare senza disturbi elettromagnetici e, infine, la ridondanza del sistema di iniezione permette di aumentare la sicurezza durante il volo.

CAPITOLO 3 : IL MOTORE A 2 TEMPI.

3.1) GENERALITA' E STORIA DEL MOTORE A 2 TEMPI.

Per quanto riguarda il motore a 2 tempi l'invenzione viene attribuita a Sir Douglas Clerk (Glasgow 1854 – 1932), un Ingegnere Chimico Inglese che nel 1879 inventò (e successivamente brevettò nel 1881) appunto questo particolare motore contraddistinto dall'aver una fase attiva durante ogni rotazione completa dell'albero motore, mentre nel motore a 4 tempi si ha una fase attiva ogni due rotazioni.

Il motore a 2 tempi ha subito varie evoluzioni e miglioramenti, anche se al giorno d'oggi il suo utilizzo in campo stradale risulta fortemente ridotto a causa delle problematiche in termini di emissioni inquinanti che tali motori presentano, mentre risultano ampiamente impiegato in campo marino motori Diesel 2 tempi sovralimentati, i quali presentano però caratteristiche costruttive molto particolari che si discostano dai motori a 2 tempi comunemente conosciuti.

3.2) TIPOLOGIE E CARATTERISTICHE.

Esistono due tipologie di motori a 2 tempi, ognuna delle quali è caratterizzata da soluzioni che ne rendono l'impiego maggiormente od esclusivamente adatto a particolari campi di impiego.

La caratteristica distintiva per i motori a 2 tempi fa principalmente riferimento alla “velocità di rotazione” del motore, distinguendo tra motori a 2 tempi veloci e motori a 2 tempi lenti.

Questa classificazione porta ad individuare due famiglie che si differenziano di fatto in maniera sostanziale soprattutto per il conseguente campo di impiego e per il tipo di

alimentazione del motore, infatti i motori a 2 tempi veloci sono i classici motori impiegati principalmente nei motocicli ed utilizzano come combustibile benzina, mentre i motori a 2 tempi lenti sono motori generalmente alimentati con combustibili pesanti quali il Gasolio, e sono definiti motori Diesel.

Il campo di applicazione principale di questi ultimi è rappresentato dalla propulsione navale, così come dalla generazione stazionaria di energia elettrica.

Nei motori a 2 tempi si ha una fase attiva (la combustione) ad ogni rotazione completa dell'albero motore, e per quanto visto in occasione dei post sui motori a 4 tempi, risulta necessario sovrapporre le varie fasi in modo da rendere possibile questa maggiore frequenza della fase di combustione.

La sovrapposizione delle fasi si ripercuote ovviamente sulla geometria del motore, in maniera differente tra motori lenti e veloci, ma conservando sempre delle differenze sostanziali rispetto ai motori a 4 tempi, in particolare i motori a 2 tempi dispongono di luci per il passaggio della carica (fresca e/o combusta) che vengono aperte e chiuse direttamente dal pistone, imponendo quindi una rigida dipendenza della fasatura da tale moto.

3.2.1) MOTORI A 2 TEMPI VELOCI.

Lo schema generale di un motore 2 tempi veloce è rappresentato nella seguente figura:

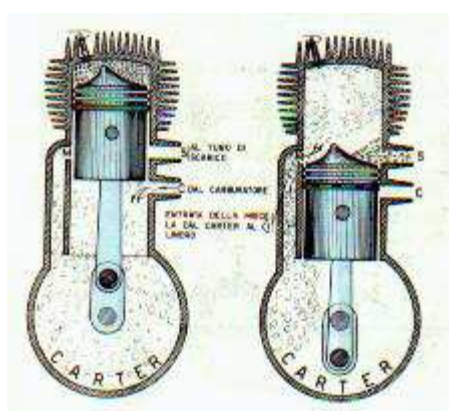


Fig. 3.1

L'aria ed il combustibile vengono premiscelati ed aspirati in genere nel carter, il quale assume il ruolo di "parziale sovralimentatore" dal momento che durante la fase di discesa del pistone, questo opera una compressione della carica accumulata nel carter (per questo motivo anche chiamato "carter-pompa") forzando il ricambio attraverso la successiva apertura della luce di lavaggio (collocate a sinistra nel disegno).

Per quanto riguarda la fase di lavaggio sono stati sviluppati diversi concetti che portano il flusso a percorrere traiettorie differenti, ma una trattazione di tale argomento risulterebbe abbastanza lungo dovendo entrare nel merito dei benefici e dei limiti di ogni soluzione.

La fase di scarico-travaso è la fase nella quale, al termine dell'espansione si ha l'apertura ad opera del pistone della luce di scarico e con una certa sovrapposizione si ha il travaso, ovvero il passaggio della carica fresca dal carter-pompa al cilindro.

La particolare forma del pistone si rende in genere necessaria per separare adeguatamente i due flussi evitando che ci siano dei fenomeni di perdita di carica fresca allo scarico, così come evitare l'incompleta espulsione della carica esausta.

Alle luci in genere vengono aggiunte delle valvole, di tipo lamellare o rotante, per permettere di ottenere una fasatura asimmetrica, ed ognuna delle soluzioni presenta vantaggi e svantaggi reciproci che ne determinano la scelta caso per caso.

I motori a due tempi veloci hanno avuto un largo impiego in passato, mentre in tempi recenti il loro utilizzo si è circoscritto sempre più ed ad oggi è ristretto prevalentemente nell'ambito dei ciclomotori, e questo è avvenuto a causa della difficoltà per questi motori di evitare che una certa quota di gas freschi vengano direttamente bypassati allo scarico con peggioramento pertanto del consumo, ed inoltre per via della contaminazione della carica fresca con l'olio di lubrificazione che porta ad avere emissioni inquinanti troppo elevate.

Lo sviluppo dei motori 2 tempi pertanto risente di questo sempre più scarso impiego, anche se è realistico ritenere che questa tipologia di motori presenti margini di miglioramento troppo esigui (si pensi ai limiti legati alla forma del pistone ed alla "rigidezza" della fasatura) se paragonata con i motori 4 tempi i quali, avendo una netta distinzione tra le varie fasi, permettono una maggiore possibilità di intervento.

Tra i pregi del motore a 2 tempi si deve ovviamente ricordare la maggiore densità di potenza e l'affidabilità, quest'ultima dovuta alla maggiore semplicità di un motore 2 tempi rispetto ad un motore 4 tempi.

3.2.2) MOTORI A 2 TEMPI LENTI.

I motori a 2 tempi lenti, come detto in precedenza, vengono utilizzati principalmente nell'ambito della propulsione navale e produzione di energia elettrica, e sono caratterizzati da bassi regimi di rotazione e dall'adozione del ciclo Diesel, o meglio, del ciclo Sabathè

Questi motori adottano in genere una pompa di lavaggio (anche se sarebbe corretto chiamarla compressore) in genere di tipo volumetrica, e pertanto non utilizzando il carter-pompa non sono afflitti dai problemi di contaminazione della carica fresca con l'olio lubrificante.

Anche le luci di scarico vengono eliminate e si impiegano delle normali valvole a fungo.

Uno schema tipico è il seguente:

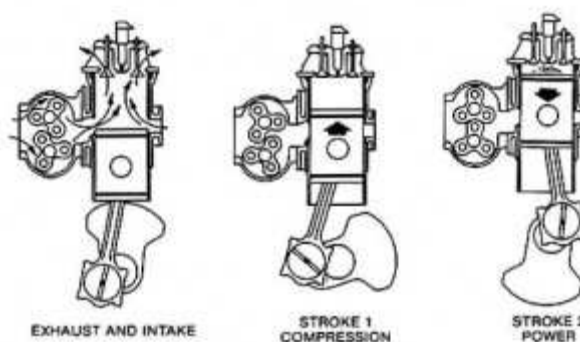


Fig. 3.2

Questi motori presentano ottimi valori di rendimento, anche in virtù delle condizioni operative alle quali lavorano, caratterizzate da un basso numero di giri e dalle caratteristiche del carico generalmente ad essi accoppiato.

Esistono anche motori a due tempi Diesel per impieghi di autotrazione, ma tale applicazione è sempre meno impiegata salvo mezzi particolari (come ad esempio alcuni mezzi militari e mezzi pesanti civili).

CAPITOLO 4 : ALBERI A GOMITO.

4.1) GENERALITA' DEGLI ALBERI A GOMITO.

Gli alberi a gomito sono alberi che portano le manovelle per la trasformazione, attraverso le bielle, del moto rettilineo alterno del pistone nel moto rotatorio dell'albero, nonché i contrappesi necessari per equilibrare le forze di inerzia. 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).

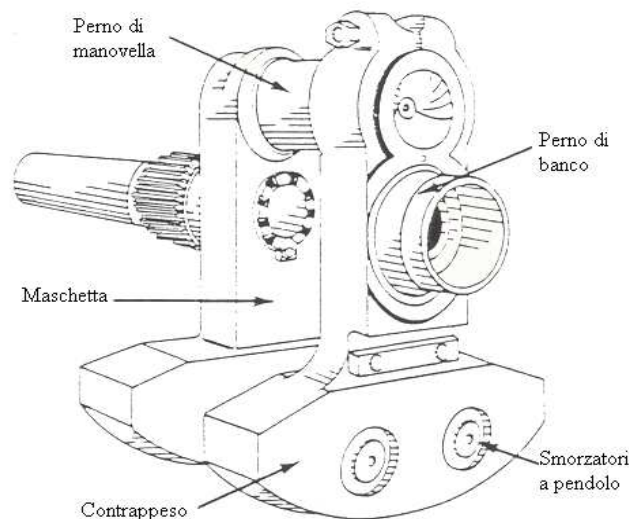


Fig. 4.1

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

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

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.

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

L'olio infatti non ha solo funzioni lubrificanti, ma deve lambire le superfici in modo da asportare il più possibile il calore che si sviluppa per attrito.

4.2) TIPOLOGIE COSTRUTTIVE.

Gli alberi a gomito possono essere in un pezzo solo od 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, quantunque non manchino esempi di alberi a gomito scomponibili per motori in linea da autocarro (Saurer) e d'aviazione (Hirth).

Negli alberi a gomito composti, il montaggio delle manovelle sui perni avviene in modo diverso secondo il tipo di costruzione e del motore; così, ad esempio negli alberi a gomito per grossi motori Diesel s'impiega il forzamento a caldo, in quelli per motori d'aviazione stellari avviene mediante bulloni di serraggio tangenziali, per motori d'aviazione con cilindri verticali od a « V », ecc. l'unione si effettua mediante denti frontali secondo il sistema Hirth, ecc.

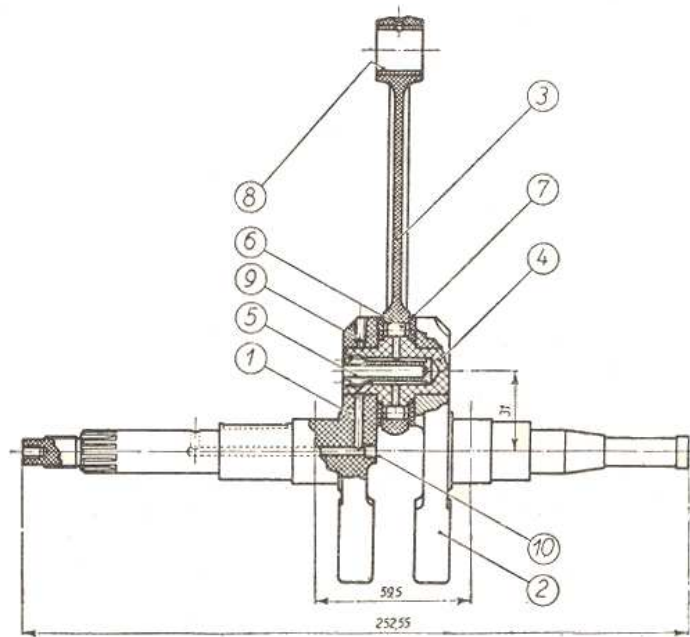


Fig. 4.2

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

Gli alberi fucinati in acciaio sono oggi estremamente diffusi nelle costruzioni automobilistiche particolarmente nei motori di prestazioni elevate.

Un sistema di produzione interessante impiegato con successo in passato prevedeva la realizzazione di alberi in acciaio ottenuti per fusione: i materiali impiegati in questo caso avevano delle caratteristiche che potevano essere considerate intermedie tra quelle delle ghise e quelle degli acciai "classici".

In seguito tuttavia a causa principalmente delle elevate temperature in gioco e della ridotta colabilità dell'acciaio gli alberi fusi in questo materiale sono praticamente scomparsi dalla scena anche se costituiscono tuttora una proposta di interesse tecnico.

Data la grande facilità con la quale può essere fusa e colata per formare getti di geometria anche piuttosto complessa, la ghisa costituisce un materiale sul quale già molto tempo fa si

sono focalizzate le attenzioni di numerosi tecnici anche per la realizzazione degli alberi a gomiti (Fig 4.3). Per poter realizzare con successo degli alberi a gomiti per motori automobilistici di serie occorre impiegare delle ghise dotate di elevate caratteristiche meccaniche. Sono stati così realizzati con risultati eccellenti, per la produzione in gran serie, alberi in ghisa a grafite sferoidale (scoperta nel 1948) che attualmente viene impiegata diffusamente. La resistenza a fatica è molto buona, come pure quella all'usura, è inoltre importante sottolineare che gli alberi in questo materiale possono anche non richiedere alcun trattamento termico dopo la fusione.

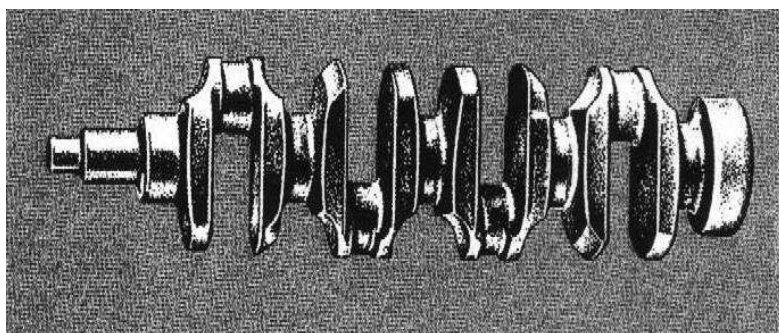


Fig. 4.3

4.3) ACCORGIMENTI TECNOLOGICI.

4.3.1) 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 soprametallo (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 non dirado difficoltosa e fonte di problemi sia per il diametro in genere piuttosto ridotto che per la notevole lunghezza delle canalizzazioni stesse (Fig 4.4). Quando vi era un operatore che

provvedeva manualmente al l'avanzamento della punta a forare, la rottura di quest'ultima era tutt'altro che rara.

Successivamente sono state messe a punto delle macchine automatiche che consentivano di evitare il rischio di inconvenienti del genere e 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.

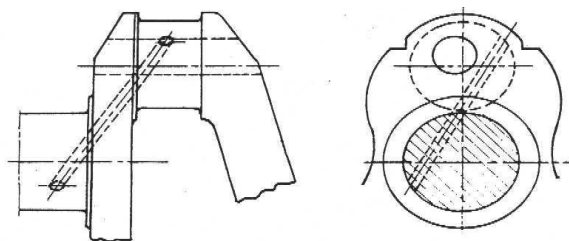


Fig. 4.4

In genere la foratura viene effettuata in più fasi, ritraendo periodicamente la punta per liberarla da trucioli e sfridi. Negli alberi ottenuti di 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.

Altre volte ancora 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 venire avvitati. In questo secondo caso si impiegano di norma dei grani filettati con cava esagonale, la cui filettatura viene cosparsa con Loctite 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 rinvivate.

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 (oppure della tela impregnata di polvere abrasiva a grana eccezionalmente fine).

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 scrupolosa 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.

4.3.2) 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 venire rullati.

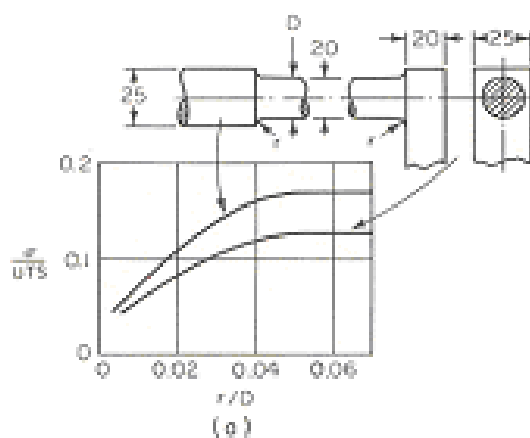


Fig. 4.5

In Fig. 4.5 è mostrato l'effetto del raggio di raccordo sul valore della massima tensione sopportabile da un albero diritto con una sola maschetta.

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. 4.6.

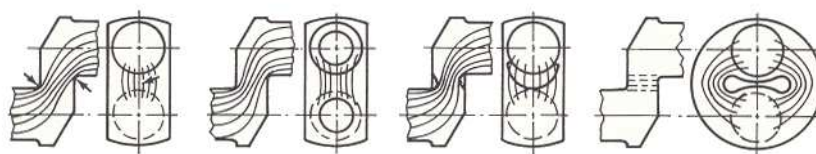


Fig. 4.6

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.

Come si nota dalla Fig. 4.5 l'albero con semplice spallamento è più resistente dell'albero con maschetta, pur avendo le stesse dimensioni di massima e del raccordo. Ciò è dovuto alla non uniforme distribuzione delle tensioni tra supporto di biella e maschetta, le quali tendono a concentrarsi sul raccordo interno come mostrato in Fig. 4.6; Nella stessa figura sono illustrate varie soluzioni per ottenere una migliore distribuzione delle tensioni.

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 di allora).

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 4.7).

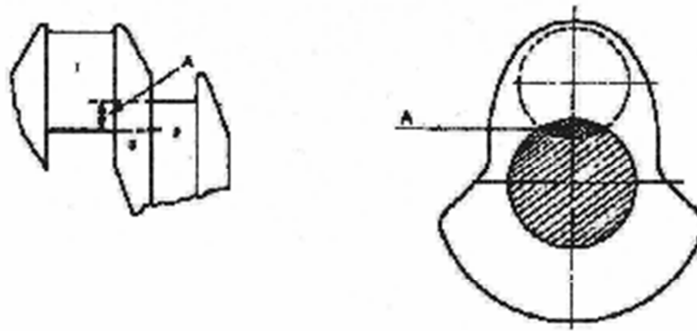


Fig. 4.7

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 attraverso l'overlap, riducendo dunque lo sforzo sui raccordi.

In Fig. 4.8 sono mostrati i risultati di prove di rottura a fatica effettuate da Lurenbaum, 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. 4.8.a 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 ininfluyente ai fini dell'assorbimento di tensione. Un netto miglioramento si ha forando l'albero con fori rettilinei (Fig. 4.8.g) o ancora meglio con fori complessi (Fig. 4.8.b-c), naturalmente più costosi.

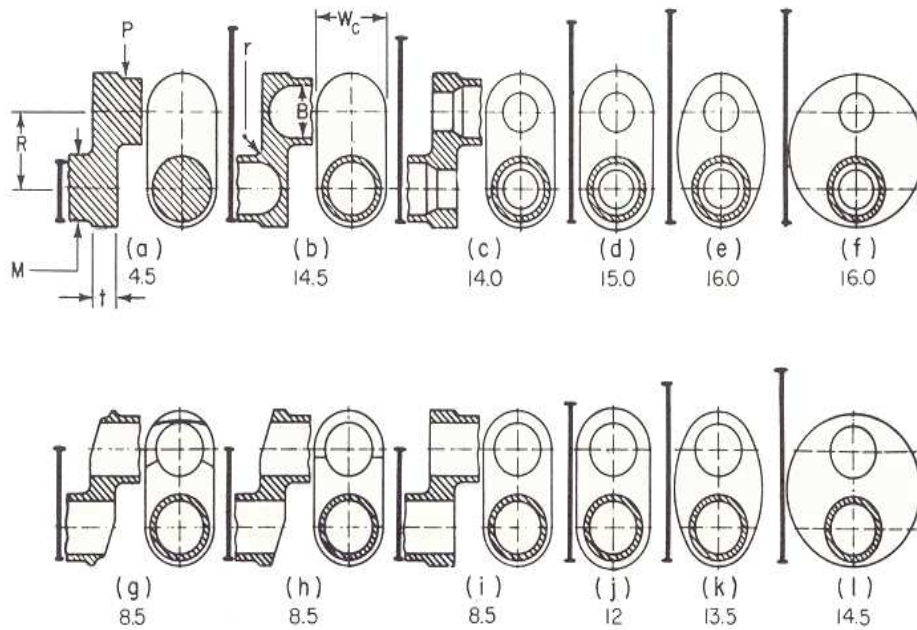


Fig. 4.8

L'utilizzo di maschette smussate (Fig. 4.8.h) 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. 4.8.i-j), un effetto minore nel caso di fori complessi (Fig. 4.8.c-d). Un aumento eccessivo di non comporta vantaggi dal punto di vista della resistenza (Fig. 4.8.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 dà 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 mascheretta
- filetti in corrispondenza di zone ad alta sollecitazione
- raccordi troppo ridotti o addirittura spigoli vivi, sia cavi che convessi
- eccessivi smussi delle mascherette, specialmente in caso d'alberi alleggeriti e con mascherette di ridotto spessore

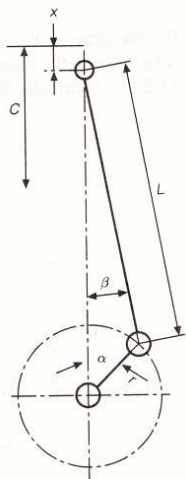
In ultima analisi si può affermare che la progettazione di un albero a gomiti è ben lontana dall'essere una scienza esatta, essa dipende molto dall'intelligente applicazione dei risultati delle sperimentazioni e dall'analisi di precedenti soluzioni funzionanti in maniera ottimale.

CAPITOLO 5 : ANALISI DEI CARICHI AGENTI SULL'ALBERO.

5.1) ANALISI CINEMATICA DEL MANOVELLISMO.

Il gruppo biella-manovella trasforma il moto alternato dello stantuffo in moto rotatorio dell'albero motore.

L'occhio superiore della biella, detto piede di biella, collegato allo stantuffo si muove di moto rettilineo alternato, mentre la testa della biella ruota col perno di estremità della manovella. Agli effetti del calcolo, il movimento rotatorio della manovella è considerato, senza errore apprezzabile, uniforme. Nella rappresentazione schematica della Fig 5.1 si ha:



L = lunghezza della biella= 145 mm

r = raggio di manovella= 45,2 mm

C = corsa dello stantuffo= 90,4 mm

x = ogni spostamento dello stantuffo inferiore a C , riferito al PMS;

α = spostamento angolare della manovella rispetto alla posizione corrispondente al PMS;

β = angolo che l'asse della biella forma con quello del cilindro

Fig. 5.1

Lo studio della cinematica dello stantuffo prevede la ricerca della relazione che esiste fra gli spostamenti lineari x dello stantuffo e quelli angolari α della manovella.

Dalla Fig 5.1 si ricava:

$$x = r (1 - \cos \alpha) + L (1 - \cos \beta)$$

ma in quest'espressione compare l'angolo β mentre vogliamo esprimere x solo in funzione dell'angolo α . Essendo:

$$r \sin \alpha = L \sin \beta \quad \text{Si ha: } \sin \beta = \frac{r \cdot \sin \alpha}{L}$$

$$\text{Ponendo } \lambda = \frac{r}{L}, \text{ si ottiene: } \sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha$$

Da questa espressione si ricava per ogni posizione della manovella l'angolo β della biella.

Per $\alpha = \frac{\pi}{2}$, $\sin \alpha$ è uguale a 1 e perciò il valore dell'angolo β diviene massimo, ossia:

$$\sin \beta = \lambda$$

Ricordando l'espressione trigonometrica: $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$ e sostituendo il valore di $\sin \beta$ calcolato in precedenza, si ha:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}$$

Sostituendo questo valore nell'espressione di x si ottiene l'espressione dello spostamento dello stantuffo in funzione dell'angolo della manovella:

$$x = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha})$$

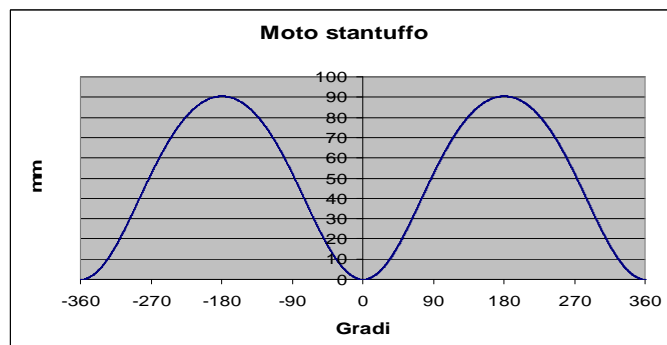


Fig. 5.2

La velocità dello stantuffo non è dunque uniforme. Essa vale:

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

In cui si è posto $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$, velocità angolare del motore espressa in radianti al secondo.

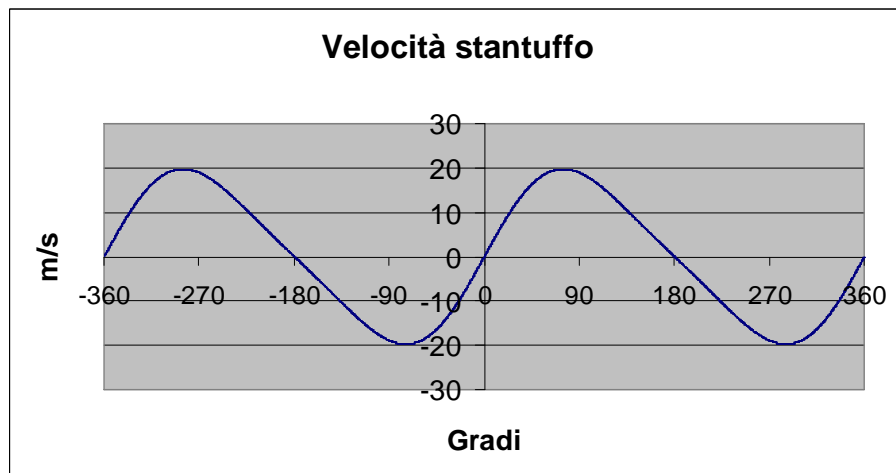


Fig. 5.3

Nota il valore della velocità V dello stantuffo, è immediato calcolare il valore della sua accelerazione a :

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} \quad \text{da cui:} \quad a = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

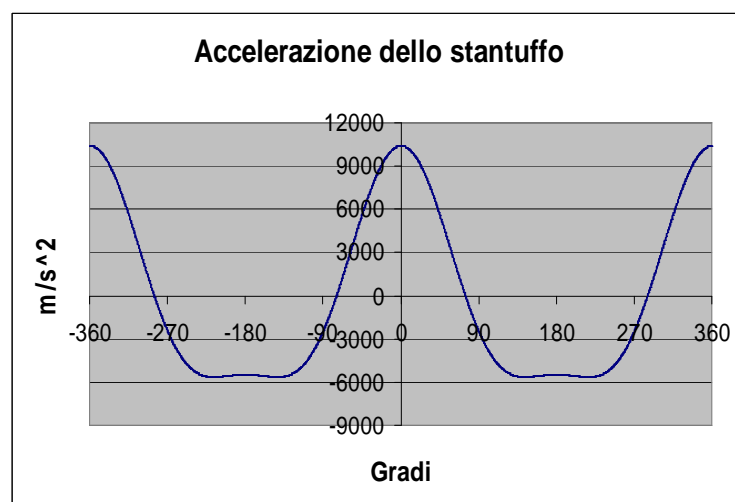


Fig. 5.4

Il valore di a si annulla quando è massima la velocità dello stantuffo.

La cinematica della biella è determinata dal suo angolo di rotazione β espresso da:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}$$

Derivandola rispetto al tempo si ottiene:

$$\cos \beta \cdot \frac{d\beta}{dt} = \lambda \cdot \cos \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \lambda \cdot \cos \alpha$$

La velocità angolare della biella risulta pertanto:

$$\omega_b = \frac{d\beta}{dt} = \omega \cdot \lambda \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}$$

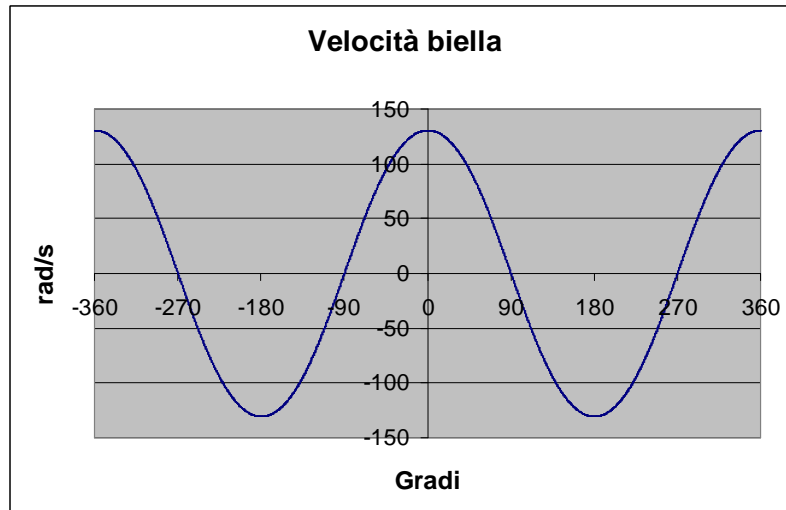


Fig. 5.5

Mentre la sua accelerazione angolare è espressa da:

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

La conoscenza delle caratteristiche cinematiche di manovella, biella e stantuffo consente di eseguire un'analisi accurata della dinamica del manovellismo. Ogni componente infatti è soggetto a forze e coppie d'inerzia, le quali dipendono dalla precedente analisi cinematica.

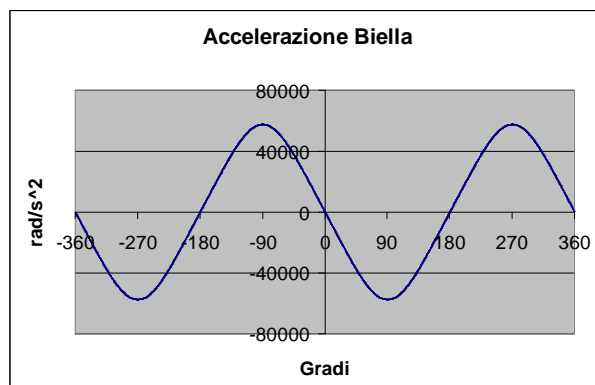


Fig. 5.6

5.2) FORZE AGENTI SUL MANOVELLISMO.

5.2.1) FORZE DI PRESIONE.

Le forze che agiscono sul manovellismo si suddividono in forze dovute alla pressione dei gas contenuti nel cilindro e forze di inerzia agenti sulle parti in movimento .

Le forze dovute alla pressione dei gas si ricavano dalla relazione:

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

essendo D il diametro dello stantuffo, $p(\alpha)$ la pressione dei gas all'interno del cilindro e p_0 la pressione esistente all'interno del basamento (supposta uguale a quella dell'ambiente esterno).

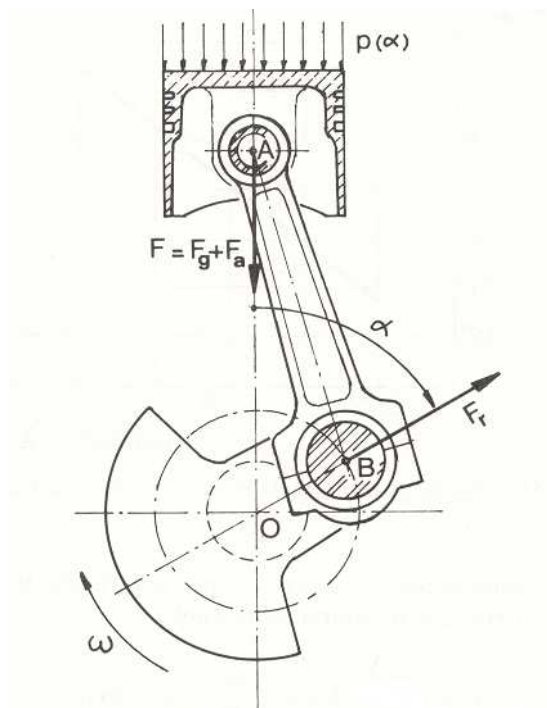


Fig. 5.7

Per ciò che riguarda le forze di pressione agenti sull'albero a gomiti dall'Alfa 1900 jtd, è stata fatta una rilevazione delle pressioni in camera di combustione, ottenendo il seguente grafico $p(\alpha)$:

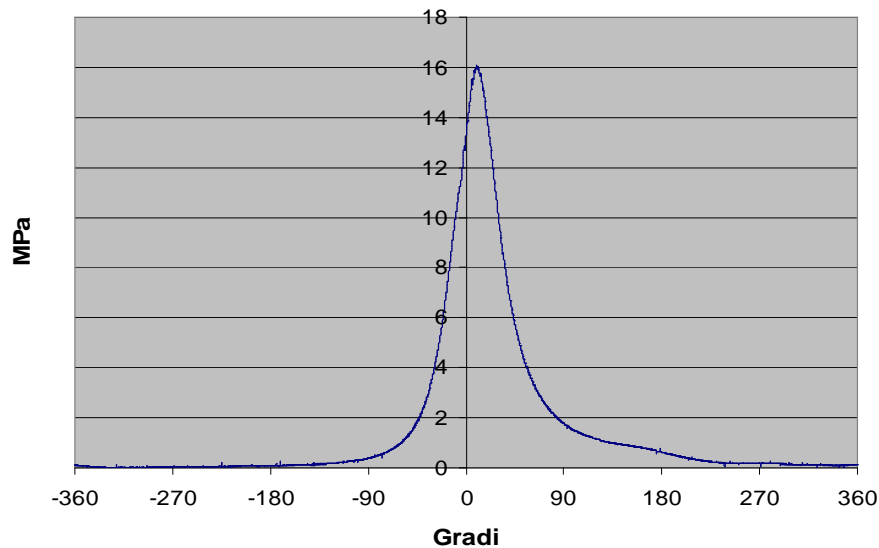


Fig. 5.8

Riferiamoci ora ad un sistema di riferimento fisso situato nel piano di moto di biella e manovella, con origine sull'asse di rotazione dell'albero e asse y coincidente con l'asse del moto del pistone.

Si riporta in Fig 5.9 il diagramma polare della forza F_g , scomposta lungo gli assi secondo le relazioni:

$$F_{gx} = F_g$$

$$F_{gy} = F_g \cdot \text{tg}\beta$$

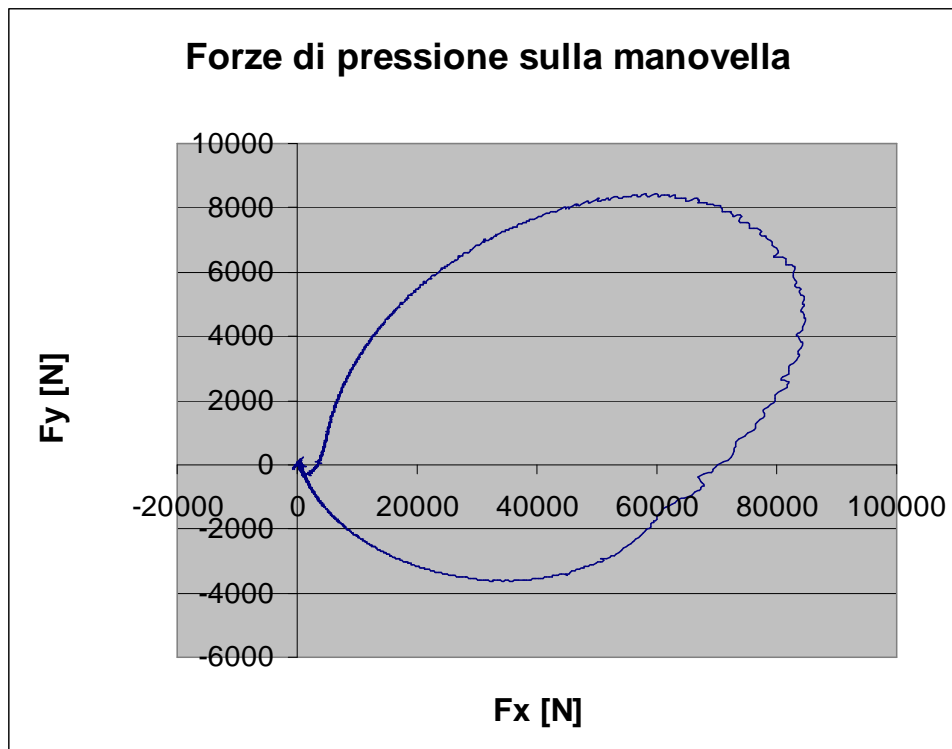


Fig. 5.9

5.2.2) FORZE D'INERZIA.

Le forze di inerzia che agiscono sulle parti mobili del manovellismo sono divisibili in forze di inerzia agenti sulle parti dotate di moto alterno e forze di inerzia agenti sulle parti dotate di rotatorio. Conoscendo le leggi che governano il moto degli organi che compongono il manovellismo è possibile ricavare, note le rispettive masse, le forze che su di essi agiscono.

- Le parti dotate di moto alternato sono soggette a forze d'inerzia calcolabili per mezzo della formula generale $F_a = -m_a a$, in cui m_a è la massa e a è l'accelerazione dello stantuffo, si ottiene quindi:

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

La forza d'inerzia F_a , costantemente diretta lungo l'asse del cilindro, risulta variabile in grandezza e verso ed ha segno opposto a quello dell'accelerazione a , è inoltre costituita dalla somma di due termini: la forza alterna d'inerzia del primo ordine (il termine in $\cos\alpha$) e forza alterna d'inerzia del secondo ordine (il termine in $\cos 2\alpha$).

- Le parti dotate di moto rotatorio (gruppo della manovella) sono soggette alla forza centrifuga $F_r = m_r \omega^2 r$ che rappresenta un vettore rotante, costante in modulo, passante per l'asse di rotazione della manovella. Nella F_r il termine m_r rappresenta la massa rotante ridotta a raggio di manovella r .

La riduzione delle masse la raggio di manovella dev essere effettuata in modo da assicurare uguaglianza tra le forze centrifughe agenti sulle masse effettive e quelle agenti sulle masse ridotte.

La massa m_p del perno di biella non richiede alcuna riduzione in quanto il suo baricentro, essendo sull'asse del perno stesso, si trova già a distanza r dall'asse di rotazione della manovella (Fig 5.10)

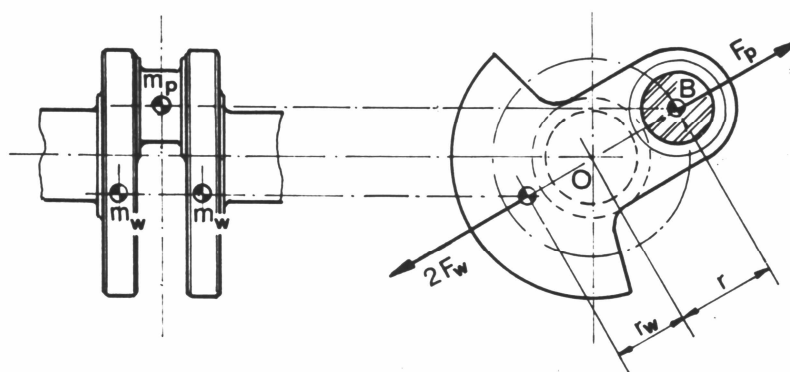


Fig. 5.10

- Le masse m_w dei bracci di manovella con gli eventuali contrappesi, i cui baricentri si trovano generalmente a distanze r_w diverse da r dall'asse di rotazione dell'albero, debbono essere ridotte imponendo l'uguaglianza dei momenti statici:

$$m_{wr} = m_w \frac{r_w}{r}$$

otteniamo:

$$m_{mr} = m_p - 2m_{wr}$$

si ha $m_r < 0$ per effetto dei contrappesi, questo significa che la forza centrifuga

$$F_{mr} = m_{mr} \cdot \omega^2 \cdot r$$

complessivamente agente sulla manovella risulta diretta in senso concorde a F_w

- Le parti dotate di moto rototraslatorio (gruppo della biella) sono sostituite mediante un sistema di masse concentrate più un momento di inerzia puro, entità che non ha aderenza fisica ma serve a soddisfare compiutamente il sistema di equazioni del moto.

Si ha quindi:

- I. una massa m_{ba} nel centro del piede di biella assoggettata alla cinematica dello stantuffo;
- II. una massa m_{br} nel centro della testa di biella assoggettata alla cinematica della manovella;
- III. un momento d'inerzia puro J' ;

Dalle equazioni del moto si ottiene:

$$m_{ba} = m_b \cdot \frac{x_2}{L} =$$

con x_2 = distanza tra testa di biella e baricentro della stessa

L = lunghezza totale biella

m_b = peso biella

$$m_{br} = m_b \frac{x_1}{L}$$

con x_1 = distanza tra piede di biella e baricentro della stessa = 100,1 mm

$$J' = J_z - m_b \cdot x_1 \cdot x_2$$

con J_z = momento d'inerzia della biella rispetto ad un asse passante per il baricentro e normale al piano di moto

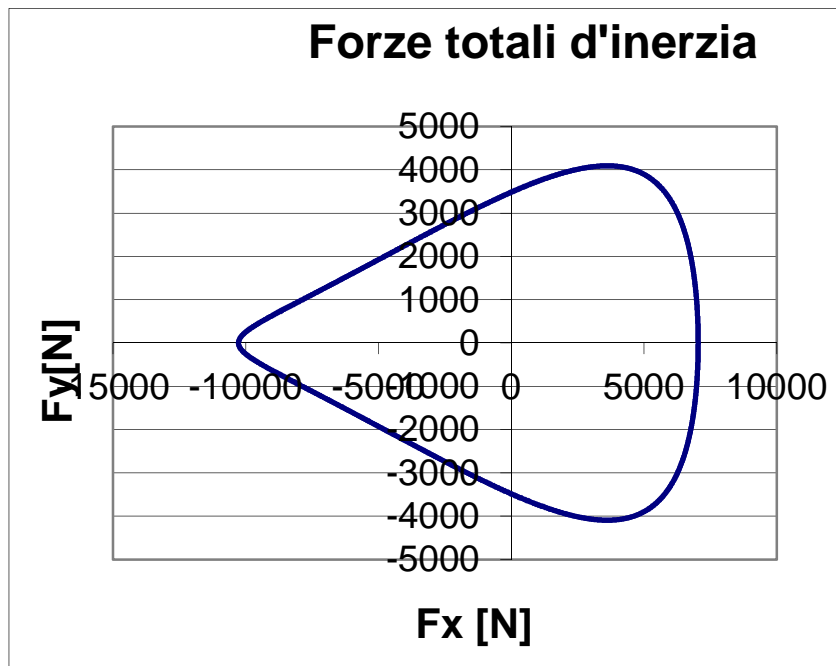


Fig. 5.11

5.2.3) FORZE TOTALI.

In Fig 5.12 è riportato il diagramma polare delle forze totali agenti sull'albero a gomiti, visto da un sistema di riferimento fisso, con origine sull'asse di rotazione dell'albero ed assi appartenenti al piano di moto di pistone e biella. Questo andamento sarà quindi la somma delle componenti di pressione e d'inerzia.

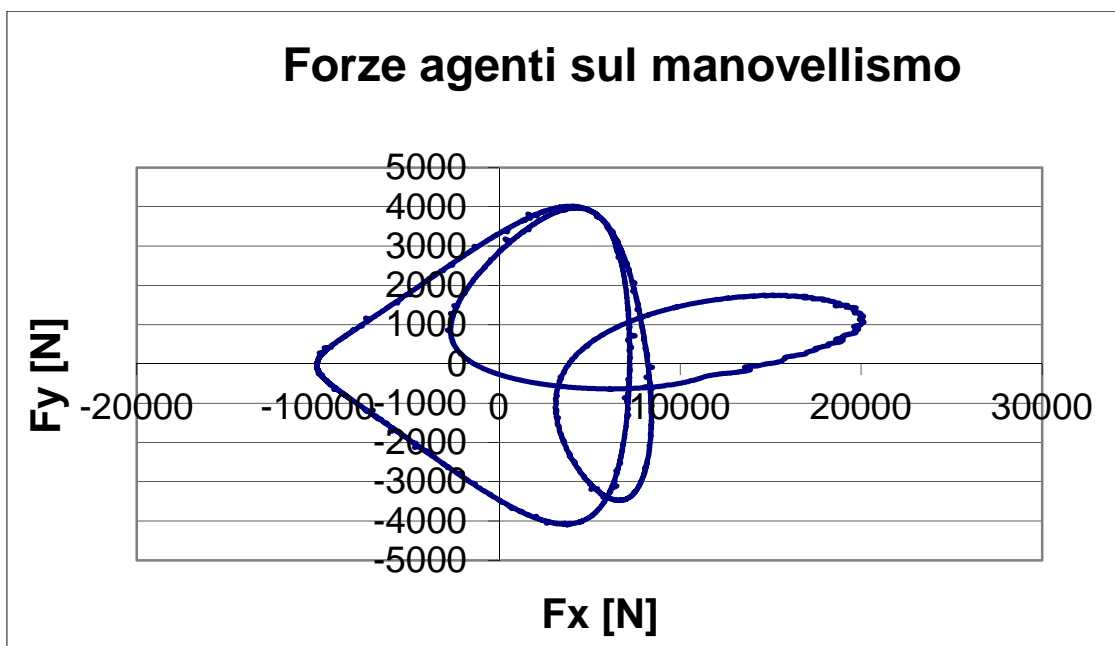


Fig. 5.12

L'andamento di F_x ed F_y al variare del raggio di manovella è riportato in Fig 5.13:

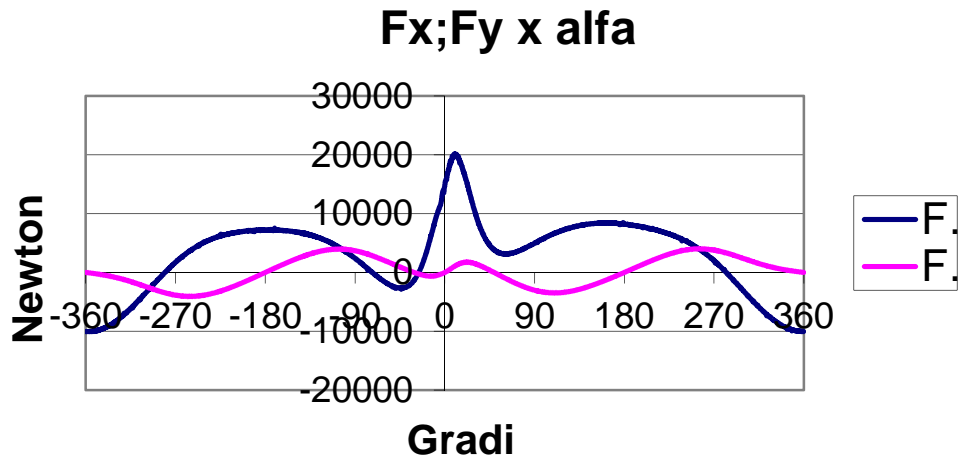


Fig. 5.13

Naturalmente per una corretta analisi dei carichi agenti sul sistema è necessario considerare che le fasi di espansione nei quattro cilindri non sono contemporanee: l'ordine di espansione è: 1-3-4-2. Nelle Figg 5.14 e 5.15 è riportato l'andamento delle forze in base all'ordine di scoppio.

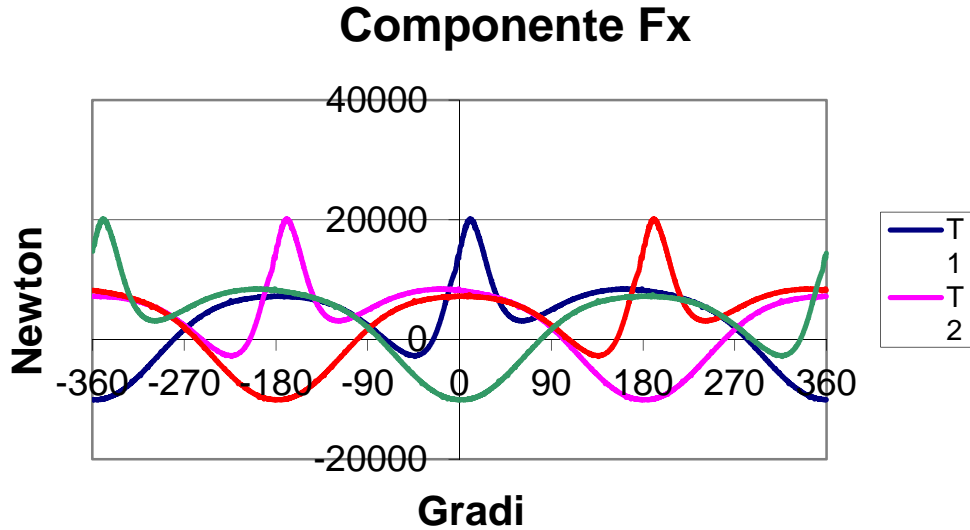


Fig. 5.14

Componente Fy

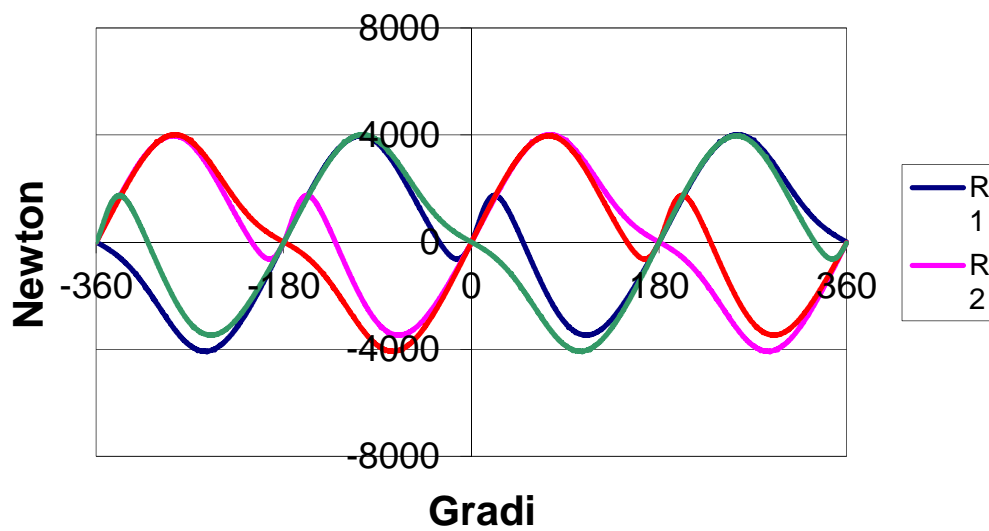


Fig. 5.15

CAPITOLO 6 : ANALISI DELLE VIBRAZIONI.

6.1) 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 rigidità 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.

6.1.1) 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

ϑ_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 = rigidezza 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/l' 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

6.1.2) RIDUZIONE AD ALBERO EQUIVALENTE.

6.1.2.1) CALCOLO DELLE MASSE VOLANICHE.

L'albero equivalente è costituito da un albero rettilineo, elastico e supposto privo di massa propria, portante n masse volaniche di cui le prime $n-1$ corrispondono ai cilindri mentre l'ultima, più grande, rappresenta l'elica.

Ciascuno dei primi n 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 al par. 5.2.2.

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, in particolare nel nostro caso, come si può notare in Fig 6.1, è stata utilizzata una funzione interna di Solidworks.

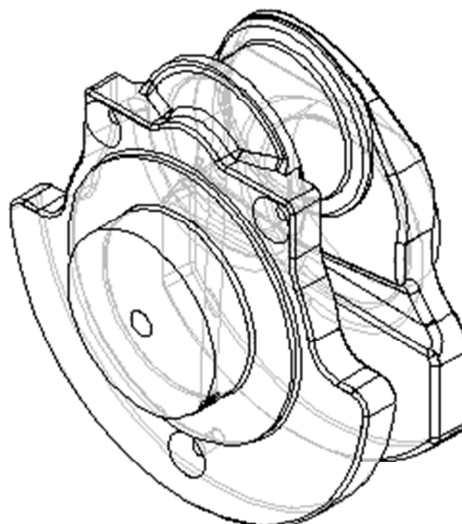


Fig. 6.1

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 la somma del momento d'inerzia dell'elica e di quello del tratto di albero a gomiti compreso tra la mezzeria dell'ultimo supporto di banco e l'elica stessa.

6.1.2.2) 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.

Si possono scegliere le seguenti:

a) formula di Carter, valida quando il tratto di albero considerato contiene un supporto intermedio (Fig. 6.2):

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

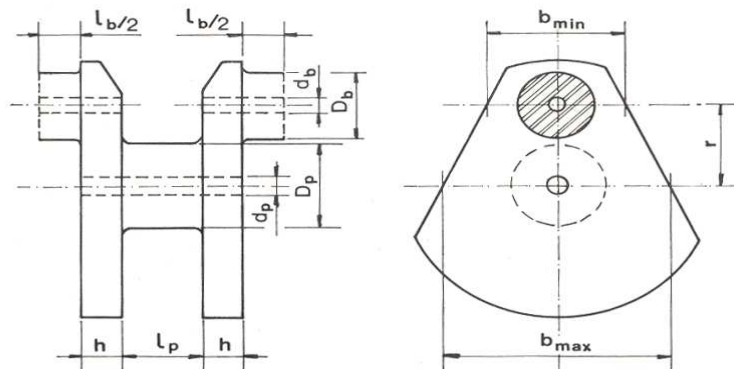
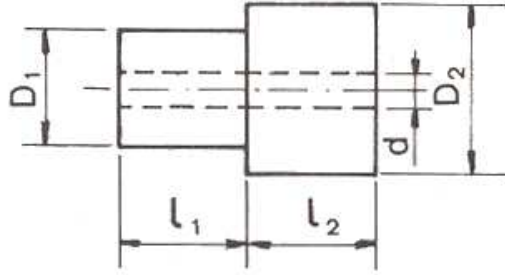


Fig. 6.2

b) formula di Ker Wilson, valida per quei tratti di albero a gomiti che sono privi di supporto intermedio (Fig. 6.3):

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

c) per tratti di albero del tipo di Fig. 6.4 si ha infine:



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

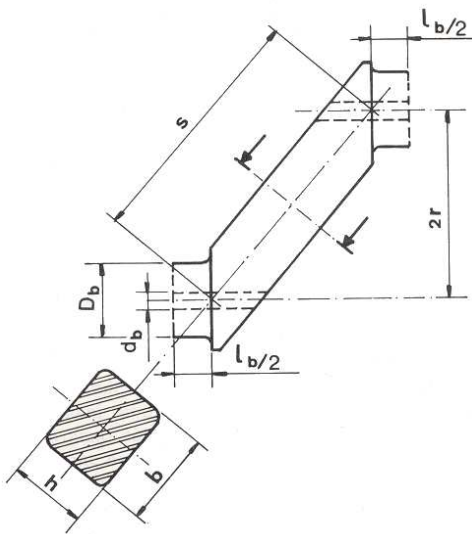


Fig. 6.4

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.

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

G = modulo di elasticità tangenziale del materiale (81400MN/m² per l'acciaio)

6.1.3) 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:

$$\tau_* = \left[\frac{16}{\pi} \frac{D}{D^4 - d^4} (K \Delta \varepsilon) \right]_{Max} \quad \text{N} \cdot \text{m}^2$$

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

6.1.4) MOMENTI ECCITATORI E DIAGRAMMA DEGLI SFORZI TORSIONALI.

6.1.4.1) 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:

$$A_k = T_k \operatorname{cos} \varphi_k \qquad B_k = T_k \operatorname{sen} \varphi_k$$

Il termine costante p_m dello sviluppo in serie di Fourier rappresenta la potenza utile erogata dal motore e non genera vibrazioni torsionali. Per contro, i termini varianti armonicamente non contribuiscono all'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. 6.5), vale a dire di vettori rotanti con 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 $z =$ n.ro dei cilindri.

Noti i δ_k risulta immediato risalire al diagramma delle fasi di ordine k .

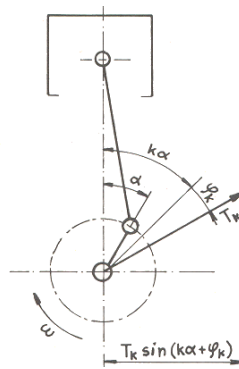


Fig. 6.5

6.1.4.2) 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.

6.1.4.3) 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.

$\theta_{1,x}$ = 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. (Fig 6.6)

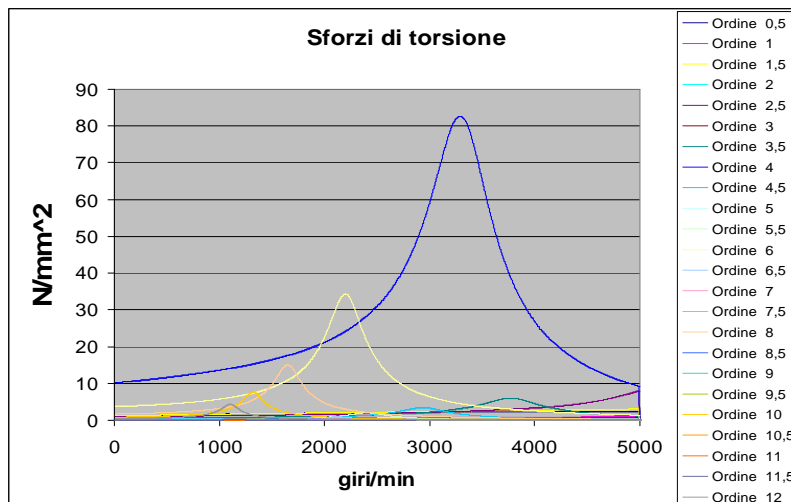


Fig. 6.6

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 6.7)

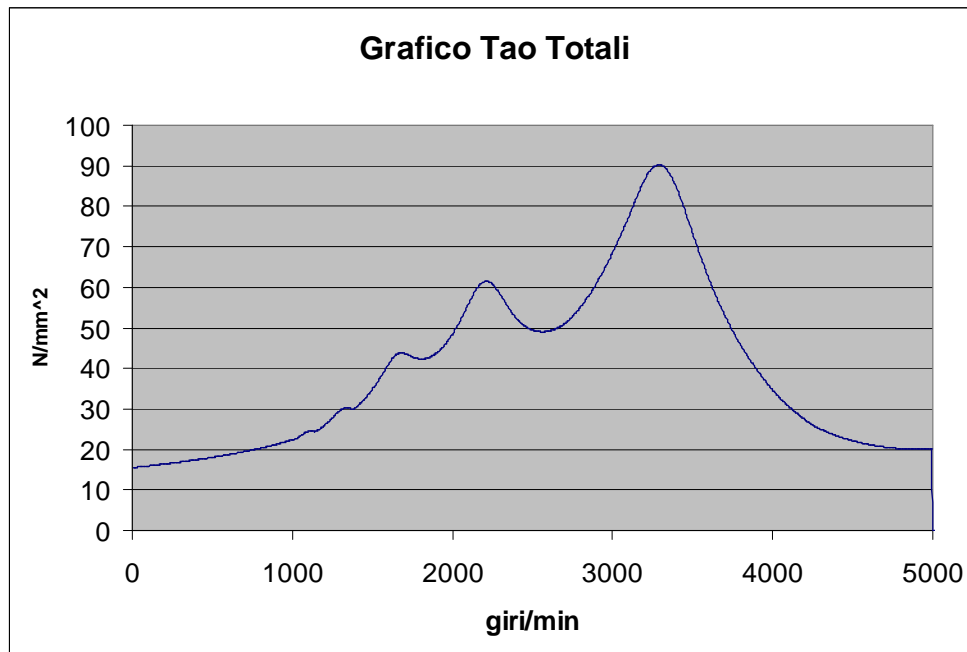


Fig. 6.7

6.1.5) 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 provocare 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*

I 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. 6.8 è mostrato un esempio di smorzatore. L'installazione dello smorzatore equivale 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:

$$0,7 < \frac{\omega}{\omega_1} < 0,8; \quad \text{con } \omega = \sqrt{\frac{K}{J}}, \text{ detta } \omega_1 \text{ la costante di frequenza del primo modo proprio}$$

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.

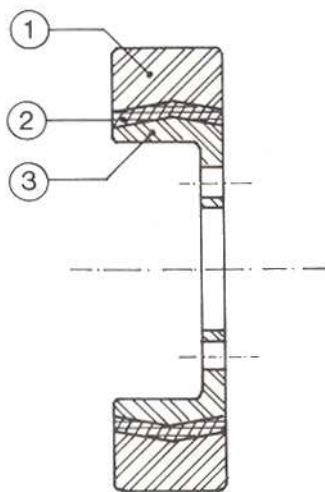


Fig. 6.8

II 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. 6.9 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. L'installazione dello smorzatore equivale all'aggiunta di una massa volante 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 range di oscillazioni.

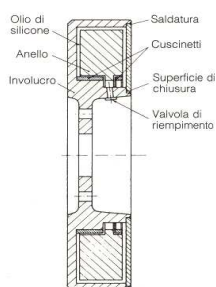


Fig. 6.9

III 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.

IV Gli *smorzatori a contrappeso pendolare* sono particolarmente impiegati in applicazioni aeronautiche. Uno smorzatore pendolare è composto da un contrappeso accoppiato all'albero. 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. 6.10 sono mostrate varie tipologie di applicazione dei pendoli.

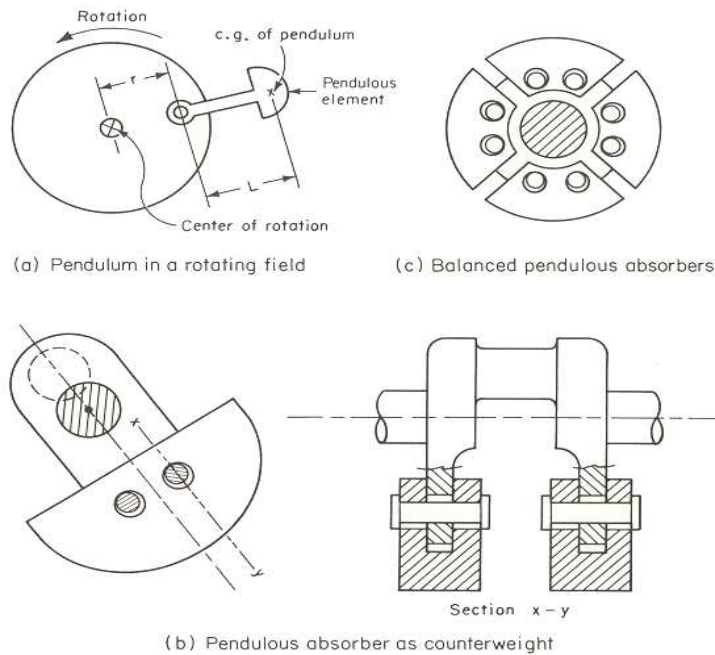


Fig. 6.10

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

$$\frac{\omega}{\Omega} = \sqrt{\frac{r}{L}} \quad ; \text{essendo} \quad \Omega = \text{velocità angolare del rotore};$$

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 . Ad esempio, volendo sopprimere la componente armonica del 4 1/2 ordine, bisogna avere un rapporto $\omega/\Omega = 4,5 \rightarrow r/L = (4,5)^2 = 20,25$. Dunque la lunghezza del pendolo deve essere 1/20,25 di r , valore che risulta assai ridotto, tranne in pochi casi di alberi di enormi dimensioni (quindi con r elevati). In Fig. 6.10 (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. 6.10 (c), in cui i pendoli sono applicati direttamente sull'albero.

Le due masse disegnate in Fig. 6.10 (b) o le quattro di Fig. 6.10 (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. 6.11 è rappresentato l'effetto di uno smorzatore pendolare "sintonizzato" sulla componente dell'ordine $4\frac{1}{2}$, in un motore aeronautico.

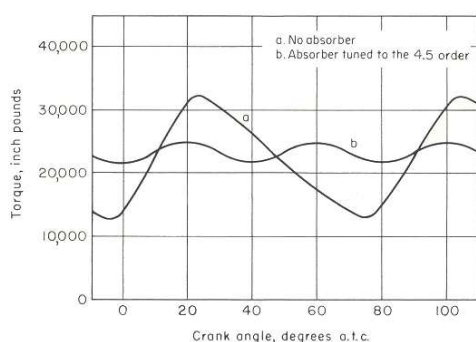


Fig. 6.11

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.

6.2) VIBRAZIONI FLESSIONALI.

Uno studio preciso delle velocità critiche flessionali degli alberi a gomito con metodi matematici risulterebbe eccessivamente complicato. Infatti lo studio delle deformazioni elastiche dei rotanti si complica rapidamente quando si passa dagli schemi teorici a quelli reali, specialmente in presenza di forme irregolari quali quelle degli alberi a gomiti.

Analizziamo in breve i principali fattori che complicano la trattazione rigorosa del procedimento, facendo preferire metodi di calcolo approssimati ma di più facile applicazione:

Irregolarità della forma

A causa della forma estremamente irregolare, la rigidità flessionale di un albero a gomiti non è uguale in tutti i piani passanti per l'asse di rotazione, ma varia con continuità tra un minimo ed un massimo, normalmente entro un angolo di 90° .

Poiché la velocità critica dei rotanti è legata alla loro rigidità trasversale, si avranno diversi valori della velocità critica secondo le varie direzioni, cioè un campo di velocità critiche compreso entro i valori che corrispondono alla minima ed alla massima rigidità. Possono così manifestarsi delle velocità critiche di valore intermedio.

Il vincolo dei supporti

I perni di banco non sono semplicemente appoggiati sui cuscinetti ma subiscono un certo "effetto di incastro", non solamente per effetto dei cuscinetti, ma anche per il fatto che l'albero continua oltre il supporto. Pertanto, attraverso i perni di banco, si trasmettono alle varie campate interazioni che hanno l'effetto di aumentare la velocità critica.

Presenza del film d'olio

Essendo gli alberi a gomiti montati su cuscinetti con lubrificazione ad olio, la presenza del film d'olio può avere un effetto importante sulla velocità critica. L'effetto del film d'olio può infatti essere schematizzato mediante un elemento elastico posto in parallelo ad un elemento smorzante. Ne risulta una diminuzione della velocità critica ed un attenuamento degli effetti dovuto allo smorzamento.

Presenza di masse volaniche

L'effetto giroscopico delle masse volaniche collegate all'albero a gomiti (volano, contrappesi, ecc.) ha un'influenza non trascurabile sul valore della velocità critica.

Una massa volanica in rapida rotazione ha la proprietà di opporsi all'azione di una coppia che tenda a variare l'inclinazione del suo asse di rotazione, modificando il proprio orientamento in modo da far ruotare il suo piano mediano attorno ad un asse perpendicolare sia all'asse di rotazione che a quello della coppia.

Se l'albero vibra in modo da modificare la sua inclinazione nella zona di calettamento della massa volanica, la reazione che nasce per effetto giroscopico si oppone alla deformazione e l'albero si comporta come se la sua rigidità fosse aumentata.

La velocità critica del sistema può quindi variare a causa dell'azione giroscopica delle masse applicate, specie se queste presentano rilevante momento di inerzia.

In pratica, anche se sarebbe teoricamente possibile stabilire un procedimento di calcolo rigoroso che tenesse conto dei fattori sopra elencati, le incertezze dovute alla mancanza di informazioni sui coefficienti di risposta ai fenomeni illustrati fanno sì che la precisione del calcolo accurato sia confrontabile con quella ottenibile con metodi semplificati che non tengano conto di tutti questi fattori. Il metodo di calcolo rigoroso viene dunque accantonato a favore di metodi di calcolo approssimati ma pratici. Nel nostro caso specifico si utilizzerà la metodologia degli elementi finiti, con simulazioni al calcolatore eseguite con il software Solidworks.

Le vibrazioni di flessione hanno importanza solo nei motori con pochi cilindri, poiché l'albero a gomiti forma, insieme all'elica, un sistema oscillante frequenza propria minore del caso pluricilindrico. A partire dal motore a 3 cilindri le vibrazioni di flessione diventano acritiche. Questo vale, pertanto, anche per le oscillazioni longitudinali dell'albero a gomiti causate dalle vibrazioni di flessione. Man mano che il numero dei cilindri aumenta, diventano pericolose le vibrazioni torsionali del sistema oscillante, cioè albero a gomiti, biella, pistoni.

Nel caso di motori pluricilindrici, lo studio può essere condotto considerando ogni campata dell'albero come un singolo elemento, prescindendo cioè dalla continuità materiale dell'albero attraverso i supporti.

Questa approssimazione della premessa può giustificarsi osservando che, poiché nello studio degli alberi a gomiti interessa la determinazione della sola prima velocità critica, la relativa

deformata per il caso di un albero su più supporti presenta frecce di inflessione aventi senso opposto nelle successive campate (Fig. 6.12).



Fig. 6.12

Pertanto in prossimità dei supporti esiste un flesso dove è nullo il momento flettente.

In questo caso l'effetto della continuità materiale dell'albero attraverso i supporti non è dunque così rilevante come si sarebbe portati a supporre.

Considerando la singola campata, è importante verificare che la prima velocità critica abbia un valore molto elevato rispetto al massimo regime di utilizzazione del motore.

Questo per due motivi:

Il primo motivo è che, per la loro stessa forma, gli alberi a gomiti portano masse fortemente eccentriche che hanno l'effetto di eccitare vibrazioni forzate tanto più pericolose quanto più la velocità di rotazione si avvicina a quella critica.

Il secondo motivo è rappresentato dalle eccitazioni delle componenti armoniche del ciclo motore che potrebbero anch'esse causare pericolose risonanze. Affinché le sollecitazioni e le deformazioni dovute alle eccitazioni delle componenti armoniche del ciclo motore siano mantenute entro valori ammissibili è necessario che la frequenza propria del sistema non scenda a valori tali per cui l'albero risulti in risonanza con armoniche di ordine basso e quindi di ampiezza non trascurabile.

Noto il valore della prima velocità critica ω_{1c} , si può calcolare il valore del relativo regime di rotazione dell'albero tramite la relazione:

$$n_{c1} = \frac{30}{\pi} \omega_{1c} \quad [\text{giri/min}]$$

Per verificare che non ci siano pericoli di fenomeni di risonanza si può impiegare, a titolo indicativo, la seguente formula empirica:

$$n_{c1} \geq \frac{1}{18} 10^{-3} n_{\max}^2 + \frac{5}{6} n_{\max} + 78000$$

Dove è stato indicato con n_{Max} il massimo regime di funzionamento del motore.

Nei casi in cui la disuguaglianza non sia verificata, è necessario ricorrere a modifiche dell'albero tali da diminuirne il peso e aumentarne la rigidità. Queste modifiche perseguono l'obiettivo di aumentare il valore della prima velocità critica dell'albero.

È possibile infine definire un fattore di sicurezza K riguardo la possibile condizione di risonanza, esso è espresso dal seguente rapporto:

$$K = \frac{n_{c1}}{n_{max}}$$

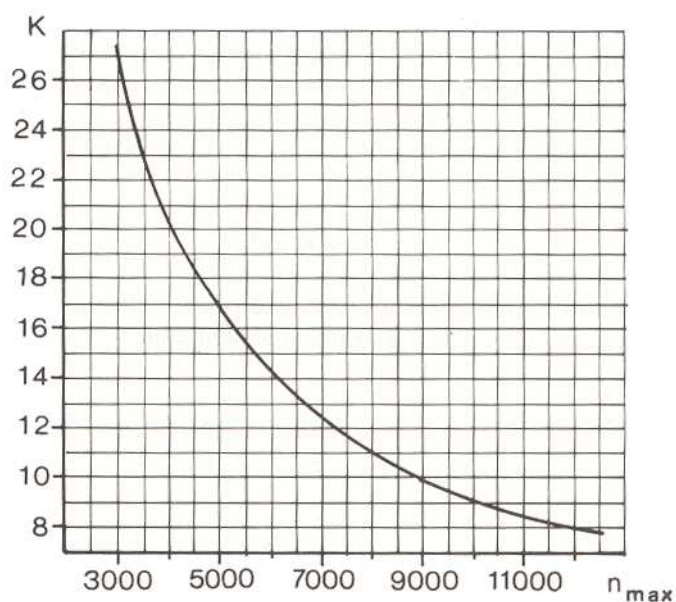


Fig. 6.13

CAPITOLO 7 : VERIFICA DEI COMPONENTI .

7.1) VERIFICA DEI COMPONENTI AGLI ELEMENTI FINITI.

Per la verifica strutturale dei componenti è stato usato il software Solidworks. La verifica si estende ai componenti del motore, in particolare ai componenti del manovellismo.

Considerando che questo motore è un monocilindrico avremo pertanto da verificare i seguenti componenti :

- spinotto del pistone
- biella
- albero motore

Il materiale usato per i componenti è un acciaio da bonifica, 39NiCrMo3 avente tensione di snervamento pari a 785 MPa.

7.2) SCHEMA DI CALCOLO PER LA VERIFICA DELLO SPINOTTO.

Lo spinotto realizza lo snodo cilindrico tra il pistone e la biella. Il calcolo dello spinotto viene effettuato a tensione e a deformazione per ovalizzazione della sezione trasversale. Le tensioni che si calcolano sono tensioni globali (flessionali), ovalizzanti e taglianti. A differenza del calcolo effettuato sui perni di strisciamento, nel calcolo dello spinotto la lunghezza non può eccedere l'80% dell'alesaggio, per evitare che le estremità dello spinotto striscino contro la camicia, e per lasciare spazio agli anelli di fermo assiale dello spinotto.

Inoltre, nel dimensionamento dello spinotto non si esegue un calcolo a smaltimento termico, dato che la biella oscilla rispetto al pistone ma non compie rotazioni complete, per cui la velocità di rotazione, e quindi la generazione di calore, sono molto limitati.

Si esegue un calcolo a pressione specifica considerando che il carico massimo agente sullo spinotto, dovuto ai gas di combustione, sia di carattere quasi impulsivo, agente quindi per un periodo limitatissimo, consentendo pertanto di accettare elevate pressioni di contatto.

7.2.1) CONDIZIONI DI CARICO.

Relativamente all'analisi dei carichi sullo spinotto si individua un ciclo di carichi derivanti dalle fasi di avviamento e di regime del motore.

Il carico massimo verso il basso è quello relativo alla fase di combustione all'avviamento, mentre il carico massimo verso l'alto è quello inerziale a regime al punto morto superiore nella fase di incrocio, dovuto alle masse del pistone, delle fasce elastiche, e di una parte, non facilmente definibile, dello spinotto.

A seguito di tali indeterminazioni, si calcola conservativamente questo carico inerziale tenendo conto della massa del pistone, delle fasce elastiche, e dell'intero spinotto. L'accelerazione è quella del piede di biella al punto morto superiore a regime.

Con riferimento allo spinotto in questione, la forza impulsiva all'avviamento vale:

$$F_{\text{gas}}(\alpha) = p_{\text{gas}}(\alpha) * A_{\text{cielo}}$$
$$P_{\text{scoppio}} = F_{\text{gasmax}} = p_{\text{max}} * A_{\text{max}}$$

L'accelerazione del piede di biella a regime vale:

$$a_{\text{piede biella PMS}} = \omega^2 * r * (1 + \lambda)$$

dove ω è la velocità dell'albero motore, mentre la forza verso l'alto al punto morto superiore di tipo inerziale, F_{pms_i} , vale:

$$F_{\text{pms}_i} = a_{\text{piede biella PMS}} * m_{\text{pistone}}$$

In riferimento ad un ciclo ideale che unifica gli aspetti più negativi dell'avviamento e del regime, si assume il carico sullo spinotto oscillante tra $P_{scoppio}$ ed F_{PMS_i} (ciclo di fatica alterno asimmetrico).

7.2.2) VERIFICHE EFFETTUATE SULLO SPINOTTO.

Determinazione del coefficiente di fatica.

Al fine di ottenere un carico medio positivo (corrispondente ad una tensione media positiva), risulta indispensabile ribaltare il ciclo a fatica, con un ciclo di carico compreso tra $P_{scoppio}$ e F_{PMS_i} . In questo modo si ottiene un coefficiente di fatica K:

$$K = (P_i + P_s) / 2 * P_s$$

con $P_i = F_{PMS_i}$ e con $P_s = P_{scoppio}$.

Punti critici per la verifica dello spinotto.

La verifica si effettua in mezzzeria (A) con massimo momento flettente e nella zona (C), intermedia fra l'appoggio sulla biella e quello del pistone, caratterizzata da sollecitazione di taglio massima.

Calcolo della tensione ideale in mezzzeria.

In mezzzeria (punto A) si ha sia tensione globale che ovalizzante, mentre il taglio è nullo.

La sollecitazione di flessione vale :

$$M_{flet} = (F_{GAS} * l_{spin}) / 8$$

Il modulo di flessione vale in mezzzeria :

$$W_{flet_spin} = \pi * (d_{est_spin}^4 - d_{int_spin}^4) / (32 * d_{est_spin})$$

La tensione globale pertanto risulta :

$$\sigma_{flet_spin} = M_{flet} / W_{flet_spin}$$

Il momento flettente dovuto allo schiacciamento dello spinotto vale :

$$M_{\text{oval_spin}} = F_{\text{gasmax}} * ((d_{\text{est_spin}} + d_{\text{int_spin}})/2)^2 / 8$$

Il modulo di flessione relativo alla sezione rettangolare longitudinale interessata dalla sollecitazione di ovalizzazione vale :

$$W_{\text{oval_spin}} = I_{\text{spin}} * ((d_{\text{est_spin}} - d_{\text{int_spin}})/2)^2 / 6$$

Pertanto la tensione di ovalizzazione vale :

$$\sigma_{\text{oval_spin}} = M_{\text{oval_spin}} / W_{\text{oval_spin}}$$

Per quanto concerne la verifica statica, la tensione ideale in mezzeria, il base al criterio di Von Mises :

$$\sigma_{\text{equiv_spin}} (A) = (\sigma_{\text{flet_spin}}^2 + \sigma_{\text{oval_spin}}^2 - \sigma_{\text{flet_spin}} * \sigma_{\text{oval_spin}})^{1/2}$$

Calcolo della tensione ideale nel punto critico C.

In tale sezione la tensione globale di flessione è nulla, mentre si ha una sollecitazione di taglio, dovuta ad una forza T .

$$T = F_{\text{gasmax}} / 2$$

$$\tau_{\text{taglio_spin}} = (4 * T / 3 * \pi * (d_{\text{est_spin}}^2 - d_{\text{int_spin}}^2) / 4) * (1 + x / (1 + x^2))$$

dove $x = d_{\text{int_spin}} / d_{\text{est_spin}}$

Si ha inoltre una tensione dovuta allo sforzo normale :

$$N = F_{\text{gas}} / 2$$

$$\sigma_{\text{N_spin}} = N / (I_{\text{spin}} * S_{\text{spin}})$$

Calcolo della tensione equivalente per lo spinotto.

La tensione ideale secondo Von Mises è :

$$\sigma_{\text{equiv_spin}} = (\sigma_{\text{N_spin}} + \sigma_{\text{oval_spin}})^2 + 3 * \tau_{\text{taglio_spin}}^2)^{1/2}$$

7.3) SCHEMA DI CALCOLO PER LA VERIFICA DELLA BIELLA.

7.3.1) CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO.

I carichi applicati sulla biella dovuti alle pressioni dei gas nel cilindro e le forze d'inerzia sono variabili nel tempo.

Le forze di attrito possono ritenersi trascurabili agli effetti del calcolo di resistenza, invece a seconda del regime di rotazione predominano le pressioni dei gas sulle forze inerziali o viceversa .

La biella a regime è in compressione al punto morto superiore (PMS) in fase di combustione, mentre è sottoposta a trazione al PMS in fase di incrocio, ed in compressione al punto morto inferiore(PMI).

Al fine di analizzare le sollecitazioni sulla biella, si studiano due condizioni di funzionamento:

-condizione di avviamento: in cui si ha il valore massimo delle forze di pressione (quello che si ha al regime di coppia massima) mentre si trascurano le forze d'inerzia;

-condizione di funzionamento a regime massimo: in cui sono massime le forze d'inerzia (al regime di rotazione massimo) mentre per le forze di pressione si considera il loro valore effettivo.

7.3.2) VERIFICHE EFFETTUATE SULLA BIELLA.

Le verifiche da effettuarsi per la biella sono relative al calcolo del fusto a sforzo normale, a carico di punta, a flessione (colpo di frusta). Si effettua inoltre il calcolo del piede, della testa, del cappello e delle viti. I calcoli a sforzo normale e ad instabilità per carico di punta si effettuano nelle posizioni della biella al PMS, nella condizione di avviamento e di regime massimo, e al PMI, nella condizione di funzionamento a regime massimo.

Il calcolo a flessione (colpo di frusta) si effettua nella condizione di funzionamento a regime, relativamente alla posizione in quadratura della biella, con l'angolo tra la biella e manovella di 90°.

La verifica delle sollecitazioni di trazione del fusto, l'ovalizzazione delle teste di biella e le concentrazioni di tensione nei raccordi dell'appoggio della testa delle viti, si effettua nella condizione di funzionamento a regime massimo.

Per quanto riguarda le viti di fissaggio del cappello, esse risultano sottoposte ad un precarico dovuto al serraggio, oltre al carico derivante dall'azione delle forze d'inerzia.

7.3.2.1) ACCELERAZIONI AL PMS E AL PMI DELLA BIELLA.

L'accelerazione al piede di biella al punto morto superiore ,inferiore e l'accelerazione della testa valgono rispettivamente :

$$a_{pb_PMS} = \omega^2 * r * (1 + \lambda)$$

$$a_{pb_PMI} = \omega^2 * r * (1 - \lambda)$$

$$a_{tb} = \omega^2 * r * (1 + \lambda)$$

La forza F_{PMS_comb} agente sulla biella a regime, al punto morto superiore in fase di combustione, vale :

$$F_{PMS_comb} = -P_{scoppio} + a_{pb_PMS} * (m_{ab} + m_{pist}) + a_{tb} m_{rb}$$

La forza $F_{PMS_incrocio}$ agente sulla biella a regime, al punto morto superiore in fase di incrocio vale :

$$F_{PMS_incrocio} = a_{pb_PMS} * (m_{ab} + m_{pist}) + a_{tb} m_{rb}$$

Invece, la forza F_{PMI} agente sulla biella a regime, al punto inferiore, vale :

$$F_{PMI} = a_{pb_PMI} * (m_{ab} + m_{pist}) + a_{tb} m_{rb}$$

7.3.2.2) VERIFICA A SFORZO NORMALE.

A questo punto si verifica la resistenza a sforzo normale :

$$\sigma_{N_Biella} = P_S / A_{sezBiella}$$

$$\text{dove } P_S = F_{PMS_comb}$$

7.3.2.3) VERIFICA AD INSTABILITA' PER CARICO DI PUNTA.

La formula di Eulero viene impiegata per il calcolo a carico di punta della biella :

$$P_{CR} = \pi^2 * E * (J_{MIN} / l_0^2)$$

dove

E = modulo di Young

J_{MIN} = momento d'inerzia minimo della sezione trasversale del fusto

l_0 = lunghezza libera di inflessione della biella

Poiché però la formula di Eulero è applicata a colonne di sezione trasversale costante e non variabile come nel caso della biella, ci si riferisce alla sezione minima del fusto, in prossimità del collegamento al piede di biella.

L'asse rispetto a cui il momento di inerzia risulta minimo giace sul piano trasversale di sezione del fusto, e solitamente ha una direzione perpendicolare agli assi dello spinotto e del perno di manovella.

La lunghezza libera di inflessione viene spesso assunta coincidente con l'interasse tra le cerniere cilindriche con lo spinotto e con il perno di manovella dato che, in seguito al gioco inevitabilmente presente tra i perni e i cuscinetti, si ipotizza che tali snodi funzionino come cerniere sferiche più che cilindriche, e cioè lavorino in modo eguale sul piano della biella e sul piano ad essa perpendicolare.

Quindi la lunghezza libera di inflessione coincide con l'interasse, ed il momento d'inerzia da adottare è il suo minimo valore calcolato rispetto all'asse e dipende dalla forma geometrica della sezione, generalmente una trave a doppio "T".

Il raggio di inerzia è invece definito come :

$$\rho = (J_{\text{MIN}} / A)^{1/2}$$

La formula di Eulero è valida se la biella lavora in campo elastico, se cioè la tensione di compressione del fusto rimane nel campo elastico.

$$\sigma = P_{\text{CR}} / A \leq \sigma_{\text{EP}}$$

dove σ_{EP} rappresenta la tensione di elasticità proporzionale ed A è l'area della sezione trasversale della biella.

Con $\rho_{\text{MIN}} = (J_{\text{MIN}} / A)^{1/2}$ si definisce il raggio d'inerzia minimo della sezione trasversale del fusto della biella e con $\lambda = l_0 / \rho_{\text{MIN}}$ il rapporto di snellezza della biella.

Si ottiene che

$\lambda \geq \pi * (E / \sigma_{\text{EP}}) = \lambda_{\text{CRIT}}$ ad indicare che la formula di Eulero è applicabile per

$\lambda \geq \lambda_{\text{CRIT}}$.

Per $\lambda \geq \lambda_{\text{CRIT}} = 90$ si usa la formula di Eulero, mentre se $60 \leq \lambda \leq 90$ si usa la formula di Tetmayer :

$$\sigma_{\text{CRIT}} = R_S + (\sigma_{\text{EP}} - R_S) * (\lambda - 60) / 30$$

Per valori del rapporto di snellezza inferiori a 60, il pericolo di carico di punta scompare pertanto il fusto si calcola soltanto a sforzo normale e a colpo di frusta.

7.3.2.4) VERIFICA A COLPO DI FRUSTA.

Quando la biella forma con la manovella un angolo di 90°, (posizione in quadratura), il pistone si trova a metà corsa, con velocità lineare pressoché costante e conseguente

accelerazione del pistone stesso e del piede di biella trascurabile. La testa di biella è sottoposta ad un'accelerazione centripeta pari a $\omega^2 * r$.

La distribuzione della suddetta accelerazione è lineare lungo il fusto di biella, con valore nullo al piede e dà origine a forze che provocano una inflessione della biella dovuta ad azioni inerziali trasversali che inducono tensioni flessionali il cui valore si va a studiare. Il massimo effetto flessionale si verifica in quadratura.

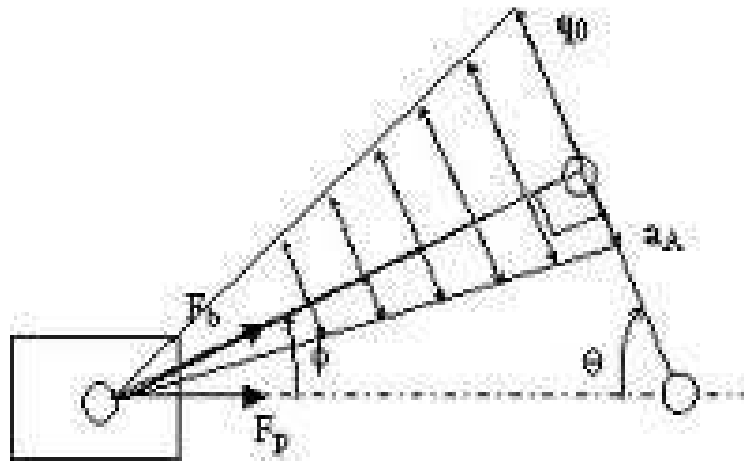


Fig. 7.1

Per effettuare il calcolo a flessione della biella si ipotizza un modello tipo trave appoggiata agli estremi con la sezione costante e corrispondente alla minima effettiva della biella.

L'andamento delle forze d'inerzia per unità di lunghezza q_i si ottiene moltiplicando le masse per unità di lunghezza per le rispettive accelerazioni.

Si avrà quindi:

$$q_i = q_0 * x / L$$

con $q_0 = \rho * A_{biella} * \omega^2 * r$

con $\rho = m / A_{biella}$

Sotto il carico triangolare e normale alla biella, si genera un momento flettente pari dato da :

$$M(x) = q_0 * L * x / 6 - q_0 * x^3 / (6 * L)$$

dove il momento massimo vale M_{max} in corrispondenza dell'ascissa $x = L / 3^{1/2}$

Per cui il momento flettente massimo vale :

$$M_{max} = q_0 * L^2 / (9 * 3^{1/2})$$

La sollecitazione massima di flessione vale :

$$\sigma_{fl} = M_{max} / W_{flex}$$

dove W_{flex} è il modulo di resistenza a flessione del fusto.

7.3.2.5) VERIFICA DEL PIEDE DI BIELLA.

La tensione sul piede di biella è presente solo per biella in trazione, ovvero quando si trova al PMS in fase di incrocio, mentre nelle restanti fasi il piede di biella risulta essenzialmente scarico. In tale fase agiscono carichi inerziali. Il carico agisce sulla massa del pistone (comprensiva di spinotto, fasce elastiche) sottoposta all'accelerazione del piede di biella al punto morto superiore .

$$F_{bp,PMS,i} = m_{psf} * a_{pb,PMS}$$

La sezione maggiormente sollecitata è quella trasversale all'asse della biella passante per il diametro dell'occhio della biella.

In questa sezione si ha uno sforzo normale dovuto ad un carico inerziale trattivo, pari alla metà del carico agente sul piede di biella.

Sempre in questa sezione si ha un momento flettente concorde con verso concorde con il raddrizzarsi dell'occhio di biella (fibre esterne compresse, fibre interne tese).

La deformazione dell'occhio avviene per ovalizzazione perché, nella sezione verticale, longitudinale all'asse della biella, le fibre esterne sono tese e quelle interne sono compresse.

Tornando nella sezione più sollecitata si ha una distribuzione di pressione, ricavabile dalla bibliografia, pari a :

$$p = p_0 * \cos^2(\theta)$$

e una il valore del momento flettente ovalizzante risulta essere :

$$M_f = 0.08 * P * r_m$$

dove

P = carico agente sull'occhio di biella

r_m = raggio medio dell'occhio di biella

i) ANALISI DELLE TENSIONI.

Per quanto riguarda le tensioni in questa sezione, essa varrà :

$$\sigma = \sigma_N + \sigma_f = F_{bp,PMS,I} / 2 * A + (0.08 * F_{bp,PMS,I} * r_m) / W$$

dove per W si è considerato il modulo di resistenza di una sezione rettangolare, per cui W_{fl} vale :

$$W_{fl} = S_{piede} * ((d_{est_spin} - d_{int_spin}) / 2)^{1/3} / ((d_{est_spin} - d_{int_spin}) / 4)$$

La tensione a flessione risulta preponderante rispetto a quella dovuta a sforzo normale.

7.3.2.6) VERIFICA DELLA TESTA DI BIELLA.

La testa di biella risulta sottoposta a tensione soltanto al PMS in fase di incrocio.

i) ANALISI DEI CARICHI AGENTI SULLA TESTA DI BIELLA.

Si analizzano i carichi inerziali che gravano sulla parte della testa collegata al fusto.

Tra testa e cappello agiscono sollecitazioni dovute a sforzo normale e momento flettente. La sezione più sollecitata è quella che presenta un'inclinazione di 30° rispetto all'asse della biella.

Il momento flettente viene ridotto dalla presenza della coppia dovuta allo sforzo normale per il braccio e quindi il fatto di calcolare come tensione agente quella del momento flettente comporta un vantaggio in termini di sicurezza.

ii) ANALISI DELLE CARATTERISTICHE DI SOLLECITAZIONE.

Il carico inerziale P è pari a :

$$P = a_{pb,PMS} * (m_{psf} + m_{alt_biella}) + a_{tb} * m_{br}$$

la sollecitazione di sforzo normale è $N = P / 2$,

mentre il momento flettente è $M_f = N * b$

dove b è la distanza del baricentro dalla retta d'azione del carico N.

Lo sforzo normale su tale sezione vale $N * \cos(\alpha)$, mentre il taglio vale $N * \sin(\alpha)$.

iii) ANALISI DELLE TENSIONI AGENTI SULLA TESTA DI BIELLA.

Le sollecitazioni sul piede di biella caricano la sezione considerata soltanto quando il fusto della biella è in trazione. In questa sezione si ha uno stato tensionale dato dalla sovrapposizione degli effetti :

1. del momento flettente $M = P / 2 * (D / 2 - r * \sin(\alpha))$, dove r è la distanza che va dal baricentro della sezione della testa al centro O della testa
2. dello sforzo normale $N = P / 2 * \sin(\alpha)$.

GEOMETRIA E CALCOLO DEI MOMENTI D'INERZIA DELLA SEZIONE.

La sezione in esame si può scomporre in una sezione rettangolare sormontata da una trapezoidale. Pertanto il calcolo del momento d'inerzia rispetto alla base della figura stessa si ricava come somma dei momenti di inerzia delle rispettive sezioni rispetto all'asse passante per la base della figura.

La coordinata del baricentro del trapezio rispetto alla base della sezione è pari a

$y_{G_trapezio}$:

$$y_{G_trapezio} = h/3 * (2*a + b) / (a + b) + h_{rettangolo}$$

Il momento d'inerzia del trapezio rispetto alla base della sezione è pari a $J_{XG \text{ trapezio}}$

$$J_{XG \text{ trapezio}} = h_{trap}^3 * (a^2 + 4*a*b + b^2) / (36 * (a+b))$$

Per il rettangolo la coordinata del baricentro ed il momento d'inerzia rispetto alla base sono pari a :

$$y_{G_rettangolo} = h_{rettangolo} / 2$$

$$J_{XG_rettangolo} = h_{rett}^2 * I_{perno_biella} / 12$$

La coordinata del baricentro vale quindi :

$$y_G = (y_{G_trap} * A_{trap} + y_{G_ret} * A_{ret}) / (A_{trap} + A_{ret})$$

Il momento d'inerzia della sezione risulta :

$$J_{XG_sez} = J_{XG_trap} + J_{XG_ret}$$

Il modulo di resistenza a flessione è uguale a :

$$W_{flet} = J_{XG_sez} / ((h_{trap} + h_{ret}) - y_{G_trap})$$

Si hanno 2 tensioni, flessione e sforzo normale, che valgono rispettivamente :

$$\sigma_{flet} = M_{flet} / W_{flet}$$

$$\sigma_N = N / (A_{trap} + A_{ret})$$

7.4) SCHEMA DI CALCOLO PER LA VERIFICA DELL' ALBERO MOTORE .

7.4.1) SOLLECITAZIONI SUI GOMITI.

Per determinare i carichi sul cuscinetto di biella è necessario conoscere il ciclo termodinamico in funzione dell'angolo di manovella e le masse alterne del manovellismo.

In questo modo si ricavano le reazioni sui supporti di banco, sotto l'ipotesi di indeformabilità dei cuscinetti. In particolare esistono due metodi, entrambi approssimativi e validi in prima analisi per definire lo stato di sollecitazione dell'albero a gomiti.

Il primo metodo, relativo ad un approccio tradizionale nella progettazione dell'albero a gomiti, consiste nell'analisi della sollecitazione in ogni campata in cui viene suddiviso l'albero medesimo.

Per il principio di sovrapposizione degli effetti, la risultante su ogni perno sarà la somma vettoriale delle reazioni su un perno appartenente a due campate diverse calcolate come se il perno appartenesse separatamente all'una o all'altra.

Il secondo metodo consiste nell'impiegare un modello equivalente di albero ottenuto raddrizzando i gomiti e in cui si utilizzano formule empiriche per ricavare le reazioni sui perni di banco. Si possono effettuare due tipologie di analisi sull'albero a gomiti: analisi delle tensioni derivanti da una successione predefinita di tempi (verifica quasi statica) ed analisi delle sollecitazioni torsionali.

Dall'analisi dinamica del manovellismo affrontata in precedenza, si è ricavata l'espressione della forza alterna agente sulla testa di biella $F = F_{\text{gas}} + F_a$ con

$$F_{\text{gas}} = (p(\alpha) - p_0) / (\pi * D^2 / 4)$$

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

La forza alterna si scompone in 2 componenti : una diretta lungo l'asse della biella è data da

$F_b = F / \cos(\beta)$, mentre l'altra componente è diretta normalmente al cilindro e corrisponde a

$$F_n = F * \tan(\beta).$$

La componente in direzione dell'asse della biella viene a sua volta scomposta sul perno di manovella nella componente radiale, diretta lungo l'asse istantaneo definito dalla manovella, e in quella tangenziale, normale alla precedente.

$$R' = F_b * \cos(\alpha + \beta)$$

$$T = F_b * \sin(\alpha + \beta)$$

Si deve aggiungere in direzione dell'asse della manovella ,quindi in direzione radiale, la forza centrifuga :

$$R'' = Fr = m_r * \omega^2 * r$$

Le forze sopra descritte producono su ogni gomito :

una forza radiale

$$R = R' + R'' = F_b * \cos(\alpha + \beta) + m_r * \omega^2 * r,$$

una forza tangenziale

$$T = F_b * \sin(\alpha + \beta)$$

ed un momento torcente

$$M_t = T * r$$

La forza F dipende dalla condizione presa in esame. Per cui la verifica dell'albero deve pertanto essere effettuata in condizioni di funzionamento normale, a regime, in avviamento (dove agiscono solamente le forze dei gas) e in funzionamento a gas ridotti (dove agiscono solo le forze inerziali).

Nella schematizzazione dell'albero si introducono ipotesi semplificative:

- le campate dell'albero sono provviste di un tratto compreso tra i 2 supporti di banco assimilabile ad una trave appoggiata agli estremi
- le sollecitazioni prodotte dalle componenti tangenziale e radiale si ritengono agenti solo nella campata considerata
- si effettua la somma algebrica dei momenti torcenti presenti dall'estremo libero fino alla sezione di trasmissione della coppia complessiva al motore
- L'applicazione della teoria di De Saint Venant valida per le travi snelle, è lecita tenendo conto della reale geometria dell'albero tramite opportuni fattori di forma.

CAPITOLO 8 : ELABORAZIONE DEI DATI.

8.1) VIBRAZIONI TORSIONALI.

L'analisi delle vibrazioni torsionali viene condotta ed eseguita attraverso un foglio di calcolo di Excel già impostato.

Il foglio di calcolo si basa sul metodo descritto nei capitoli precedenti, nel quale andranno inseriti opportunamente i dati noti e ricavabili dal motore.

8.1.1) DATI TECNICI.

Di seguito vengono riportati i dati utili e necessari per la verifica richiesta :

✓ massa della biella,	$m = 0.175 \text{ kg}$
✓ distanza del piede di biella dal baricentro G,	$X1 = 63 \text{ mm}$
✓ distanza della testa di biella dal baricentro G,	$X2 = 37 \text{ mm}$
✓ lunghezza biella,	$L = 100 \text{ mm}$
✓ raggio di manovella,	$r = 25 \text{ mm}$
✓ massa rotante della biella,	$m_{br} = 0.11 \text{ kg}$
✓ massa alterna della biella,	$m_{ba} = 0.065 \text{ kg}$
✓ massa del pistone,	$m_p = 0.262 \text{ kg}$
✓ masse rotanti concentrate nel piede di biella,	$m_a = 0.33 \text{ kg}$
✓ momento d'inerzia delle masse alterne,	$J_a = 102.11 \text{ kg*mm}^2$
✓ momento d'inerzia delle masse alterne,	$J_{br} = 68.9 \text{ kg*mm}^2$
✓ modulo elastico,	$E = 210000 \text{ MPa}$
✓ coefficiente di Poisson,	$\nu = 0.3$

✓ b, spessore mascheretta	7	mm
✓ a, lunghezza perno intermedio	25	mm
✓ larghezza mascheretta	100	mm
✓ D', diametro perno di manovella	30	mm
✓ D, diametro del perno di banco	25	mm

che la rigidezza equivalente K_1 dell'albero vale ,

$$K_1 = 46414 \text{ N} \cdot \text{m}$$

8.2) VIBRAZIONI FLESSIONALI.

Lo studio delle velocità critiche flessionali dell'albero motore stato affrontato tramite il software di calcolo Solidworks. Utilizzando il modello realizzato per l'analisi strutturale, realizzato per il calcolo delle σ_{id} sul pezzo, si è potuto impostare il calcolo delle velocità critiche flessionali con lo strumento "Analisi di frequenza".

Si è ottenuto una frequenza per il primo modo di vibrare di

$$f = 3596.7 \text{ Hz}$$

La frequenza Ω , misurata in rad/s, si ottiene usando la relazione :

$$\Omega = 2 \cdot \pi \cdot f ,$$

che in questo caso fornisce il dato :

$$\Omega_{c1} = 22582 \text{ rad/s}$$

Ottenuto quindi il valore della prima velocità critica, si ricava il corrispondente valore del regime di rotazione dell'albero, in rpm, mediante la nota relazione :

$$n_{c1} = \Omega_{c1} \cdot 30 / \pi$$

che fornisce il valore : $n_{c1} = 216592 \text{ rpm}$

Seguendo la teoria per evitare l'insorgere di pericolose risonanze, il regime di rotazione n_{c1} , corrispondente alla prima velocità critica dell'albero a gomiti, deve risultare maggiore rispetto al massimo regime di utilizzazione del motore.

Sapendo che la massima velocità di rotazione del motore è $n_{\max} = 8500$ rpm, e sfruttando la formula empirica :

$n_{c1} \geq (1/18) * 10^{-3} * n_{\max}^2 + (5/6) * n_{\max} + 78000$, si ottiene :

$216592 \geq 89096$ e quindi la verifica è ampiamente soddisfatta.

8.3) ANALISI STRUTTURALE DEI COMPONENTI.

In questo paragrafo verranno calcolati i carichi che vanno a sollecitare i componenti del motore, in modo tale da ottenere poi la verifica attraverso il software di calcolo.

La pressione della camera di combustione, cioè la pressione dei gas vale 190 bar.

8.3.1) SPINOTTO.

Di seguito viene riportato il procedimento che quantifica le sollecitazioni agenti sullo spinotto.

Dai dati di partenza sappiamo che :

- | | |
|---|---|
| ✓ diametro del cielo del pistone, | $D = 45$ mm |
| ✓ area cielo pistone, | $A_{\text{cielo}} = 1590$ mm ² |
| ✓ Pressione massima di scoppio, | $F_{\text{gas_max}} = 18$ MPa |
| ✓ lunghezza spinotto, | $L = 40$ mm |
| ✓ diametro sezione spinotto, | $d_{\text{spin}} = 14$ mm |
| ✓ velocità di rotazione, | $\omega = 890$ rad/s |
| ✓ rapporto di snellezza del manovellismo, | $\lambda = 25/100$ |
| ✓ massa pistone, | $m_p = 0.262$ kg |

Sappiamo inoltre che :

$$F_{\text{gas_max}}(\alpha) = P_{\text{gas_max}}(\alpha) * A_{\text{cielo}}, \text{ per cui sostituendo avremo :}$$

$$F_{\text{scoppio}} = F_{\text{gas_max}} = 30210 \text{ N}$$

L'accelerazione del piede di biella vale :

$$a_{\text{piede_biella_PMS}} = \omega^2 * r * (1+\lambda) = 24753 \text{ m/s}^2$$

La forza verso l'alto al punto morto superiore vale pertanto :

$$F_{\text{PMS}_i} = a_{\text{piede_biella_PMS}} * m_p = 6485 \text{ N}$$

Il primo punto critico dello spinotto è il punto di mezzzeria.

Il momento flettente massimo, vale : $M_{\text{flet}} = 151050 \text{ N*mm}$

Il modulo di flessione vale invece : $W_{\text{flet}} = 269 \text{ mm}^3$

Quindi otteniamo una tensione: $\sigma_{\text{flet}} = 560 \text{ MPa}$

Per il fenomeno dello schiacciamento (ovalizzazione) avremo :

Il momento flettente massimo vale : $M_{\text{oval}} = 26433 \text{ N*mm}$

Il modulo di flessione vale invece : $W_{\text{oval}} = 327 \text{ mm}^3$

Quindi otteniamo una tensione: $\sigma_{\text{oval}} = 80.91 \text{ MPa}$

La tensione equivalente varrà pertanto :

$$\sigma_{\text{equiv}} = 525.2 \text{ MPa}$$

Il secondo punto critico è il punto dove finisce il contatto tra spinotto e pistone.

In questo punto avremo una tensione di taglio, $\tau = 131 \text{ Mpa}$

una tensione dovuta allo sforzo normale, $\sigma_N = 27 \text{ MPa}$

e pertanto troveremo una tensione equivalente data da :

$$\sigma_{\text{equiv_spin}} = 251.1 \text{ MPa}$$

Lo spinotto va verificato in entrambi i punti critici individuati imponendo le tensioni equivalenti trovate.

8.3.2) BIELLA.

Dai dati di partenza sappiamo che :

✓ Pressione di scoppio vale,	$P_{\text{scoppio}} = 30210 \text{ N}$
✓ accelerazione piede di biella al PMS,	$a_{\text{pb_PMS}} = 24753 \text{ m/s}^2$
✓ accelerazione piede di biella al PMI,	$a_{\text{pb_PMI}} = 14851 \text{ m/s}^2$
✓ accelerazione testa di biella,	$a_{\text{tb}} = 19851 \text{ m/s}^2$
✓ massa alterna della biella,	$m_{\text{ab}} = 0.065 \text{ kg}$
✓ masse rotanti della biella,	$m_{\text{br}} = 0.11 \text{ kg}$
✓ massa pistone,	$m_{\text{p}} = 0.262 \text{ kg}$
✓ area (sezione trasversale della biella),	$A_{\text{biella}} = 107.5 \text{ mm}^2$

Possiamo ricavare la forza agente sulla biella a regime, al PMS, in fase di combustione che vale :

$$F_{\text{PMS_COMB}} = -19937 \text{ N}$$

Possiamo ricavare anche la forza agente sulla biella a regime, al PMS, in fase di incrocio che vale :

$$F_{\text{PMS_INCROCIO}} = 10272 \text{ N}$$

Possiamo ricavare anche la forza agente sulla biella a regime, al PMI, che vale :

$$F_{\text{PMI}} = 7034 \text{ N}$$

8.3.2.1) VERIFICA A SFORZO NORMALE

Lo sforzo, di compressione, che agisce sul fusto di biella vale :

$$\sigma_{\text{N}} = F_{\text{PMS_COMB}} / A_{\text{biella}} = 184 \text{ MPa}$$

8.3.2.2) VERIFICA PER INSTABILITA' A CARICO DI PUNTA.

Applicando la teoria espressa nel capitolo precedente si ottiene che la biella non necessita della verifica a carico di punta.

Noti infatti :

✓ il momento di inerzia minimo del fusto,	$J_{\text{MIN}} = 3256 \text{ mm}^4$
✓ l'area della sezione del fusto,	$A_{\text{biella}} = 107.5 \text{ mm}^2$

ricordando che ρ_{MIN} è il raggio di inerzia dato dalla relazione :

$$\rho_{\text{MIN}} = (J_{\text{MIN}} / A_{\text{biella}})^{1/2}$$

si calcola la snellezza del fusto della biella che vale :

$\lambda = L / \rho_{\text{MIN}} = 40$, $\lambda < 60$, pertanto la verifica a carico di punta non è necessaria.

8.3.2.3) VERIFICA A COLPO DI FRUSTA.

Noti in questo caso :

✓ velocità di rotazione,

$$\omega = 890 \text{ rad/s}$$

✓ raggio di manovella,

$$r = 25 \text{ mm}$$

✓ il valore del parametro ρ ,

$$\rho = m_b / A_{\text{biella}}$$

si trova il momento massimo, generato dal carico triangolare distribuito lungo la biella, agente nel baricentro all'ascissa $x = L / 3^{1/2}$, :

$$M_{\text{MAX}} = 2.2 \text{ N*m}$$

Il modulo di resistenza della sezione vale : $W_{\text{flex}} = 470 \text{ mm}^3$.

La tensione agente sulla biella al colpo di frusta vale

$$\sigma = 4.7 \text{ MPa}$$

8.3.2.4) ANALISI DELLE TENSIONI AL PIEDE DI BIELLA.

Nella sezione maggiormente sollecitata si sommano 2 tensioni :

✓ la tensione dovuta allo sforzo normale generata dalla forza agente sulla sezione rettangolare del piede di biella.

Note quindi :

la forza

$$F_{\text{pb_PMS}_i} = m_p * a_{\text{pb_PMS}} = 6485 \text{ N}$$

l'area

$$A = 2 * (17 * 3) = 102 \text{ mm}^2$$

si ottiene :

$$\sigma_N = 63.5 \text{ MPa}$$

✓ la tensione dovuta al momento flettente ovalizzante.

Noti quindi :

il momento flettente ovalizzante $M_{F_oval} = 5966 \text{ N*mm}$

il modulo di resistenza $W_{F_pb} = 138.8 \text{ mm}^3$

si ottiene : $\sigma_F = 42.9 \text{ MPa}$

La tensione totale si ottiene sommando le 2 tensioni :

$$\sigma = \sigma_N + \sigma_F = 106.5 \text{ MPa}$$

Nel calcolo del momento flettente si è considerato un r_m di 11.5 mm, cioè il raggio che va dal centro del piede di biella al baricentro della sezione soggetta ai carichi.

8.3.2.5) ANALISI DELLE TENSIONI ALLA TESTA DI BIELLA.

Sulla testa di biella agisce una forza F così composta :

$$F = a_{\text{piede_biella_PMS}} * (m_p + m_{ba}) + a_{tb} * m_{br} = 10272 \text{ N}$$

Sulle 2 parti della sezione del cappello insisteranno 2 forze uguali :

$$P = F / 2 = 5136 \text{ N}$$

La sezione dell'area resistente misura 125 mm^3 , per questo la tensione dello sforzo normale vale, $\sigma_N = 41 \text{ MPa}$

Nella sezione agisce un momento flettente di valore $M_f = 9245,3 \text{ N*mm}$, il modulo di resistenza ha un valore di 937 mm^3 , per cui otteniamo una tensione di 9.8 MPa.

La tensione totale che agisce sulla testa di biella vale pertanto :

$$\sigma = 50 \text{ MPa}$$

8.3.3) ALBERO A GOMITI.

La verifica del motore viene condotta usando una pressione in camera di combustione di 190 bar.

Per ricavare le sollecitazioni che si scaricano sull'albero motore si sfrutta il diagramma delle pressioni inserito in un foglio di calcolo di Excel che fornisce le azioni agenti per ogni grado dell'angolo di manovella. Lo studio procede valutando le condizioni più gravose per il motore.

Nel foglio Excel vengono inseriti i dati nella seguente tabella :

Corsa		
c	50,000	mm
Raggio Manovella		
r	25,000	mm
Alesaggio		
d	45,000	mm
Area Pistone		
A	1590,431	mm ²
Massa Pistone		
M _p	0,262	kg
Massa Biella		
M _b	0,175	kg
Mom.di Inerzia Biella		
J _b	1005,500	kg*mm ²
Lunghezza Biella		
L	100,000	mm
Distanza Piede-Baricentro		
D _g	63,000	mm
Velocità di rotazione		
n	8500,000	giri/min
Velocità di rotazione		
ω	890,118	rad/s
Lambda		
λ _a	0,250	
Masse Alterne.Conc.		
M _{ba}	0,06475	kg
Masse Rotative Conc.		
M _{br}	0,11025	kg
Momento di Inerzia Puro		
J _p	597,575	kg*mm ²

Attraverso quindi questo foglio di calcolo di Excel è possibile individuare quali sono le componenti della forza che si scaricano sull'albero a gomiti.

La forza massima individuata vale nelle 2 direzioni, assumendo come riferimento y l'asse del cilindro e come asse x l'asse perpendicolare,

$$F_x = 20159 \text{ N}$$

$$F_y = 4016 \text{ N}$$

Sfruttando il foglio di calcolo di Excel, rapidamente si arrivano a trovare le forze che gravano sull'albero motore, R radiale lungo l'asse della manovella, T tangenziale .

Inoltre sarà presente un momento torcente M come prodotto della forza tangenziale T e del raggio di manovella.

I valori di queste 3 entità saranno :

- $R = 4016 \text{ N}$
- $T = 20159 \text{ N}$
- $M = 504 \text{ N}\cdot\text{m}$

CAPITOLO 9 : ANALISI DEI RISULTATI.

9.1) VIBRAZIONI.

9.1.1) VIBRAZIONI TORSIONALI.

Dai calcoli svolti sulle vibrazioni torsionali, attraverso il foglio di calcolo in Excel, si deduce che l'albero risulta verificato. Il programma non fornisce un valore della pulsazione dei 2 modi di vibrare poiché i valori inseriti generano una pulsazione molto elevata alla quale corrisponde una oscillazione molto piccola e anche le sollecitazioni che si generano diventano trascurabili. Il programma infatti restituisce come risultato “ valore fuori scala”, relativo al fatto che l'albero è verificato e le vibrazioni torsionali risultano trascurabili.

9.1.2) VIBRAZIONI FLESSIONALI.

Per quanto riguarda le vibrazioni flessionali, il metodo usato fornisce il risultato che il motore non raggiunge mai una velocità di funzionamento critica, per cui l'albero motore risulta verificato anche per quanto concerne le vibrazioni flessionali.

9.2) ANALISI STRUTTURALE DEI COMPONENTI.

9.2.1) SPINOTTO.

Analizzando i risultati ottenuti dall'analisi statica elaborata con il software Solidworks, si evince che lo spinotto non risulta verificato sotto i carichi imposti.

Inoltre lo spinotto non ha una geometria standard, in genere è di geometria cilindrica, ma forato all'interno.

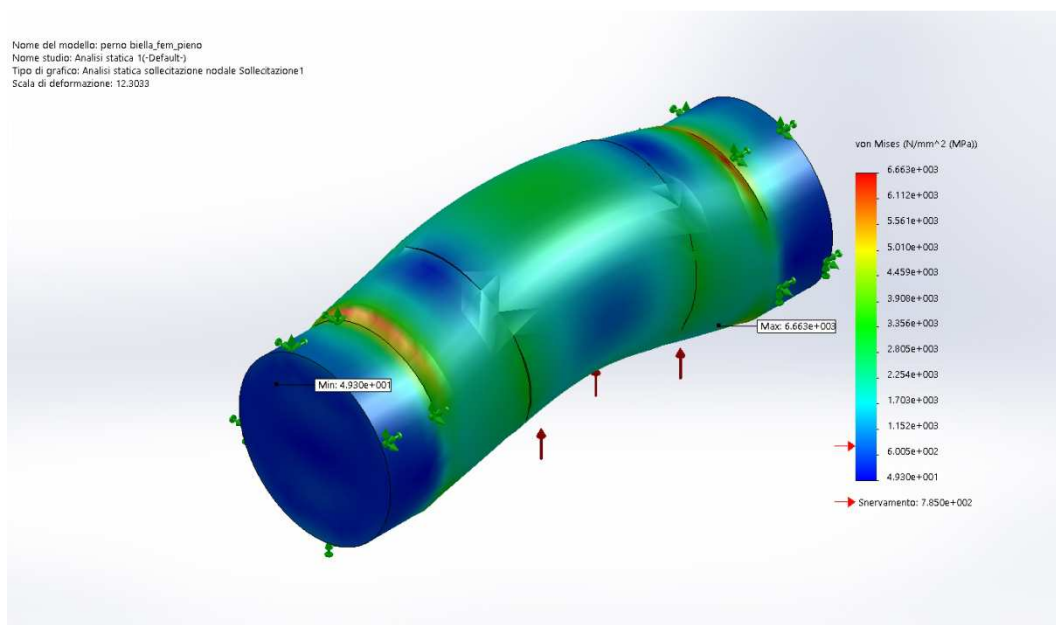


Fig. 9.1

9.2.2) BIELLA.

Per quanto riguarda la biella non risulta verificata, con i carichi imposti, a compressione. Inoltre non risultano verificati né il piede di biella, né la testa di biella.

Per questi motivi la biella deve essere ridimensionata.

Si può notare innanzitutto che si possono ricavare, nella testa di biella, 2 millimetri di spessore sostituendo i cuscinetti a rullini. Il nuovo cuscinetto nella sede del piede di biella è

preso dal catalogo SKF, ed è il K 14x18x17, nella testa di biella è montato sempre un cuscinetto a rullini della serie K 30x40x30. Tuttavia la modifica che ottimizza il dimensionamento non è sufficiente a garantire il corretto funzionamento. La biella deve essere pertanto ridimensionata.

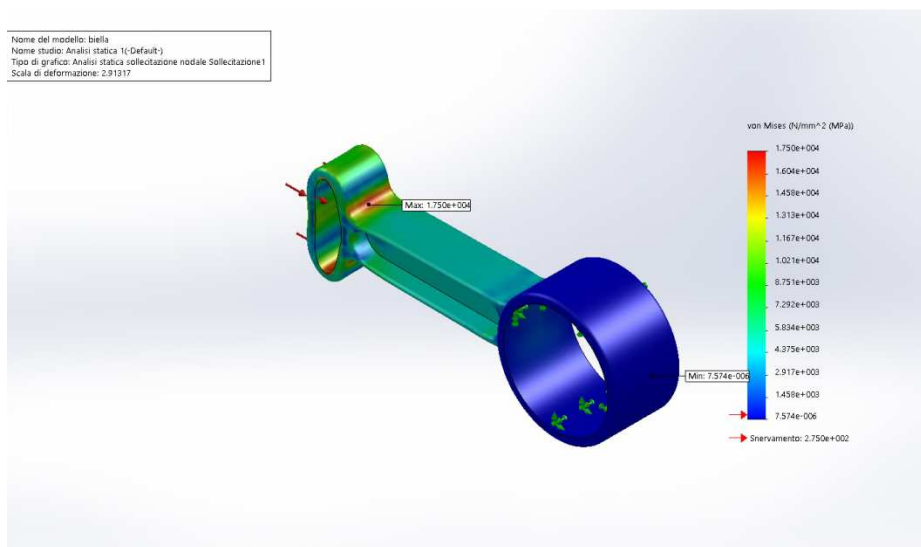


Fig. 9.2

Nella figura 9.2 la biella sotto il carico di compressione.

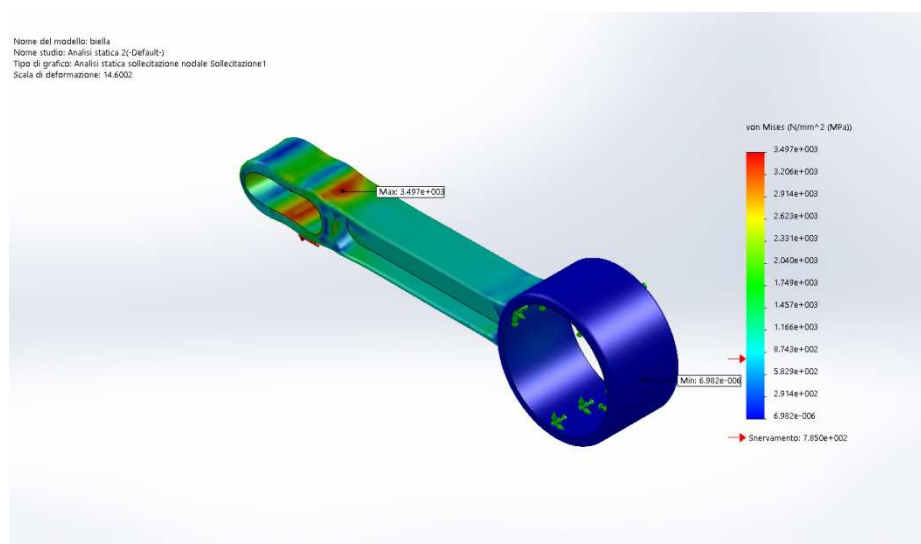


Fig. 9.3

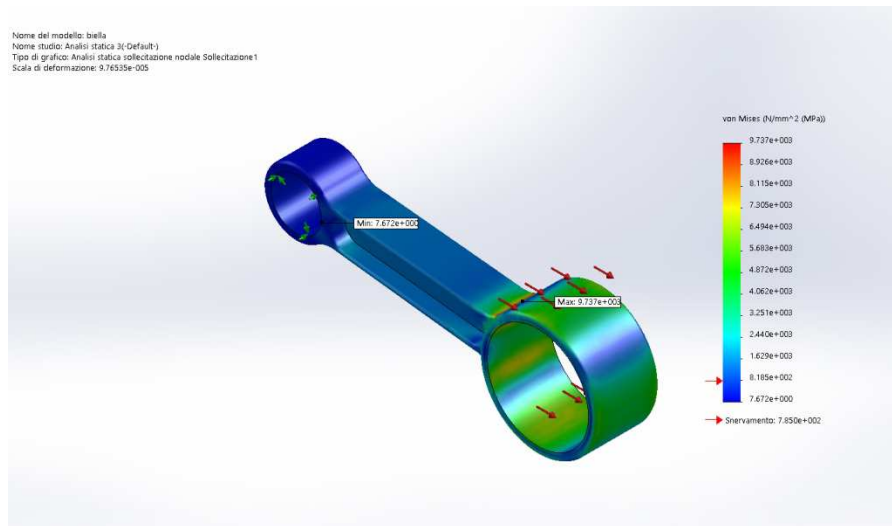


Fig. 9.4

Nelle figure 9.3 e 9.4 sono rappresentate le deformazioni della biella dovute ai carichi applicati per la verifica del piede di biella e per la verifica della testa di biella.

9.2.3) ALBERO MOTORE.

L'analisi statica relativa all'albero motore dà come risultato che l'albero non risulta verificato.

Si deve pertanto rivedere la fase di progettazione per quanto riguarda il dimensionamento dei componenti.

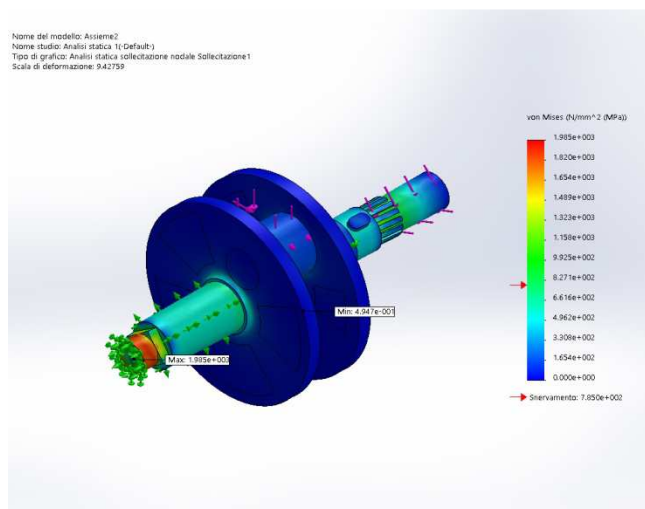


Fig. 9.5

In particolare bisogna valutare di allargare lo spessore delle maschette e rivalutare il dimensionamento dei perni di banco.

CAPITOLO 10 : EQUILIBRATURA.

In questa tesi l'argomento equilibratura viene affrontato in maniera non approfondita, potrà essere sviluppato poi in tesi successive.

L'equilibratura dell'albero motore mira ad ottenere l'annullamento o la massima attenuazione delle vibrazioni generate dalle forze scaricate su di esso nelle condizioni di funzionamento del motore. In fase di progetto l'obiettivo è quello di raggiungere l'equilibratura statica e dinamica delle forze centrifughe generate dalle masse rotanti e delle forze alterne dovute agli organi aventi moto alternato. Mediante un'opportuna configurazione delle manovelle è possibile equilibrare le forze centrifughe, se ciò non bastasse l'introduzione di dispositivi chiamati contrappesi o maschette permette di raggiungere la globale equilibratura di tali forze.

Le forze alterne si distinguono in forze alterne del I ordine e forze alterne del II ordine.

Sia forze del I che del II ordine possono essere scomposte in 2 componenti, una equirostante ed un'altra controrotante all'albero motore. La componente equirostante delle forze del I ordine può essere equilibrata mediante aggiunta di massa alla manovella, mentre per quella controrotante è necessario l'utilizzo di un albero ausiliario controrotante alla medesima velocità dell'albero motore ma, come dice la parola stessa, rotante in verso opposto. Per le forze alterne del II ordine il concetto è lo stesso, solo che la velocità di rotazione è doppia rispetto a quella dell'albero motore, quindi per annullarle si rende necessario l'uso di alberi ausiliari rotanti e controrotanti.

Il motore in questione, nella sua configurazione, presenta 2 alberi paralleli : uno di questi è l'albero motore fornisce il moto all'elica, l'altro albero, parallelo all'albero motore, fornisce moto all'alternatore. La trasmissione del moto tra i 2 alberi avviene tramite una puleggia avvolta su 2 ruote dentate accoppiate sui rispettivi alberi tramite chiavette.

Con questa soluzione i 2 alberi hanno stessa direzione di rotazione.

Cambiando il modo di trasmissione del moto tra i 2 alberi, rotanti alla medesima velocità di rotazione, si possono ottenere benefici a vantaggio dell'equilibratura.

Per fare ciò è necessario sostituire alla cinghia e alle ruote ingrananti con la cinghia una coppia di ruote dentate a denti dritti, identiche per dimensioni e dentatura, dove la trasmissione del moto avviene per contatto tra i denti.

In questo modo si otterrà pertanto che i 2 alberi ruoteranno sempre alla stessa velocità ma risulteranno contro rotanti, in modo tale da poter annullare le possibili vibrazioni.

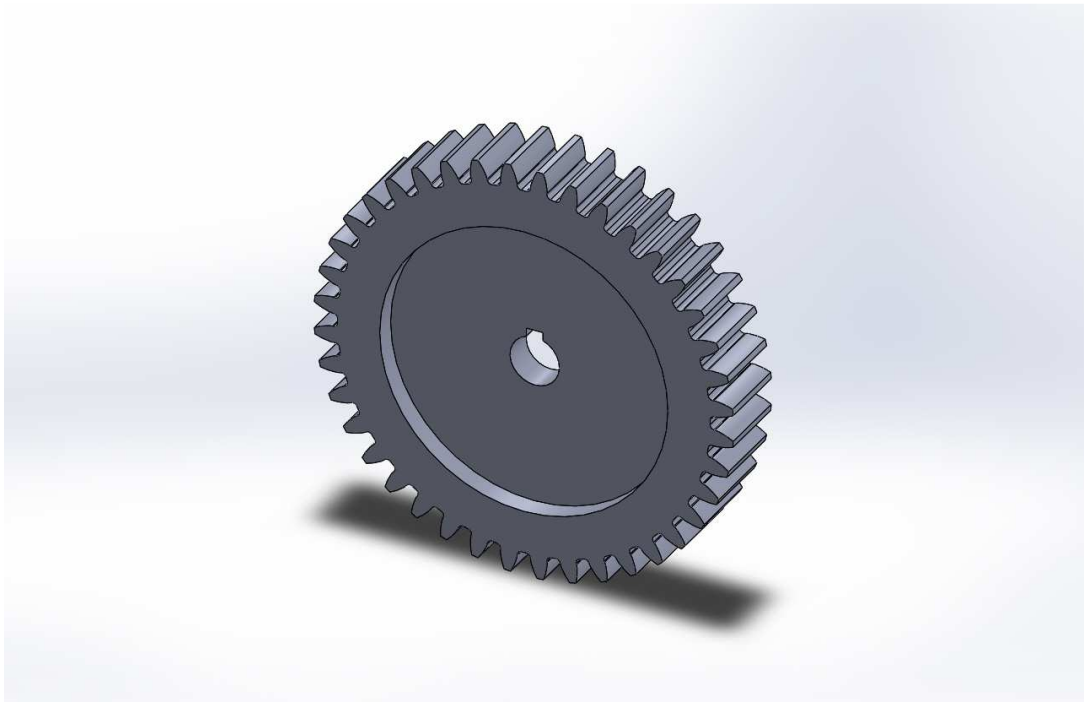


Fig. 9.7



Fig. 9.8

Nella figura 9.7 e 9.8 sono rappresentate le ruote dentate relative all'albero dell'alternatore e all'albero motore rispettivamente.

BIBLIOGRAFIA

- [1] G. BOCCHI
Motori a 4 tempi
HOEPLI, MILANO 1987
- [2] G. FERRARI
Motori a combustione interna
IL CAPITELLO, TORINO 2008
- [3] D. GIACOSA
Motori endotermici
HOEPLI, MILANO 2009
- [4] G. MINELLI
Motori endotermici alternativi
PITAGORA EDITRICE, BOLOGNA 1998
- [5] ENRICO OLIVUCCI
Studio e ottimizzazione di un propulsore diesel per un piccolo veivolo senza pilota
TESI DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA
UNIVERSITA' DI BOLOGNA, A.A. 2013\14

[6] ALESSANDRO PICCAGLIA

Verifica ed ipotesi di miglioramento per un albero motore di diesel aeronautico

TESI DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

UNIVERSITA' DI BOLOGNA, A.A. 2002\03

[7] CRISTINA RENZI

Metodi di ottimizzazione morfologica nel progetto preliminare di propulsori aeronautici avanzati

DOTTORATO DI RICERCA

UNIVERSITA' DI BOLOGNA, A.A. 2009

[8] CRISTINA RENZI

Ottimizzazione di un albero motore di un turbodiesel aeronautico di grossa cilindrata

TESI DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

UNIVERSITA' DI BOLOGNA, A.A. 2005/06