

48.3.1 Azioni scambiate tra motore ed esterno

La coppia motrice istantanea M , risultato della coppia dovuta alla pressione dei gas sul pistone e della coppia legata alle forze di inerzia delle masse alterne, oscilla in modo estremamente più sensibile per il monocilindro (*Figura 48.11*) che per il motore con più cilindri (*Figura 48.12*) dando luogo a severi problemi di equilibramento (*engine balance*); abbiamo visto infatti che la coppia motrice è caratterizzata da un andamento oscillante, con fluttuazioni intorno al valor medio che possono essere di notevole entità e di cui è indispensabile tener conto nel progetto degli organi meccanici della trasmissione destinati a collegare il motore all'utilizzatore (*Figura 48.13-a*).

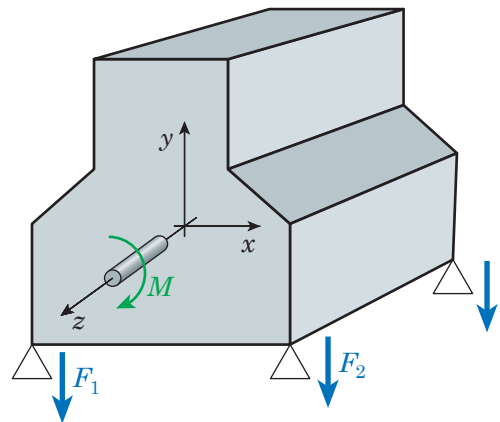


Fig. 48.13-a - Azioni scambiate dal motore con l'esterno attraverso l'albero motore e i supporti: coppia motrice M e forze F_1, F_2, \dots

Escludendo il peso del motore costante nel tempo, le azioni scambiate tra motore ed esterno, sono rappresentate, oltre che dalla coppia motrice M , da:

- forze alterne d'inerzia dovute al moto delle masse alterne (pistone, spinotto, segmenti, piede di biella);
- forze centrifughe dovute alla rotazione di masse eccentriche rispetto all'asse motore (manovella, maschette, testa di biella);
- momenti delle forze alterne;
- momenti delle forze centrifughe.

Le pressioni dei gas sono invece responsabili, oltre che della generazione della coppia motrice M , soltanto delle sollecitazioni delle giunzioni tra testata e monoblocco, e tra monoblocco e cappelli di banco, ma si tratta di sollecitazioni interne al motore, che non caricano i vincoli.

Per il principio di azione e reazione, alla coppia motrice M (*Figura 48.13-b*), che il motore scambia con l'esterno attraverso l'albero a gomiti, corrisponde la coppia uguale e contraria M_{reaz} , detta coppia di reazione, equilibrata dalle reazioni vincolari dei supporti F_1 ed F_2 . Essendo coppia motrice (e quindi le reazioni dei supporti) notevolmente variabili nel tempo si ricorre nel caso di motori pluricilindrici a uno sfasamento angolare dei cicli di lavoro dei diversi cilindri, e quindi del calettamento delle manovelle sull'albero motore. Occorre

infatti tener conto che per un monocilindro, si ha uno scoppio ogni due giri motore, mentre per un quattro cilindri si hanno due scoppi ogni giro motore. Le corrispondenti variazioni di velocità angolare che eccitano la trasmissione vengono limitate sfruttando l'inerzia del volano motore e applicando uno stadio di filtraggio, costituito dal parastrappi (la molla torsionale accoppiata alla frizione). Il criterio generalmente seguito è quello dell'*uniforme sfasamento dei cicli* in base al quale, nel motore di z cilindri e di τ tempi, i cicli risultano equispaziati mediante uno sfasamento angolare $\Delta\phi$, tra due cilindri che si susseguono in ordine di accensione, pari a:

$$\Delta\phi = 180^\circ \frac{\tau}{z} \quad \ll 2\text{-tempi} \Rightarrow \tau = 2; \quad 4\text{-tempi} \Rightarrow \tau = 4 \gg \quad 48-13$$

Un motore alternativo non può mai essere completamente equilibrato a causa della inevitabile irregolarità della coppia di reazione che fa variare in modo periodico il carico sui supporti. L'*equilibramento* si realizza in pratica scegliendo opportunamente numero e posizione dei cilindri e disponendo adeguatamente le manovelle dell'albero a gomiti. Un numero elevato di cilindri e intervalli uguali tra le successive combustioni consentono una maggiore uniformità della coppia di reazione.

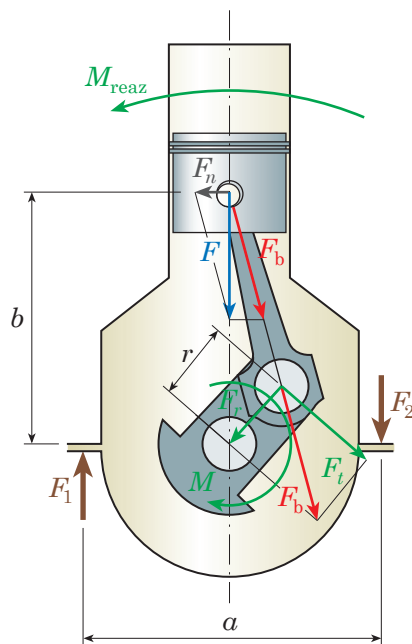


Fig. 48.13-b - Coppia di azione M , coppia di reazione M_{reaz} e forze di supporto F_1 ed F_2 . Essendo le azioni scambiate tra motore ed esterno variabili nel tempo, i vincoli risultano soggetti a sollecitazioni dinamiche, cui reagiscono con deformazioni anch'esse variabili nel tempo e quindi con oscillazioni e vibrazioni che vengono trasmesse alla scocca dai supporti medesimi. Ciò comporta conseguenze negative in termini di sollecitazioni a fatica dei componenti e di comfort del veicolo.

48.3.2 Forze centrifughe

Le forze di inerzia agenti sulle parti dotate di moto rotatorio (gruppo della manovella) sono rappresentate (Figura 48.14) dalla *forza centrifuga* F_c applicata in corrispondenza del baricentro del perno di manovella ed equivalente alla somma delle forze centrifughe dovute alle masse rotanti m_{rot} (perno di manovella, testa di biella e maschette): la forza centrifuga ha modulo costante $F_c = m_{rot} \omega^2 r$, dato (7-12) dal prodotto di m_{rot} per il quadrato della velocità angolare della manovella ω e per il raggio di manovella r , e direzione rotante nel piano

x - y . Le forze centrifughe sono in genere maggiori delle forze alterne; esse crescono con il quadrato della velocità angolare delle masse rotanti, ma, al contrario delle forze alterne, non hanno ordini più alti; possono perciò essere facilmente equilibrate da contrappesi che ruotano alla stessa velocità ω del motore. Le irregolarità di rotazione dell'albero motore danno luogo a forze molto più piccole rispetto alle forze centrifughe F_c e quindi possono essere ignorate nell'equilibramento.

Le forze centrifughe agenti sulle masse rotanti e i loro momenti vengono equilibrati disponendo le manovelle in modo che:

- il baricentro del sistema cada sull'asse di rotazione dell'albero a gomiti (è l'*equilibrio statico* che richiede che sia nulla la risultante di tutte le forze centrifughe: $R_{F_c} = 0$);
- la somma dei momenti delle forze centrifughe deve risultare nulla rispetto a ciascun punto dell'asse di rotazione dell'albero ($M_{F_c} = 0$ per l'*equilibrio dinamico*, condizione valida solo se il sistema è equilibrato staticamente).

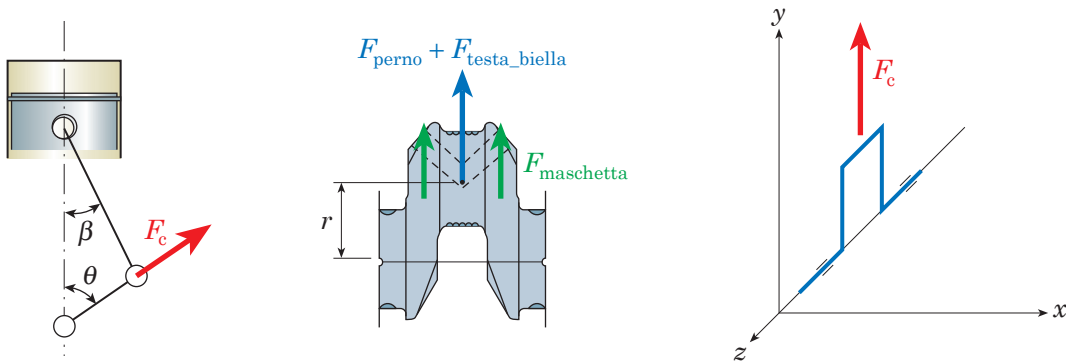


Fig. 48.14 - Forza centrifuga F_c applicata in corrispondenza del baricentro del perno di manovella ed equivalente alla somma delle forze centrifughe del perno di manovella F_{perno} , della testa di biella $F_{\text{testa_biella}}$ e delle maschette $F_{\text{maschetta}}$.

Per alberi a gomiti con molte manovelle l'applicazione di contrappesi non risulta in genere necessaria poiché la disposizione delle manovelle viene scelta in modo tale da verificare le condizioni di equilibrio citate sopra. In un *monocilindro* invece, che ha un albero a gomiti con una sola manovella, la forza centrifuga $F_c = m_{\text{rot}}\omega^2r$ non essendo contro-bilanciata si scaricherebbe sui cuscinetti di banco dell'albero a gomiti. Per equilibrarla (Figura 48.15) occorre aggiungere alle maschette due contrappesi di massa m_{cp} posti a distanza r_{cp} dall'asse di rotazione in modo che la risultante della forza centrifuga F_c e della forza di ciascun contrappeso F_{cp} sia uguale a zero.

$$m_{\text{rot}}\omega^2r - 2m_{\text{cp}}\omega^2r_{\text{cp}} = 0 \Rightarrow m_{\text{rot}}\omega^2r = 2m_{\text{cp}}\omega^2r_{\text{cp}} \Rightarrow m_{\text{rot}}r = 2m_{\text{cp}}r_{\text{cp}} \Rightarrow m_{\text{cp}} = \frac{1}{2}m_{\text{rot}}\frac{r}{r_{\text{cp}}}$$

Essendoci una sola forza centrifuga non esiste una coppia di forze, come avviene nel caso di più manovelle (si veda, ad esempio, il caso del motore con due manovelle), e quindi non occorre equilibrare i momenti dovuti alle forze centrifughe.

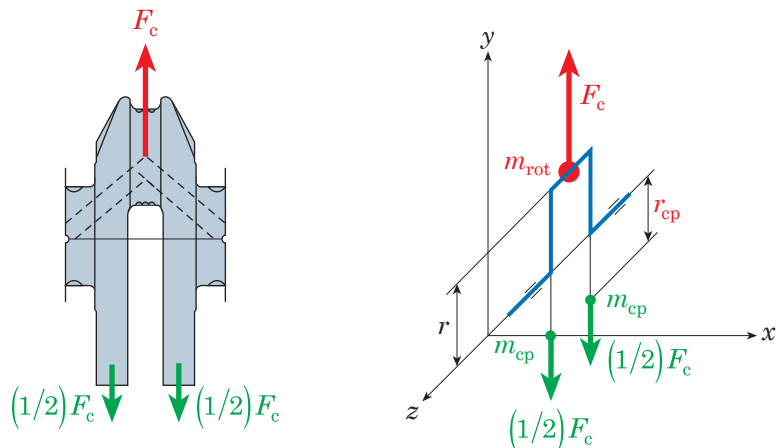


Fig. 48.15 - Motore monocilindrico (albero con una sola manovella) con contrappesi di massa m_{cp} . Ciascun contrappeso dà luogo a una forza $F_{cp} = (1/2)F_c$.

Nel motore *bicilindrico* della *Figura 48.16-a* l'albero è equilibrato staticamente, poiché la risultante delle due forze centrifughe è nulla, ma non lo è dinamicamente per la presenza della coppia $F_c b$. Per soddisfare anche l'equilibrio dinamico bisogna aggiungere (*Figura 48.16-b*) due contrappesi di massa m_{cp} tali da generare una coppia uguale e contraria alla coppia $F_c b$ in modo che la somma dei momenti agenti sulle masse rotanti sia uguale a zero:

$$F_c b - F_{cp} c = 0 \Rightarrow F_c b = F_{cp} c \Rightarrow (2m_{rot} \omega^2 r) b = (2m_{cp} \omega^2 r_{cp}) c \Rightarrow m_{cp} = m_{rot} \frac{b}{c} \frac{r}{r_{cp}}$$

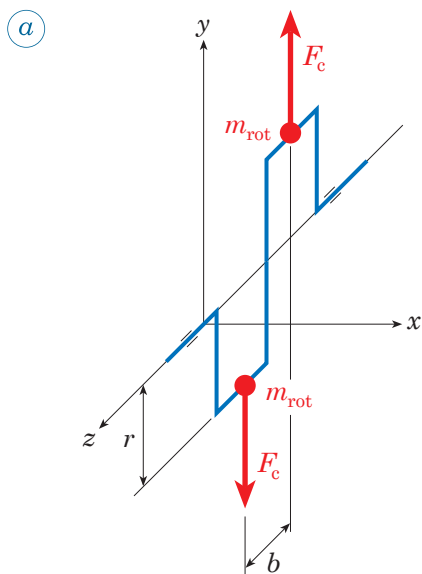


Fig. 48.16-a - Albero a gomiti con due manovelle a 180° di un motore bicilindrico in equilibrio statico ma non dinamico per la presenza di una coppia.

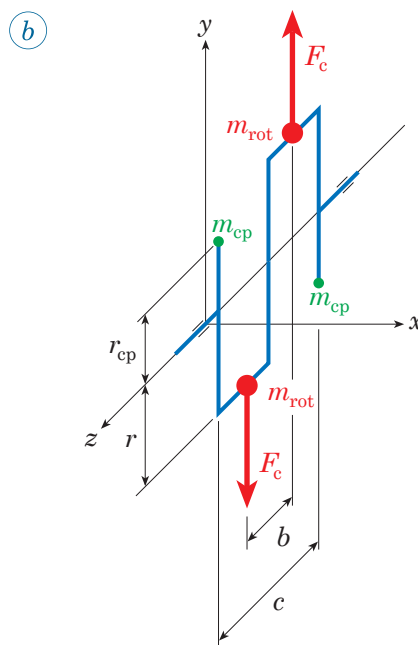
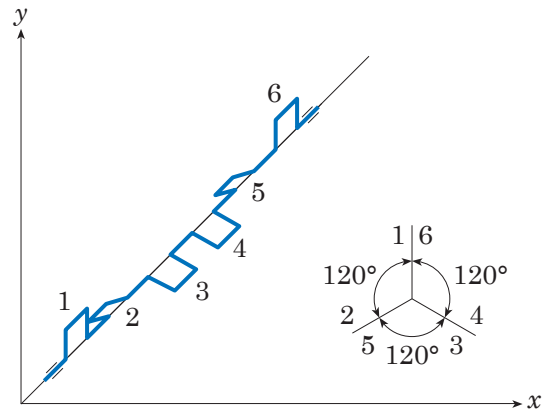


Fig. 48.16-b - Albero a gomiti con due manovelle a 180° con disposizione equilibrata staticamente e dinamicamente.

In generale, per l'equilibrio statico dell'albero a gomiti è sufficiente che la somma vettoriale delle forze centrifughe formi una poligonale chiusa in modo che la loro risultante sia nulla (*Unità 4* del primo volume). Una volta soddisfatte le condizioni di equilibrio statico, per l'equilibrio dinamico è sufficiente, ma non necessario, che l'albero ammetta un piano di simmetria perpendicolare all'asse di rotazione rispetto al quale le manovelle risultino disposte simmetricamente in numero e posizione (*Figura 48.17*).

Fig. 48.17 - Nel motore a quattro tempi ($\tau = 4$), $z = 6$ cilindri e con sfasamento uniforme dato da (48-13) $\Delta\phi = 180^\circ \left(\frac{\tau}{z}\right) = 180^\circ \left(\frac{4}{6}\right) = 120^\circ$ si verificano le due condizioni di equilibrio statico con $R_{Fc} = 0$ e dinamico con $M_{Fc} = 0$.



48.3.3 Forze alterne

I componenti delle forze alterne sono individuati come forze di inerzia del primo e del secondo ordine in funzione della loro frequenza di rotazione relativamente alla velocità del motore; vi sono anche armoniche di ordine più elevato del quarto ordine e armoniche superiori. A parte le forze del primo e del secondo ordine, tuttavia le ampiezze dell'armonica del quarto ordine e delle armoniche superiori diminuiscono rapidamente e vengono quindi generalmente ignorate nell'equilibramento del motore.

In genere le forze alterne di inerzia sono meno rilevanti rispetto alle forze centrifughe. Sono caratterizzate dal fatto di avere direzione fissa lungo l'asse y del cilindro e di avere grandezza e verso variabile. La componente del primo ordine, pulsante con frequenza ω , e quella del secondo ordine, di modulo λ volte inferiore e pulsante con frequenza 2ω , sono date da (48-8):

$$F_{\text{alt}} \Big|_{1^{\circ}\text{ord}} \cong -m_{\text{alt}} \omega^2 r \cos\theta = I' \qquad F_{\text{alt}} \Big|_{2^{\circ}\text{ord}} \cong -m_{\text{alt}} \omega^2 r \lambda \cos 2\theta = I''$$

La forza alterna di inerzia del primo ordine può essere considerata come la somma delle proiezioni sull'asse del cilindro di due vettori \mathbf{I}'_{rot} e $\mathbf{I}'_{\text{controrot}}$, aventi per modulo la metà di quello di I' $\left[\left(\frac{1}{2}\right)m_{\text{alt}}\omega^2 r\right]$ e rotanti il primo con velocità angolare $+\omega$ insieme alla manovella e il secondo nel verso opposto con velocità angolare $-\omega$ in modo da mantenersi in posizione simmetrica rispetto all'asse del cilindro (*Figura 48.18*). Analogamente la forza alterna di inerzia del secondo ordine può essere considerata come la somma delle proiezioni sull'asse del cilindro di due vettori $\mathbf{I}''_{\text{rot}}$ e $\mathbf{I}''_{\text{controrot}}$ aventi per modulo $\left(\frac{1}{2}\right)m_{\text{alt}}\omega^2 \lambda r$ tra loro controrotanti (velocità angolari $+2\omega$ e -2ω) e formanti con l'asse del cilindro l'angolo 2θ (*Figura 48.19*).

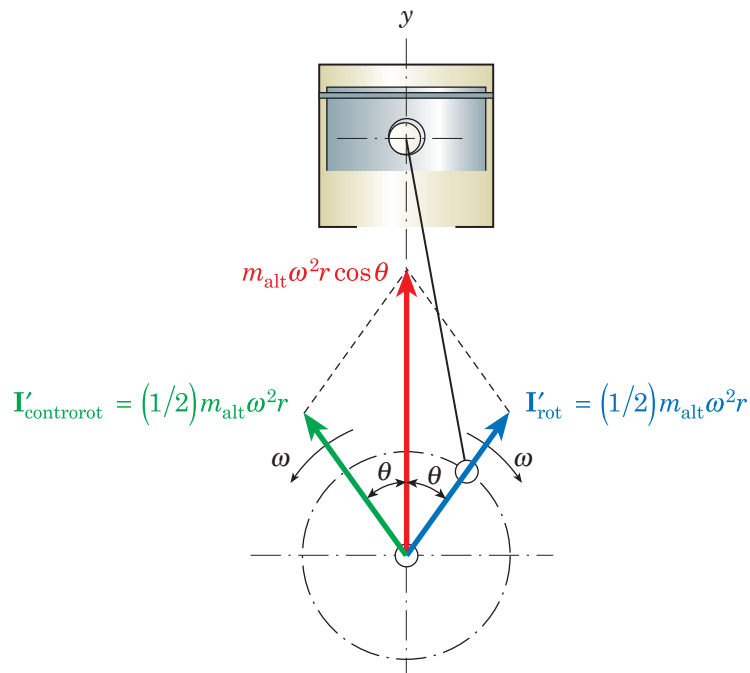


Fig. 48.18 - Forza alterna di inerzia del primo ordine \mathbf{I}' di modulo $m_{\text{alt}}\omega^2 r \cos\theta$; il componente rotante $\mathbf{I}'_{\text{rot}} = (1/2)m_{\text{alt}}\omega^2 r$ forma l'angolo $+\theta$ con l'asse del cilindro, mentre il componente controrotante $\mathbf{I}'_{\text{controrot}} = (1/2)m_{\text{alt}}\omega^2 r$ forma l'angolo $-\theta$ con l'asse del cilindro.

È adesso possibile studiare l'equilibramento dei quattro vettori rotanti \mathbf{I}'_{rot} , $\mathbf{I}'_{\text{controrot}}$, $\mathbf{I}''_{\text{rot}}$ e $\mathbf{I}''_{\text{controrot}}$ che esprimono il sistema di forze alterne.

Nel caso di *motori pluricilindrici*, si possono applicare a questi vettori le stesse considerazioni fatte a proposito delle forze centrifughe. Per quanto riguarda l'equilibramento delle forze rotanti del 1° ordine, il vettore \mathbf{I}'_{rot} ha caratteristiche identiche a quelle di una forza centrifuga sia pure con modulo molto più contenuto ed è così possibile avere risultante e momento risultante nulli con gli stessi accorgimenti già utilizzati per le forze centrifughe. Il sistema delle forze controrotanti espresso dal vettore $\mathbf{I}'_{\text{controrot}}$, risultando l'immagine speculare di \mathbf{I}'_{rot} , è simmetrico rispetto a quello delle rotanti rispetto all'asse del cilindro; per un motore con tutti i cilindri sullo stesso piano (in linea o a V di 180°), se il sistema delle forze rotanti è equilibrato, lo sarà quindi per simmetria anche quello delle controrotanti. Si può quindi concludere che il motore pluricilindrico è equilibrato alle forze alterne del primo ordine quando la disposizione delle manovelle è tale per cui l'albero è già dinamicamente equilibrato. Le forze alterne di inerzia del secondo ordine non sono invece equilibrabili con l'aggiunta di contrappesi all'albero a gomiti poiché i vettori $\mathbf{I}''_{\text{rot}}$ e $\mathbf{I}''_{\text{controrot}}$ ruotano alla velocità angolare 2ω , doppia di quella dell'albero. Per l'equilibramento delle forze del secondo ordine bisognerebbe ricorrere a due alberini ausiliari che ruotano, ciascuno in senso opposto all'altro, con velocità angolare doppia rispetto a quella dell'albero a gomiti e sui quali vengono calettate delle masse eccentriche poste a una distanza opportuna in modo da equilibrare il momento delle forze del secondo ordine. Occorre tuttavia ricordare

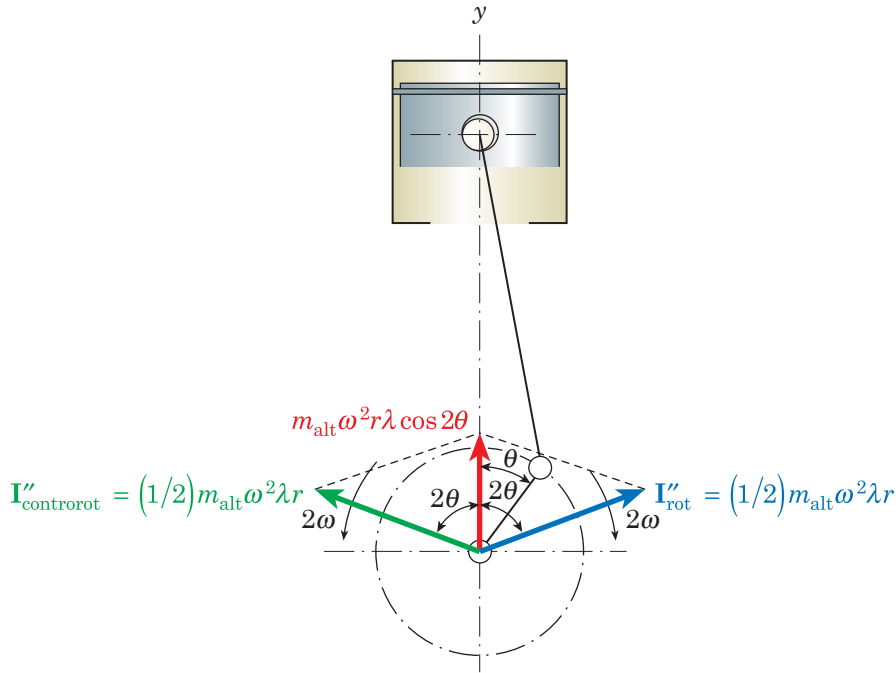


Fig. 48.19 - Forza alterna di inerzia del secondo ordine \mathbf{I}'' di modulo $m_{\text{alt}}\omega^2 r \lambda \cos 2\theta$; il componente rotante $\mathbf{I}''_{\text{rot}} = \left(\frac{1}{2}\right)m_{\text{alt}}\omega^2 \lambda r$ forma l'angolo $+2\theta$ con l'asse del cilindro, mentre il componente controrotante $\mathbf{I}''_{\text{controrot}} = \left(\frac{1}{2}\right)m_{\text{alt}}\omega^2 \lambda r$ forma l'angolo -2θ con l'asse del cilindro.

che le forze alterne del secondo ordine hanno un peso inferiore a quelle del primo ordine, poiché il loro modulo è pari a quello del primo ordine moltiplicato per $\lambda = 0,22 \div 0,30$, e quindi nella pratica queste esigenze possono venire ridimensionate.

Aggiungendo all'albero a gomiti un contrappeso che eserciti una forza centrifuga uguale e contraria si può equilibrare nel motore monocilindrico solo il vettore \mathbf{I}'_{rot} ; il vettore $\mathbf{I}'_{\text{controrot}}$ invece non può essere equilibrato perché controrotante. Per l'equilibramento completo del monocilindro occorre allora (Figura 48.20) nel caso delle forze del:

- primo ordine, aggiungere un sistema di contrappesi su due alberi A_1 e A_2 paralleli all'albero a gomito, disposti simmetricamente rispetto all'asse del cilindro e ruotanti con la velocità angolare ω uno in un senso e l'altro in senso opposto, e con la massa m'_{cp} dei contrappesi che deve soddisfare la condizione $m'_{\text{cp}}\omega^2 r' = \left(\frac{1}{2}\right)m_{\text{alt}}\omega^2 r$;
- secondo ordine, aggiungere due contrappesi su due alberi B_1 e B_2 paralleli all'albero a gomito, disposti simmetricamente rispetto all'asse del cilindro e ruotanti con la velocità angolare 2ω , doppia cioè di quella dell'albero a gomito, uno in un senso e l'altro in senso opposto, e con la massa m''_{cp} dei contrappesi che deve soddisfare la condizione $m''_{\text{cp}}(2\omega)^2 r'' = \left(\frac{1}{2}\right)m_{\text{alt}}\omega^2 \lambda r$.

In pratica spesso si evita l'applicazione degli alberi controrotanti e si applicano all'albero a gomiti del monocilindro dei contrappesi che danno luogo a una forza centrifuga superiore

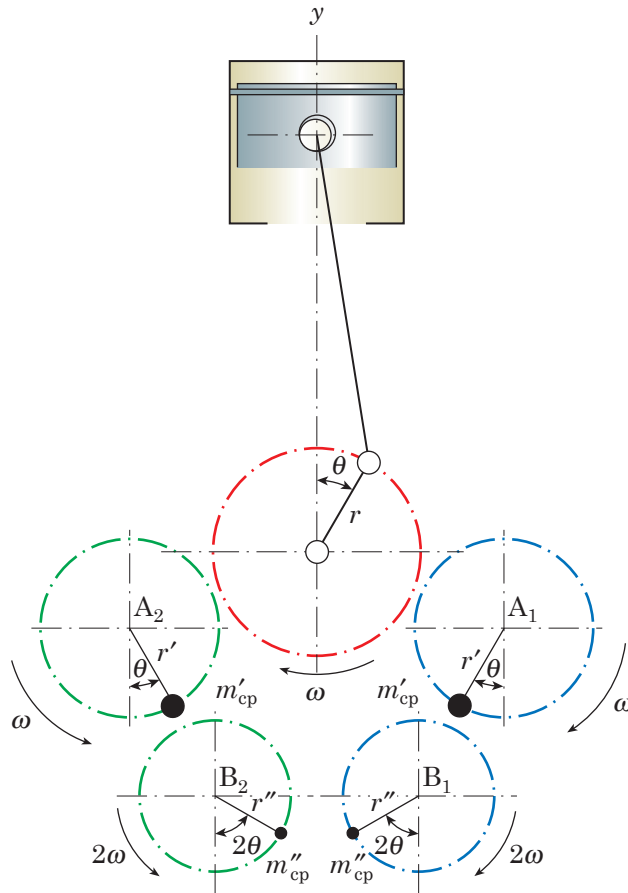


Fig. 48.19 - Motore monocilindrico: schema del sistema di forze necessarie per l'equilibramento completo dei quattro vettori rotanti I'_{rot} , I''_{rot} , $I'_{controrot}$ e $I''_{controrot}$ delle forze alterne di inerzia.

a I'_{rot} con l'obiettivo di ridimensionare le componenti verticali originate dalle forze alterne del primo ordine mentre viene tollerato il corrispondente aumento delle componenti orizzontali dovuto alle forze centrifughe agenti sui contrappesi perché meno fastidioso. In altri casi, come per il bicilindro della *Figura 48.21*, si preferisce ricorrere a un albero controrotante. È questo un esempio particolarmente interessante di equilibramento in un momento in cui (*Paragrafo 42.2.5*) si va verso una drastica riduzione del numero di cilindri per favorire l'aumento del rendimento attraverso l'aumento della densità di potenza [kW/litro] accompagnato da una sensibile riduzione dei costi di produzione: un motore a quattro tempi con 4-cilindri in linea, adeguatamente sovralimentato, consente di raggiungere un minore consumo di combustibile e soprattutto di realizzare costi più bassi di un motore V6 di pari potenza.

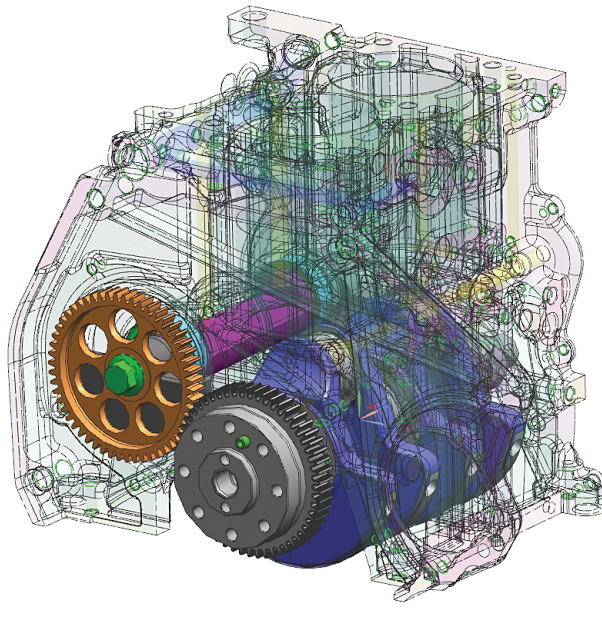


Fig. 48.20 - Nel motore Fiat TwinAir a quattro tempi ($\tau = 4$), $z = 2$ cilindri-in-linea si realizza l'equilibramento delle forze centrifughe e delle forze alterne rotanti del primo ordine tramite contrappesi sull'albero motore, mentre l'equilibramento delle forze controrotanti del primo ordine viene realizzato mediante un albero ausiliario controrotante alla stessa velocità di rotazione del motore comandato da un ingranaggio a denti dritti che prende il moto dal volano motore [per cortesia di FIAT].

48.7 Manovella intermedia

La *manovella intermedia* è composta da due bracci (le maschette) paralleli collegati tra loro da una parte mediante il perno di biella (o bottone di manovella) e dall'altra parte a due perni (i perni di banco); la distanza tra l'asse di rotazione dell'albero su cui si trovano i perni di banco e l'asse del bottone di manovella sul quale si articola la testa di biella è il raggio di manovella. Il motore monocilindrico della *Figura 48.41* costituisce un'esemplificazione di una manovella intermedia.

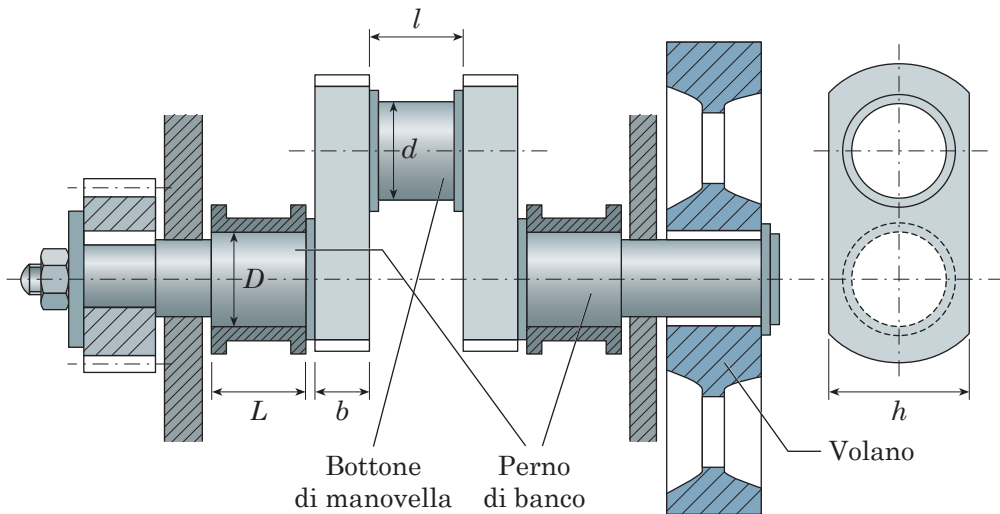


Fig. 48.41 - Albero a gomito con volano di un motore monocilindrico.

L'albero motore, detto anche albero a gomito o a manovelle, di un motore pluricilindrico (*Figura 48.42*) si può intendere come un insieme di manovelle intermedie, ciascuna delle quali, pur potendosi considerare indipendente dalle altre agli effetti della flessione, è in grado di trasmettere interamente il momento torcente. Facendo riferimento alla massima sollecitazione che si può raggiungere sulla manovella, nel calcolo di verifica vengono esaminate due configurazioni: posizione dell'angolo di manovella θ corrispondente alla massima forza tangenziale $F_{t,max}$ (*Figura 48.43*) e posizione di punto morto superiore.



Fig. 48.42 - Albero a gomiti del motore della Toyota Yaris 1.4 TDI con 4 contrappesi di equilibratura e flangia per attacco al volano.

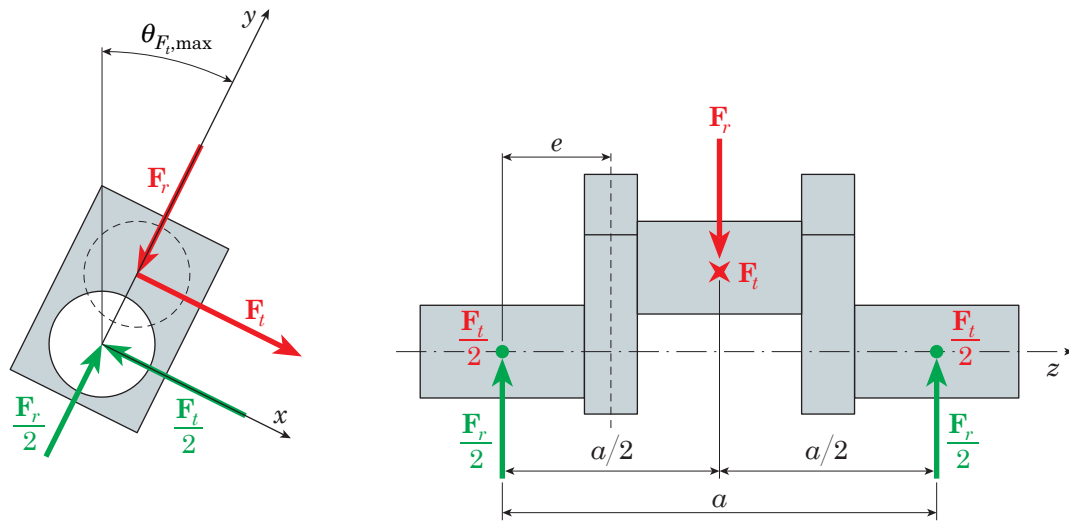


Fig. 48.43 - Schema di forze e reazioni per il calcolo dell'albero a gomito nella posizione dell'angolo di manovella $\theta_{F_t, \max}$ corrispondente alla massima forza tangenziale F_t (la stella rossa indica il punto in cui il vettore F_t è perpendicolare al piano del foglio).

SINTESI

La *coppia motrice istantanea* ha un andamento *oscillante*, con fluttuazioni intorno al valor medio che possono essere di notevole entità passando dal motore a più cilindri al monocilindro, dando così luogo a severi problemi di equilibramento. Le corrispondenti variazioni di velocità angolare che eccitano la trasmissione vengono limitate sfruttando l'inerzia del volano motore e applicando uno stadio di filtraggio, costituito dal parastrappi (la molla torsionale accoppiata alla frizione).

Il criterio generalmente seguito per ridurre le oscillazioni della coppia motrice è quello dell'*uniforme sfasamento dei cicli* in base al quale, nel motore di z cilindri e di τ tempi, i cicli risultano equispaziati mediante uno sfasamento angolare $\Delta\phi$ tra due cilindri che si susseguono come ordine di accensione.

$$\Delta\phi = 180^\circ \frac{\tau}{z}$$

48-13

$\Delta\phi$ = sfasamento angolare [°]

τ = 2 per motori a 2-tempi

τ = 4 per motori a 4-tempi

z = numero di cilindri [-]

L'*equilibramento* si realizza scegliendo opportunamente numero e posizione dei cilindri e disponendo adeguatamente le manovelle dell'albero a gomiti.

Le forze centrifughe agenti sulle masse rotanti e i loro momenti vengono equilibrati disponendo le manovelle in modo che:

- il baricentro del sistema cada sull'asse di rotazione dell'albero a gomiti (equilibrio statico per cui deve essere nulla la risultante di tutte le forze centrifughe);
- la somma dei momenti delle forze centrifughe deve risultare nulla rispetto a ciascun punto dell'asse di rotazione dell'albero (equilibrio dinamico).

L'equilibramento delle forze alterne di inerzia viene realizzato considerando separatamente la componente del primo ordine pulsante con frequenza ω , e quella del secondo ordine, di modulo λ volte inferiore e pulsante con frequenza 2ω .

VERIFICA DELL'APPRENDIMENTO

9. I motori pluricilindrici sono desiderabili perché:

- a) presentano minori problemi di equilibramento;
- b) le dimensioni del volano sono ridotte;
- c) entrambe le risposte a) e b);
- d) nessuna di queste risposte.

10. Le forze d'inerzia alterne del secondo ordine che agiscono sul motore hanno:

- a) la stessa frequenza delle forze del primo ordine;
- b) hanno frequenza doppia delle forze del primo ordine;
- c) hanno quattro volte la frequenza delle forze del primo ordine;
- d) nessuna di queste risposte.