

## IL MANOVELLISMO DI SPINTA ROTATIVA

### 1. Descrizione del meccanismo

Il manovellismo di spinta è un meccanismo articolato costituito dai seguenti organi (fig. 1.1):

- una *manovella*, di lunghezza  $r$ , incernierata al telaio nel punto A;
- un *corsoio* o *pistone* vincolato al telaio mediante una guida lineare ( $g$ ) che gli consente di traslare lungo l'asse  $x$ ;
- una *biella*, di lunghezza  $l$ , vincolata alla manovella (nel punto B) ed al corsoio (nel punto C), mediante due cerniere.

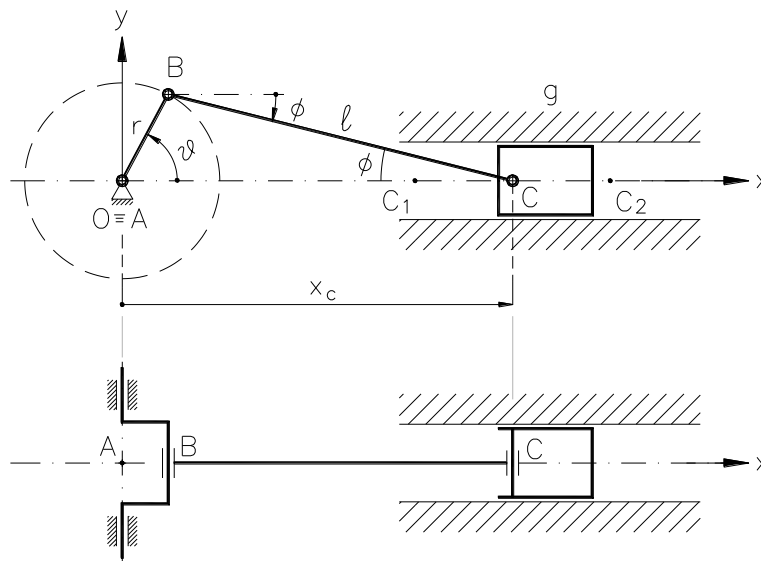


Fig. 1.1

Il manovellismo presenta quindi tre coppie rotoidali (telaio-manovella, manovella-biella e biella-corsoio) e da una coppia prismatica (corsoio-telaio); facendo l'ipotesi che tutti i membri siano rigidi e che non vi sia gioco tra gli stessi, dalla regola del Grübler si constata che il meccanismo ha un solo grado di libertà. Nel seguito ci si riferisce ad un *manovellismo centrato*, avente cioè l'asse della guida lineare che interseca l'asse di rotazione della manovella (nel punto A).

Il manovellismo converte il moto traslatorio alternativo del corsoio nel moto rotatorio della manovella o viceversa ed è adottato in molti tipi di macchine. Nelle macchine motrici alternative trasforma il moto alternativo del pistone (movente) nel moto rotatorio della manovella (cedente); in altre applicazioni la manovella funge da movente, mentre il corsoio ha funzione di cedente. Questo è il caso, ad esempio, dei compressori alternativi (macchina generatrice) o della sega alternativa (macchina operatrice).

La manovella si muove di moto rotatorio intorno all'asse di traccia A mentre il corsoio si sposta alternativamente lungo il segmento  $C_1C_2$ , di lunghezza  $2r$ , detto *corsa* del corsoio. I punti,  $C_1$  e  $C_2$  sono detti rispettivamente *punto esterno* (o *punto morto superiore*) e *punto interno* (o *punto morto inferiore*), vengono raggiunti dal corsoio quando la biella si allinea con la manovella (Fig.1.2); in tali posizioni il corsoio inverte il verso del moto ed assume quindi velocità nulla.

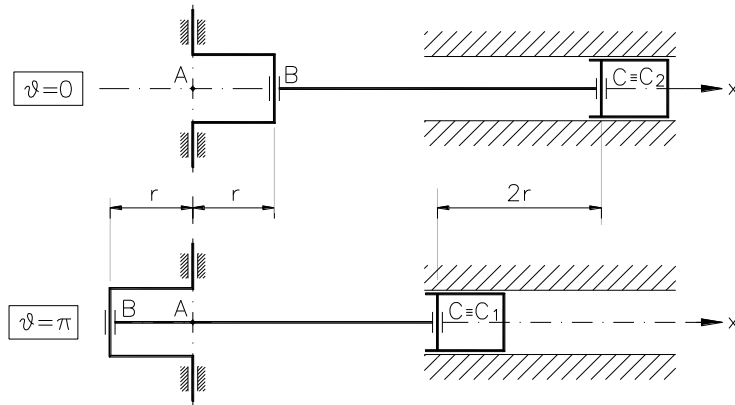


Fig. 1.2

## 2 – Analisi cinematica

L'obiettivo dell'analisi cinematica è quello di definire la legge di moto del corsoio avendo imposto il moto della manovella. Si supponga a tal fine di che la manovella ruoti con velocità di rotazione costante e pari ad  $\omega$ . Si consideri (Fig. 1.1) una coppia d'assi di riferimento con origine in A e con l'asse  $x$  disposto lungo l'asse della guida del corsoio (asse del manovellismo) ed orientato verso il punto C; si indichi con  $\vartheta$  l'angolo che la manovella forma con l'asse della guida del corsoio.

La posizione  $x_c$  del corsoio, in funzione dell'angolo  $\vartheta$ , può ricavarsi mediante la *condizione di chiusura del poligono dei vettori*; si considerano tre punti notevoli del meccanismo (A, B, C) e si considera la seguente relazione vettoriale (Fig.2.1):

$$(B - A) + (C - B) = (C - A) \quad (2.1)$$

che esprime la congruenza geometrica del sistema nella generica posizione definita da  $\vartheta$ .

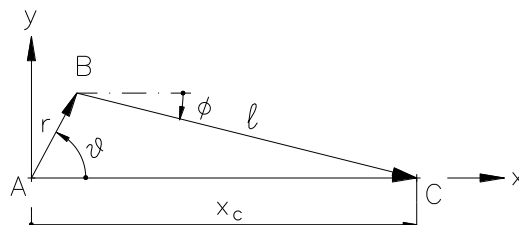


Fig. 2.1

Proiettando la (2.1) sugli assi  $x$  e  $y$  si ottengono due equazioni scalari che esprimono le condizioni di vincolo dovute alla rigidità dei membri ed ai loro accoppiamenti:

$$\begin{cases} r \cos \vartheta + l \cos(-\phi) = x_c \\ r \sin \vartheta + l \sin(-\phi) = 0 \end{cases} \quad (2.2)$$

Le (2.2) possono risciversi nella seguente forma:

$$\begin{cases} f_1 = r \cos \vartheta + l \cos \phi - x_c = 0 \\ f_2 = r \sin \vartheta - l \sin \phi = 0 \end{cases} \quad (2.2')$$

Per ricavare la funzione:  $x_c = x_c(\vartheta)$ , è necessario esprimere l'angolo  $\phi$  in funzione di  $\vartheta$ ; dalla seconda equazione delle (2.2) si ha:

$$\sin \phi = \frac{r}{l} \sin \vartheta = \frac{1}{\mu} \sin \vartheta \quad (2.3)$$

essendo:  $\mu=l/r$  il rapporto caratteristico del manovellismo che, nei manovellismi dei motori a combustione interna, assume generalmente valori compresi tra 3.5 e 4. Risulta pertanto:

$$\cos \phi = \pm \sqrt{1 - \sin^2 \phi} = \pm \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \vartheta}{\mu^2}} = \pm \frac{1}{\mu} \sqrt{\mu^2 - \sin^2 \vartheta} \quad (2.3')$$

Se  $l > r$ , il coseno dell'angolo  $\phi$  può essere solo positivo perché ad un valore negativo corrisponde un angolo  $\phi > \pi/2$  non compatibile con la geometria del meccanismo. Dalla prima delle (2.2) si può ricavare la posizione  $x_c$  del pistone:

$$x_c = r \cos \vartheta + l \frac{1}{\mu} \sqrt{\mu^2 - \sin^2 \vartheta} = r \left( \cos \vartheta + \sqrt{\mu^2 - \sin^2 \vartheta} \right) \quad (2.4)$$

Se si impone alla manovella una velocità di rotazione  $\omega = \dot{\vartheta} = \dot{\vartheta} \cos t; \Rightarrow \vartheta = \omega t$ , dalla (2.2) si vede che il moto del corsoio non è armonico. Se  $\mu > 3$  (come accade nei motori), in prima approssimazione si può trascurare il termine  $\sin^2 \vartheta$  (al più pari ad 1) rispetto a  $\mu^2$  che assume un valore di un ordine di grandezza superiore. Con tale approssimazione  $x_c$  viene approssimata dalla seguente espressione armonica:

$$x_c^{(1)} = r(\cos \vartheta + \mu) = r \cos \vartheta + l \quad (2.5)$$

La (2.5) calcola in eccesso il valore dello spostamento  $x_c$ , come si vede dalla Fig. 2.2. In tale relazione la lunghezza della biella viene presa per intero, come se si spostasse restando sempre parallela a se stessa.

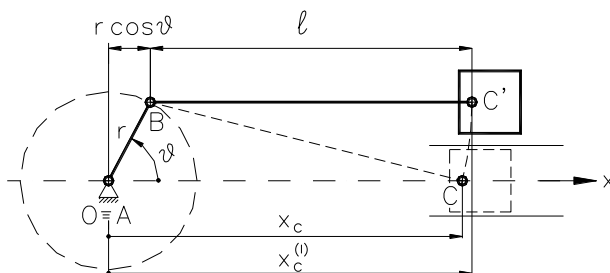


Fig. 2.2

### 3 – Le forze d'inerzia

La manovella (fig. 3.1) è costituita da due perni di banco (impegnati in altrettanti cuscinetti di banco), collegati al bottone di manovella mediante i due bracci di manovella.

Il baricentro  $G$  della manovella si trova a distanza  $e$  dall'asse di rotazione e pertanto durante la rotazione è sede di una forza centrifuga pari a:

$$F_c = m_m \omega^2 e$$

essendo  $m_m$  la massa della manovella.

Per la determinazione delle forze d'inerzia del manovellismo conviene sostituire alla massa  $m_m$  concentrata in  $G$  una massa  $m_{mb}$  concentrata nel punto  $B$  che generi la stessa forza centrifuga:

$$F_c = m_m \omega^2 e = m_{mb} \omega^2 r \quad \Rightarrow \quad m_{mb} = m_m \frac{e}{r}$$

In luogo della massa della biella è possibile considerare il corrispondente sistema equivalente costituito da due masse,  $m'$  ed  $m''$ , concentrate rispettivamente in  $C$  e  $B$ .

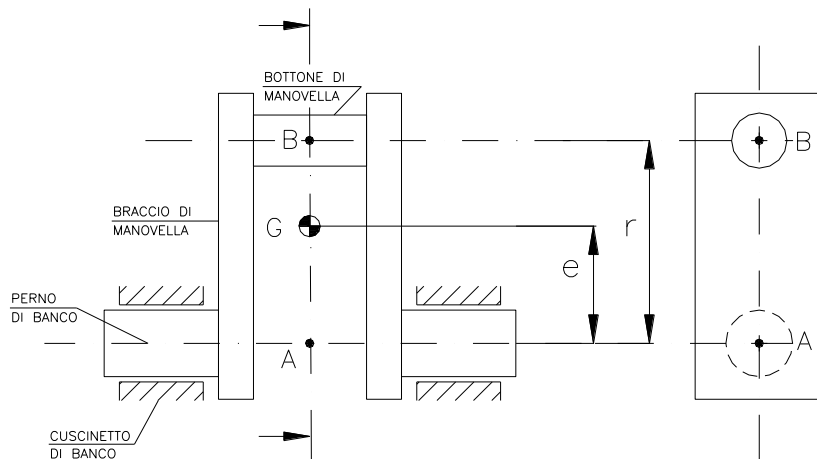


Fig. 3.1

Le forze d'inerzia del manovellismo possono essere valutate considerando soltanto le seguenti due masse concentrate:

- $m_B = m_{mb} + m''$ , massa concentrata nel punto  $B$ , somma della massa  $m_{mb}$  della manovella e della massa  $m''$  della biella; la massa  $m_B$  genera la forza d'inerzia rotante, applicata nel punto  $B$ , (fig. 3.2):

$$F_{ir} = -m_B w_b = -m_B \omega^2 r \quad (3.1)$$

- $m_C = m_a + m'$  = massa concentrata nel punto  $C$ , somma della massa  $m_a$  dotata di moto alternativo (corsoio, spinotto, fasce elastiche...) e della massa  $m'$  della biella. Adottando l'espressione di seconda approssimazione dell'accelerazione, fornita dalla (2.9), la forza d'inerzia alternativa, applicata nel punto  $C$ , vale (fig. 3.2):

$$F_{ia} = -m_c w_c^{(II)} = m_c \omega^2 r \left( \cos \vartheta + \frac{\cos 2\vartheta}{\mu} \right) \quad (3.2)$$

Tale forza è costituita da due componenti armoniche dette rispettivamente forza d'inerzia alternativa del primo e del secondo ordine:

$$F'_{ia} = m_c \omega^2 r \cos \omega t \quad (3.3)$$

$$F_{ia}'' = \frac{m_c \omega^2 r}{\mu} \cos 2\omega t . \quad (3.4)$$

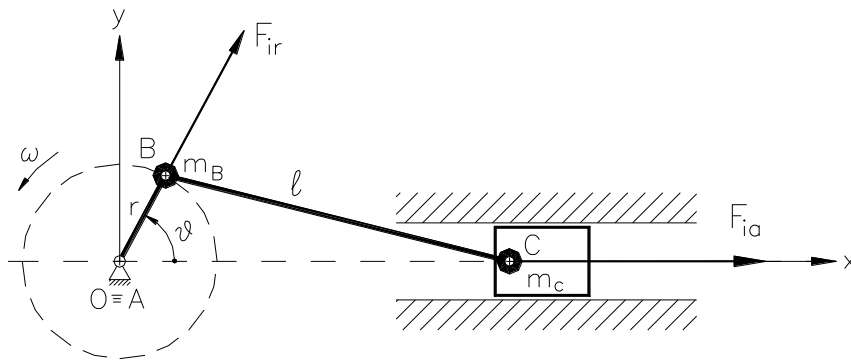


Fig. 3.2

Le forze d'inerzia generate dal movimento dei componenti del manovellismo si trasmettono, attraverso i vincoli esterni (cuscinetto di banco e guida del corsoio), al telaio della macchina e da questa alla struttura di sostegno che viene pertanto forzata a vibrare. È quindi necessario cercare di bilanciare queste forze, per quanto possibile, per evitare che la struttura di sostegno vibri con ampiezze che possono diventare molto grandi in condizioni di risonanza.

Nei manovellismi dei motori si usa computare lo spostamento del pistone dal punto esterno del pistone  $C_2$ . Indicata con  $s_c$  la distanza  $C_2C$  (Fig. 3.3), le formule di prima approssimazione mostrano che, in questo caso, le espressioni della velocità e dell'accelerazione del punto C sono di segno opposto a quelle già determinate:

$$\begin{aligned} s_c &= l + r - x_c = l + r - (r \cos \vartheta + l) = r(1 - \cos \vartheta) \\ \dot{s}_c &= r\omega \sin \vartheta \\ \ddot{s}_c &= r\omega^2 \cos \vartheta \end{aligned}$$

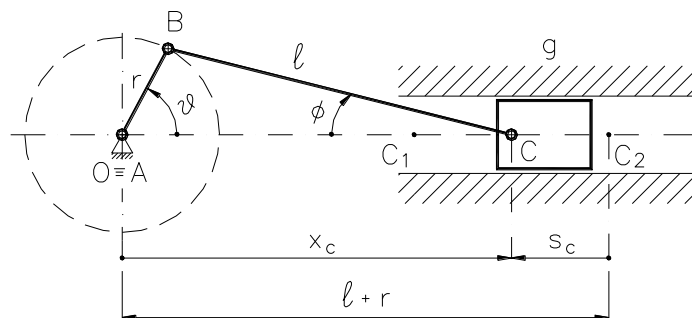


Fig. 3.3

#### 4 – Bilanciamento delle forze d'inerzia

La forza d'inerzia rotante,  $F_{ir}$ , può essere bilanciata disponendo, sul prolungamento delle manovelle, due masse  $m_k$ , dette *contrappesi* (fig. 4.1), in grado di generare una forza centrifuga uguale ed opposta a quella definita dalla (3.1).

Osservando la (3.3) si nota che l'espressione della forza d'inerzia alternativa del primo ordine può essere interpretata come quella di una forza centrifuga generata da una massa  $m_c$ , rotante con velocità

$\omega$ , a distanza  $r$  dall'asse di rotazione; di tale forza centrifuga esiste la sola componente lungo l'asse  $x$  del manovellismo.

Analogamente, dalla (3.4), si nota che l'espressione della forza d'inerzia alternativa del secondo ordine può essere considerata come una forza centrifuga generata alla massa  $m_c/\mu$ , rotante con velocità  $\omega$ , a distanza  $r$  dall'asse di rotazione ed applicata nel punto B' di una manovella fittizia che in ogni istante è ruotata di  $2\vartheta$  rispetto all'asse del cilindro; anche per tale forza esiste la sola componente sull'asse del manovellismo  $x$  (Fig.4.2).

Le forze d'inerzia alternativa può raggiungere elevati livelli di intensità; ad esempio, considerando:  $m_c = 0.535$  kg;  $\mu = 3.55$ ;  $r = 37.5$  mm, alla velocità di 6000 giri/min, per  $\varphi=0$ , si ha:  $F_{ia} = 9993$  N. Si comprende quindi come sia importante bilanciare queste forze.

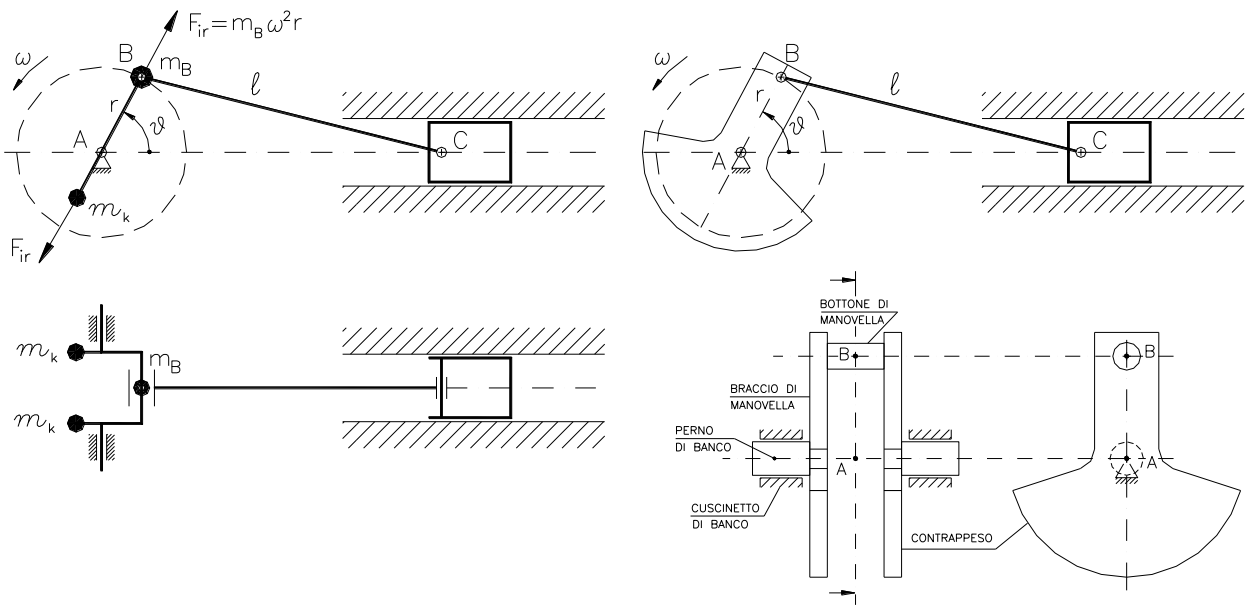


Fig. 4.1

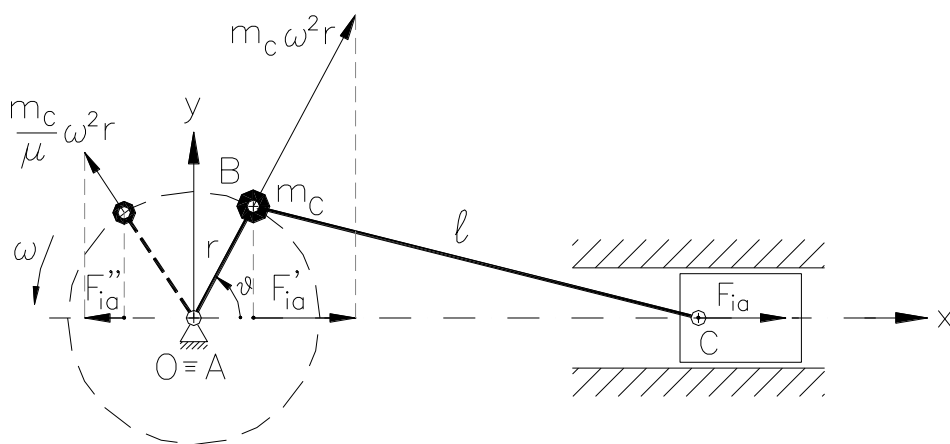


Fig. 4.2

Le due forze d'inerzia alternative possono essere bilanciate, separatamente, disponendo per ciascuna di esse un meccanismo, detto *vibrodina*, costituito da due dischi controrotanti su ciascuno dei quali è fissata una massa eccentrica in grado di generare una forza centrifuga  $F$  (Fig.4.3) le cui componenti

orizzontali ( $F_o$ ) si bilanciano tra loro mentre quelle verticali ( $F_v$ ) si sommano e danno luogo ad una forza armonica, di modulo  $2F_v$ , agente lungo la direzione verticale.

Per bilanciare le sole forze d'inerzia alternative del primo ordine si può pertanto utilizzare una vibrodina (Fig. 4.4) con dischi rotanti alla velocità  $\omega$ , pari a quella della manovella, in grado di generare una azione verticale, di modulo pari a  $2F_v$  che, istante per istante, sia uguale e contraria alla  $F'_{ia}$ .

Per bilanciare anche la forza d'inerzia alternativa del secondo ordine (di modulo pari a circa 1/4 di quella del primo ordine) si potrebbe utilizzare un'ulteriore vibrodina con dischi rotanti alla velocità  $2\omega$ .

L'utilizzo delle vibrodine presenta l'inconveniente di accrescere la massa complessiva del motore oltre al costo di produzione ed a quello di esercizio per l'assorbimento, da parte del meccanismo, di una aliquota di potenza erogata dalla macchina.

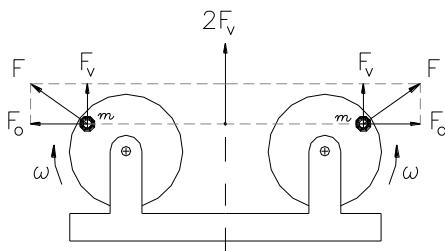


Fig. 4.3

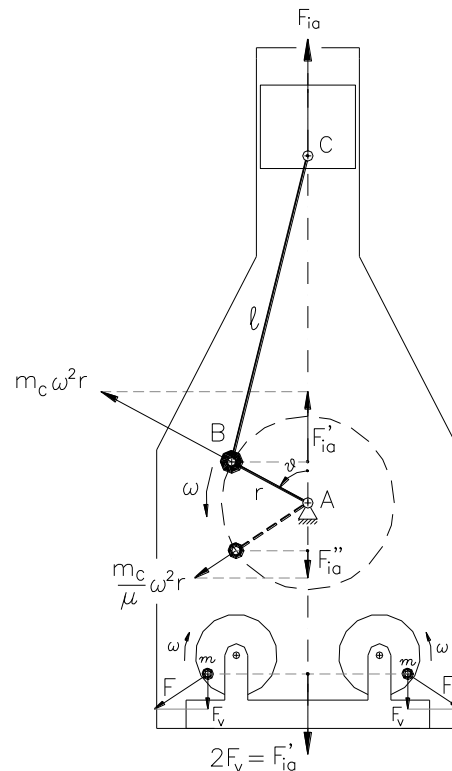


Fig. 4.4

Le forze d'inerzia alternative del primo ordine  $F'_{ia}$ , possono essere bilanciate con meccanismi più semplici della vibrodina che in genere richiedono un minore numero di componenti meccanici.

Una delle soluzioni, comunemente adottata, è quella dell'*albero controrotante* (Fig. 4.5), riconducibile alla vibrodina. In tal caso vi è un albero che ruota con velocità uguale ed opposta a quella della manovella ed avente una massa eccentrica che, durante la rotazione, genera una forza centrifuga. Un'altra massa rotante è disposta sul prolungamento della manovella. Con riferimento alla figura 4.5 si nota che, anche in tal caso, le componenti orizzontali  $F_o$  delle forze centrifughe  $F$  si bilanciano e definendo opportunamente le masse, la risultante delle componenti verticali ( $2F_v$ ) bilancia la forza d'inerzia alternativa del primo ordine. Le forze verticali formano una coppia il cui modulo può essere ridotto riducendo, per quanto possibile, il braccio  $d$  e cioè la distanza tra gli assi di rotazione della manovella e dell'albero controrotante, rispettivamente di traccia A e D (fig.4.5). Le forze alternative del secondo ordine restano sbilanciate.

Un altro metodo adottato per ridurre le forze d'inerzia alternative del primo ordine è quello del *bilanciamento parziale*. A tal fine, dalla figura 4.6a, si osserva che la forza d'inerzia alternativa del

primo ordine può considerarsi come dovuta a due masse concentrate nei punti B e B' di entità  $m_c/2$ , essendo B' un punto posto a distanza  $r$  dall'asse di rotazione, su una manovella fittizia rotante con velocità angolare  $-\omega$ . In ogni istante, le due componenti ortogonali all'asse del manovellismo si bilanciano mentre quelle parallele all'asse del manovellismo forniscono una forza armonica uguale alla (3.3).

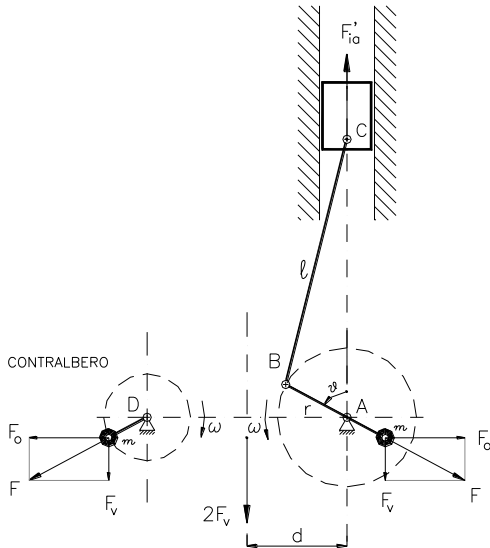


Fig. 4.5 a

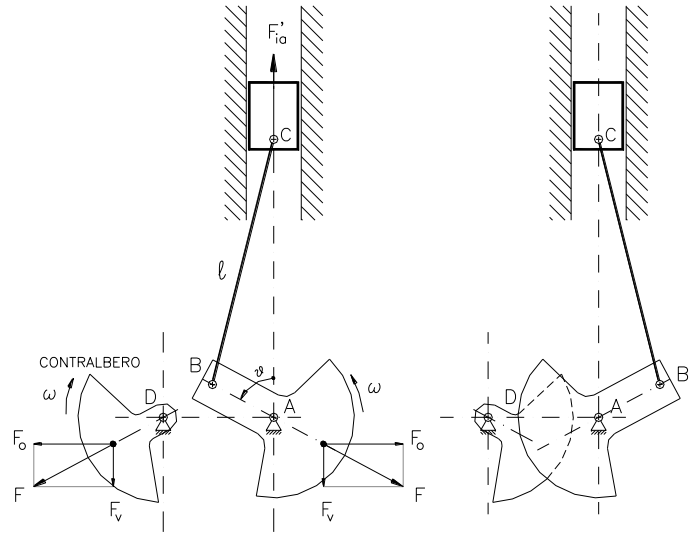


Fig. 4.5 b

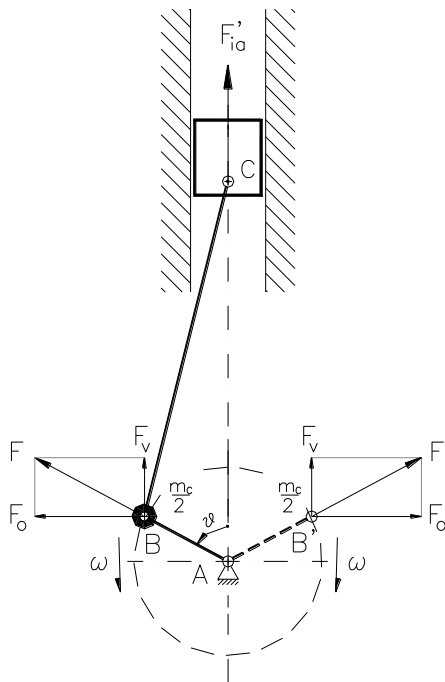


Fig. 4.6 a

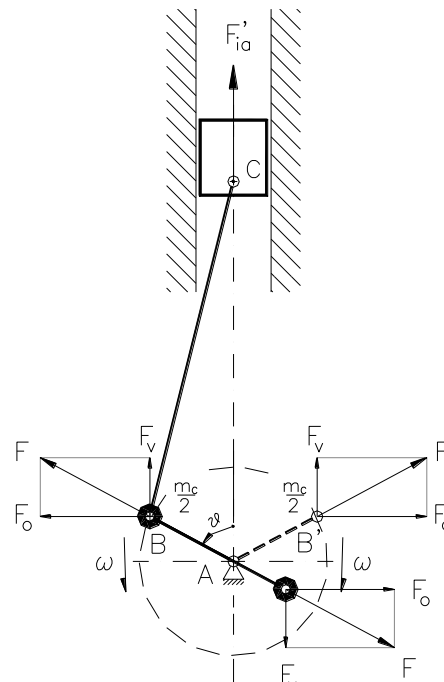


Fig. 4.6 b

Da tale schematizzazione si vede che è possibile bilanciare la forza  $F$  generata dalla massa concentrata nel punto B disponendo un contrappeso sulla manovella. Resta sbilanciata la forza d'inerzia rotante generata dalla massa fittizia concentrata in B'. Il bilanciamento si consegue incrementando opportunamente la massa dei contrappesi deputati a bilanciare le forze rotanti, senza aumentare il numero degli organi meccanici.

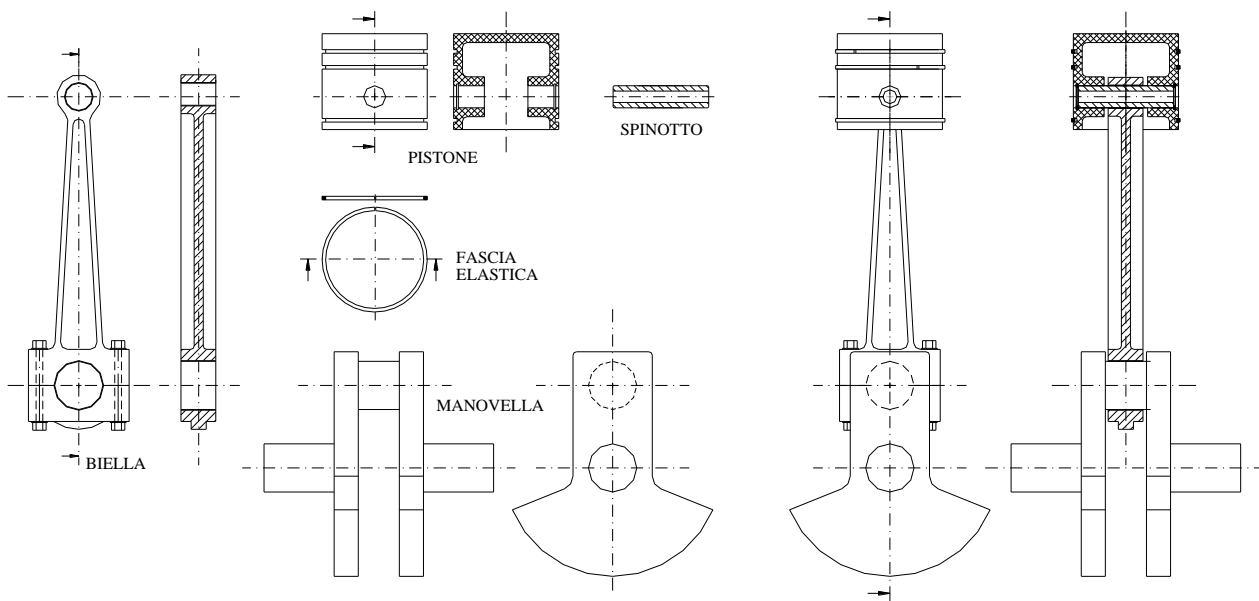
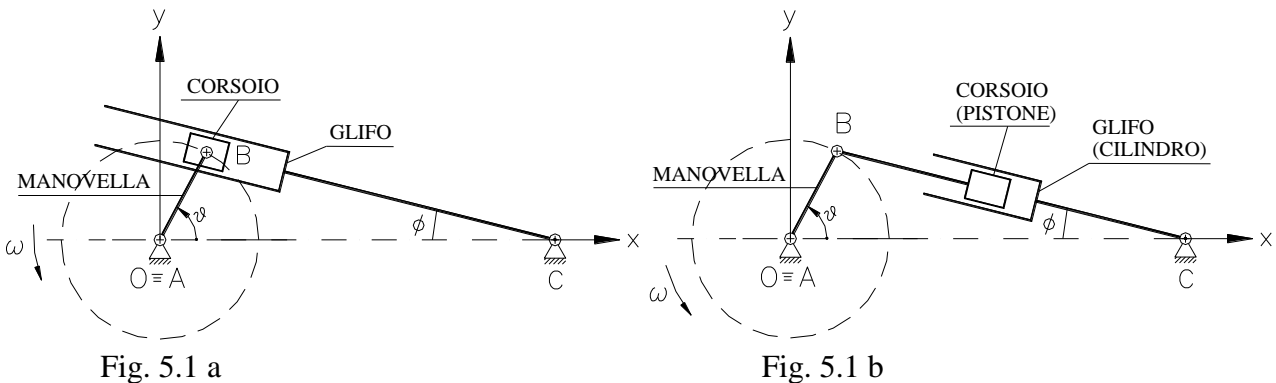


Fig. 4.7 – Componenti mobili di un manovellismo

## IL MECCANISMO A GLIFO

### 5 – Descrizione del meccanismo

Il *meccanismo a glifo* o *glifo oscillante* (Fig. 5.1) è un meccanismo a catena cinematica chiusa costituito da tre coppie cinematiche rotoidali ed una coppia prismatica; può essere utilizzato per convertire il moto rotatorio continuativo della *manovella* nel moto rotatorio alternativo di un altro organo rotante adiacente al ponte, detto *glifo*. Quest'ultimo presenta una scanalatura nella quale scorre un corsoio collegato alla manovella. Nello schema di figura 5.1b il corsoio è solidale ad un'asta e la coppia cinematica prismatica glifo-corsoio è assimilabile a quella cilindro-pistone. Il meccanismo viene anche utilizzato per convertire il moto lineare del pistone nel moto rotatorio della manovella.



Se alla manovella viene imposto un moto rotatorio con velocità di rotazione costante, il glifo oscilla alternativamente in senso orario ed antiorario con la particolarità che le due corse vengono compiute in tempi diversi. Tale peculiarità viene sfruttata, ad esempio, nelle macchine utensili che ciclicamente eseguono operazioni di taglio; in tali macchine la corsa più lenta è quella di lavoro mentre in quella di “ritorno” l’utensile viene rapidamente riportato nella posizione iniziale per l’esecuzione di un nuovo ciclo. Per questo motivo i dispositivi che impiegano questo meccanismo vengono anche detti “a rapido ritorno”.

Il moto rotatorio del glifo si inverte quando l’asse del glifo risulta tangente alla traiettoria circolare descritta dall’asse del perno di collegamento tra manovella e corsoio (punti B’ e B” in Fig. 5.2). Ad un giro completo della manovella corrisponde un ciclo completo del glifo (corsa di andata e di ritorno).

Se la velocità di rotazione della manovella è costante, la corsa di andata è più lunga di quella di ritorno in quanto il punto B deve percorrere l’arco B’HB” (Fig. 5.2 a), maggiore di quello B”KB’ che lo stesso punto percorre nella corsa di ritorno.

Il rapporto tra il tempo di andata e quello di ritorno è uguale a quello dei due corrispondenti archi percorsi dal punto B. Indicando con  $\phi_0$  l’angolo che il glifo forma con l’asse del meccanismo nella posizione di inversione del moto, e con  $\alpha_a$  e  $\alpha_r$  gli angoli corrispondenti ai due archi (B’HB” e B”KB’) si ha (Fig. 5.2 b):

$$\tau = \frac{T_a}{T_r} = \frac{g_a / \omega}{g_r / \omega} = \frac{(\pi + 2\phi_0)}{(\pi - 2\phi_0)}$$

Tale rapporto risulta tanto maggiore quanto minore è la distanza tra i punti A e C, a parità della lunghezza della manovella (Fig. 5.3).

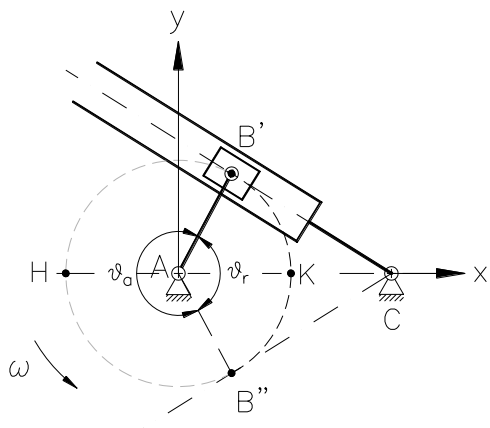


Fig. 5.2 a

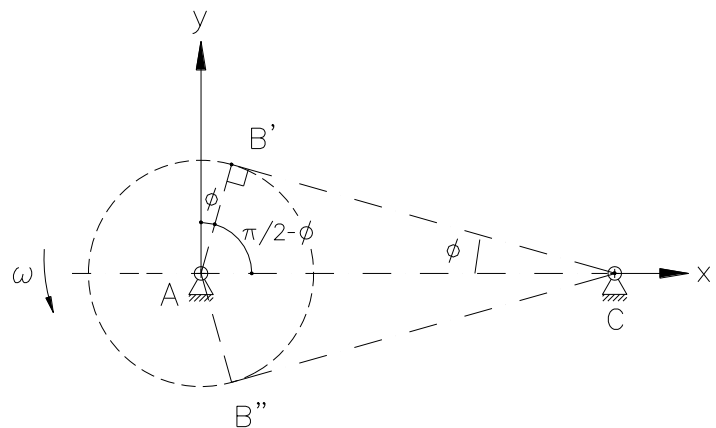


Fig. 5.2 b

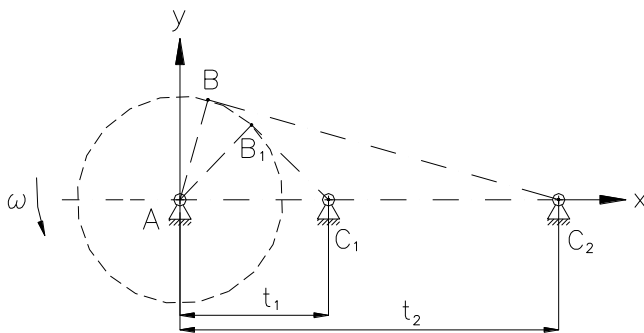


Fig. 5.3

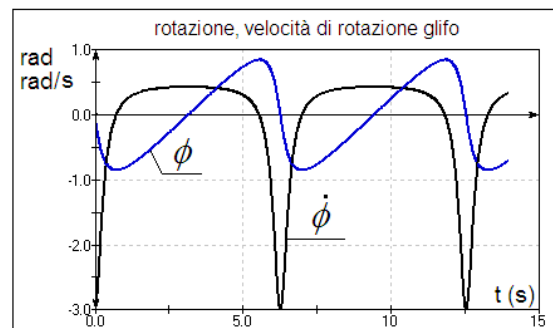


Fig. 5.4

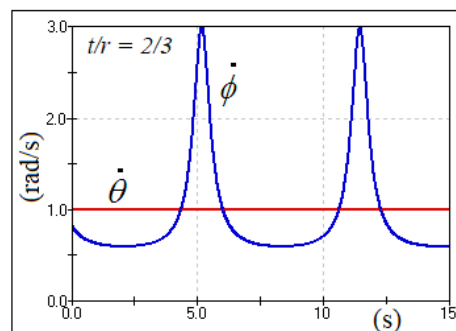
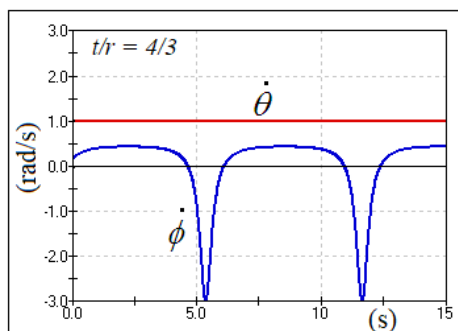


Fig. 5.5

In figura 5.4 è riportato il diagramma della rotazione e della velocità di rotazione del glifo in funzione del tempo; il diagramma è stato ottenuto imponendo una velocità di rotazione costante alla manovella e mostra che la velocità del glifo è all'incirca costante nella fase di andata (o di lavoro) mentre nella fase di ritorno la velocità varia rapidamente ed assume valori maggiori di quelli della fase di andata. Si noti che il glifo compie una rotazione di ampiezza minore di  $\pi$  se risulta:  $t/r = AC/AB > 1$ ; se invece risulta:  $t/r \leq 1$ , il glifo può compiere una rotazione completa con velocità media, calcolata su un numero intero di periodi, pari alla velocità della manovella. In figura 5.5 sono riportati i diagrammi della velocità di rotazione della manovella e del glifo rispettivamente per  $t/r = 4/3$  e per  $t/r = 2/3$ ; in ambedue i casi la velocità della manovella è pari ad 1 rad/s ma, mentre nel primo caso la velocità del glifo ha media nulla, nel secondo caso la velocità del glifo ha valore medio pari alla velocità della manovella.

Alcune macchine utensili (come, ad esempio, la segatrice alternativa, la limatrice, la stozzatrice) utilizzano la guida di *Fairbairn* per dotare l'utensile di moto alternativo a rapido ritorno, avente cioè velocità minore nella corsa di andata o di lavoro ed una velocità maggiore nella corsa di ritorno; l'utensile viene fissato alla slitta E (Fig. 5.6), collegata al glifo mediante la biella DE in modo che il moto rotatorio continuo della manovella sia convertito nel moto rettilineo alterno, a rapido ritorno, della slitta.

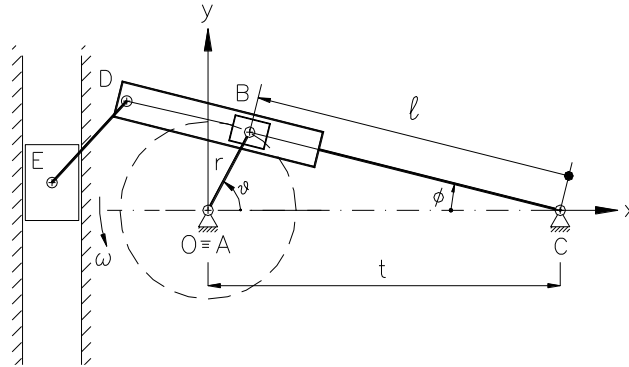


Fig. 5.6

In molte applicazioni l'organo motore è il corsoio; ciò avviene nei meccanismi nei quali è presente un cilindro oleodinamico avente un estremo incernierato al telaio. Esempi di tali meccanismi sono:

- a) la gru da officina (Fig. 5.7);
- b) il carrello di atterraggio retrattile (Fig. 5.8) con gamba di forza incernierata alla fusoliera (punto A), che viene esteso e retratto mediante il cilindro oleodinamico BC;
- c)

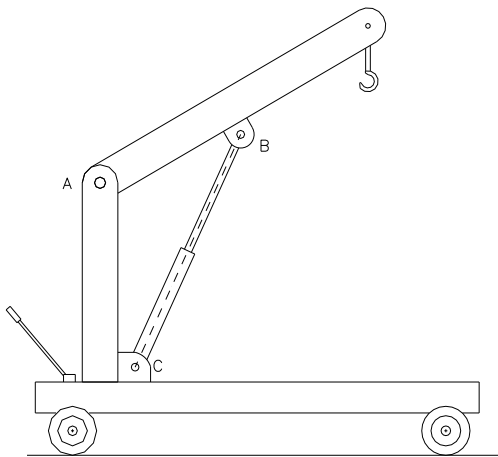


Fig. 5.7

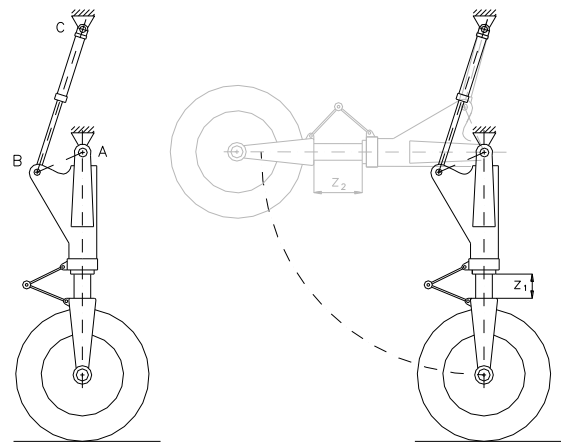


Fig. 5.8

- d) la barra di rimorchio o di traino (tow bar) utilizzata per le manovre di spinta e di rimorchio dei velivoli in aeroporto (towing), ad esempio per allontanarli dalle piazzole di sosta evitando l'utilizzo dei motori principali che non possono essere utilizzati in alcune aree dell'aeroporto e che comunque non consentono all'aereo di procedere a marcia indietro.

Nel caso di aeroplani di grandi dimensioni (Fig. 5.9), la barra ha una notevole massa ed è dotata di ruote, in modo che possa essere trainata dal trattore anche quando non è agganciata al velivolo; la barra è dotata di un meccanismo a glifo che consente di sollevare ed abbassare il gancio di collegamento al carrello anteriore del velivolo.

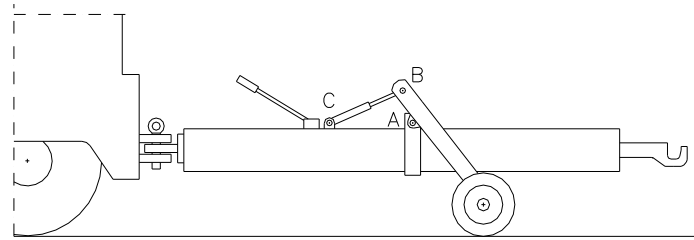
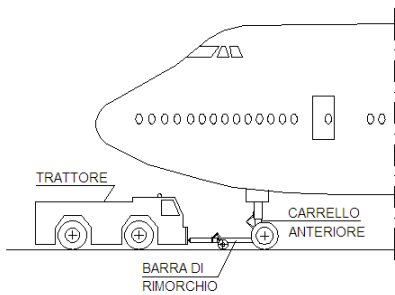


Fig. 5.9

### 5.1 Analisi di posizione

Scelto un sistema di riferimento fisso con origine in A e asse  $x$  passante per C, si indica con  $l$  la distanza BC, con  $r$  la lunghezza della manovella e con  $t$  la distanza AC; si adotta come coordinata indipendente la rotazione della manovella  $\vartheta$  rispetto all'asse  $x$  e si intende definire la posizione angolare del glifo  $\phi$  e la distanza  $l$  del corsoio dal punto C. Le relazioni cinematiche possono desumersi dalla equazione di chiusura del poligono dei vettori:

$$(B - A) + (C - B) = (C - A),$$

dalla quale si ottengono le seguenti due equazioni scalari:

$$\begin{cases} r \cos \vartheta + l \cos \phi = t \\ r \sin \vartheta - l \sin \phi = 0 \end{cases} \quad (5.1)$$

che possono anche esprimersi come:

$$\begin{cases} f_1 = r \cos \vartheta + l \cos \phi - t = 0 \\ f_2 = r \sin \vartheta - l \sin \phi = 0 \end{cases} \quad (5.2)$$

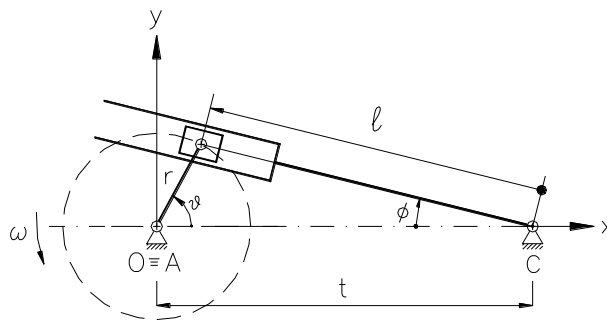


Fig. 5.10

Isolando i termini contenenti l'angolo  $\phi$  e dividendo membro a membro le due equazioni si ottiene:

$$\tan \phi = \frac{r \sin \vartheta}{t - r \cos \vartheta} \quad (5.3)$$

Nota il valore dell'angolo  $\phi$ , dalle (5.1) si ricavano le seguenti due espressioni di  $l$ :

$$l = \frac{t - r \cos \vartheta}{\cos \phi} \quad ; \quad l = \frac{r \sin \vartheta}{\sin \phi} \quad (5.4)$$

Si noti che se risulta  $t > r$ , risulta:  $\phi < \pi/2$ . Il  $\cos \phi$  non è mai nullo mentre il  $\sin \phi$  si annulla per  $\vartheta=0$ ; la prima delle (5.4) fornisce il valore di  $l$  per tutti i valori possibili di  $\phi$ . Se invece  $t < r$  il denominatore della prima espressione può assumere valore nullo; in prossimità di tali valori la distanza  $l$  può essere ricavata con la seconda espressione della (5.4).