

10-4 Trasmissioni con flessibili

Le trasmissioni con elementi flessibili sono classificate in trasmissioni a cinghia (contatto di forza), a fune (contatto di forza), a catena (contatto di forma). Sono caratterizzate dall'accoppiamento di ruote di varia foggia (*pulegge*) e di un elemento molto flessibile, come una *cinghia* (a sezione rettangolare, nel qual caso si chiama *cinghia piana*, a sezione *circolare*, a sezione *trapezoidale*), una fune (di solito a sezione circolare, composta da più fili), una catena (che in realtà è formata di parti rigide, ma articolate in maglie, in modo che, complessivamente, risulta essere molto deformabile).

10-4.1 TRASMISSIONI CON CINGHIE E FUNI

Le cinghie più diffuse si distinguono, secondo al loro forma, in *piane*, *trapezie* (o *trapezoidali*) e *dentate* (Fig. 10.20). Ne esistono anche alcuni tipi speciali, per esempio a pioli. Il materiale più usato è il tessuto gommato, le resine sintetiche rinforzate con tessuto e, per piccole potenze, la gomma. Le velocità operative possono superare i 100 m/s. Le cinghie appoggiano su ruote dette *pulegge* che hanno profilo esterno sagomato in modo da accogliere la cinghia. Nel caso delle cinghie piane il profilo delle pulegge può essere *piatto* o *bombato* (Fig. 10.20). Il profilo bombato garantisce maggior stabilità di posizionamento della cinghia sulla puleggia, mantenendola centrata.

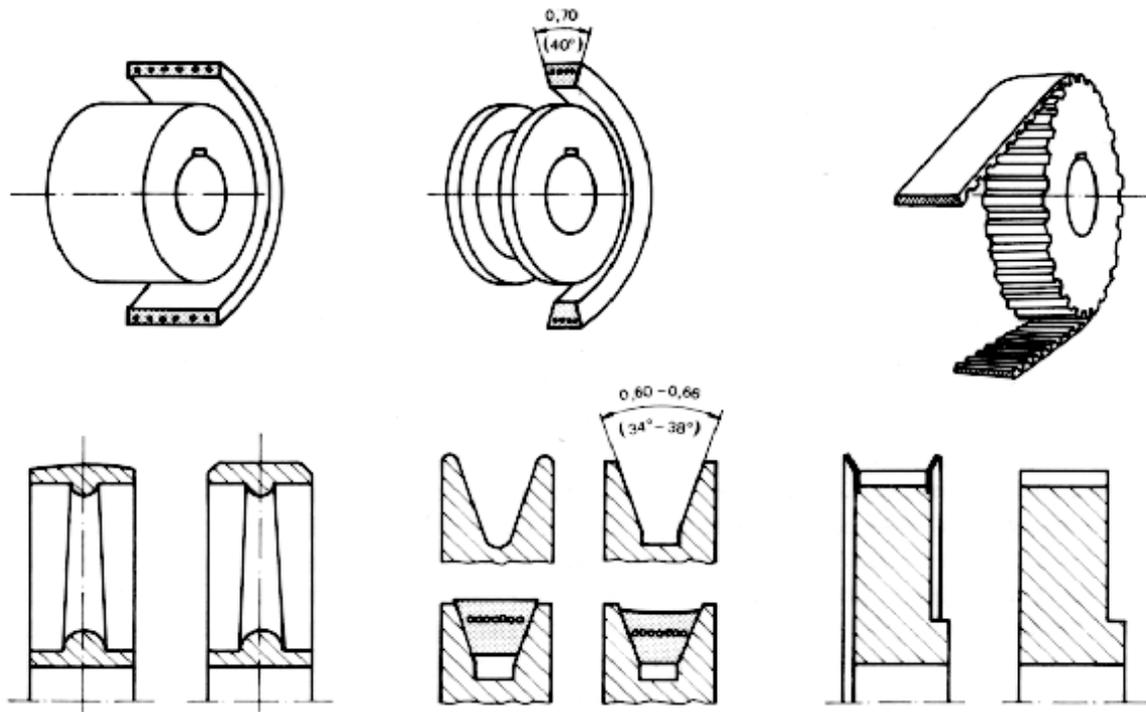


Fig. 10. 20 Cinghia piana, trapezia e dentata e relative pulegge

I vantaggi delle cinghie piane consistono nel costo relativamente basso, nel montaggio e manutenzione semplice, nell'attitudine a trasmettere potenza a distanze rilevanti anche con percorsi tortuosi, nell'elevata flessibilità, nel trasmettere poco le vibrazioni, nel poter funzionare come limitatori di coppia, nella capacità di operare in ambienti abrasivi e inquinati. I principali svantaggi, rispetto alle cinghie trapezoidali sono il maggior pericolo di slittamento, la maggior rumorosità, e il maggior carico sui cuscinetti per tenere in tensione la cinghia.

Le cinghie trapezoidali sfruttano l'effetto cuneo analogo a quello visto nel caso di ruote di frizione a cuneo (vedi Capitolo 10-2). L'angolo di apertura tipico della cinghia è di circa 0.7 rad (40°), quello della puleggia è un po' inferiore (da 0.6 rad a 0.66 rad, ovvero da 34° a 38°) per tener conto delle deformazioni della cinghia quando si avvolge sulla puleggia. I vantaggi delle cinghie trapezie sono

simili a quelli delle cinghie piane. Inoltre si ha minor carico sui cuscinetti a parità di forza trasmessa, per via dell'effetto cuneo.

Le cinghie dentate presentano, in genere su un solo lato, una serie di risalti equidistanti (*denti*) che si accoppiano con corrispondenti cavità nelle pulegge. In tal modo sono eliminati i (piccoli) slittamenti che sempre si verificano negli altri tipi di cinghia e si garantisce la fasatura tra le pulegge che la cinghia collega. Sono silenziose, hanno ottimo rendimento e sono molto flessibili. Non richiedono lubrificazione, ma possono funzionare anche in olio o acqua.

Le funi più usate sono quelle metalliche a sezione circolare. Hanno flessibilità inferiore a quella delle cinghie (e quindi richiedono pulegge di raggio maggiore), ma sono flessibili in tutte le direzioni. Sono adatte per trasmettere grandi forze, a velocità non elevate, e con interassi notevoli. Per la fabbricazione delle funi si impiegano fili trafilati di acciaio al carbonio. I singoli fili vengono avvolti ad elica in uno o più strati, attorno ad un filo centrale detto *anima* (Fig. 10.21). Il compito principale dell'anima è servire di supporto ai fili che le si avvolgono attorno, pertanto può essere realizzata in fibra tessile (*anima tessile*) in modo da sollecitare poco i fili metallici che la circondano e contenere lubrificante. Il diametro dei fili (se tutti uguali o no nei diversi strati) e il modo in cui sono disposti definiscono la *cordatura*. Per esempio, se i fili (escluso quello d'anima) hanno tutti ugual diametro e ugual senso di avvolgimento, la cordatura è detta *normale*. La fune così ottenuta viene detta *fune spiroidale* o *trefolo*. Si possono costruire funi con maggior resistenza, pur mantenendo buona flessibilità, disponendo più trefoli attorno ad uno o più fili d'anima (Fig. 10.22): la fune così ottenuta è detta *fune a trefoli*. Avvolgendo poi attorno ad un'anima centrale uno o più funi a trefoli si ottiene la *fune torticcia*.

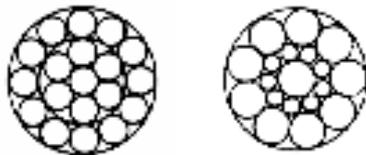


Fig. 10.21 Funi spiroidali (cordature normale e Seale)

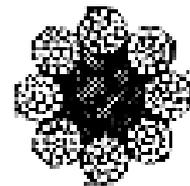


Fig. 10.22 Fune a trefoli

Il calcolo delle forze trasmesse da cinghie o funi è piuttosto semplice, soprattutto se si trascurano gli attriti e se si ritiene che il flessibile non opponga alcuna resistenza quando lo si flette (*flessibile ideale*). Nei modelli seguenti si ipotizza che il peso dei flessibili sia trascurabile rispetto al valore delle forze esterne. In un esempio sarà poi trattato il caso in cui questa ipotesi non è valida.

L'applicazione più elementare è quella della *carrucola a puleggia fissa* (Fig. 10.23), in cui il centro di rotazione della ruota a cui si appoggia il flessibile è fisso. Per l'equilibrio dei momenti rispetto al centro della puleggia, detto r il raggio di questa, si ha

$$F_m r - F_r r = 0 \quad (10.4)$$

che porta all'ovvia conclusione che la forza motrice F_m è uguale alla forza resistente F_r : la funzione della carrucola in figura è semplicemente poter avere ugual verso per la forza motrice e la resistente. La velocità v del punto di applicazione della forza motrice è uguale ed opposta a quella della forza resistente.

Nel caso in cui si consideri la resistenza anelastica che il flessibile oppone alla flessione, il contatto può assumere la forma di Fig. 10.23, in cui il ramo che entra in contatto con la puleggia (lato della forza resistente) tende a restare rettilineo e quindi si allontana dal centro della puleggia rispetto alla posizione ideale di tangenza con la puleggia (tratteggiata), mentre il ramo in uscita (lato della forza motrice) tende a mantenere forma curva e quindi si avvicina al centro della puleggia. Per conseguenza, detto δ lo spostamento rispetto al caso ideale, si ha

$$F_m (r-\delta) - F_r (r+\delta) = 0$$

ossia

$$F_m = F_r \frac{r + \delta}{r - \delta}$$

dalla quale si vede che $F_m > F_r$.

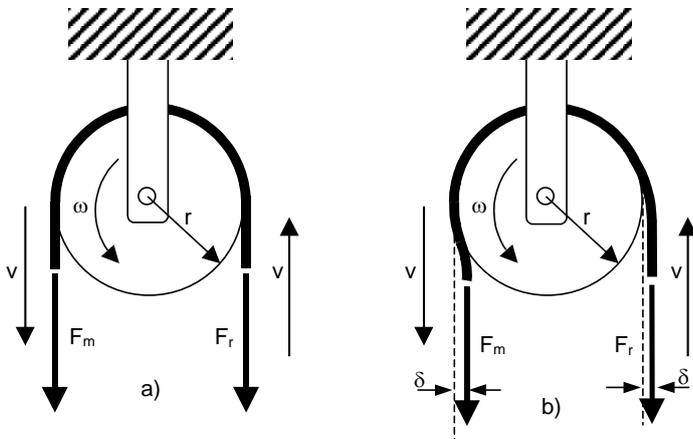


Fig. 10.23 carrucola fissa in caso ideale e reale

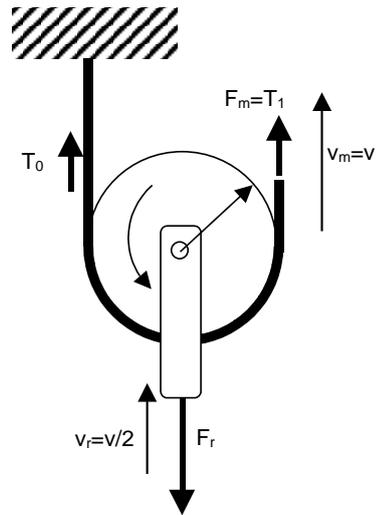


Fig. 10.24 Carrucola mobile

Valutando le potenze

$$P_m = F_m v = F_r \frac{r + \delta}{r - \delta} v = P_r \frac{r + \delta}{r - \delta}$$

risulta che la non perfetta flessibilità genera una perdita di potenza e introduce un rendimento dato da

$$\eta_f = \frac{P_r}{P_m} = \frac{r - \delta}{r + \delta}$$

Ulteriore perdita di potenza è dovuta all'attrito nel perno della carrucola. Si può quindi definire un rendimento globale della carrucola fissa che tenga conto delle due dissipazioni di energia

$$\eta = F_r / F_m$$

E' uso indicare con $k (>1)$ l'inverso del rendimento ($k=1/\eta$), ottenendo per la carrucola fissa

$$F_m = k F_r \tag{10.5}$$

Un secondo caso semplice è costituito dalla *carrucola mobile* (Fig. 10.24), in cui uno degli estremi del flessibile è fissato al telaio mentre il carico è applicato al centro della puleggia. La velocità resistente è la metà della velocità motrice

$$v_r = v_m / 2$$

e l'inverso avviene (idealmente) per le forze. Infatti nel caso ideale dall'equilibrio alle rotazioni della ruota si ricava

$$F_m = T_0$$

e da quello alle traslazioni della stessa ruota

$$F_r = T_0 + T_1 \tag{10.6}$$

per cui

$$F_r = 2 F_m$$

In caso reale si può sostituire alla relazione di equilibrio alle rotazioni (10.4) del caso ideale la (10.5) del caso reale per le tensioni T_0 e T_1 alle due estremità della carrucola:

$$T_1 = k T_0$$

e usare la relazione di equilibrio alle traslazioni (10.6) ottenendo

$$F_m = k / (k + 1) F_r$$

Il valore del rendimento si ottiene come rapporto fra le potenze resistente e motrice

$$\eta = (k + 1) / 2k$$

Combinando una carrucola fissa ed una mobile si ottiene la *taglia semplice* (Fig. 10.25).

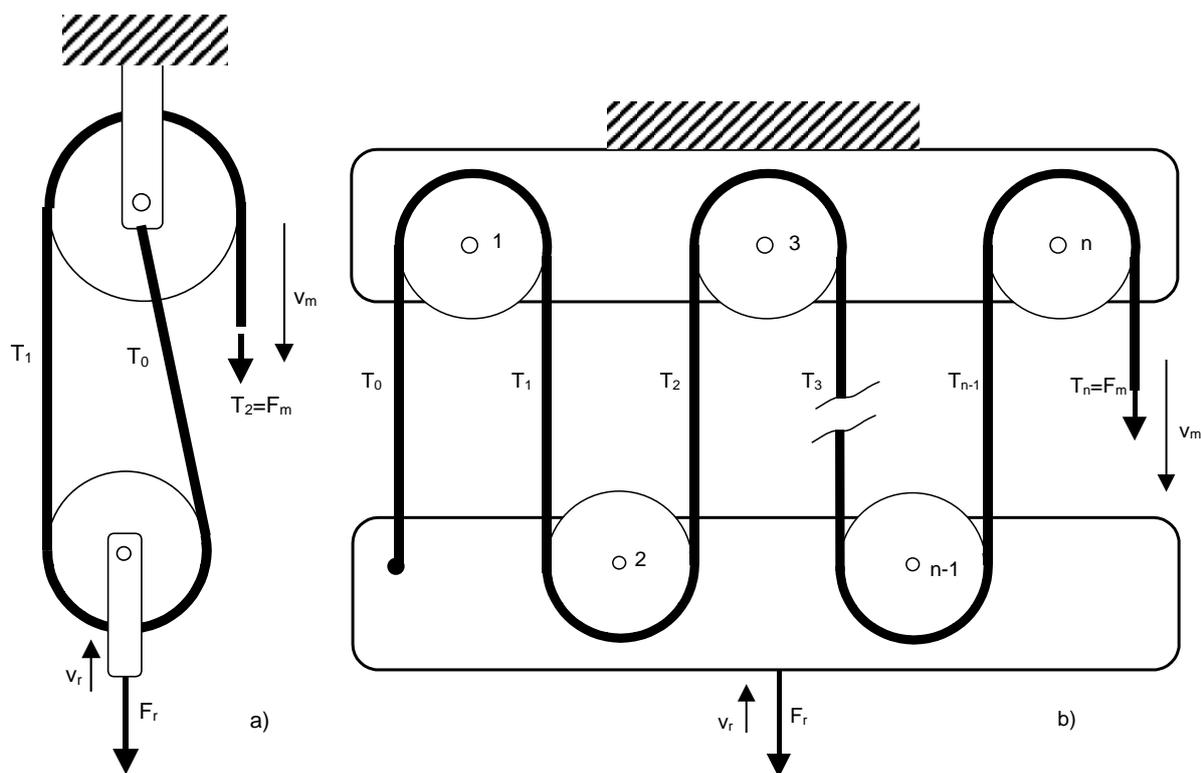


Fig. 10.25 Taglia semplice e taglia multipla (paranco)

Nel caso ideale si ha, come in precedenza, per l'equilibrio delle coppie sulle due ruote,

$$F_m = T_0 = T_1 = T_2$$

e, per l'equilibrio delle forze sulla ruota ad asse mobile,

$$T_0 + T_1 - F_r = 0$$

dalle quali si ricava

$$F_r = 2F_m$$

Inoltre

$$v_r = v_m/2$$

La taglia semplice presenta (idealmente) le stesse variazioni fra forze e velocità motrici e resistenti della carrucola mobile, ma consente di cambiare il verso della forza motrice, che per la carrucola è opposto a quello della forza resistente, per la taglia è concorde con quello.

Il rendimento della taglia nel caso reale si può calcolare in modo simile al caso precedente usando la (10.5) per le tensioni T_0 , T_1 e T_2 , ottenendo

$$\eta = (k+1)/2k^2$$

Nei sistemi di sollevamento a fune è frequente l'uso di meccanismi con più carrucole fisse e mobili detti *taglie* (o *paranchi*). La Fig. 10.25 ne riporta un esempio, detto a *tiro invertito*, perché i versi delle forze motrice e resistente sono uguali (invece il paranco è detto a *tiro diretto* quando forza motrice e resistente hanno verso opposto).

Con considerazioni analoghe alle precedenti si ottiene per il caso ideale

$$F_m = T_0 = T_1 = T_2 = \dots = T_{n-1} = T_n$$

$$T_0 + T_1 + T_2 + \dots + T_{n-1} - F_r = 0$$

dalle quali si ottiene

$$F_r = nF_m$$

Per il caso reale si trova l'espressione del rendimento

$$\eta = \frac{k^n - 1}{nk^n(k-1)}$$

I casi di carrucole, taglie e paranchi esaminati in precedenza costituiscono esempi di meccanismi in cui la forza motrice viene amplificata mentre la velocità viene ridotta: sono detti *amplificatori dello*

sforzo e sono la controparte con organi flessibili e traslazioni dei riduttori di velocità. La loro realizzazione pratica può avvenire in modi diversi: esempi sono riportati in Fig. 10.26

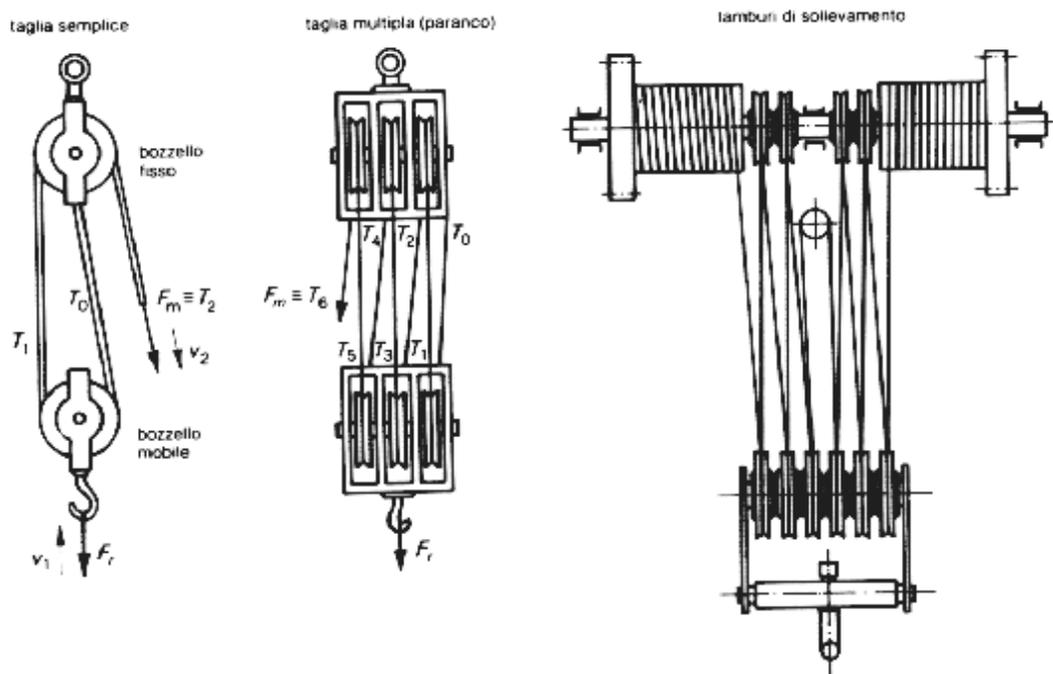


Fig. 10.26 Realizzazioni di taglie e paranchi

Scambiando fra loro gli elementi resistente e motore si ottengono gli *amplificatori della corsa* applicazioni dei quali si trovano ad esempio negli azionamenti idraulici degli ascensori e in quelli a vapore della catapulte delle portaerei (Fig. 10.27 e Fig. 10.28)

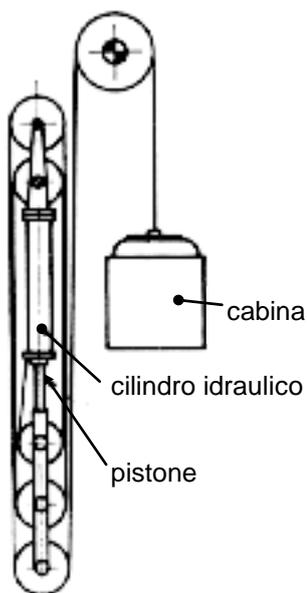


Fig. 10.27 Amplificatore di corsa (ascensore)

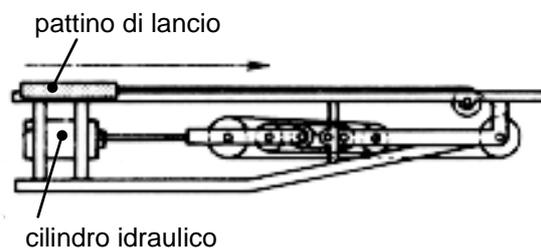


Fig. 10.28 Amplificatore di corsa (catapulta)

In tutte le trasmissioni con flessibile esaminate in precedenza le ruote forniscono appoggio al flessibile, ma attraverso di esse non viene trasmessa potenza (a meno di quella dissipata per attrito) dato che la potenza è trasmessa solo attraverso le tensioni applicate ai flessibili. Peraltro in moltissimi casi di interesse pratico una ruota scambia potenza col flessibile in quanto alle ruote sono applicate coppie motrici e/o resistenti che vengono tradotte in tensioni sui flessibili. Un

esempio è costituito dagli *argani di sollevamento*, uno dei quali già visto nell'esercizio nel capitolo 6, un altro schematizzato nella parte destra della Fig. 10.26. In questo caso una fune si avvolge su un cilindro detto *tamburo* e questo è fatto ruotare da una coppia ad esso applicata tale da bilanciare la tensione della fune. Un secondo esempio è fornito dalla trasmissione fra la ruota e la fune in un ascensore, un terzo dalla trasmissione fra due pulegge (Fig. 10.29). In questi due ultimi esempi si tratta di vere e proprie trasmissioni di forza, in quanto fra flessibile e puleggia la trasmissione avviene per attrito.

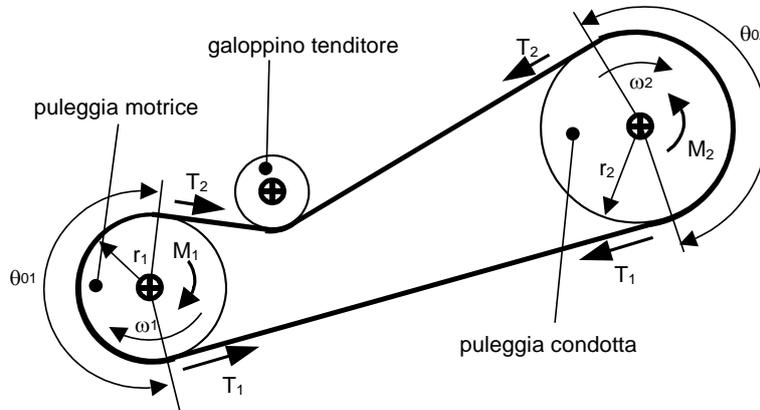


Fig. 10.29 Trasmissione di potenza fra due pulegge

Dato che la trasmissione di potenza fra la ruota e il flessibile avviene per attrito, occorre verificare che non vi possa essere strisciamento fra di essi nelle effettive condizioni di funzionamento.

Si consideri pertanto la trasmissione fra due pulegge collegate da un flessibile (Fig. 10.29). Se il flessibile non striscia sulle pulegge le velocità angolari di queste sono in rapporto costante, in modo simile a quanto avviene per le ruote di frizione,

$$\omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1 = \tau$$

Durante il funzionamento le tensioni nei due rami del flessibile assumono valori diversi, in modo che la differenza fra la tensione maggiore (T_1) e la minore (T_2) possa trasmettere la coppia desiderata. Indicando con M_1 la coppia agente sulla puleggia 1 (motrice) e con M_2 la coppia agente sulla puleggia 2 (resistente), con r_1 e r_2 i raggi delle pulegge e trascurando le perdite per attrito, si ha, per equilibrio dei momenti sulle due pulegge a regime

$$M_1 = (T_1 - T_2) r_1 \quad \text{e} \quad M_2 = (T_1 - T_2) r_2 .$$

Da cui, dividendo membro a membro

$$M_1 / M_2 = r_1 / r_2 = \tau$$

Affinché il flessibile non strisci sulle pulegge occorre che sia sufficientemente premuto contro le stesse e che la differenza fra la tensione maggiore (T_1) e la minore (T_2) non sia troppo elevata. Si può provare che a basse velocità queste condizioni sono espresse dalla disuguaglianza

$$T_1 / T_2 \leq \exp(f^* \theta_0) \tag{10.7}$$

essendo θ_0 l'angolo di avvolgimento del flessibile (quindi $\theta_0 = \theta_{01}$ per la ruota 1, $\theta_0 = \theta_{02}$ per la ruota 2) e f^* il fattore di attrito apparente. Questo è uguale al fattore di attrito statico f_s per le cinghie piane e le funi che appoggiano sul fondo delle gole delle rispettive ruote, mentre per le cinghie trapezoidali o le funi con pulegge a gola con angolo di gola γ che non poggiano sul fondo è uguale a $f_s / \sin(\gamma/2)$, in analogia con quanto visto per le ruote di frizione a cuneo in Fig. 10.1-e ed espresso dalla (10.1). La maggiorazione del fattore di attrito dovuta all'angolo γ viene ancora detta *effetto cuneo*.

Se la velocità del flessibile è elevata, la relazione precedente va modificata per tenere conto del fatto che la forza centrifuga tende ad allontanare il flessibile dalle pulegge e diminuisce pertanto l'aderenza. Detta m^* la massa per unità di lunghezza del flessibile e v la sua velocità, la condizione di non strisciamento diventa

$$(T_1 - m^* v^2) / (T_2 - m^* v^2) \leq \exp(f^* \theta_0) \tag{10.8}$$

Per effetto delle forze centrifughe la massima potenza trasmissibile con flessibili non dipende linearmente dalla velocità: infatti al crescere della velocità diminuisce l'aderenza e quindi la forza trasmissibile, finché, a velocità elevate, l'aderenza diventa nulla e non c'è più trasmissione di potenza. La velocità per la quale la potenza trasmessa è massima è detta *velocità del massimo effetto utile*.

Dato che il flessibile è sottoposto ad una tensione T_1 ad uno dei lati della puleggia e T_2 all'altro, la tensione in esso varia da T_1 a T_2 : pertanto il flessibile deve variare la sua lunghezza durante la fase di contatto sulla ruota. Ciò implica la presenza di microstrisciamenti, tanto maggiori quanto più differiscono fra loro le due tensioni, e conseguente usura del flessibile.

Per assicurare la corretta tensione nel flessibile si può far uso:

- di contrappesi (come nel caso di ascensori o di sistemi di sollevamento in genere);
- di *galoppini tenditori* (Fig. 10.29);
- di pulegge montate su supporti mobili;
- di pulegge per cinghie trapezie realizzate con semipulegge a distanza variabile.

ESEMPIO: sistema di sollevamento a bilancini.

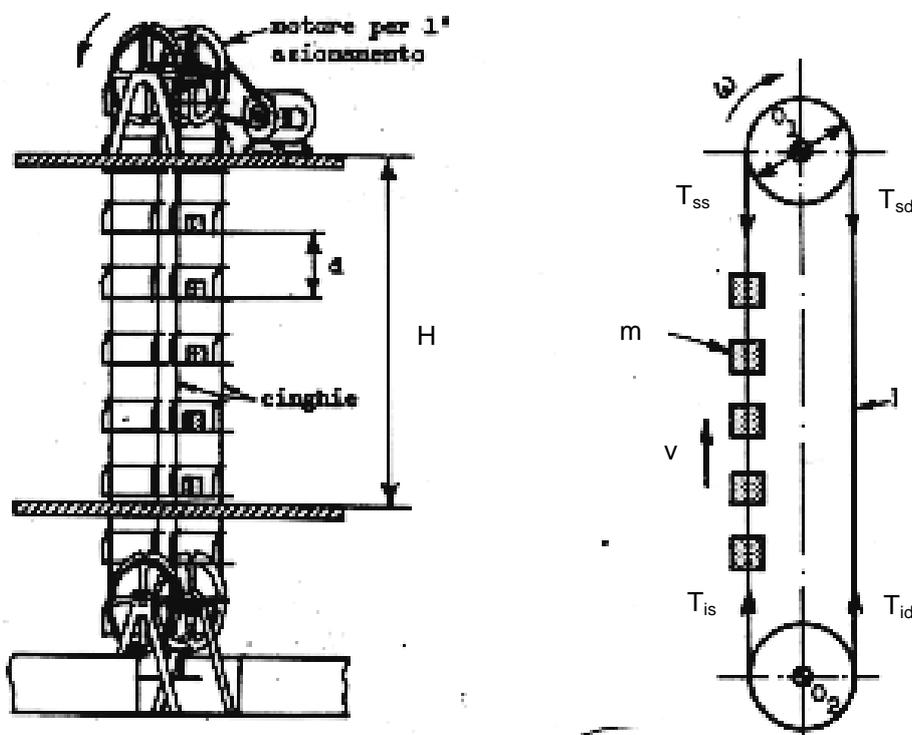


Fig. 10.30 Elevatore a bilancini

In Fig. 10.30 è schematizzato un elevatore a bilancini. Attorno a due pulegge motrici poste in alto si avvolgono due cinghie lungo le quali sono collegati i bilancini; in basso sono poste due pulegge di rinvio (che possono ruotare liberamente). I bilancini vengono caricati in basso, salgono carichi lungo uno dei rami delle cinghie, vengono scaricati in alto e scendono vuoti lungo l'altro lato. Il movimento è continuo. Sono dati: $H = 20$ m, distanza fra i punti di carico e scarico; $D = 1.3$ m, diametro delle pulegge; $v = 1$ m/s, velocità delle cinghie; $m^* = 8.5$ Kg/m, massa per unità di lunghezza delle due cinghie con i bilancini; $m = 28$ kg, massa del carico su ogni bilancino; $n = 25$, numero dei bilancini fra i punti di carico e scarico; $f = 0.3$, fattore di attrito fra cinghia e puleggia; $\eta_t = 0.85$, rendimento della trasmissione fra motore e puleggia; $\eta_s = 0.95$ rendimento del sistema di sollevamento (cinghie e pulegge). Massa di una puleggia di rinvio, $m_p = 150$ kg.

1) Calcolo delle caratteristiche della trasmissione e della potenza del motore

Il rapporto di trasmissione motore-pulegge è il rapporto fra la velocità angolare delle pulegge $\omega_p = 2v/D = 1.54 \text{ rad/s}$ e quella del motore. Data la bassa velocità angolare delle pulegge motrici si usa un motore asincrono trifase a 6 poli (velocità di sincronismo 1000 giri/min = 105 rad/s), la velocità a regime sarà un po' inferiore a quella di sincronismo, per cui $\omega_m = 100 \text{ rad/s}$: pertanto

$$\tau = \omega_p/\omega_m = 1/65 = 0.0154$$

ottenibile con 2 stadi di riduzione un po' spinti (per es. 1/8.8, 1/7.4) o con 3 stadi di riduzione più normali (per es. 1/4.6, 1/4.1, 1/3.4).

La forza resistente F_r è pari al carico totale sui bilancini, dato che il peso dei bilancini e delle cinghie nei rami di salita è equilibrato dallo stesso peso nel ramo discendente. Pertanto $F_r = nmg = 6867 \text{ N}$. La potenza resistente è $P_r = F_r v = 6867 \text{ W}$. La potenza motrice è $P_r/(\eta_s \eta_t) = 8.5 \text{ kW}$. Il motore utilizzato, in accordo con i valori disponibili secondo il catalogo riportato in Appendice al capitolo 6, avrà potenza nominale di 11 kW (motore BN 160L).

2) Calcolo delle tensioni delle cinghie e verifica dello strisciamento.

Come primo tentativo di progetto si ammette che le pulegge di rinvio siano costruite su appoggi posizionati in modo tale da sostenere completamente il peso delle pulegge e da non mettere in tensione le cinghie. Si consideri una delle pulegge di rinvio (Fig. 10.31-a). Le forze agenti sono: tensione della cinghia a sinistra T_{is} , tensione della cinghia a destra T_{id} , (il peso della puleggia $F_p = m_p g = 1471 \text{ N}$ è sostenuto dal suo appoggio). Per l'equilibrio alle rotazioni, trascurando le forze di attrito,

$$T_{id} = T_{is}$$

e per l'equilibrio alle traslazioni verticali

$$T_{id} + T_{is} = 0$$

per cui

$$T_{id} = T_{is} = 0$$

Si consideri ora una delle pulegge motrici (Fig. 10.31-b). Le tensioni agenti sono: tensione della cinghia a sinistra T_{ss} , tensione della cinghia a destra T_{sd} .

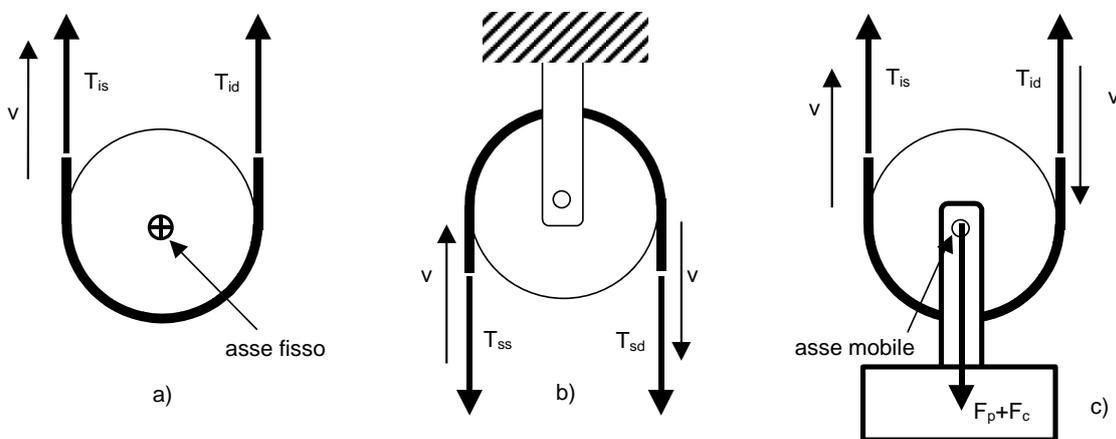


Fig. 10.31 Forze sulle pulegge

La tensione superiore sinistra sarà uguale alla tensione inferiore sinistra più il peso della fune, dei bilancini e del carico nel ramo di sinistra:

$$T_{ss} = (m^*gH + mgn)/2 = (1668+6867)/2 = 3433 \text{ N}$$

Il divisore 2 è dovuto al fatto che m^* è il peso unitario complessivo di cinghie e bilancini che pertanto, come il carico mgn , va suddiviso fra le due cinghie. La tensione superiore destra sarà uguale alla tensione inferiore destra più il peso della fune e dei bilancini nel ramo di destra:

$$T_{sd} = (m^*gH)/2 = 1668/2 = 834 \text{ N}$$

Dato il basso valore della velocità di regime delle cinghie si può trascurare l'effetto centrifugo, per cui fra le tensioni così calcolate deve valere la condizione di non strisciamento (10.7):

$$T_1 < T_2 e^{f\theta}$$

in cui T_1 è la tensione massima sulla puleggia motrice (quindi $T_1=T_{ss}$) e T_2 è la tensione minima sulla puleggia motrice (quindi $T_2=T_{sd}$).

Con $\theta = \pi$, $e^{f\theta} = 2.57$, $T_2 e^{f\theta} = 2139 \text{ N}$, $T_1 = 3433 \text{ N}$, la condizione non è verificata. Non è pertanto possibile far funzionare il sistema nelle condizioni ipotizzate. Intuitivamente si capisce che il problema nasce dal fatto che la tensione superiore sinistra e la destra sono troppo differenti perché possa essere evitato lo strisciamento, ovvero che il carico da sollevare è troppo elevato rispetto al valore delle tensioni nei due rami in assenza di carico. Queste sono prodotte dal solo peso a vuoto di bilancini e cinghie che non risulta abbastanza elevato. La soluzione consiste dunque nell'aumentare le tensioni in assenza di carico in modo da far crescere della stessa quantità le tensioni T_1 e T_2 sotto carico. Così si garantisce l'assenza di strisciamento senza alterare le condizioni di equilibrio e quindi la coppia motrice.

Per procedere in questo senso si monta l'asse delle pulegge inferiori su una guida che ne consenta lo scorrimento verticale, in modo da poter spostare le pulegge verso il basso e "tirare" le cinghie in modo opportuno. Si possono adottare due soluzioni entrambe di interesse pratico.

1. lasciare l'asse libero verticalmente in modo che il peso delle pulegge, non più sopportato dalla coppia rotoidale metta in tensione le cinghie, aggiungendo, se necessario, un contrappeso per dare maggior trazione (Fig. 10.32);
2. forzare l'asse delle pulegge spostandolo in basso di una quantità opportuna e poi bloccarlo in questa posizione, in modo da deformare elasticamente le cinghie e dar loro la tensione desiderata. Si può effettuare il movimento di traslazione mediante viti che agiscono su appoggi montati su slitte.

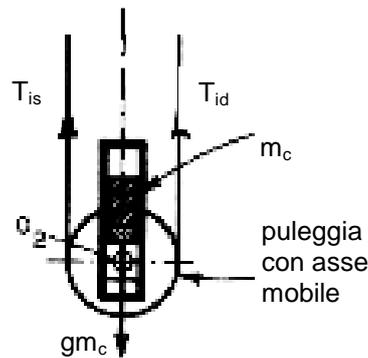


Fig. 10.32 Messa in tensione delle cinghie con contrappeso

Con la soluzione 1) occorre valutare la massa del contrappeso necessario per garantire l'aderenza dei flessibili sulle rispettive ruote motrici.

Si procede dunque, secondo lo schema di Fig. 10.31-c, togliendo il vincolo rotoidale fisso a telaio alle pulegge inferiori e supponendo di applicare ad esse un contrappeso di massa m_c che produce una forza $F_c = gm_c/2$ su ciascuna di esse. Per l'equilibrio alla traslazione di una delle pulegge si ha

$$T_{id} = T_{is} = (F_c + F_p)/2$$

essendo $F_p = gm_p = 1471 \text{ N}$

Le tensioni superiori destra e sinistra sono calcolate come nel caso precedente e hanno espressioni

$$T_{ss} = (m \cdot gH + mgn)/2 + T_{is} = (m \cdot gH + mgn + F_c + F_p)/2$$

$$T_{sd} = (m \cdot gH + F_c + F_p)/2$$

Per valutare il valor minimo da attribuire al contrappeso si deve imporre la condizione limite di non strisciamento

$$T_1 = T_2 e^{f\theta}$$

con $T_1 = T_{ss}$, $T_2 = T_{sd}$ e $e^{f\theta} = 2.57$, ossia

$$(m \cdot gH + mgn + F_c + F_p)/2 = 2.57 (m \cdot gH + F_c + F_p)/2$$

che, risolta rispetto all'unica incognita F_c , dà

$$F_c = 1245 \text{ N}$$

e quindi $m_c = 2F_c/g = 254 \text{ kg}$

Il contrappeso così calcolato genera valori delle tensioni T_1 e T_2 appena sufficienti per raggiungere la condizione limite di non strisciamento fra cinghie e pulegge. Occorre però tener presente che:

- durante i transitori (avviamento e arresto) le forze di inerzia fanno variare le tensioni del flessibile;
- sono sempre possibili sovraccarichi;
- il valore assunto per il fattore di attrito può diminuire in modo imprevedibile (per umidità, usura, sporcizia, etc.)

Per questi motivi è necessario aumentare le tensioni T_1 e T_2 rispetto ai valori limite sopra calcolati, in modo da garantire una maggior aderenza del flessibile, e quindi adottare un contrappeso più pesante. E' buona norma però non aumentare troppo le tensioni per ragioni di resistenza a trazione del flessibile e per non caricare troppo i cuscinetti degli alberi delle pulegge. Nel caso di cinghie piane è uso aumentare la tensione T_2 di almeno $1/3$ del valore limite.

Un po' più complesso è il calcolo del forzamento necessario nel caso 2), che richiede qualche nozione di teoria dell'elasticità e che non verrà qui trattato.

ESEMPIO: argano a fune

La Fig. 10.33 mostra un argano a fune.

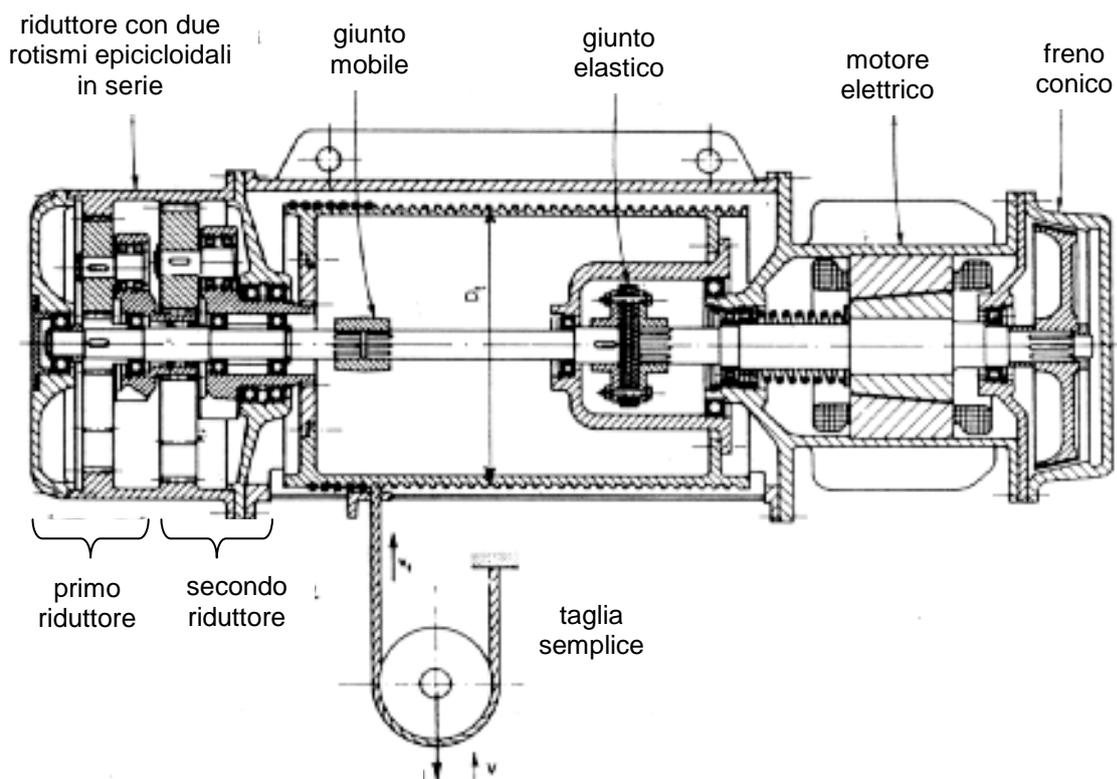


Fig. 10.33 Argano a fune

Rispetto agli argani a catena, quelli a fune presentano vantaggi quali:

- peso ridotto;
- minore sensibilità agli urti dovuta alla maggiore elasticità;
- silenziosità di funzionamento anche a velocità elevate;
- grande sicurezza di funzionamento con possibilità di previsione delle avarie mediante ispezione dei fili esterni della fune;
- costo inferiore;
- miglior rendimento.

Per contro gli argani a catena sono vantaggiosi per i seguenti aspetti:

- diametro di avvolgimento inferiore, quindi minore ingombro;
- miglior resistenza a corrosione e ad alte temperature;
- accoppiamento di forma tra catena e carrucola.

Le principali parti costituenti l'argano in figura sono:

- il motore autofrenante;
- il riduttore epicicloidale a due stadi;
- il tamburo di avvolgimento della fune;
- la carrucola mobile con il gancio a cui collegare il carico da sollevare che costituisce la forza resistente.

Nella parte destra del disegno è rappresentato il motore autofrenante. E' un motore elettrico asincrono trifase a 8 poli (velocità di sincronismo 750 giri/min = 78.5 rad/s) con rotore di forma troncoconica. L'elevato numero di poli e la conseguente bassa velocità di sincronismo è dovuta al fatto che la velocità di sollevamento del carico è molto bassa. Il motore può essere del tipo *a poli commutabili*, nel quale si può cambiare a comando il numero dei poli e quindi la velocità di rotazione. All'albero del motore è calettato, all'estrema destra in figura, l'elemento mobile (interno) di un freno troncoconico. L'albero motore, oltre a poter ruotare attorno al proprio asse, può avere anche contenuti spostamenti assiali. Una molla ad elica, disegnata a sinistra del rotore, spinge l'albero verso destra, tenendo il cono interno del freno premuto contro la parte esterna, realizzando la condizione di freno chiuso e la frenatura dell'argano. Quando si applica tensione al motore, il rotore, oltre a ricevere la coppia di spunto di rotazione, a causa della forma troncoconica è sottoposto anche ad una forza assiale con verso a sinistra, che contrasta quella della molla e fa aprire il freno. Viceversa, quando si disinserisce l'alimentazione del motore, la molla ne spinge verso destra il rotore, producendo la frenatura. Per questo modo "automatico" di frenatura il motore è detto *autofrenante*. Questo sistema è importante anche per la sicurezza in quanto, in caso di mancanza improvvisa di alimentazione elettrica, l'albero motore si blocca automaticamente, senza interventi esterni.

A sinistra del motore l'albero è provvisto di due giunti: un giunto elastico ed uno a libertà assiale. Il primo consente una certa deformazione elastica torsionale, utile per rendere più "morbido" l'avviamento con le elevate coppie di spunto e inerziale; il secondo permette al rotore del motore e al freno lo spostamento assiale che realizza il bloccaggio e lo sbloccaggio del freno.

Nella parte a sinistra della figura si vede un riduttore di velocità e due stadi costituiti da rotismi epicicloidali semplici. La struttura dei rotismi è la seguente:

- il primo rotismo (quello più a sinistra) ha la ruota solare collegata all'albero motore, la corona fissa e il portatreno collegato alla ruota solare del secondo rotismo; il suo rapporto di trasmissione è $\tau_1=1/7$, il rendimento è $\eta_1=0.98$
- il secondo rotismo ha la ruota solare collegata al portatreno del primo rotismo, la corona fissa e il portatreno collegato al tamburo dell'argano; il suo rapporto di trasmissione è $\tau_2=1/6.4$, il rendimento è $\eta_2=0.98$

All'albero di uscita del riduttore è collegato il tamburo su cui si avvolge la fune. Nel tipo di paranco qui descritto viene avvolto, di solito, un solo strato di fune sulla superficie laterale del tamburo in cui vengono ricavate gole circolari per l'alloggiamento della fune aventi raggio poco superiore a quello della fune. Quando la fune è completamente svolta devono ancora rimanerne avvolte sul tamburo almeno due spire. Un'estremità della fune è fissata al tamburo da uno o più morsetti a vite. Il diametro del tamburo è $D_t=400$ mm, il suo rendimento $\eta_t=0.95$.

A valle del tamburo è posta una carrucola mobile alla quale è applicata, tramite un gancio, la forza resistente; il rendimento della carrucola è $\eta_c=0.97$.

Tutti i cuscinetti dell'argano sono volventi a sfere.

Detta ω_m la velocità angolare del motore, ω_t la velocità angolare del tamburo, v_t la velocità della fune sul tamburo, v_r la velocità del carico, valgono le relazioni

$$\omega_t = \tau_1 \tau_2 \omega_m \quad v_t = \omega_t D_t / 2 \quad v_r = v_t / 2$$

per cui

$$v_r = \omega_m \tau_1 \tau_2 D_t / 4$$

Se il motore girasse alla velocità di sincronismo $\omega_s = 78.5 \text{ rad/s}$, si avrebbe $v_r = 0.175 \text{ m/s}$ corrispondenti a 10.5 m/min . In realtà il motore sotto carico girerà a velocità un po' inferiore a quella di sincronismo e quindi il carico sarà sollevato un po' più lentamente (comunque intorno a 10 m/min).

Il rendimento del paranco è $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_t \eta_c = 0.88$

La massima forza resistente F_r è la somma del massimo carico sollevabile $F_{\max} = 45000 \text{ N}$, del peso della carrucola, della fune (quando è completamente svolta) e di quello del gancio. La massa di carrucola, fune e gancio è $m_c = 60 \text{ kg}$, per cui $F_r = F_{\max} + m_c g = 45590 \text{ N}$.

Assumendo una velocità di sollevamento $v_r = 10 \text{ m/min} = 0.17 \text{ m/s}$, la massima potenza resistente è

$$P_r = F_r v_r = 7600 \text{ W}$$

la massima potenza motrice è

$$P_m = P_r / \eta = 8636 \text{ W}$$

La potenza nominale del motore, scelta fra i valori disponibili a catalogo, deve superare la massima richiesta. Dato che il catalogo dei motori riportato in appendice al capitolo 5 fornisce motori con potenze nominali di 7.5 kW , 11 kW , 15 kW , etc., è stato scelto un motore BN 160L con

$$P_n = 11 \text{ kW}.$$

10-4.2 TRASMISSIONI CON CATENE

Le catene sono insiemi di corpi, ciascuno dei quali sostanzialmente rigido, ma articolati uno all'altro in modo tale che, nel complesso, la catena risulta flessibile. Le catene più importanti per la trasmissione del movimento negli impieghi industriali sono quelle dette *meccaniche*. L'esempio più classico è quello della *catena a rulli* (Fig. 10.34-a) costituita da: maglie esterne, maglie interne, perni, boccole e rulli. Le maglie esterne sono piastre unite fra loro dai perni, forzati e ribaditi; le maglie interne sono piastre unite fra loro dalle boccole cave forzate; i rulli (cavi) possono ruotare liberamente sulle boccole. Le catene possono essere costruite nei tipi *semplice*, *doppi* e *triplo*, cioè con una o più file di maglie affiancate. Un esempio di ruota dentata per catene è mostrato in Fig. 10.34-b.

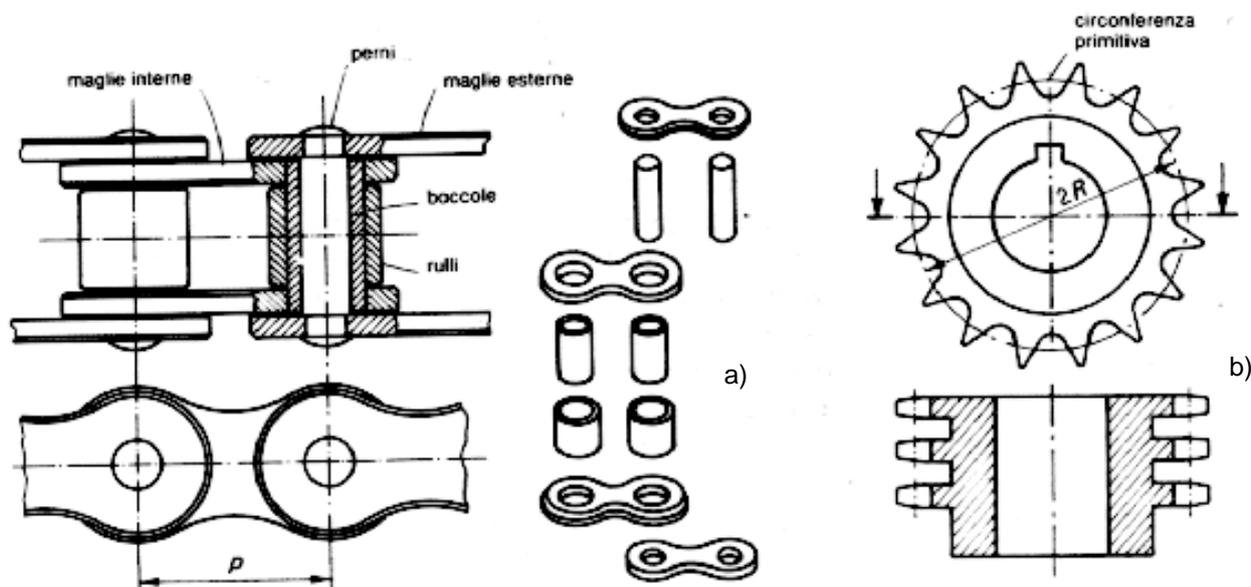


Fig. 10.34 Catena meccanica a rulli e ruota dentata

L'usura della catena provoca un aumento del gioco nell'accoppiamento fra la catena e i denti delle ruote, aumentando la rumorosità e peggiorando il funzionamento in generale. Si realizzano allora

catene a denti invertiti con piastrine opportunamente sagomate che mantengono un corretto accoppiamento. Sono più silenziose delle catene a rulli e possono raggiungere velocità maggiori. A differenza delle trasmissioni a cinghia e fune, quelle con catena sono soggette all'effetto poligonale dovuto al fatto che la spezzata che unisce i centri dei perni delle successive maglie (detta *asse della catena*) non può aderire alla circonferenza primitiva della ruota dentata, ma si dispone, rispetto ad essa, secondo un poligono inscritto nella circonferenza primitiva (Fig. 10.35).

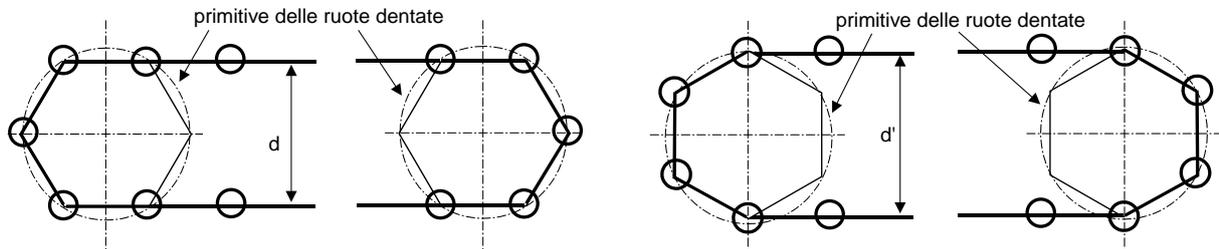


Fig. 10.35 Effetto poligonale delle catena

Pertanto durante il movimento i perni che collegano le maglie (rappresentati con i cerchi in figura) sono successivamente alzati e abbassati, la distanza fra i rami della catena varia da d a d' e ne nascono forze di inerzia tanto più rilevanti quanto maggiore la velocità. Inoltre i denti della ruota e i perni della catena vengono a contatto con velocità differenti, provocando fenomeni d'urto con conseguente rumore e perdita di energia. L'effetto è tanto maggiore quanto è piccolo il numero di denti delle ruote.

Un fenomeno analogo si verifica quando le due ruote della trasmissione hanno diametri diversi: in questo caso anche il rapporto di trasmissione istantaneo non è costante, ma varia ciclicamente durante la rotazione.

10-5 Confronto fra meccanismi a rapporto di trasmissione costante

In linea di principio uno qualsiasi dei meccanismi prima illustrati può modificare le variabili della potenza (coppia e velocità angolare): di fatto le prestazioni ed i costi dei vari componenti sono molto diversi. Un confronto globale fra i diversi modi di realizzare un rapporto di trasmissione costante non è facile, sia perché i campi di utilizzazione dei vari meccanismi non sono gli stessi, sia perché le caratteristiche di funzionamento, in specie delle ruote dentate, dipendono molto dalla bontà del progetto e della fabbricazione, sia infine per il gran numero di parametri da prendere in esame. Si possono comunque analizzare le caratteristiche dei vari modi di realizzare una trasmissione per individuare i principali parametri da prendere in esame per la scelta del tipo di meccanismo.

I principali parametri di confronto sono riportati nella successiva tabella. I valori numerici sono indicativi, utili per un confronto fra le diverse realizzazioni.

Analizzando la tabella si osserva, in particolare, che potenze, momenti e velocità massime di funzionamento sono i parametri fondamentali che delimitano i campi di possibile utilizzazione dei vari tipi di meccanismi a rapporto di trasmissione costante. Sotto tale profilo gli ingranaggi sono in netto vantaggio, perché possono trasmettere potenze e momenti anche elevatissimi, indipendentemente dalla velocità di regime. Nel caso invece di meccanismi con flessibili, la potenza e la coppia massima trasmissibile sono minori e sempre funzioni della velocità (Fig. 10.36). Per contro, taluni tipi di flessibili (cinghie piane e cinghie dentate in particolare) possono funzionare a velocità superiori a quelle massime normalmente utilizzate per le ruote dentate. Taluni tipi di trasmissione sono intrinsecamente più ingombranti di altri (Fig. 10.36): a titolo informativo sono riportati gli ingombri in pianta, dei diversi tipi di meccanismi qui analizzati, supposti di caratteristiche medie. Come si nota, le trasmissioni più ingombranti sono quelle con le cinghie piane. Quando la potenza da trasmettere consente di effettuare una scelta fra i vari tipi di

meccanismi con rapporto di trasmissione costante essa può essere attuata in modo meditato solo valutando singolarmente tutte le caratteristiche riportate in tabella.

TABELLA 10.1 - Meccanismi con rapporto di trasmissione costante (valori indicativi).

Caratteristiche di funzionamento	Ruote di frizione	Ruote dentate cilindriche	Cinghie piane	Cinghie trapezie	Cinghie dentate	Catene
Potenze massime (kW) (con più ruote in parallelo)	80	80.000	200	350	120	400
Momenti massimi (kN m)	5	7.000	3	5	1	40
Velocità periferiche massime (m/s)	20 (30)	20 (30)	3-50 (150)	2-30 (40)	0,5-60 (100)	10 (30)
Rendimento	0,95-0,98	0,96-0,98	0,96-0,98	0,96-0,98	0,95-0,97	0,94-0,96
Dipendenza della potenza trasmessa dalla velocità	si	no	si	si	si	si
Rapporti di trasmissione massimi (con meccanismi semplici)	6(18)	6(10)	6(8)	6(10)	6(10)	6(10)
Necessità di un dispositivo di messa in tensione	si	no	si	si	no	no
Carico sui cuscinetti	elevato	modesto	elevato	elevato	modesto	modesto
Necessità di parallelismo fra gli alberi	media	molto elevata	modesta	modesta	modesta	media
Necessità di avere interassi precisi	media	molto elevata	modesta	modesta	modesta	media
Presenza di slittamenti	si	no	si	si	no	no
Costanza del rapporto di trasmissione	modesta	eccellente	modesta	modesta	buona	modesta
Capacità di smorzare le vibrazioni	scarsa	nessuna	buona	buona	buona	scarsa
Capacità di fungere da limitatore di sovraccarico	si	no	si	si	no	no
Rumorosità della trasmissione	modesta	media	modesta	modesta	modesta	elevata
Necessità di lubrificazione	solo in taluni casi	si	no	no	no	si
Sensibilità igroscopica	modesta	no	si	si	si	no
Campo di temperatura ammissibile (°C)	-20 ÷ 60	-10 ÷ 60 funzione del sist. di lubrif.	-20 ÷ 60	-20 ÷ 70 (-20 ÷ 120)	-35 ÷ 70 (-50 ÷ 125)	-10 ÷ 60 funzione del sist. di lubrif.
Capacità di funzionare in presenza di sporcizia o polvere	buona	in genere assente	media	media	buona	modesta
Ingombro della trasmissione	modesto	modesto	elevato	elevato	medio	medio
Costo di fabbricazione e di installazione	modesto	elevato	modesto	medio	medio	medio
Costo di manutenzione ordinaria e di ricambi	modesto	elevato	modesto	modesto	medio	medio
Vita (durata media)	media	elevata	modesta	modesta	modesta	buona

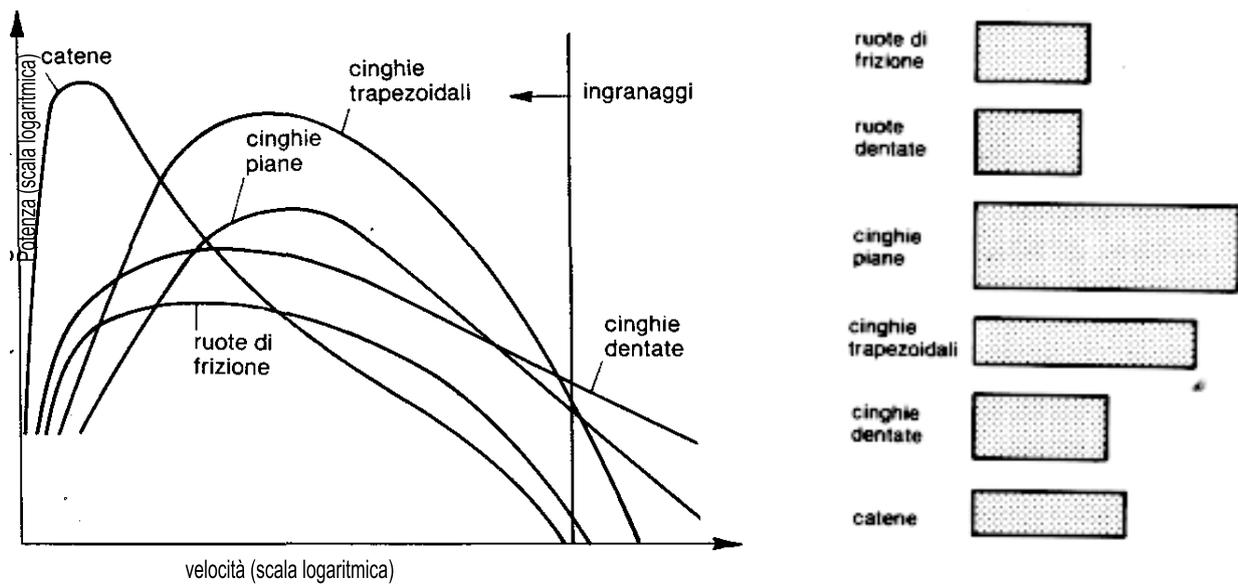


Fig. 10.36 Campi di funzionamento (potenza e velocità) e ingombri delle trasmissioni