Capitolo 15

Se l'interasse tra due alberi è troppo elevato, si possono utilizzare **organi di trasmissione flessibili** come cinghie e funi (la cui flessibilità è dovuto all'elasticità del materiale) o cingoli e catene (la cui flessibilità è dovuta alla forma costruttiva).

Nelle **cinghie piane**, adatte alle basse potenze, la trasmissione è assicurata dall'aderenza della cinghia sulle pulegge, che hanno entrambe lo stesso senso di rotazione.

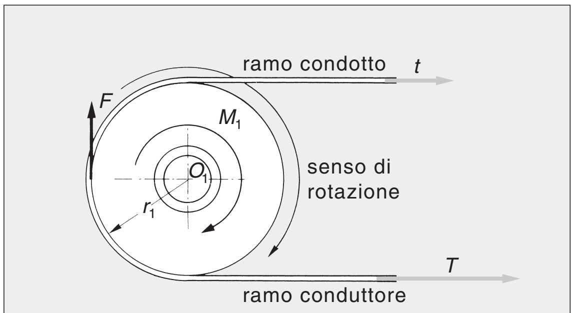


Figura A

Le **tensioni di montaggio** (figura A) valgono

$$t = F \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \quad \text{e} \quad T = F \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1}$$

Se la trasmissione è inattiva, entrambi i rami hanno una tensione

$$S = \frac{T + t}{2}$$

Indicato con s lo spessore della cinghia, se questa non slitta, si ha:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2 + s}{d_1 + s}$$

Lo slittamento elastico (e non della cinghia sulle pulegge) influisce sulla regolarità del moto per circa lo $0{,}5 \div 2\%$.

Incrociando la cinghia si possono far ruotare le pulegge in senso discorde. Le cinghie piane si possono usare anche per la trasmissione del moto tra assi sghembi.

Se più ruote di diametro diverso sono calettate sugli alberi conduttore e condotto, si può spostare la cinghia da una coppia di ruote a un'altra, potendo realizzare così dei cambi di velocità.

La **forza centrifuga** vale:

$$F_c = 2 \cdot q \cdot v^2$$

dove $q = \rho \cdot b \cdot s$ è il peso per unità di lunghezza della cinghia, in kg · m^{-1}, e b è la larghezza della cinghia. Si può quindi porre:

$$T' = T + \frac{F_c}{2} \quad \text{e} \quad t' = t + \frac{F_c}{2}$$

La **sollecitazione di avvolgimento** è dovuta al fatto che la cinghia ogni volta deve adattarsi alla curvatura della puleggia, accorciandosi e allungandosi negli strati più esterni. La sollecitazione di flessione che ne deriva causa una tensione

$$\sigma = E \cdot \frac{s}{d}$$

Per **dimensionare una cinghia** si impone una velocità periferica massima di circa $15 \div 40$ m/s e si calcola quindi il diametro maggiore, mentre l'altro è dato dalla conoscenza di i. Per evitare perdite di aderenza sulla ruota più piccola è bene che sia $d_2 \leq 5 \cdot d_1$, con $d_2 > d_1$. A volte è necessario ricorrere a un **rullo tenditore**. Generalmente si fa in modo che sia $a = (1{,}5 \div 2{,}5)\, d_2$.

Definite

$$\sigma_1 = \frac{T'}{b \cdot s} \quad \text{e} \quad \sigma_2 = E\,\frac{s}{d}$$

si può dimensionare la cinghia mediante la relazione $\sigma_1 + \sigma_2 \leq k$.

Per il **calcolo di progetto** è comodo porre $F = b \cdot C$ (F è noto se è noto M_1 o N), dove C è un coefficiente che dipende dal diametro, dal materiale e dalla velocità, riportato in tabelle per condizioni particolari di funzionamento. Dall'espressione precedente si ottiene $b = F\backslash C$; il valore della larghezza effettivo sarà, tra quelli unificati, quello subito maggiore a quello calcolato.

Se le condizioni nelle quali C è stato valutato non sono quelle di funzionamento, si sceglie un valore maggiore per b.

Mediante **calcoli approssimati**, utili nel caso non si abbiano a disposizione manuali, si ottiene per la lunghezza della cinghia il valore

$$L \simeq \pi \cdot (r_1 + r_2) + 2 \cdot a + \frac{(r_2 - r_1)^2}{a}$$

Per trasmettere potenze superiori a quelle delle cinghie piatte, si utilizzano **cinghie trapezoidali**, che non presentano due degli inconvenienti delle cinghie piatte: non richiedono una tensione di montaggio sensibilmente maggiore della forza periferica da trasmettere e non servono rialzi laterali, che usurano velocemente le facce della cinghia, per evitare la caduta della stessa anche per lievi disassamenti.

La puleggia presenta dei solchi trapezoidali entro i quali si inseriscono le cinghie. Il coefficiente di attrito, se il contatto avviene sulle facce laterali inclinate di un angolo β, è pari a:

$$f_0 = \frac{f}{\text{sen}\,\beta}$$

se per esempio $f \approx 0{,}32$, $\beta = 19°$ e $\alpha \approx 2{,}5$ rad (angolo di avvolgimento), si ottiene $T \approx 1{,}09 \cdot F$ e $t \approx 0{,}09 \cdot F$, mentre in caso di quiete $S \approx 0{,}6 \cdot F$. Le cinghie trapezoidali, in quanto costruite ad anello chiuso secondo precise norme, sono sicure e silenziose. Sono suddivise in sei categorie, in base all'impiego.

Dati n_1, n_2 e N_0 (potenza nominale da trasmettere), è possibile procedere al **dimensionamento delle cinghie trapezoidali** mediante tabelle e grafici.

- In base al tipo di macchina e al servizio, si determina un f**attore di servizio** f_s.
- La potenza effettiva da trasmettere è $N = f_s; N_0$.
- In base a N e n_1 da un grafico si determina il tipo di cinghia da utilizzare.
- Fissata v (6 ÷ 16) si calcola quindi d_1, che deve essere scelto tra i valori unificati.
- Si determina quindi d_2, anch'esso scelto tra valori unificati.
- Si determinano il **fattore di avvolgimento** f_α (funzione dell'angolo di avvolgimento) e il **fattore di lunghezza** f_l (funzione della lunghezza della cinghia); i valori di questi fattori sono riportati in tabelle.
- Si calcola il valore della potenza $N_e = N_1 \cdot f_\alpha \cdot f_l$, dove N_1 è la potenza che può trasmettere una sola cinghia (valore che si trova nelle tabelle), mentre N_e è la potenza che effettivamente la cinghia può trasmettere nelle condizioni di impiego.
- Si calcola il numero di cinghie necessario $z = N/N_e$.

Le cinghie trapezoidali permettono di realizzare variatori continui di velocità entro piccoli margini.

Esistono anche **cinghie dentate**, che richiedono una modesta pretensione, hanno un'elevata capacità di trasmissione della potenza e sono silenziose e poco ingombranti. Queste cinghie vengono scelte da cataloghi.

Per la trasmissione di potenze molto elevate con interassi superiori a 7 m, si utilizzano le funi vegetali o le funi metalliche.

Le **funi vegetali** (di canapa o cotone) sono composte da tre o quattro cordoni avvolti, ognuno dei quali è formato da varie filacce ritorte avvolte in senso contrario. La trasmissione è affidata all'aderenza delle funi con le pulegge, incavate con angolo di apertura di circa 45°. Il coefficiente di attrito vale:

$$f_0 = \frac{f}{\text{sen}\,\beta}$$

Se per esempio $f_0 \approx 0{,}5$ e $\alpha \approx 2{,}5$ rad (angolo di avvolgimento), si ottiene $T \approx 1{,}4 \cdot F$ e $t \approx 0{,}4 \cdot F$, mentre in caso di quiete $S \approx 0{,}9 \cdot F$. La tensione si ottiene grazie al peso delle funi; se il dislivello degli assi è notevole, si utilizza un rullo tenditore sul ramo condotto.

Se d è il diametro di una fune a tre cordoni, l'area della sezione è $A \approx 0{,}6 \cdot d^2$; il numero di funi necessario sarà quindi:

$$n = \frac{1{,}4 \cdot F}{k \cdot A}$$

Si cerca di avere: $d_1 \leq 40 \cdot d$ (d_1 è il diametro della puleggia minore) per non avere troppa usura, un interasse maggiore di 7 m per avere una sufficiente tensione e una velocità periferica di circa 20 ÷ 25 m/s.

Le **funi metalliche spiroidali** si ottengono avvolgendo fili metallici attorno a un filo centrale. Più funi spiroidali avvolte su un'anima di canapa formano una **fune a trefoli**. Esistono anche funi, dette **torticce** o **gherlini**, che si ottengono avvolgendo a elica le funi a trefoli. Se per esempio $f \approx 0{,}2$ e $\alpha \approx 3{,}14$ si ottiene $T = 2 \cdot F$ e $t = F$, anche se per sicurezza si assume $T = 2{,}5 \cdot F$.

Se sono richiesti un rapporto di trasmissione rigorosamente costante e la trasmissione di alte potenze, si impiegano le catene articolate. Queste sono di vari tipi (**Galle**, **Zobel**) e solitamente sono progettate mediante manuali. Poiché $T = F$ e $t = 0$. In una catena Galle (figura B):

- i rulli sono sollecitati a flessione:

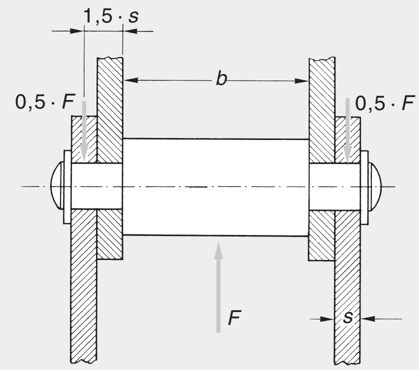
$$M_{f\,\max} = \frac{f \cdot b}{4}$$

- i perni sono sollecitati a flessione:

$$M_f = 0{,}5 \cdot F \cdot 1{,}5 \cdot s$$

- le piastrine sono sollecitate a trazione da una forza pari a $F/2$.

Figura B



Esistono anche **catene silenziose**, impiegabili anche a velocità superiori a 6 ÷ 7 m/s, che hanno piastrine con una particolare conformazione.