

ESERCIZI PROPOSTI

Argomenti:

- A Trasmissione con cinghia piatta
- B Trasmissione con cinghia trapezoidale
- C Trasmissione con fune metallica
- D Trasmissione con catena

A | Esercizio 1



Progettare una trasmissione a cinghia piatta che deve trasmettere una potenza $P_1 = 1,8 \text{ kW}$ al regime di 580 giri/min; sono noti i seguenti dati:

interasse teorico $l_{\text{teor}} = 240 \text{ mm}$;

rapporto di trasmissione $i = 2,2$;

spessore della cinghia $s = 4 \text{ mm}$;

diametro della puleggia motrice $d_1 = 50 \text{ mm}$.

Il materiale costituente la cinghia ammette un carico unitario di sicurezza pari a 2 N/mm^2 ; il coefficiente d'attrito è $f = 0,4$ e l'angolo di avvolgimento della cinghia sulla puleggia motrice è $\alpha_1 = 2,5$ radianti.

Trascurare gli effetti della forza centrifuga e quelli della sollecitazione di avvolgimento.

[$d_2 = 114,8 \text{ mm}$; lunghezza teorica della cinghia $L_{\text{teor}} \approx 743 \text{ mm}$;

lunghezza commerciale $L_{\text{comm}} = 740 \text{ mm}$ (Tabella 1.1, nella parte digitale);

interasse effettivo $l_{\text{eff}} = 238,5 \text{ mm}$; $M_1 \approx 29636 \text{ Nmm}$; $F_m \approx 1185 \text{ N}$;

$T_1 \approx 1875,34 \text{ N}$; $A_{\text{min}} = 937,67 \text{ mm}^2$; dal momento che la larghezza minima della cinghia risulta pari a 234 mm , si adotta una larghezza commerciale

$b_{\text{comm}} = 245 \text{ mm}$ cui corrisponde (Tabella 1.1) una larghezza delle pulegge pari a 270 mm]

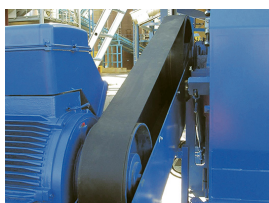
A | Esercizio 2



La puleggia motrice di una trasmissione a cinghia piatta ha diametro $d_1 = 140 \text{ mm}$. La cinghia ha larghezza $b = 70 \text{ mm}$ e spessore $s = 4 \text{ mm}$; l'albero motore ha una frequenza di rotazione $n_1 = 420$ giri/min. Senza considerare gli effetti della forza centrifuga e della sollecitazione d'avvolgimento determinare il valore della potenza trasmissibile P_1 . Il materiale della cinghia ammette una tensione massima pari a $2,3 \text{ N/mm}^2$. Adottare come coefficiente d'attrito $f = 0,4$ e come angolo di avvolgimento $\alpha_1 = 2,8$ radianti.

[$v_p \approx 3,08 \text{ m/s}$; $T_1 \approx 644 \text{ N}$; $F_{m \text{ max}} \approx 433,88 \text{ N}$; $P_1 \approx 1,34 \text{ kW}$]

A | Esercizio 3



Calcolare le tensioni che agiscono sui due rami di una cinghia piatta. Sono noti i seguenti dati: il momento trasmesso è $M_1 = 160 \text{ N} \cdot \text{m}$ e la puleggia motrice ha diametro $d_1 = 210 \text{ mm}$. Trascurare gli effetti della forza centrifuga e della sollecitazione d'avvolgimento; adottare come coefficiente d'attrito $f = 0,35$ e come angolo di avvolgimento $\alpha_1 = 2,6$ radianti. Determinare inoltre l'entità della spinta radiale S cui è soggetto ciascuno dei due alberi.

[$F_m \approx 1523,81 \text{ N}$; $T_1 \approx 2550,41 \text{ N}$; $t_1 \approx 1026,6 \text{ N}$; $S \approx 6095 \text{ N}$]

A | Esercizio 4



Una cinghia piatta avente sezione di dimensioni 4 mm × 80 mm, in cuoio ($\rho = 1,01 \text{ kg/dm}^3$; $\sigma_{\text{adm}} = 2,9 \text{ N/mm}^2$), deve trasmettere una potenza $P_1 = 6 \text{ kW}$ da una puleggia avente diametro $d_1 = 450 \text{ mm}$ a una di diametro $d_2 = 650 \text{ mm}$. L'interasse è $l = 1000 \text{ mm}$.

Il coefficiente d'attrito è $f_1 = 0,25$; la puleggia motrice ha una frequenza di rotazione $n_1 = 650 \text{ giri/min}$. Verificare la resistenza della cinghia in base anche all'effetto della forza centrifuga.

$$[v_p \approx 15,32 \text{ m/s}; F_m \approx 391,7 \text{ N}; \text{dalla Figura 1.43 si ricava: } \sin \gamma_1 = \frac{r_2 - r_1}{l} \approx 0,1$$

da cui: $\gamma_1 \approx 5,74^\circ \approx 0,1 \text{ rad}$; $\alpha_1 \approx 2,94 \text{ rad}$; $T_1 \approx 752,6 \text{ N}$; $\sigma_1 \approx 2,35 \text{ N/mm}^2$; $\sigma_2 \approx 0,24 \text{ N/mm}^2$; dal momento che risulta $\sigma_{1+2} \approx 2,59 \text{ N/mm}^2 < 2,9 \text{ N/mm}^2 \approx \sigma_{\text{adm}}$ la verifica a trazione della cinghia ha esito positivo]

A | Esercizio 5



Determinare i diametri degli alberi della trasmissione a cinghia piatta di **Figura 1** in base ai seguenti dati:

Potenza da trasmettere: $P_1 = 7 \text{ kW}$

Velocità della cinghia: $v_p = 5 \text{ m/s}$

Materiale degli alberi: acciaio con carico unitario di snervamento $R_{eH} = 300 \text{ N/mm}^2$

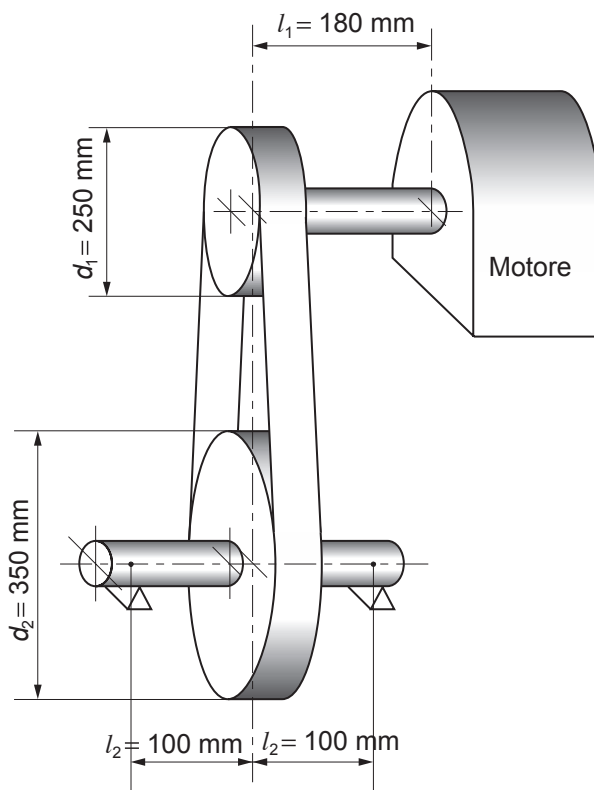


Figura 1

$$[F_m = 1400 \text{ N}; S = T_1 + t_1 = 4 \cdot F_m = 5600 \text{ N}; M_{f1} = S \cdot l_1 = 1008 \text{ Nm}; \\ M_{t1} = F_m \cdot r_1 = 175 \text{ Nm}; M_{fid1} \approx 1019,33 \text{ Nm}; \text{posto } k_{sn} = 1,5 \text{ si ottiene:} \\ \sigma_{\text{adm a fatica}} = 66,67 \text{ N/mm}^2; W_{f1 \text{ min}} \approx 15289 \text{ mm}^3; d_{1 \text{ min}} \approx 53,8 \text{ mm}. \\ \text{Si adotta perciò } d_1 = 55 \text{ mm. Inoltre risulta: } M_{f2} = 280 \text{ Nm}; M_{t2} = 245 \text{ Nm}; \\ M_{fid2} \approx 351,31 \text{ Nm}; W_{f2 \text{ min}} \approx 5269,4 \text{ mm}^3; d_{2 \text{ min}} \approx 37,7 \text{ mm}. \\ \text{Si adotta perciò } d_2 = 39 \text{ mm}]$$

B | Esercizio 6

Progettare una trasmissione a cinghia trapezoidale (DIN 7753) avente la puleggia motrice (DIN 2211/1) di diametro pari a 200 mm. Si è in possesso dei seguenti dati:

Potenza nominale: $P_1 = 34,5 \text{ kW}$

Frequenza di rotazione a regime:

per la puleggia motrice: $n_1 = 1450 \text{ giri/min}$

Rapporto di trasmissione: $i = 1,18$



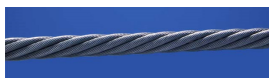
Carichi mediamente pesanti, in quanto si tratta della movimentazione di una macchina utensile.

Motore elettrico a c.a. con coppia di spunto normale.

Servizio normale: 10 ore al giorno.

[$C_s = 1,1$ (Tabella 1.2); $P_c \approx 37,95$ kW; dalla Figura 1.25 è necessario impiegare una cinghia del tipo SPA (dimensioni: in Tabella 1.3); $d_2 = 236$ mm (Tabella 1.4); $l_{\text{teor min}} \approx 418$ mm; se si assume $l_{\text{teor}} = 440$ mm risulta una lunghezza teorica della cinghia $L_{\text{teor}} \approx 1566$ mm; se si sceglie la cinghia avente $L_{\text{comm}} = 1600$ mm (Tabella 1.5) l'interasse effettivo vale $l_{\text{eff}} \approx 457$ mm; la potenza nominale trasmissibile da una singola cinghia vale $P_{1 \text{ cinghia}} = 9,52$ kW (Tabella 1.4); $P_{1 \text{ cinghia corretta}} \approx 10,47$ kW (in quanto è $i > 1$). Poiché risulta: $(r_2 - r_1)/l_{\text{eff}} \approx 0,039$ è: $C_a = 0,99$ (senza dover eseguire alcuna interpolazione lineare in Tabella 1.6); $C_e = 0,92$; $P_{1 \text{ cinghia eff}} \approx 9,54$ kW; $z_{\text{cinghie}} \approx 3,98$ per cui si adottano n. 4 cinghie]

C | Esercizio 7



Calcolare l'entità della forza motrice F_m e del diametro d_2 della puleggia condotta di una trasmissione con fune metallica la cui puleggia motrice, avente diametro $d_1 = 1140$ mm, ha una frequenza di rotazione $n_1 = 240$ giri/min.

La potenza da trasmettere è $P_1 = 54$ kW; il rapporto di trasmissione è $i = 1,2$.

[$v_p \approx 14,33$ m/s; $F_m \approx 3768,3$ N; $d_2 = 1368$ mm]

C | Esercizio 8



Di una trasmissione a fune metallica sono noti i seguenti dati:

Potenza da trasmettere: $P_1 = 45$ kW

Frequenza di rotazione della puleggia motrice: 250 giri/min

Rapporto di trasmissione: $i = 1,2$

Velocità della fune: $v_p = 18$ m/s

Carico unitario di sicurezza dell'acciaio dei fili: $\sigma_{\text{adm}} = 220$ N/mm²

Calcolare i diametri delle pulegge, il diametro di ciascun filo metallico, il numero di fili e il diametro della fune.

[$d_1 \approx 1375$ mm; $d_2 \approx 1650$ mm; $F_m = 2500$ N; dalla relazione $d_{1 \text{ filo}} \leq 5 \cdot 10^{-4} d_{\text{pul minore}}$ si ricava $d_{1 \text{ filo}} \approx 0,688$ mm; se si assume $d_{1 \text{ filo}} = 0,6$ mm, risulta: $\sigma_2 \approx 35,18$ N/mm²; dalla relazione: $\sigma_1 = \sigma_{\text{adm}} - \sigma_2$ si ricava: $\sigma_1 \approx 184,82$ N/mm² da cui si ottiene, come area minima della sezione resistente della fune: $A_{\text{min}} \approx 33,82$ mm² e di conseguenza: $z_{\text{fili}} = 120$ fili.

Se si ricava il diametro della fune dall'espressione $D_{\text{fune}} \leq 5 \cdot 10^{-3} \cdot d_{\text{pul minore}}$ si ottiene: $D_{\text{max fune}} \approx 6,88$ mm, valore peraltro compatibile con l'area della sezione resistente calcolata in precedenza]

C | Esercizio 9



Una fune metallica avente diametro $D_{\text{fune}} = 16$ mm, adibita al sollevamento di carichi riguardanti prodotti industriali, è stata realizzata in acciaio avente carico unitario di rottura $R_m = 1570$ N/mm².

Determinare il carico massimo che tale fune, con n. 6 trefoli costituiti ciascuno da n. 7 fili di diametro $d_1 = 1$ mm e l'anima in acciaio, può sopportare in sicurezza.

[Il fattore di carico è $C_R = 0,359$. Risulta perciò: $F_R \approx 144289$ N.

Se si assume come coefficiente di sicurezza relativo alla rottura $k_R = 7$, si ottiene:

$F_{\text{adm}} \approx 20612,8$ in quanto si è posto: $F_{\text{max}} = F_{\text{adm}}$; in condizioni d'impiego usuali è $C_1 = 0,085$ per cui il diametro minimo della fune risulta pari a 12,2 mm.

Pertanto la fune assegnata ha un diametro sicuramente compatibile con il valore del carico massimo]

D | Esercizio 10



Una catena tipo Galle deve trasmettere una potenza $P_1 = 3,5$ kW.

L'albero motore compie 220 giri/min; il rapporto di trasmissione è $i = 1,2$. La velocità periferica è $v_p = 0,5$ m/s. Le piastrine sono in acciaio avente carico unitario di snervamento $R_{eH} = 275$ N/mm²: il loro spessore è $s = 4$ mm, la loro larghezza minima è pari a 28 mm. I rulli sono in acciaio avente $R_{eH} = 320$ N/mm² e hanno diametro $d_1 = 21$ mm; il diametro dei perni è $d_2 = 15$ mm.

La distanza tra gli appoggi alle estremità dei rulli è $l = 36$ mm. Verificare la resistenza della catena.

[$F_m = 7000$ N; $M_{f1} = 63\,000$ Nmm; l'acciaio dei rulli ammette come tensione ammissibile $\sigma_{adm\ stat} \approx 213$ N/mm² se si adotta come coefficiente di sicurezza statico relativo allo snervamento: $k_{sn} = 1,5$; $\sigma_{adm\ a\ fatica} \approx 71$ N/mm²; $W_{f1} \approx 909,2$ mm³; $\sigma_1 \approx 69,3$ N/mm² < 71 N/mm² $\approx \sigma_{adm\ a\ fatica}$ se si adotta come coefficiente relativo alla fatica $k_{fatica} = 3$; la verifica a flessione dei rulli ha esito positivo. Per quanto riguarda quella dei perni: $W_{f2} \approx 331$ mm³; $M_{f2} = 21\,000$ N; $\sigma_2 \approx 63,44$ N/mm². Pertanto anche la verifica dei perni ha esito positivo. Per le piastrine si ha: $\sigma = 62,5$ N/mm². Dal momento che la tensione ammissibile per l'acciaio delle piastrine è $\sigma_{adm} = 183$ N/mm² (con $k_{sn} = 1,5$), esse risultano verificate a trazione]

D | Esercizio 11



La catena di una trasmissione ha passo $p = 19,05$ mm; deve essere trasmessa una potenza $P_1 = 25$ kW. La ruota motrice ha frequenza di rotazione $n_1 = 600$ giri/min e 23 denti. Calcolare l'entità della forza motrice F_m .

[$d_1 = 438,15$ mm; $v_p \approx 13,76$ m/s; $F_m \approx 1817$ N]