

# ESERCIZI PROPOSTI

## Argomenti:

- A1 Perno portante d'estremità - perno lento
- A2 Perno portante d'estremità - perno veloce
- B1 Perno portante intermedio: dimensionamento con  $F$  assegnata
- B2 Perno portante intermedio: calcolo della lunghezza
- B3 Perno portante intermedio: dimensionamento con  $F$  da calcolare
- C1 Perno di spinta: calore prodotto per attrito
- C2 Perno di spinta: dimensionamento
- C3 Perno di spinta: verifica perno a collari
- D Perno montato su verricello
- E1 Cuscinetto a sfere radiale non idoneo
- E2 Cuscinetto a sfere radiale idoneo

### A1 | Esercizio 1



Albero di trasmissione.

Progettare un perno portante d'estremità che ruota, a regime, a 250 giri/min ed è gravato da una forza, perpendicolare al suo asse, che vale 4,5 kN. Il materiale del perno è un acciaio avente carico unitario di snervamento  $R_{eH} = 950 \text{ N/mm}^2$ . L'albero è utilizzato in una trasmissione; il cuscinetto è in acciaio temprato; la lubrificazione è forzata; il raffreddamento è forzato.

[Si tratta di un perno *lento*. Se si assume  $k_{sn} = 1,5$ , risulta:  $\sigma_{adm \text{ a fatica}} \approx 211,11 \text{ N/mm}^2$ . Posto:  $p_{adm} = 20 \text{ N/mm}^2$  (Tabella 5.2 reperibile nella parte digitale del testo) risulta:  $d_{min \text{ perno}} \approx 12,5 \text{ mm}$ .

Se si approssima  $d_{perno}$  al valore di 14 mm si ha:  $l_{perno} \approx 16,07 \text{ mm}$ , che viene a sua volta approssimato a 18 mm. La verifica al riscaldamento ha esito positivo

in quanto risulta, con  $C = 150\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$ :  $l_{perno} > 7,5 \text{ mm}$ ]

### A2 | Esercizio 2



Albero di trasmissione.

Dimensionare un perno portante d'estremità in base ai seguenti dati:

- frequenza di rotazione a regime:  $n = 760 \text{ giri/min}$ ;
- forza radiale cui è soggetto il perno:  $F = 4500 \text{ N}$ ;
- carico unitario di sicurezza a fatica dell'acciaio di cui è costituito il perno:  $\sigma_{adm \text{ a fatica}} = 211,11 \text{ N/mm}^2$ ;
- pressione ammissibile:  $p_{adm} = 20 \text{ N/mm}^2$ ;
- parametro  $C = 150\,000 \text{ N/(mm} \cdot \text{min)}$ .

[Si tratta di un perno *veloce*; risulta:  $l_{min \text{ perno}} \approx 22,8 \text{ mm}$ , valore che può essere approssimato a 24 mm;  $d_{perno} \approx 13,76 \text{ mm}$ , che viene approssimato a 15 mm; la verifica alla pressione specifica ha esito positivo in quanto il prodotto  $l_{perno} \cdot d_{perno} = 360 \text{ mm}^2$  risulta maggiore di  $F/p_{adm} = 225 \text{ mm}^2$ ]

### B1 | Esercizio 3



Perni intermedi (perni di banco).

Progettare un perno portante intermedio di un albero che, a regime, ruota con frequenza  $n = 620 \text{ giri/min}$  e trasmette una potenza pari a 160 kW. Il perno è soggetto a un momento flettente che vale 1500 Nm. Il carico gravante sul cuscinetto è  $F = 7 \text{ kN}$ . Assumere come carico unitario di sicurezza a fatica dell'acciaio di cui è costituito il perno  $\sigma_{adm \text{ a fatica}} = 70 \text{ N/mm}^2$ . La lubrificazione è ordinaria; il

raffreddamento avviene in aria calma. La pressione specifica ammissibile  $p_{adm}$  vale  $2 \text{ N/mm}^2$ ; il grado di lavorazione delle superfici è accurato.

[Il perno portante intermedio in esame è un perno *veloce*.

Risulta:  $M_t \approx 2464,34 \text{ Nm}$ ;  $M_{fid} \approx 2608,59 \text{ Nm}$ ;  $d_{min \text{ perno}} \approx 72,4 \text{ mm}$  valore che conviene approssimare a  $74 \text{ mm}$ ;  $l_{perno} \approx 108,5 \text{ mm}$ , se si pone

$C = 40\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$ ;  $l_{perno}$  può essere approssimato a  $110 \text{ mm}$ ; la verifica

alla pressione specifica ha esito positivo in quanto risulta  $l_{perno} \cdot d_{perno} = 8140 \text{ mm}^2$ , maggiore di  $F/p_{adm} = 3500 \text{ mm}^2$ ]

## B2 | Esercizio 4



Perni intermedi (perni di banco).

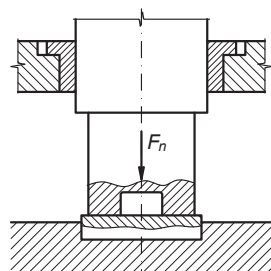
Determinare la lunghezza di un perno portante intermedio in base ai seguenti dati:

- frequenza di rotazione a regime:  $n = 1240 \text{ giri/min}$ ;
- forza radiale cui è soggetto il perno:  $F = 7000 \text{ N}$ ;
- carico unitario di sicurezza a fatica dell'acciaio di cui è costituito il perno:  $\sigma_{adm \text{ a fatica}} = 70 \text{ N/mm}^2$ ;
- pressione ammissibile:  $p_{adm} = 2 \text{ N/mm}^2$ ;
- potenza trasmessa:  $P = 160 \text{ kW}$ ;
- diametro del perno:  $d_{perno} = 74 \text{ mm}$ .

La lubrificazione è di tipo ordinario; il grado di lavorazione delle superfici è accurato; il raffreddamento avviene in aria calma.

[Se dalla Tabella 5.4, reperibile nella parte digitale del testo, si assume  $C = 40000 \text{ N/(mm} \cdot \text{min)}$  si ottiene:  $l_{min \text{ perno}} = 217 \text{ mm}$ ; la verifica alla pressione specifica ha esito positivo in quanto risulta:  $l_{perno} \cdot d_{perno} = 16058 \text{ mm}^2$ , maggiore di  $F/p_{adm} = 3500 \text{ mm}^2$ ]

## C1 | Esercizio 5



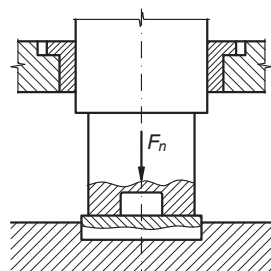
Perno di spinta con superficie d'appoggio anulare.

Calcolare la quantità di calore sviluppata nell'unità di tempo da un perno di spinta avente la superficie d'appoggio di forma anulare, in base ai seguenti dati: l'albero ha diametro  $d_e = 100 \text{ mm}$ , è sottoposto a una spinta assiale  $F = 3,5 \text{ kN}$  e ruota a regime a  $385 \text{ giri/min}$ . La lubrificazione è ordinaria; il raffreddamento è forzato. Assumere come coefficiente d'attrito  $f = 0,02$ .

[Dalla verifica al riscaldamento si ricava:  $r_i = r_e - F \cdot n/C$  da cui:  $r_i \approx 27,54 \text{ mm}$  con  $C = 60\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$ .

È opportuno approssimare  $r_i$  a  $27 \text{ mm}$ . Si ricava quindi:  $\dot{Q}_{attr} \approx 0,11 \text{ kW}$ ]

## C2 | Esercizio 6



Perno di spinta con superficie d'appoggio anulare.

Progettare un perno di spinta avente la superficie d'appoggio anulare in base ai seguenti dati: l'albero ruota, a regime, a  $350 \text{ giri/min}$  ed è sottoposto a un carico assiale  $F = 4,8 \text{ kN}$ ; la lubrificazione è perfetta, il raffreddamento è forzato. Assumere come pressione specifica ammissibile:  $p_{adm} = 8 \text{ N/mm}^2$ .

Il rapporto di cavità è:  $\chi = 0,5$ .

[ $d_{e \text{ min}} \approx 31,91 \text{ mm}$ , approssimato a  $33 \text{ mm}$ ;  $d_i = 16,5 \text{ mm}$ ;

dal momento che risulta  $r_e - r_i = 8,25 \text{ mm} > F \cdot n/C = 7 \text{ mm}$ ,

con  $C = 240\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$ ,

la verifica al riscaldamento ha esito positivo]

## C3 | Esercizio 7

Perno di spinta  
ad anelli multipli.

Verificare un perno di spinta provvisto di due anelli di diametro interno  $d_i = 50$  mm, diametro esterno  $d_e = 70$  mm e spessore  $h = 4$  mm; sul perno è applicata una forza assiale  $F = 7000$  N. L'acciaio di cui è costituito ammette un carico unitario di snervamento  $R_{eH}$  pari a  $480$  N/mm<sup>2</sup>. La pressione ammissibile  $p_{adm}$  è  $2$  N/mm<sup>2</sup>. L'albero deve trasmettere una potenza  $P = 42$  kW al regime  $n$  di  $450$  giri/min. Dato che la lubrificazione è forzata, il grado di lavorazione delle superfici è accurato e il raffreddamento è forzato, assumere:

$$C = 200\,000 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}} \right]$$

[1. Verifica di resistenza dell'albero a sforzo assiale e torsione:  $A_{alb} \approx 1963,5$  mm<sup>2</sup>;

$$\sigma_N \approx 4,07 \text{ N/mm}^2; M_t \approx 891268 \text{ N} \cdot \text{mm}; W_t \approx 24543,69 \text{ mm}^3;$$

$$\tau_{\max Mt} \approx 36,31 \text{ N/mm}^2; \sigma_{id} \approx 63 \text{ N/mm}^2; \sigma_{adm \text{ stat}} = 320 \text{ N/mm}^2 \text{ con } k_{sn} = 1,5;$$

$$\sigma_{adm \text{ a fatica}} = 106,67 \text{ N/mm}^2. \text{ Dato che risulta:}$$

$\sigma_{id} \approx 63 \text{ N/mm}^2 < 106,67 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{adm \text{ a fatica}}$ , la verifica a sforzo assiale e torsione dell'albero ha esito positivo.

2. Verifica del perno a pressione specifica:  $r_e - r_i = b = 10$  mm;  $d_m = 60$  mm;

lo spessore assiale  $h$  di ogni anello deve essere non inferiore a:  $h_{\min} \approx 2,6$  mm;

risulta inoltre:  $z_{\min} \approx 1,86$  valore che viene arrotondato a 2.

Dato che il perno è provvisto di 2 collari di spessore 4 mm ciascuno, si conclude

che la verifica a pressione specifica ha esito positivo in quanto è risultato:

$$h = 4 \text{ mm} > h_{\min} = 2,6 \text{ mm}.$$

3. Verifica del perno allo smaltimento del calore generato per attrito:

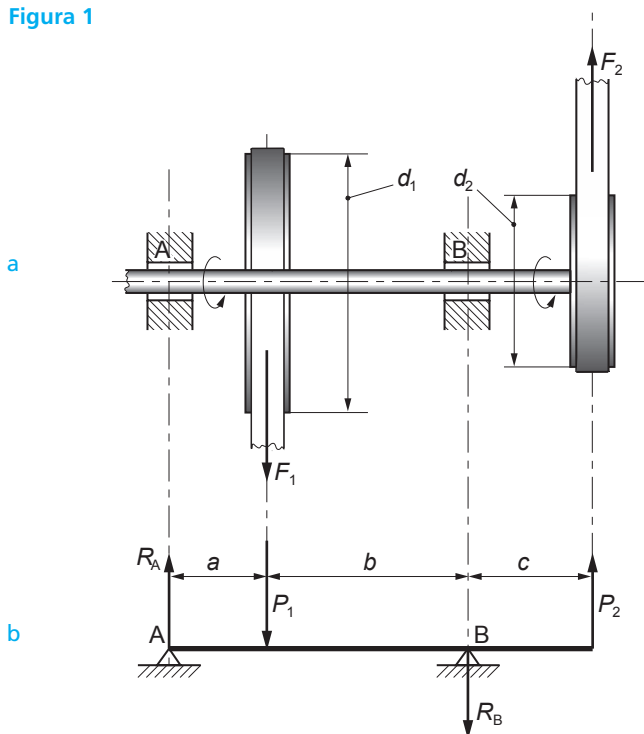
$\frac{F_1 \cdot n}{C} = 7,875$  mm. La verifica del perno allo smaltimento del calore generato per attrito ha esito positivo in quanto risulta:  $r_e - r_i = 10 \text{ mm} > 7,875 \text{ mm} = \frac{F_1 \cdot n}{C}$

## B3 | Esercizio 8

Un albero di trasmissione riceve e trasmette il moto per mezzo di un sistema di cinghie piane e pulegge (Figura 1a dove  $a = 320$  mm;  $b = 780$  mm;  $c = 450$  mm;  $d_1 = 500$  mm;  $d_2 = 350$  mm). Trascurare i pesi dell'albero e delle pulegge e progettare il perno portante intermedio in base ai seguenti dati: la puleggia motrice (puleggia 1) trasmette all'albero una forza tangenziale  $F_1 = 1500$  N e quest'ultimo ruota al regime di  $620$  giri/min. Assumere:  $\sigma_{adm \text{ a fatica}} = 48$  N/mm<sup>2</sup>;  $p_{adm} = 2$  N/mm<sup>2</sup>;

$$C = 60\,000 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}} \right].$$

Figura 1



[Il tiro della cinghia produce sull'albero una spinta

$$\text{radiale } P_1 = 4 \cdot F_1 = 6000 \text{ N. } M_{tB} = 375 \text{ Nm};$$

$$F_2 \approx 2142,86 \text{ N; risulta anche:}$$

$$P_2 = 4 \cdot F_2 \approx 8571,43 \text{ N e } M_{tB} \approx 3857 \text{ Nm.}$$

Si ha inoltre:  $M_{fid} \approx 3871$  Nm. Il diametro minimo

del perno vale:  $d_{\min \text{ perno}} \approx 93,61$  mm che può essere approssimato a  $95$  mm. Si ha inoltre:

$$R_B \approx 10333 \text{ N e di conseguenza:}$$

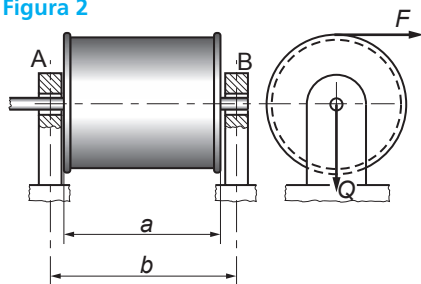
$$l_{\min \text{ perno}} \approx 106,77 \text{ mm, valore che può essere arrotondato a } 108 \text{ mm. Dato che risulta:}$$

$$l_{\text{perno}} \cdot d_{\text{perno}} = 10\,260 \text{ mm}^2 > \frac{F}{p_{adm}} = 5167 \text{ mm}^2,$$

la verifica alla pressione specifica ha esito positivo]

**D | Esercizio 9**

Con riferimento allo schema di **Figura 2** (dove si pone  $a = 0,8$  m;  $b = 1,2$  m) dimensionare il perno d'estremità del verricello ivi rappresentato, azionato da un motore elettrico, in base ai seguenti dati: sul verricello si avvolge una fune messa in trazione orizzontalmente da una forza che vale 9,2 kN; il tamburo del verricello ha diametro  $D_{\text{tamb}} = 280$  mm e ruota con una frequenza massima  $n = 220$  giri/min. Assumere:  $\rho_{\text{ghisa}} = 7,25 \cdot 10^3$  kg/m<sup>3</sup>;  $\sigma_{\text{adm a fatica}} = 70$  N/mm<sup>2</sup>;  $p_{\text{adm}} = 8$  N/mm<sup>2</sup>.

**Figura 2**

[Il tamburo ha volume  $V = 0,049$  m<sup>3</sup>; la sua massa è  $m = 357,14$  kg; il suo peso perciò vale:  $Q = 3503,51$  N.

Di conseguenza è  $R_{B \text{ vert}} = 1751,75$  N. Risulta poi:  $R_{\text{orizz max}} = R_{B \text{ orizz}} \approx 7666,67$  N, quando la fune si avvolge in prossimità del perno B;  $R_{B \text{ tot}} \approx 7864,25$  N; si tratta di un perno lento: risulta  $d_{\text{min perno}} \approx 27,39$  mm, valore che può essere approssimato a 29 mm. Quindi è:  $l_{\text{min perno}} \approx 33,9$  mm; assumiamo perciò:  $l_{\text{perno}} = 35$  mm. Dalla verifica al riscaldamento si ottiene:  $l_{\text{min perno}} = 28,84$  mm. Dato che risulta:  $l_{\text{perno}} = 35$  mm > 28,84 mm, tale verifica ha esito positivo]

**E1 | Esercizio 10**

Trasportatore a nastro.

Verificare se è possibile applicare all'albero motore di un trasportatore a nastro il cuscinetto radiale rigido a una corona di sfere SKF 6006 in base ai seguenti dati: il perno che viene accoppiato al cuscinetto ha diametro pari a 30 mm, ruota con una frequenza  $n = 250$  giri/min ed è soggetto a una forza che ha come componente radiale  $F_r = 2000$  N e come componente assiale  $F_a = 580$  N.

[Dalla Tabella 5.6, reperibile nella parte digitale del testo, si ha:  $C_0 = 8300$  N;

$C_{\text{din disp}} = 13800$  N; di conseguenza è:  $F_a/C_0 = 0,07$  cui corrisponde, dalla

Tabella 5.5 reperibile nella parte digitale del testo:  $e = 0,27$ . Siccome risulta:

$F_a/F_r = 0,29 > e$ , occorre utilizzare per  $P$  l'espressione  $P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$ .

Con:  $X = 0,56$  e  $Y = 1,6$  si ha:  $P = 2048$  N. Se si ipotizza, come viene indicato in

Tabella 5.7, reperibile nella parte digitale del testo, una durata di base:

$L_{10h} = 24000$  ore di funzionamento, si ricava  $L_{10} = 360$  milioni di giri. Con  $p = 3$  si

ha:  $C_{\text{din rich}} \approx 14561,28$  N. Dato che si è ottenuto:

$C_{\text{din disp}} = 13800$  N <  $14561,28$  N =  $C_{\text{din rich}}$ , il cuscinetto SKF 6006 non può essere impiegato in questa applicazione]

**E2 | Esercizio 11**

Trasportatore a nastro.

Verificare se è possibile applicare all'albero motore del trasportatore a nastro dell'esercizio precedente il cuscinetto radiale rigido a una corona di sfere SKF 6206 in base agli stessi dati, che si riportano qui di seguito:

- diametro del perno:  $d_{\text{perno}} = 30$  mm;
- frequenza di rotazione:  $n = 250$  giri/min;
- componente radiale della forza agente sul perno:  $F_r = 2000$  N;
- componente assiale della forza agente sul perno:  $F_a = 580$  N;
- durata di base: 24000 ore di funzionamento.

[Dalla Tabella 5.6, reperibile nella parte digitale del testo, si ha:  $C_{\text{din disp}} = 20300$  N;

$C_0 = 11200$  N;  $F_a/F_r = 0,29$ ;  $F_a/C_0 = 0,052$ ; dalla Tabella 5.5 reperibile nella parte

digitale del testo, con interpolazione lineare si ricava:  $e = 0,25$ . Siccome è:

$F_a/F_r = 0,29 > 0,25 = e$ , occorre utilizzare per  $P$  l'espressione  $P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$ .

Con  $X = 0,56$  e  $Y = 1,72$ , ottenuto per interpolazione lineare dalla Tabella 5.5, reperibile nella parte digitale del testo, risulta:  $P = 2118$  N;  $L_{10} = 360$  milioni di giri;

$C_{\text{din rich}} \approx 15067$  N. Dal momento che si è ricavato:

$C_{\text{din disp}} = 20300$  N >  $15067$  N =  $C_{\text{din rich}}$ , il cuscinetto SKF 6206 può essere sicuramente impiegato in questa applicazione]