

ESERCIZI SVOLTI

Argomenti:

A7 Manovella d'estremità: bottone di manovella e perno di banco

A7 Esercizio 1

Dimensionare il bottone di manovella e il perno di banco di una manovella d'estremità, in acciaio fucinato. Si suppongono noti i seguenti dati fondamentali relativi alla macchina e all'organo meccanico:

potenza trasmessa: $P = 58,84 \text{ kW}$;

raggio della manovella: $r = 250 \text{ mm}$;

velocità di rotazione: $n = 400 \text{ giri/min}$.

Assumere con giustificato criterio gli altri dati mancanti.

SOLUZIONE

Dimensionamento del bottone di manovella

Dal prospetto riassuntivo relativo al dimensionamento di un perno portante d'estremità quale è il bottone di manovella (UDA 5) si ricava l'espressione:

$$d_{\text{min perno}} = \left(\frac{16 \cdot F^2}{\pi \cdot \sigma_{\text{adm a fatica}} \cdot p_{\text{adm}}} \right)^{0,25}$$

Il momento motore sviluppato dalla macchina a regime vale:

$$M_t = 9549,3 \cdot \frac{P [\text{kW}]}{n [\text{giri/min}]} = 9549,3 \cdot \frac{58,84 \text{ kW}}{400 \text{ giri/min}} \approx 1404,7 \text{ Nm}$$

Di conseguenza la forza F agente sul perno può essere ricavata tramite la relazione:

$$M_t = F \cdot r$$

Si ottiene:

$$F = \frac{M_t}{r} = \frac{1404,7 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{250 \text{ mm}} \approx 5618,8 \text{ N}$$

Il materiale che utilizziamo per la costruzione della manovella è l'acciaio UNI EN 10025-E 295, che ammette come carico unitario di snervamento: $R_{eH} = 295 \text{ N/mm}^2$. Il carico unitario di sicurezza statico è pertanto:

$$\sigma_{\text{adm stat}} = \frac{R_{eH}}{k_{\text{sn}}} = \frac{295 \text{ N/mm}^2}{1,5} \approx 196,7 \text{ N/mm}^2$$

con: $k_{\text{sn}} = 1,5$

e quello a fatica:

$$\sigma_{\text{adm a fatica}} = \frac{\sigma_{\text{adm stat}}}{k_{\text{fatica}}} = \frac{196,7 \text{ N/mm}^2}{3} \approx 65,56 \text{ N/mm}^2$$

con k_{fatica} , coefficiente di sicurezza a fatica, pari a 3. Se si adotta una pressione ammissibile:

$$p_{adm} = 9 \text{ N/mm}^2$$

si ricava:

$$d_{\min \text{ perno}} = \left[\frac{16 \cdot (5618,8 \text{ N})^2}{\pi \cdot 65,56 \text{ N/mm}^2 \cdot 9 \text{ N/mm}^2} \right]^{0,25} \approx 22,85 \text{ mm}$$

valore che possiamo arrotondare a 24 mm.

Per quanto riguarda la lunghezza del perno, dalla verifica alla pressione specifica si ricava l'espressione:

$$l_{\min \text{ perno}} = \frac{F}{d_{\text{perno}} \cdot p_{adm}}$$

Da questa relazione si ottiene:

$$l_{\min \text{ perno}} = \frac{5618,8 \text{ N}}{24 \text{ mm} \cdot 9 \text{ N/mm}^2} \approx 26,01 \text{ mm}$$

Arrotondiamo questo valore a 28 mm.

In base all'espressione relativa alla verifica al riscaldamento, deve essere soddisfatta la relazione:

$$l_{\text{perno}} \geq \frac{F \cdot n}{C}$$

Dato che risulta:

$$28 \text{ mm} > \frac{5618,8 \text{ N} \cdot 400 \text{ giri/min}}{150\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}} \approx 14,98 \text{ mm}$$

in quanto si è posto:

$$C = 150\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}$$

nell'ipotesi di lubrificazione perfetta e raffreddamento forzato (Tabella 5.4, reperibile nella parte digitale del testo), la verifica al riscaldamento ha esito positivo.

Dimensionamento del perno di banco dell'albero

Dal prospetto riassuntivo relativo al dimensionamento dei perni portanti intermedi si ricava l'espressione:

$$d_{\min \text{ perno}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{f \text{ id}}}{\pi \cdot \sigma_{adm \text{ a fatica}}}}$$

Mentre il momento torcente è noto e vale: $M_t = 1\,404\,700 \text{ Nmm}$, il momento flettente che agisce sul perno di banco può essere determinato solo se si stabilisce a priori la distanza l_1 di Figura 6.3, in base a considerazioni relative a un proporzionamento accettabile.

Posto: $l_1 = 130 \text{ mm}$, il momento flettente diviene:

$$M_f = F \cdot l_1 = 5618,8 \text{ N} \cdot 130 \text{ mm} \approx 730\,444 \text{ Nmm}$$

Di conseguenza è:

$$M_{f \text{ id}} = \sqrt{M_f^2 + 0,75 \cdot M_t^2} = \sqrt{730\,444^2 + 0,75 \cdot 1\,404\,700^2} \approx 1\,418\,956 \text{ Nmm}$$

e quindi:

$$d_{\min \text{ perno}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1418 \, 956 \, \text{Nmm}}{\pi \cdot 65,56 \, \text{N/mm}^2}} \approx 60,41 \, \text{mm}$$

in quanto si è stabilito di utilizzare anche per il perno di banco dell'albero lo stesso acciaio impiegato per la costruzione del bottone di manovella.

Adottiamo perciò:

$$d_{\text{perno}} = 62 \, \text{mm}$$

La lunghezza minima del perno viene ricavata dall'espressione:

$$l_{\text{perno}} \geq \frac{F}{d_{\text{perno}} \cdot p_{\text{adm}}}$$

Si ottiene:

$$l_{\min \text{ perno}} = \frac{5618,8 \, \text{N}}{62 \, \text{mm} \cdot 9 \, \text{N/mm}^2} \approx 10,07 \, \text{mm}$$

Approssimiamo tale valore a 16 mm.

Infine deve essere soddisfatta l'espressione relativa alla verifica al riscaldamento:

$$l_{\text{perno}} \geq \frac{F \cdot n}{C}$$

Poiché risulta:

$$16 \, \text{mm} > \frac{5618,8 \, \text{N} \cdot 400 \, \text{giri/min}}{150 \, 000 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \text{min}}} \approx 14,98 \, \text{mm}$$

la verifica al riscaldamento ha esito positivo.