

## **SOLUZIONE DELLA TRACCIA N°2**

La presente soluzione verrà redatta facendo riferimento al manuale:

Caligaris, Fava, Tomasello *Manuale di Meccanica*

Hoepli.

### **- Studio delle sollecitazioni in gioco**

Si calcolano i momenti torcenti agenti sui due alberi.

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{2000}{303,5} = 6,59 \text{ Nm} = 6590 \text{ Nmm}, \text{ essendo } \omega \text{ la velocità angolare}$$

$$\left( \omega = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n = \frac{2 \cdot 3,14}{60} \cdot 2900 = 302,5 \text{ rad/s} \right).$$

Il rapporto di trasmissione  $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2900}{1450} = 2$ , da cui si può calcolare  $M_{t2} = M_{t1} \cdot i = 6590 \cdot 2 = 13180 \text{ Nmm}$ .

Da cui possiamo calcolare la massima forza tangenziale agente sulla mola che considereremo come massima forza di taglio.

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{t2}}{d_{mola}} = \frac{2 \cdot 13180}{250} = 105,4 \text{ N}.$$

Se consideriamo una forza nella direzione del moto di alimentazione (radiale rispetto alla mola) di circa il doppio rispetto a quella di taglio otteniamo una forza  $F_a = 200 \text{ N}$ , che servirà in seguito nel dimensionamento dell'albero.

### **- Studio delle trasmissioni a cinghie trapezoidali**

Si calcola la potenza corretta  $P_c = P \cdot F_s = 2 \cdot 1,1 = 2,2 \text{ kW}$ .

dove  $F_s$  è il fattore di servizio pari a 1,2 (essendo già data la potenza del motore, si potrebbe evitare il calcolo, ma viene proposto per maggiore sicurezza di trasmissione).

Dalla figura I.129 a pag. I-166, data la potenza corretta (2,2 kW) e il regime della puleggia minore 2900 giri/min, si sceglie una cinghia di tipo A.

Ora si possono scegliere i diametri unificati delle due pulegge (Tabella I.121, pag. I-165):

$d_{d1} = 90 \text{ mm}$  e  $d_{d2} = 180 \text{ mm}$  (consigliati).

Si calcola ora il diametro equivalente della puleggia motrice:

$d_e = d_{d1} \cdot F_b = 90 \cdot 1,13 = 101,7 \text{ mm}$ , dove il coefficiente  $F_b$  è tratto dalla tabella I.122 a pag. I-166.

La velocità periferica cinghia, calcolabile con formula I.101 a pag. I-166, è

$V=13,67$  m/s che è accettabile perché inferiore ai 30 m/s.

Segue ora il calcolo della potenza nominale trasmissibile da una singola cinghia utilizzando la formula corrispondente alla sez. A presenti a pag. I-167:

$P_1=2,013$  kW, dalla quale si può calcolare il numero di cinghie  $z=P_c/P_1=2,2/2,013=1,09$  approssimato a 2 cinghie, come richiesto dal testo.

Sebbene non sia richiesto dal testo è possibile calcolare altri parametri della trasmissione.

La lunghezza della cinghia può essere calcolata con la formula I.82 a pag. I-154:

$L=1427,95$  mm che viene approssimata alla prima lunghezza unificata 1430 mm come da tabella I.123 a pag. I-167.

Anche se non necessario, dato che  $P_1$  è di poco inferiore a  $P_c$ , si possono calcolare:

angolo di avvolgimento:  $\alpha=169,74^\circ$  (formula I.80 a pag. I-153)

il coefficiente di correzione  $F_\alpha=0,975$  (tabella I.108 a pag. I-157)

il coefficiente di correzione  $F_e=0,97$  (figura I.130 a pag. I-167), da cui la potenza effettivamente trasmessa da una cinghia:

$P_{1e}=1,9$  kW che conferma l'utilizzo di due cinghie.

Si calcola anche la larghezza della puleggia servendoci della tabella I.119 a pag. I-164.

Per due cinghie di tipo A e  $L=9+15+9=33$  mm.

#### - **Dimensionamento dell'albero di trasmissione.**

Si considera il piano del disegno dello schema allegato come un piano verticale e l'utilizzo della mola avviene considerando il disegno in figura 1 (considerato il caso peggiore).

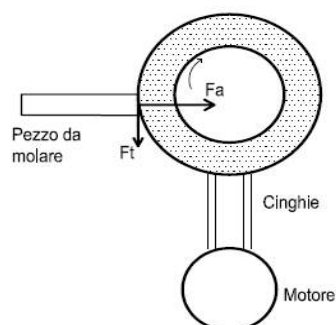


Figura 1

Dato che le forze in gioco sono sghembe tra di loro si dovrà procedere all'analisi delle sollecitazioni su due piani: un piano orizzontale e un piano verticale.

Si calcola ora il tiro delle cinghie.

$$T = 2 \cdot F_{\text{tpuleggia}} = 146,4 \cdot 2 = 293 \text{ N.}$$

dove  $F_{\text{tpuleggia}}$  è la forza tangenziale agente sulla puleggia:

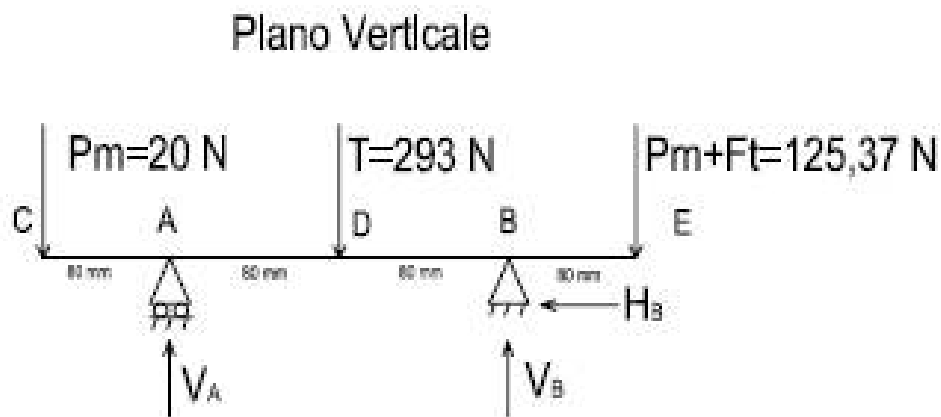
$$F_{t\_puleggia} = \frac{2 \cdot M_{t2}}{d_{d2}} = \frac{2 \cdot 13180}{180} = 146,4.$$

Si ipotizza inoltre il peso delle mole pari a  $P_m = 20 \text{ N}$  ciascuna.

### Analisi delle sollecitazioni sul piano Verticale

In questo piano agiscono le forze verticali relativi alla forza di taglio, i pesi delle mole e il tiro delle cinghie.

La modellizzazione è la seguente.



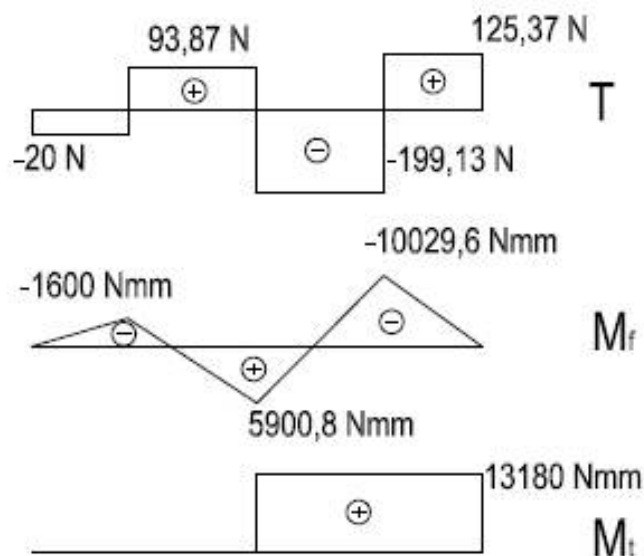
dove:

i punti A e B corrispondono ai cuscinetti, il punto C alla mola di sinistra, il punto D alla puleggia centrale e il punto E alla mola di destra.

Dato che il testo indica che viene usata una mola alla volta, il problema è analogo sia che si utilizzi la mola di destra che quella di sinistra

Si procede quindi al calcolo delle reazioni vincolari applicando le equazioni cardinali della statica. Data la semplicità dei calcoli, si omettono i calcoli e le reazioni calcolate sono:

$V_A = 113,87 \text{ N}$ ,  $V_B = 324,5 \text{ N}$  e  $H_B = 0$ .

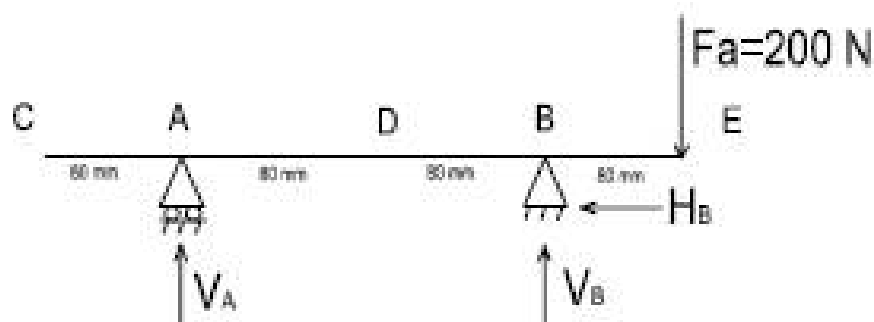


Le caratteristiche della sollecitazione diventano:

#### Analisi delle sollecitazioni sul piano orizzontale

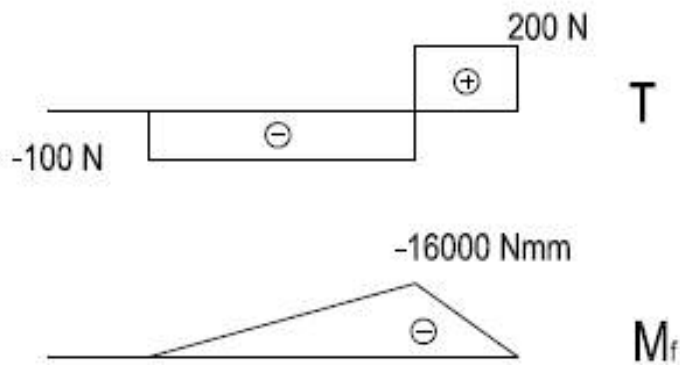
In questo piano si avrà solo la forza di appostamento  $F_a$ .

La modellizzazione è la seguente:



Si procede quindi al calcolo delle reazioni vincolari applicando le equazioni cardinali della statica. Data la semplicità dei calcoli, si omettono i calcoli e le reazioni calcolate sono:

$V_A = -100 \text{ N}$ ,  $V_B = 300 \text{ N}$  e  $H_B = 0$ .



Le caratteristiche della sollecitazione diventano:

Da cui si deduce che la sezione più sollecitata è quella in corrispondenza del cuscinetto posizionato vicino alla mola che viene utilizzata (nel caso in esame la sezione B).

#### - **Dimensionamento della sede del cuscinetto B**

Si calcola ora il diametro minimo della sezione B, più sollecitata e sede di cuscinetto a sfera. Si considera un carico unitario di snervamento per l'acciaio C40 UNI-EN 10083 pari a  $\sigma_s = 300 \text{ N/mm}^2$ .

Si procede al dimensionamento a flessione-torsione.

Per calcolare il momento flettente è necessario comporre vettorialmente i momenti flettenti agenti sui due piani. Essendo perpendicolari, si può utilizzare il teorema di Pitagora.

$$M_{fBTotale} = \sqrt{M_{fBPiano\_oriz}^2 + M_{fBPiano\_vert}^2} = 18883,7 \text{ Nmm}$$

Quindi il momento flettente ideale diventa:

$$M_{fid} = \sqrt{M_f^2 + 0,75 \cdot M_t^2} = 22061,4 \text{ Nmm. Considerando una tensione ammissibile a fatica:}$$

$$\sigma_{amf} = \frac{\sigma_s}{3 \cdot 2} = 50 \text{ N/mm}^2 \text{ si ottiene che il diametro minimo della sezione B deve essere:}$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{fid}}{\pi \cdot \sigma_{amf}}} = 16,5 \text{ mm.}$$

Per semplicità costruttiva si ipotizza il progetto di un albero avente diametro costante nella parte compresa tra le due mole con l'aggiunta di due distanziali tra la puleggia centrale e i due cuscinetti laterali.

Il gruppo formato dai due cuscinetti, i due distanziali e la puleggia centrale vengono fissati nella loro posizione da due anelli elastici laterali.

Per fissare le due mole sono previsti due spallamenti laterali e una vite finale di fissaggio.

Occorre pertanto definire i diametri della parte centrale e quelli dei mozzi delle due mole.

- **Dimensionamento della sede di puleggia e della relativa linguetta (sede D)**

Per dimensionare la linguetta di calettamento della puleggia all'albero ci serviamo della Tabella I.26 pagina I-32.

Per un diametro  $d=16,5$  mm si può scegliere una linguetta 6x6 con cava d'albero  $t_1=3,5$  mm.

Sommando al diametro pocanzi determinato il valore di  $t_1$  si ottiene un diametro pari a 20 mm, già unificato.

La linguetta deve avere una lunghezza sufficiente ad interessare la maggior parte della larghezza della puleggia e quindi si sceglie una lunghezza unificata di 32 mm.

Designazione della linguetta: Linguetta UNI 6604 – A 6x6x32.

Si procede ora a verifica della linguetta.

Si calcola la tensione agente sulla linguetta:

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{2 \cdot M_t}{d} \cdot \frac{1}{A_1} = 10,7 \text{ N/mm}^2, \text{ dove } A_1=184,3 \text{ mm}^2$$

Scegliendo un per la linguetta un acciaio S275 UNI 10025  $\tau_{ams} = \frac{275}{2 \cdot \sqrt{3}} = 79 \text{ N/mm}^2$ , la linguetta è verificata.

Di conseguenza si sceglie  $d=20$  mm il diametro della parte centrale dell'albero e  $d=18$  mm il diametro del mozzo di collegamento con la mola.

- **Dimensionamento dei cuscinetti a sfere**

Per simmetria i due cuscinetti devono essere uguali.

Nel caso in esame (utilizzo della mola di destra) il cuscinetto più sollecitato è il B.

La sezione già calcolata è di 20 mm e la forza che agisce su di esso si calcola componendo vettorialmente le due reazioni vincolari  $V_B$ .

$$V_{Btotale} = \sqrt{V_{BPiano\_oriz}^2 + V_{BPiano\_vert}^2} = 442 \text{ N.}$$

Si calcola il numero di cicli di progetto:  $L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6} = 870$  milioni di cicli e il carico dinamico richiesto  $C = P \cdot L_{10}^{1/p} = 4219 \text{ N.}$

Si sceglie pertanto il cuscinetto: d=20 mm, D=42 mm, B=8 mm.

Prof. Alberto Ariotti

ITIS "G. Natta" – Sestri Levante (GE)