

## ESAME DI STATO 2009/10

### INDIRIZZO MECCANICA

#### TEMA DI : MECCANICA APPLICATA E MACCHINE A FLUIDO

Lo studio delle frizioni coniche si effettua distinguendo il caso in cui le manovre di innesto e disinnesto si eseguono da fermo dal caso, in cui si eseguono in movimento, quindi con slittamento relativo tra le superfici di frizione dei coni.

Nell'ipotesi di eseguire la manovra in movimento, si ha un moto di slittamento tangenziale tra i due coni durante il moto di accostamento assiale.

I due moti si combinano ma poiché la velocità assiale di accostamento è in genere molto minore della velocità tangenziale di slittamento, la velocità relativa è diretta quasi tangenzialmente.

In questa condizione le componenti elementari di attrito hanno una componente assiale che si può trascurare.

Il momento torcente da trasmettere in funzionamento normale è:

$$M_t = W/\omega$$

Essendo:

$$W = 125 \text{ kW}$$

$$n = 2000 \text{ g/min}$$

$$\omega = 2\pi n/60 = 209.44 \text{ rad/s}$$

Il momento torcente da trasmettere vale:

$$M_t = 125000/209.44 = 597 \text{ Nm}$$

Tuttavia la frizione si dimensiona per trasmettere un momento massimo pari a 1.5 - 2 volte il momento torcente.

Si decide di effettuare il dimensionamento per un momento di attrito:

$$M_a = 1.5 M_t = 895 \text{ Nm}$$

e con un innesto in movimento

Nell'ipotesi di utilizzare una campana e un disco in ghisa rivestito di ferodo, con un coefficiente di attrito  $f = 0.25$ , una pressione ammissibile  $p_{amm} = 0.4 \text{ MPa}$ , un diametro medio  $D_m = 300 \text{ mm}$ , un angolo di conicità  $\beta = 16^\circ$ , si ricava:

la forza tangenziale di attrito sulle generatrici:

$$F_t = 2 \cdot M_t / D_m = 5967 \text{ N.}$$

la forza assiale P sulla frizione:

$$P = F_t \cdot \sin \beta / f = 5967 \cdot \sin 16^\circ / 0.25 = 6579 \text{ N.}$$

Questo è anche lo sforzo che dovrà esercitare la molla durante la manovra di innesto.

La lunghezza L delle generatrici di contatto si calcola in modo che la pressione sulle superfici di contatto risulti inferiore alla pressione ammissibile.

$$L \geq P / (\pi \cdot d_m \cdot p_{amm} \cdot \sin \beta) = 64 \text{ mm.}$$

Si assume perciò  $L = 65 \text{ mm}$ .

### Dimensionamento dei due alberi

Si determinano in prima approssimazione il valore del diametro degli alberi in base al solo momento torcente, tenendo conto indirettamente delle sollecitazioni di flessione con opportuna riduzione dello sforzo ammissibile, che si può ritenere nominalmente dipendente dal carico massimo della prova di trazione:

$$\tau_{amm} \approx R_m / 20.$$

Nell'ipotesi di realizzare gli alberi in acciaio legato da bonifica laminato a caldo 39NiCrMo3 UNI7845, carico di rottura  $R_m = 900 \text{ MPa}$ , risulta:

$$\tau_{amm} = 45 \text{ MPa.}$$

Dato il momento torcente da trasmettere,  $M_t = 597 \text{ Nm}$ , lo sforzo di torsione risulta:

$$\tau = 16 \cdot M_t / (\pi d^3) \leq \tau_{amm},$$

da cui:

$$d \geq 1.72 \cdot (M_t / \tau_{amm})^{1/3} = 41 \text{ mm.}$$

Si assume questo valore come diametro minimo degli alberi.

Conseguentemente si sceglie un profilo scanalato a denti dritti della serie normale 8x46x54 UNI8953, avente un diametro interno maggiore di quello minimo appena calcolato.

La lunghezza  $l$  del profilo scanalato si determina con la seguente relazione:

$$l = d \cdot m \cdot \Omega / k = 46 \cdot 1.75 \cdot 0.33 / 0.2 = 133 \text{ mm}$$

dove  $\Omega = 0.33$  dipende dalle caratteristiche geometriche del profilo,  $m = 1.75$  e  $k = 0.2$  si ricavano da tabelle in funzione del tipo di accoppiamento, di carico, di lubrificazione e lavorazione.

Con lo stesso ragionamento si sceglie di adottare per l'altro albero, un diametro pari a quello minimo più due volte la sede della chiavetta.

Ipotizzando una sede della chiavetta di altezza pari a 6 mm, il diametro da adottare risulta pari a  $41 + 6 + 6 = 53$  mm.

Per un diametro di 53 mm la chiavetta da adottare è la UNI 6607-A 16x10x80.

La lunghezza della chiavetta è stata scelta tale da essere maggiore della lunghezza minima  $l_{\min}$  necessaria, pari a:

$$l_{\min} = 2 \cdot M_t / (\tau_{\text{amm}} \cdot d \cdot b) = 2 \cdot 597000 / (45 \cdot 53 \cdot 16) = 31.3 \text{ mm.}$$

Solitamente la lunghezza della chiavetta si sceglie pari a 1.5 volte il diametro dell'albero.

Nel nostro caso si avrebbe  $l = 1.5 \cdot 53 = 79.5$  mm e dunque una lunghezza di 80 mm.

### Dimensionamento della molla

Le molle ad elica sono costituite da un filo a sezione circolare avvolto secondo un'elica cilindrica.

Quando la molla lavora in condizioni normali il carico  $P$  è applicato secondo l'asse longitudinale della molla e agisce rispetto al centro della sezione trasversale del filo con un braccio uguale al raggio medio della molla.

Il momento torcente che nasce in queste condizioni costringe la sezione trasversale del filo a ruotare nel suo piano.

La molla è perciò sollecitata a torsione.

In realtà il filo è anche sollecitato a taglio, flessione e trazione ma queste sollecitazioni si possono ritenere trascurabili.

Si adottano le seguenti ipotesi:

- diametro di avvolgimento  $D = 75 \text{ mm}$
- diametro del filo  $d = 16 \text{ mm}$
- freccia massima  $f = 25 \text{ mm}$
- materiale della molla: acciaio legato 50CrV4 UNI3545, carico di snervamento  $R_s = 1250 \text{ MPa}$ , grado di sicurezza 1.5,  $\tau_{amm} = 480 \text{ MPa}$ .

Si verifica che lo sforzo a cui è soggetta la molla sia inferiore a quello ammissibile.

Per fare questo lo sforzo va corretto secondo un fattore che dipende dal rapporto di avvolgimento.

Questo fattore è il fattore di Wahl, che vale:

$$k = (4\Delta - 1) / (4\Delta - 4) + 0.615 / \Delta$$

essendo  $\Delta = D/d = 4.6875$  il rapporto di avvolgimento.

Lo sforzo  $\tau$  vale perciò:

$$\tau = k \cdot 8 \cdot P \cdot D / (\pi \cdot d^3) = 409 \text{ MPa} < \tau_{amm} = 480 \text{ MPa}.$$

Poiché la molla deve realizzare il voluto valore della freccia, sotto l'azione del carico  $P$ , si calcola il numero delle spire utili:

$$i = G \cdot d^4 \cdot f / (8 \cdot f \cdot D^3) = 5.72$$

dove  $G = 77.5 \text{ GPa}$  è il modulo di elasticità tangenziale dell'acciaio.

Risultano dunque necessarie 6 spire utili.

Poiché si tratta di una molla con estremità chiuse e molate è necessario aggiungere le spire inattive, in numero di 2.

Le spire totali sono dunque pari 8.

