

# ESAME DI STATO 2013/14

## INDIRIZZO MECCANICA

### TEMA DI MECCANICA

#### Tema n.2

##### Tipologia cinghie

Il calcolo della trasmissione con cinghie ha una procedura unificata, a partire dalla potenza da trasmettere, numero di giri della puleggia motrice, numero di giri della puleggia condotta, interasse e condizioni di lavoro.

Seguendo tale procedura si fissa un fattore di servizio ( $f_s = 1.1$ ) e si calcola una potenza corretta  $P_c = 2,2 \text{ kW}$

Con questa potenza e il numero di giri della puleggia motrice si determina la sezione della cinghia (tipo A).

Si sceglie il diametro della puleggia motrice (90 mm) tra quelli unificati e di conseguenza quello della puleggia condotta (180 mm).

Si calcola il diametro equivalente della puleggia motrice tenendo conto di un coefficiente che è funzione del rapporto di trasmissione (per  $i=2$   $f_b = 1,13$ ) tale diametro risulta  $d_e = 101,7 \text{ mm}$ .

Col diametro equivalente e la velocità periferica della cinghia si calcola la potenza nominale trasmissibile dalla cinghia ( $P_n = 2,02 \text{ kW}$ ).

Questa potenza nominale viene poi corretta da due fattori che sono funzione della lunghezza della cinghia e dell'angolo di avvolgimento.

La potenza effettiva trasmissibile da una cinghia risulta  $P_e = 1,92 \text{ kW}$ .

Avendo da trasmettere 2 kW occorrono due cinghie di tipo A.

##### Albero di trasmissione

Per calcolare il diametro dell'albero occorre determinare i carichi agenti sull'albero:

- torsione
- flessione
- taglio

Trascurando l'azione di taglio si va a calcolare la torsione e la flessione.

La torsione è data dalla potenza diviso la velocità angolare ( $2000/(1450 \cdot 2 \cdot 3,14/60) = 13180 \text{ Nmm}$ ).

Per avere i momenti flettenti si devono determinare i carichi agenti nei piani x-y e x-z e le relative reazioni vincolari.

I carichi agenti sono:

- il tiro di cinghia (pari a 2,5 volte la forza tangente),  $T = 368 \text{ N}$
- le due forze agenti sulla mola sono quella radiale dovuta alla spinta dell'utilizzatore sulla mola e quella tangenziale dovuta a quella radiale moltiplicata per il coefficiente di attrito (assunto pari a 0,3).

La forza radiale ipotizzata è pari alla massima forza che la coppia motrice prodotta dal motore può equilibrare.

La componente tangenziale agisce nello stesso piano del tiro di cinghia e vale 105 N, quella radiale agisce nel piano perpendicolare e vale 350 N.

Con questi carichi si determinano le reazioni vincolari nei rispettivi piani e sommandoli vettorialmente si determinano i carichi sui cuscinetti e i momenti flettenti.

La sede della puleggia è sottoposta a flessotorsione.

Si calcola il momento flettente  $M_f = 23520 \text{ Nmm}$  e il momento torcente  $M_t = 13180 \text{ Nmm}$ .

Il momento flettente ideale risulta pertanto di 26140 Nmm e il diametro dell'albero, assunto uno sforzo ammissibile pari a 100 MPa (albero in C40 bonificato), risulta  $d=14 \text{ mm}$  che, tenendo conto di una linguetta 5x5 UNI 6604, la cui sede nell'albero ha una profondità di 3 mm, diventa  $d = 17 \text{ mm}$  (minimo).

### Cuscinetti

Il diametro dell'albero sede di cuscinetti è stato calcolato a flessotorsione e vale  $d=15 \text{ mm}$ .

Bisogna quindi calcolare, data la durata di funzionamento prevista (pari a 10000 h) e il numero di giri, il coefficiente di carico dinamico  $C=P*L_{10}^{1/3}$ .

I cuscinetti sono radiali rigidi a sfere, il carico sul cuscinetto P vale 525 N,  $L_{10}= 870$  (milioni di cicli), quindi  $C=5012 \text{ N}$ .

Con questo valore, nella tabella dei cuscinetti radiali rigidi a sfere SKF si ricavano il diametro esterno  $d=32 \text{ mm}$  e la larghezza  $b=8 \text{ mm}$ ; il diametro interno è ovviamente pari a 15 mm.

Bibliografia: “Manuale di Meccanica” ed., Hoepli

F. Mancini  
G. Tripiciano

IIS MAXWELL