

**M552 - ESAME DI STATO DI ISTITUTO TECNICO INDUSTRIALE**

CORSO DI ORDINAMENTO

**Indirizzo: MECCANICA**

**Tema di: MECCANICA APPLICATA E MACCHINE A FLUIDO**

**(Testo valevole per i corsi di ordinamento e per i corsi sperimentali del Progetto  
"SIRIO – MECCANICA")**

Si debba trasmettere una potenza di 7,5 kW da un motore elettrico avente velocità angolare di 1450 giri/min ad una macchina operatrice funzionante a 225 giri/min.

La riduzione di velocità deve essere attuata mediante una prima trasmissione con cinghie trapezoidali ad un albero di rinvio con rapporto di trasmissione 2 e, successivamente, con coppia di ruote dentate cilindriche a denti dritti da realizzarsi con acciaio C 60 bonificato.

Il candidato, tenendo presente che la macchina operatrice è sottoposta a tipi di sforzo assimilabili a quelli di una pompa a pistoni e che è destinata ad un uso continuo nell'arco delle otto ore lavorative giornaliere, dimensioni gli elementi della trasmissione, relazionando su scelte attuate, calcoli effettuati, risultati ottenuti e rappresentando il tutto in uno schizzo quotato.

Inoltre il candidato, dopo opportuna e motivata scelta dei materiali e sulla scorta dell'architettura prescelta, dimensioni le principali sezioni dell'albero di rinvio.

Proporzionamento della trasmissione a cinghie

Noti la potenza nominale  $P_n$  del motore, il tipo di motore e di macchina operatrice, le condizioni di lavoro, la frequenza di rotazione  $n_1$  della puleggia motrice, il rapporto di trasmissione  $i$ , la procedura di calcolo è la seguente:

- 1) calcolo della potenza corretta  $P_c$

$$P_c = P_n F_s$$

in cui  $F_s$  è un coefficiente di servizio che tiene conto delle condizioni e del tipo di lavoro e del tipo di motore e di macchina operatrice

- 2) scelta della sezione della cinghia in funzione della potenza corretta e del numero di giri della puleggia motrice per mezzo di grafici riportati dalla manualistica
- 3) fissato un valore di velocità periferica si ricavano i diametri primitivi delle pulegge e si assumono i valori unificati più prossimi a quelli calcolati
- 4) calcolo del diametro equivalente  $d_e$  corrispondente al diametro primitivo di due pulegge uguali ( $i=1$ )

$$d_e = d_{p1} F_b$$

in cui  $F_b$  è un coefficiente in funzione del rapporto di trasmissione

- 5) determinazione della potenza nominale  $P_1$  trasmissibile dalla cinghia scelta, i cui valori sono riportati in tabella in funzione del diametro equivalente e della velocità periferica  $v$  per un angolo di avvolgimento di  $180^\circ$
- 6) calcolo dell'interasse minimo ( mancante come dato di progetto)

$$I = (d_{p2} + d_{p1})/2 + d_{p1}$$

- 7) calcolo della lunghezza primitiva  $L_p$  della cinghia che, nel caso di cinghia dritta è data dalla relazione

$$L_p = 2I + \pi/2(d_{p1} + d_{p2}) + (d_{p1} - d_{p2})^2/4I$$

adottando poi un valore unificato (commerciale) più prossimo a quello trovato, ricalcolando quindi l'interasse effettivo



8) calcolo dell'angolo di avvolgimento effettivo  $\alpha_1$  della puleggia più piccola

$$\alpha_1 = 180 - 57(d_{p2} - d_{p1})/I$$

9) calcolo della potenza trasmissibile  $P_{1e}$  da una cinghia della sezione scelta

$$P_{1e} = P_1 F_a F_e$$

dove  $F_a$  coefficiente correttivo dipendente dall'angolo di avvolgimento e  $F_e$  è un coefficiente che tiene conto della lunghezza effettiva della cinghia

10) calcolo del numero di cinghie  $Z$ , arrotondato al valore intero

$$Z = P_c / P_{1e}$$

Potenza nominale = 7.5 kW

Fattore di servizio = 1.3

macchina motrice: motore elettrico

macchina operatrice: simile a pompa a pistoni funzionante per otto ore continuative

1) potenza corretta = 9.75 kW

2) cinghia di sezione tipo A

3) con una velocità periferica di 14 m/s il diametro primitivo della puleggia motrice risulta di 184 mm, si adotta un valore unificato di  $d_{p1} = 180$  mm

4) in funzione del rapporto di trasmissione  $i = 2$  il coefficiente  $F_b$  è uguale ad 1.13 e quindi il diametro equivalente è pari 203 mm

5) potenza nominale della cinghia  $P_1 = 3.12$  kW

6) l'interasse minimo con  $d_{p1} = 180$  mm e  $d_{p2} = 360$  mm è pari a 450 mm

7) la lunghezza primitiva della cinghia risulta essere di 1765.8 mm, la lunghezza commerciale è 1810 mm e l'interasse effettivo è pari a 472 mm

8) l'angolo di avvolgimento 158°

9) il coefficiente  $F_a = 0.945$  ed il coefficiente  $F_e = 1.03$

la potenza nominale di una cinghia di tipo A in quelle condizioni è pari a 3 kW

10) il numero di cinghie necessarie sarà di 4.

La larghezza della puleggia si calcola in funzione della larghezza nominale della cinghia per il numero di cinghie più gli sballamenti  $b_p = 80$  mm

### Proporzionamento della trasmissione a ruote dentate a denti dritti

La progettazione delle ruote dentate si basa sulla determinazione del modulo  $m$ , tenendo conto delle forze da trasmettere e della resistenza del materiale impiegato.

I dati di progetto sono:

$P = 7.5 \text{ kW}$  (ipotesi che il rendimento della trasmissione a cinghie sia pari ad 1)

numero di giri dell'albero motore = 725 giri/min

numero di giri albero condotto = 225 giri/min

rapporto di trasmissione  $i = 3.22$

materiale delle ruote dentate: acciaio C60 bonificato

si determina il modulo  $m$  mediante la formula di LEWIS che considera il dente come una mensola incastrata

$$m = (2M_t f_s / (\gamma \lambda z f_v \sigma_{am}))^{1/3}$$

dove :

$M_t$ : coppia motrice

$f_s$  : fattore di servizio

$\gamma$  : coefficiente di forma che dipende dall'angolo di pressione e dal numero di denti

$\lambda$  : rapporto tra larghezza del dente ed il modulo

$f_v$ : coefficiente di velocità dipendente dalla velocità periferica e dal grado di lavorazione dell'ingranaggio

$z$  : numero di denti del pignone

$\sigma_{am}$  : la sollecitazione ammissibile del materiale

successivamente si fa la verifica ad usura dove si confronta la pressione  $p_{max}$  sul con quella ammissibile

$$p_{max} = f(F_t(1/z_3 + 1/z_4)/b m \eta)^{1/2} < p_{amm} = 2.5 H/(nh)^{1/6}$$

dove:

$f$ = coefficiente che dipende dai materiali a contatto

$F_t$  = forza da trasmettere

$z_3$  = numero di denti della ruota motrice

$z_4$  = numero di denti della ruota condotta

$b$  = larghezza del dente

$m$  = modulo

$\eta$  = coefficiente che dipende dalla velocità periferica e dalla precisione della lavorazione

$H$  = indice della durezza Brinell (MPa)

$n$  = numero di giri della ruota condotta

$h$  = numero di ore di funzionamento



scelto un fattore di servizio  $f_s = 1.2$  il momento torcente è pari

$$M_t = P f_s / 2\pi n / 60 = 118.6 \text{ Nm}$$

$Y = 0.321$  per un angolo di  $20^\circ$  e numero di denti del pignone  $z_3 = 19$

$$\Lambda = 15$$

$f_v = 0.48$  per una velocità periferica ipotizzata pari a  $10 \text{ m/s}$  ed una lavorazione precisa

$$\sigma_{amm} = 150 \text{ Mpa}$$

$$m = 3.3 \text{ mm unificato a } 3.5 \text{ mm}$$

con questo valore del modulo si effettua la verifica ad usura utilizzando i seguenti valori:

$$F_t = 2M_t / m z_3 = 3567 \text{ N}$$

$$b = 52.5 \text{ mm}$$

$$m = 3.5$$

$$z_3 = 19 \quad z_4 = z_3 i = 61$$

$$\eta = 1$$

$$f = 473$$

$$H = 2000 \text{ Mpa}$$

$$n = 225 \text{ giri/min}$$

$$h = 20000 \text{ ore}$$

$$p_{max} = 542 \text{ Mpa} \gg p_{amm} = 389 \text{ Mpa}$$

si ripete il calcolo per un valore di modulo  $m = 4$  senza esito positivo.

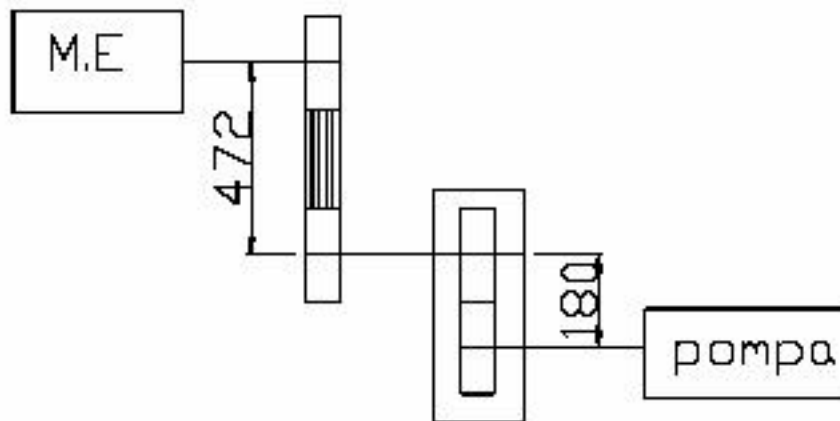
Con un valore  $m = 4.5$  si ricava  $p_{max} = 375 \text{ Mpa} < p_{amm} = 389 \text{ Mpa}$

numero di denti pignone  $z_3 = 19$

numero di denti condotta  $z_4 = 61$

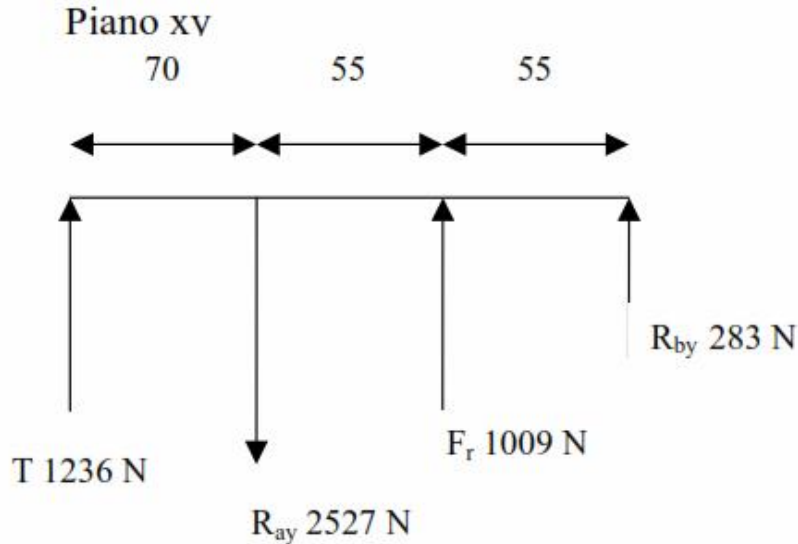
|                             |       |                 |          |
|-----------------------------|-------|-----------------|----------|
| diametro primitivo pignone  | $d_3$ | $m * z_1$       | 85.5 mm  |
| diametro primitivo condotta | $d_4$ | $m * z_2$       | 274.5 mm |
| interasse                   | $i$   | $d_1 + d_2 / 2$ | 180 mm   |
| larghezza del dente         | $b$   | $b * m$         | 67.5 mm  |

## Schema trasmissione

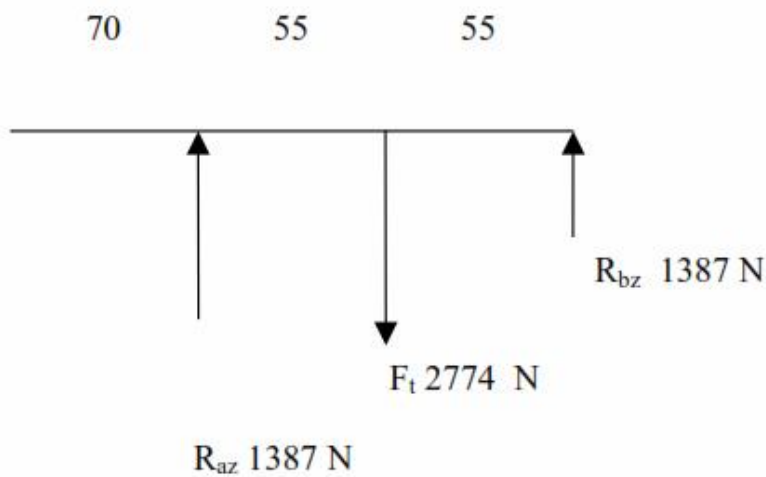


## Dimensionamento albero di rinvio

Definito un ingombro di massima in funzione delle dimensioni delle pulegge e dei cuscinetti e con in carichi applicati ( tiro delle cinghie e le forze agenti sugli ingranaggi) si ottiene lo schema seguente per determinare le reazioni vincolari, e quindi dimensionare le sezioni più sollecitate dell'albero di rinvio



Piano xz



Questa situazione di carico la sezione più sollecitata risulta essere la sezione A con momento flettente pari a 86520 Nmm e momento torcente pari 118600 Nmm. Scelto come materiale dell'albero 39NiCrMo3, avente  $\sigma_{sn} = 735$  Mpa, con un coefficiente di sicurezza pari a 6, dimensionando l'albero a flessotorsione con il criterio di von Mises si ottiene un diametro  $d >$  di 21.6 mm. Si assume un diametro pari a 25 mm.