

DISEGNO, PROGETTAZIONE E ORGANIZZAZIONE INDUSTRIALE, MECCANICA E MACCHINE

Seconda Simulazione 2019(Versione numero 2)

Il candidato, dopo avere analizzato i documenti proposti ed il contesto operativo, svolga la prima parte della prova e due dei quesiti proposti nella seconda parte

Documento N.1 (Omesso)

Documento N.2 (Omesso)

Contesto Operativo

La centrale idroelettrica di Entraque (Cu) è l'impianto di produzione più grande in Italia ed uno dei più grandi in Europa ed è in grado, da sola, di alimentare l'intera provincia di Torino. Produce una potenza di 1310 MW ed è costituita da 9 turbine idrauliche.

L'impianto ha due diverse derivazioni: Chiotas e Rovina che erogano rispettivamente un flusso di 129 m³/s e 27 m³/s. Sulla derivazione di Rovina, in particolare, sono presenti una turbina Francis, un alternatore ed una pompa che può essere innestata tramite un giunto solo ad albero fermo.

Prima Parte

Il candidato, facendo riferimento al contesto operativo ed assumendo ogni parametro /ipotesi che ritenga necessaria e congrua alla progettazione, effettui:

- a) il dimensionamento della turbina Francis sapendo che:
 - la caduta disponibile è 120 m;
 - la velocità di rotazione è pari a 600 giri/min;
 - il grado di reazione è pari a 0,54;
 - il rendimento idraulico è pari a 0,94.
- b) Il dimensionamento dell'albero di trasmissione posto tra la turbina ed il generatore di energia elettrica sapendo che:
 - a valle della turbina è posizionato un moltiplicatore di giri con rapporto di trasmissione pari 8;
 - per ragioni di impianto la distanza tra le macchine è di 1,2 m;
 - nella mezzeria è calettata un sistema per la trasmissione del moto che applica una forza di 2kN,
- c) Il disegno di fabbricazione di una puleggia per cinghie trapezoidali di un impianto ausiliario, completo di tolleranze, quote, rugosità, smussi raccordi. L'albero motore di tale impianto deve trasmettere una potenza di 4 kW alla velocità di 1000 giri /min. La puleggia ha un diametro compreso tra 160 e 200 mm e prevede il posizionamento di 4 cinghie di tipo A
- d) Il ciclo di lavorazione della puleggia del punto c, indicando macchinari, utensili, attrezzature, strumenti di misura ed il controllo qualità.

Seconda Parte

- a) Relativamente al ciclo di lavorazione della puleggia si effettui un'analisi di una fase lavorativa scelta a piacere indicando quali sono i tempi standard di fermo macchina e a quanto essi ammontano,
- b) Il candidato determini, sulla base delle esperienze dei *Percorsi per le competenze trasversali e per l'orientamento* o in base al percorso di studi effettuati, quali controlli di qualità sono necessari per l'albero di trasmissione, considerando che lo stesso viene sottoposto a trattamento termico superficiale; il candidato provi altresì ad impostare un foglio di analisi tipo da proporre all'ufficio collaudi.
- c) Si verifichi il numero di cinghie di tipo trapezoidale dell'impianto ausiliario necessario a trasmettere il moto rotatorio dell'albero ad un secondo ad esso parallelo e distante 2 metri, assicurando un rapporto di trasmissione pari ad 1/3
- d) Indicare qual è la soluzione tecnica più idonea per la giunzione della pompa all'albero di trasmissione e se la stessa implichi o meno una perdita di potenza.

Durata Massima della prova 8 ore

Premessa: i calcoli saranno fatti facendo riferimento alla normativa e al “Manuale di meccanica “ ed. Hoepli

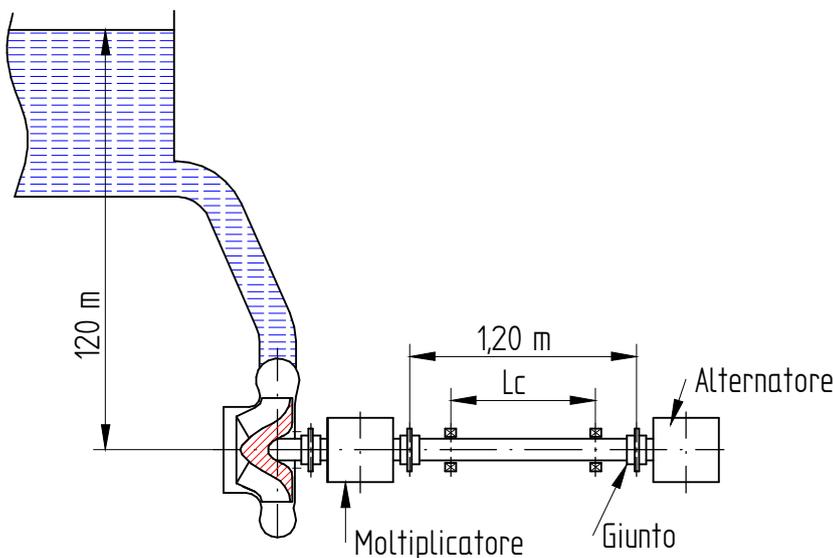
Ipotesi di soluzione

Quesito punto a

Dati forniti:

Portata volumetrica	$\dot{V} = 27 \left[\frac{m^3}{s} \right]$	Caduta disponibile	$H_g = 120 [m]$
Frequenza di rotazione turbina	$n = 600 \left[\frac{giri}{min} \right]$	Rendimento idraulico turbina	$\eta = 0,94$
Grado di reazione turbina	$g_r = 0,54$		

Si definisce un possibile schema di impianto rappresentato nella figura che segue



Si assegnano i seguenti dati mancanti:

Massa volumica acqua	$\rho = 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	Rendimento della condotta	$\eta_c = 0,98$
Rendimento della turbina	$\eta = 0,9$	Rendimento meccanico turbina	$\eta_m = 0,98$

Si inizia con il calcolare il salto utile H_u

$$H_u = \eta_c \cdot H_g = 0,98 \cdot 120 = 117,6 [m]$$

Ricordando che il rendimento interno della turbina è stato assegnato e vale $\eta_i = 0,94$ dalla relazione tra i vari rendimenti $\eta_i = \eta_v \cdot \eta_m \cdot \eta_c$ è possibile ricavare il rendimento volumetrico

$$\eta_v = \frac{\eta}{\eta_m \cdot \eta_i} = \frac{0,9}{0,98 \cdot 0,94} = 0,98$$

Dal grado di reazione

$$g_r = \frac{\eta_i \cdot H_u - \frac{c_1^2}{2g}}{\eta_i \cdot H_u}$$

Si ricava la velocità assoluta c_1 di ingresso dell'acqua nella turbina

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot \eta_i \cdot (1 - g_r) H_u} = \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,94 \cdot (1 - 0,54) \cdot 117,6} = 31,6 \left[\frac{m}{s} \right]$$

La potenza utile della turbina è:

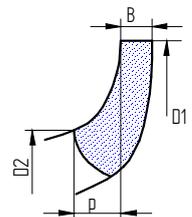
$$P = \eta \cdot \rho \cdot g \cdot \dot{V} \cdot H_u = 0,9 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 27 \cdot 117,6 = 28\,024\,300 \text{ W} = 28\,024,3 \text{ [kW]}$$

Il numero di giri caratteristico della turbina vale:

$$n_c = \frac{n \cdot \sqrt{P_u}}{\sqrt[4]{H_u^5}} = \frac{600 \cdot \sqrt{28\,024,3}}{\sqrt[4]{117,6^5}} = 259,36$$

Con questo valore di n_c la turbina sarà una turbina Francis veloce

Dal libro "Macchine Idrauliche" di C. Calò -F. Farinatti-M. Venturelli si ricavano delle relazioni che permettono di assegnare le misure alle dimensioni della girante, riportate nel disegno a lato



Dalla relazione

$$K_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_u}}$$

dove u_1 è la velocità periferica della turbina mentre K_1 è un termine adimensionale che, per questo tipo di turbina, vale circa 1,02, si ha:

$$u_1 = K_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_u} = 1,02 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot 117,6} = 49,0 \left[\frac{m}{s} \right]$$

La velocità angolare dell'albero è

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 600}{60} = 62,88 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Si ricava adesso il diametro nominale, di ingresso acqua, della turbina

$$D_{nom} = \frac{2 \cdot u_1}{\omega} = \frac{2 \cdot 45,63}{62,88} = 1,56 \text{ [m]}$$

Si considerano le relazioni

$$D_1 = k_1 \cdot D_{nom}$$

$$D_2 = k_2 \cdot D_{nom}$$

$$D_3 = k_3 \cdot D_{nom}$$

$$B = k_5 \cdot D_{nom}$$

dal libro "Macchine idrauliche" si ricavano i valori dei vari k

$$k_1 = 0,71$$

$$k_2 = 1,06$$

$$k_3 = 0,36$$

$$k_5 = 0,36$$

si ha:

$$D_1 = k_1 \cdot D_{nom} = 0,71 \cdot 1,56 = 1,1 \text{ [m]}$$

$$D_2 = k_2 \cdot D_{nom} = 1,06 \cdot 1,56 = 1,7 \text{ [m]}$$

$$D_3 = k_3 \cdot D_{nom} = 0,36 \cdot 1,56 = 0,56 \text{ [m]}$$

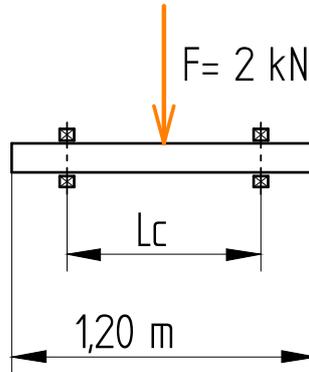
$$B = k_5 \cdot D_{nom} = 0,36 \cdot 1,56 = 0,56 \text{ [m]}$$

Quesito punto b

Dati forniti:

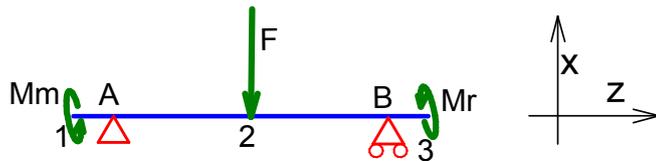
Lunghezza albero totale albero $L_t = 1200 [mm]$

Si disegna uno schema dell'albero di cui si desidera definire le dimensioni



Si ipotizza che l'albero sia sorretto da due supporti posti ad una distanza L_c , sia: $L_c = 800 [mm]$

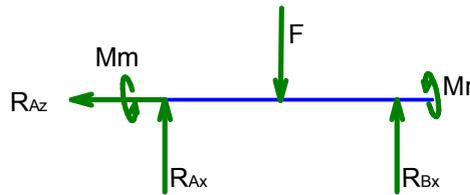
Si schematizza l'albero come una trave vincolata, riportata nel disegno a lato



Dove M_m è il momento torcente che il moltiplicatore cede all'albero mentre M_r è quello resistente dovuto all'alternatore.

Nella sezione 2, posta in mezzeria, c'è un altro Momento Resistente, infatti la traccia afferma che c'è una trasmissione di moto senza definirne l'intensità per cui esso si trascura.

Si disegna il corpo libero associato



è facile calcolare le reazioni vincolari:

$$R_{Az} = 0 [N] \quad R_{Ax} = 1000 [N] \quad R_{By} = 1000 [N]$$

Considerando la presenza del moltiplicatore l'albero gira a:

$$n_A = 8 \cdot n = 8 \cdot 600 = 4800 \left[\frac{\text{giri}}{\text{min}} \right]$$

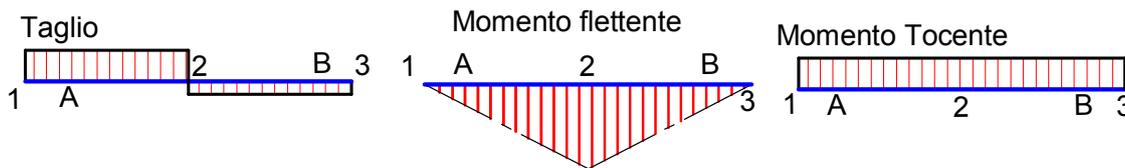
la sua velocità angolare è:

$$\omega_A = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_A}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 4800}{60} = 502,7 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

Si calcola adesso il momento torcente che agisce su tutto l'albero

$$M_t = \frac{P_u}{\omega_A} = \frac{28\,024\,000}{502,7} = 55\,704,32 [Nm]$$

I diagrammi del taglio, del momento flettente, del momento torcente saranno:



Il momento flettente massimo si ha nella sezione 2 ed ha intensità

$$M_f = R_{Ax} \cdot \frac{L_c}{2} = 1000 \cdot \frac{800}{2} = 400\,000 \text{ [Nmm]} = 400 \text{ [Nm]}$$

Si sceglie il materiale dell'albero: sia un acciaio 42 CrMo4 avente

$$R_m = 780 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad R_s = 560 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

ipotizzando un coefficiente di sicurezza $\gamma = 3$ la tensione ammissibile è:

$$\sigma_{am} = \frac{R_s}{\gamma} = \frac{560}{3} = 186,67 = \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Si è in grado di calcolare il diametro della sezione 2

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \sigma_{am}} \cdot \sqrt{4 \cdot M_f^2 + 3 \cdot M_t^2}} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 186,67} \cdot \sqrt{4 \cdot 400000^2 + 3 \cdot 5600000^2}} = 138,12 \text{ [mm]}$$

Considerando l'esiguità del momento flettente rispetto al momento torcente si ipotizza questo valore valido in tutto l'albero.

Si definiscono adesso le dimensioni dell'albero.

Nelle sezioni di estremità sono posizionati dei giunti, il che comporta che, in queste sezioni, saranno alloggiate delle linguette.

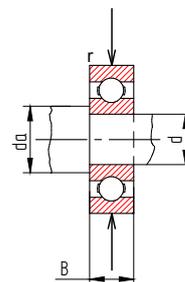
Per un diametro di 138 mm la linguetta avrà dimensioni $b \times h = 36 \times 20$ con una profondità di cava sull'albero $t_2 = 12 \text{ mm}$,

Le dimensioni del nocciolo resistente non potrà essere inferiore al valore trovato per cui il diametro dell'albero dovrà essere almeno 151 mm si sceglie quindi come diametro per le due estremità la dimensione di 154 mm

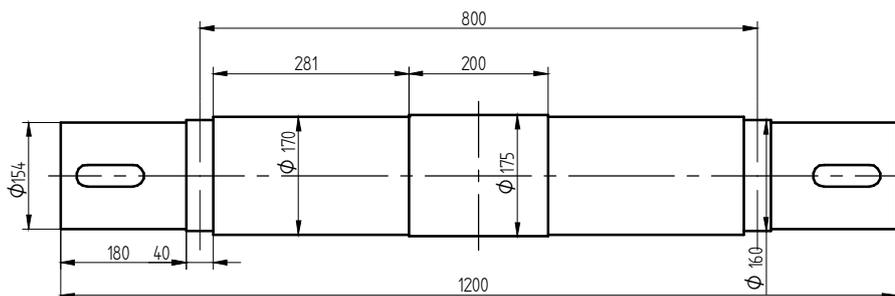
Nelle sezioni A e B saranno posizionati dei cuscinetti, questi dovranno avere, per motivi di montaggio, un diametro interno superiore a 154 mm, si sceglie un cuscinetto con diametro 160 mm, questo è anche il diametro dell'albero.

Dal catalogo SKF si scelgono ancora $B=38 \text{ mm}$ e $d_a=170 \text{ mm}$

Si assegna infine alla sezione 2 un diametro di 175 mm con una larghezza di 200 mm



L'albero



Quesito punto c

Dati forniti:

Potenza trasmessa	$P_c = 4 \text{ [kW]}$	Frequenza di rotazione albero	$n_c = 1000 \text{ [\frac{giri}{min}]}$
Diametro puleggia compreso tra Sezione cinghie tipo A	$D_p = 160 \div 200 \text{ [mm]}$ Numero cinghie 4		

Per definire il diametro del mozzo è necessario calcolare il diametro dell'albero.

Si sceglie il materiale dell'albero un acciaio C 40 bonificato avente

$$R_m = 640 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad R_s = 480 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

ipotizzando un coefficiente di sicurezza $\gamma = 3$ la tensione ammissibile è

$$\sigma_{am} = \frac{R_s}{\gamma} = \frac{480}{3} = 160 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad \text{da cui} \quad \tau_{am} = \frac{\sigma_{am}}{\sqrt{3}} = \frac{160}{\sqrt{3}} = 92,38 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

La velocità angolare dell'albero è

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_c}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1000}{60} = 104,72 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Il momento applicato è

$$M_{tc} = \frac{P_c}{\omega_c} = \frac{4000}{104,72} = 38,197 \text{ [Nm]} = 38197 \text{ [Nmm]}$$

Si calcola il diametro

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{tc}}{\pi \tau_{am}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 38197}{\pi \cdot 92,38}} = 12,82 \text{ [mm]}$$

tenendo conto della presenza della linguetta si sceglie un diametro di 15

È necessario a questo punto fare alcune considerazioni sui valori assegnati dalla traccia, con particolare riferimento al rapporto di trasmissione pari a $\frac{1}{3}$

Con riferimento al disegno riportato a lato, le norme UNI definiscono come rapporto di trasmissione K la relazione

$$K = \frac{D_p}{d_p}$$

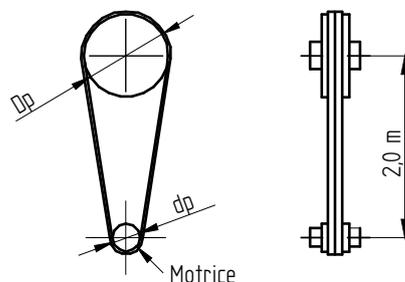
per cui K assume un valore sempre maggiore di 1,

nel nostro caso è stato assegnato un rapporto $K = \frac{1}{3}$.

Se si tiene conto della definizione di rapporto di trasmissione

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{dove il pedice 1 si riferisce alla ruota motrice ed il}$$

pedice 2 alla ruota condotta, sembrerebbe che la trasmissione avvenga come moltiplicatore di giri, in genere però avviene il contrario, con la trasmissione si ha una riduzione della velocità angolare e non un aumento.



Si deciso quindi di effettuare due calcoli.

Il primo segue le indicazioni della traccia ed assegna alla puleggia con diametro maggiore la funzione di ruota motrice ed un secondo, che assegna la funzione di ruota motrice alla puleggia con diametro inferiore

Primo caso

si ha $i_c = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_p}{D_p}$

Si si pone $D_p = 180 [mm]$ dalla relazione precedente si ha

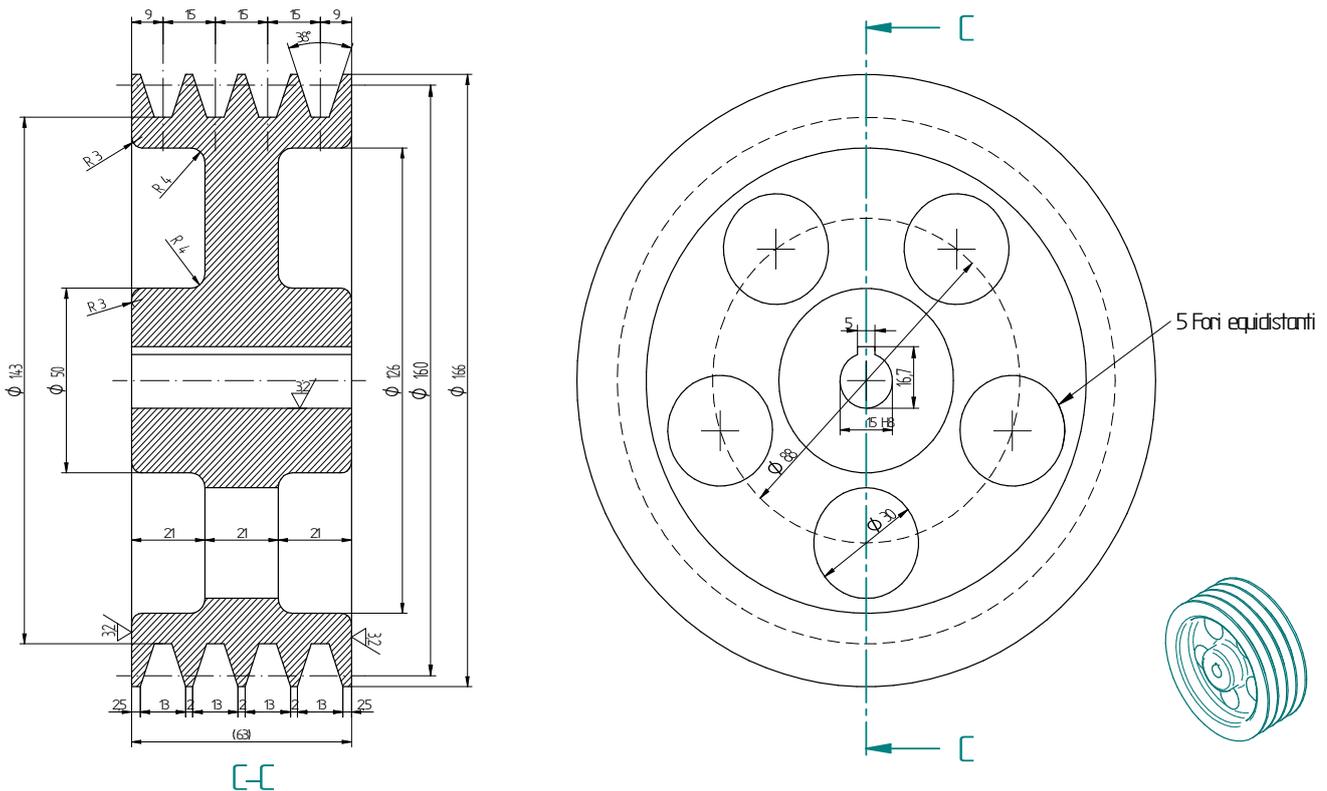
$$d_p = i_c \cdot D_p = \frac{180}{3} = 60 [mm]$$

ma questo diametro non è previsto dalla norma che, per le cinghie di tipo A, prevede un diametro minimo di 71 mm (e ne sconsigliano l'utilizzo), in questo caso, per rispettare il rapporto di trasmissione il diametro D_p dovrebbe essere 215 mm che comunque risulta esterno alle dimensioni assegnate.

Secondo caso

In questo caso la ruota motrice è la ruota a diametro minore, se si sceglie come suo diametro $d_p = 160 [mm]$ si ottiene per la ruota condotta un diametro $D_p = 480 [mm]$ si scegli $D_p = 485 [mm]$ con una leggera variazione del rapporto di trasmissione

Si decide quindi di assegnare alla ruota il diametro di 160 mm e di effettuare il disegno.



Quesito punto c della seconda parte

Verifica della trasmissione a cinghia.

Dati forniti:

Potenza trasmessa	$P_c = 4 \text{ [kW]}$	Frequenza di rotazione albero	$n_c = 1000 \left[\frac{\text{giri}}{\text{min}} \right]$
Diametro puleggia compreso tra	$D_p = 160 \div 200 \text{ [mm]}$	Interasse	$I_p = 2,0 \text{ [m]}$
Sezione cinghie tipo A	Numero cinghie: $z = 4$	Rapporto trasmissione	$i_c = \frac{1}{3}$

Ipotizzando che la pompa lavori per almeno 8 ore al giorno, e che si mosca da un motore a corrente alternata, dalla relativa tabella si ricava il fattore di servizio:

$$F_s = 1,2$$

e la potenza corretta

$$P_c = F_s \cdot P_m = 1,2 \cdot 4,0 = 4,8 \text{ [kW]}$$

I diametri scelti sono: $d_1 = 160 \text{ [mm]}$ e $d_2 = 485 \text{ [mm]}$

Per l'interasse si tiene conto della relazione $I \geq \frac{(i+1) \cdot d}{2} + d$

si ha: $I \geq \frac{(3+1) \cdot 160}{2} + 160 = 480 \text{ [mm]}$

Nel nostro caso $I = 2000 \text{ [mm]}$

La lunghezza primitiva si calcola con la formula:

$$L_p = 2 \cdot I + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot I}$$

da cui

$$L_p = 2 \cdot 2000 + \frac{\pi}{2} (160 + 485) + \frac{(485 - 160)^2}{4 \cdot 2000} = 5065,06 \text{ [mm]}$$

Si sceglie una cinghia tipo **A 197** avente lunghezza primitiva di 5033 [mm]

L'interasse effettivo sarà:

$$I_e = I - \frac{L_{pe} - L_p}{2} = 2000 - \frac{5033 - 5039,06}{2} = 1996,97,06 \text{ [mm]} = 1997 \text{ [mm]}$$

La velocità periferica è

$$v = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60} = \frac{\pi \cdot 1000 \cdot 160}{60 \cdot 1000} = 8,38 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Per il calcolo della potenza base P_b si utilizzerà la relazione fornita dalla normativa.

$$P_b = \left[\left(C_1 \cdot v^{-0,09} - \frac{C_2}{d_e} - C_3 \cdot 10^{-4} \cdot v^2 \right) \cdot v \right] \cdot 0,7355 \text{ [kW]}$$

Il diametro equivalente si ricava dalla relazione $d_e = d_1 \cdot F_b$ dove $F_b = 1,13$

$$d_e = d_1 \cdot F_b = 160 \cdot 1,13 = 160 \cdot 1,13 = 180,8 \text{ [mm]}$$

la potenza base P_b è:

$$P_b = \left[(0,61 \cdot v^{-0,09} - \frac{26,68}{d_e} - 1,04 \cdot 10^{-4} \cdot v^2) \cdot v \right] \cdot 0,7355 \text{ [kW]}$$

$$P_b = \left[(0,61 \cdot 8,38^{-0,09} - \frac{26,68}{180,8} - 1,04 \cdot 10^{-4} \cdot 8,38^2) \cdot 8,38 \right] \cdot 0,7355 = 2,149 \text{ [kW]}$$

Per il calcolo della potenza effettiva è necessario individuare i due coefficienti F_α ed F_L dipendenti dall'angolo di avvolgimento e dalla lunghezza effettiva.

L'angolo di avvolgimento è:

$$\alpha = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{I_e} = 180 - 57 \frac{485 - 160}{1997} = 170,72^\circ = 2,98 \text{ [rad]}$$

da cui

$$F_\alpha = 1,25 \cdot (1 - 5^{-\frac{\alpha}{\pi}}) = 1,25 \cdot (1 - 5^{-\frac{2,98}{\pi}}) = 0,98$$

mentre

$$F_L = 1 + 2,4 \cdot \left[\left(\frac{L}{L_0} \right)^{0,09} - 1 \right] = 1 + 2,4 \cdot \left[\left(\frac{5033}{1709} \right)^{0,09} - 1 \right] = 1,25$$

Si calcola infine la potenza effettiva fornita da una cinghia

$$P_e = P_b \cdot F_\alpha \cdot F_L = 2,15 \cdot 0,98 \cdot 1,25 = 2,62 \text{ [kW]}$$

ed il numero di cinghie

$$z = \frac{P_c}{P_e} = \frac{4,80}{2,62} = 1,83$$

Le cinghie presenti sono 4 quindi la verifica risulta superata