

Ministero dell'Istruzione, dell'Università e della Ricerca

ESAME DI STATO DI ISTRUZIONE SECONDARIA SUPERIORE

Indirizzo: ITMM - MECCANICA, MECCATRONICA ED ENERGIA
ARTICOLAZIONE MECCANICA E MECCATRONICA

Tema di: DISEGNO, PROGETTAZIONE E ORGANIZZAZIONE INDUSTRIALE e
MECCANICA, MACCHINE ED ENERGIA

Il candidato, dopo aver 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

“ ENERGIE RINNOVABILI: IL POTENZIALE DELL'IDROELETTRICO MADE IN ITALY

Le centrali idroelettriche fanno parte di un sistema di produzione di energia dove l'acqua e il dislivello fanno la differenza e che oggi può avvalersi di nuove tecnologie anche in Italia, diminuendo l'**impatto ambientale** e magari contribuire agli obiettivi che l'Unione europea ha prefissato di voler raggiungere entro il 2030.

Lo studio firmato Althesys *L'idroelettrico crea valore per l'Italia*, evidenzia tutte le possibilità della principale fonte rinnovabile in Italia, ma evidenzia soprattutto la necessità di un rinnovamento strutturale: un terzo circa del parco impianti italiano ha bisogno di essere riqualificato, per aumentarne le prestazioni e non perdere 6 TW di generazione. [...] “

Fonte: www.teknoring.com Il portale delle professioni tecniche

DOCUMENTO N.2

“A **novembre** il dato sulla produzione elettrica nazionale più significativo è quello dell'**idroelettrico** che ha generato ben **4,5 TWh**, con un incremento del **118%** sullo stesso mese del 2017, sfiorando di poco il dato del 2014 (4,7 TWh), un anno caratterizzato da una notevole produzione idrica.

Con questo exploit le rinnovabili producono nel mese circa **8,7 TWh**, il 35% in più del novembre 2017, nonostante la diminuzione dell'output da fotovoltaico (-7,1%) ed eolico (-10,2%) [...] “

Fonte: Qualenergia.it - dicembre 2018 (www.qualenergia.it)

CONTESTO OPERATIVO

La centrale idroelettrica di Entracque (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 giunto solo ad albero fermo.

Ministero dell'Istruzione, dell'Università e della Ricerca

PRIMA PARTE

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

- a. Il dimensionamento della turbina Francis sapendo che:
 - la caduta disponibile è pari a 120 m
 - la velocità di rotazione è pari a 600 giri/min
 - il grado di reazione è pari a 0,54
 - il rendimento idraulico 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 a 8
 - per ragioni di impianto, la distanza tra le macchine è di 1,2 metri.
 - nella mezzeria è calettata un sistema per la trasmissione del moto che applica una forza di 2 kN.
- c. Il disegno di fabbricazione di una puleggia per cinghie trapezoidali di un impianto ausiliario, completo di tolleranze, quote, rugosità, smussi e raccordi. L'albero motore di tale impianto deve trasmettere una potenza di 4kW 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 per la misura e il controllo di 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 a 1/3.
- d. Indicare quale 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.

È consentito soltanto l'uso di tavole numeriche, manuali tecnici e calcolatrici non programmabili.

È consentito l'uso di un laboratorio CAD.

È consentito l'uso del dizionario bilingue (italiano-lingua del paese di provenienza) per i candidati di madrelingua non italiana.

ESAME DI STATO DI ISTRUZIONE SECONDARIA SUPERIORE

Indirizzo: ITMM - MECCANICA, MECCATRONICA ED ENERGIA
ARTICOLAZIONE MECCANICA E MECCATRONICA

Tema di: DISEGNO, PROGETTAZIONE E ORGANIZZAZIONE INDUSTRIALE e
MECCANICA, MACCHINE ED ENERGIA

SOLUZIONE PARTE UNO

La centrale idroelettrica “Luigi Einaudi” di Entracque (CN), di proprietà di ENEL SpA è una centrale di accumulo – pompaggio in cui sono presenti nove gruppi di generazione posti affiancati in una sala scavata in caverna. Tutti i gruppi sono montati con asse verticale, con l’alternatore posto sulla sommità. Otto gruppi sono formati da un gruppo pompa – turbina a funzionamento reversibile, alimentati con l’acqua del bacino Chiotas. Il nono è alimentato con l’acqua del lago naturale Rovina: si tratta di un gruppo ternario, costituito da un unico asse rotante su cui sono accoppiati l’alternatore, la turbina Francis e la pompa bistadio.

Domanda a)

Dimensionamento della turbina Francis

Dati

- $H_d = 120$ m, caduta disponibile;
- $Q = 27$ m³/s, portata in volume;
- $n = 600$ giri/min, velocità di rotazione;
- $\chi = 0,54$ grado di reazione
- il rendimento idraulico pari a $\eta_y = 0,94$

Soluzione domanda a)

La prima domanda chiede di dimensionare la turbina Francis. A tale scopo si prende come riferimento il nono gruppo, alimentato con una portata volumica di 27 m³/s. Si assumono alcuni dati mancanti: il rendimento volumetrico $\eta_v = 0,98$ ed il rendimento organico $\eta_o = 0,98$ (entrambi valori prudenziali). Si calcola il rendimento totale η_{tot} come segue:

$$\eta_{tot} = \eta_y \eta_v \eta_o = 0,94 \times 0,98 \times 0,98 = 0,9$$

Per calcolare il salto utile H_u , occorre conoscere il valore delle perdite di carico Y lungo le condotte in galleria e lungo le condotte forzate. Non essendo forniti dati in proposito (lunghezze, diametri), si ipotizza l’entità delle perdite in 4 m:

$$H_u = H_d - Y = 120 - 4 = 116 \text{ m}$$

Si richiama, da pag. R-31 del *Manuale di Meccanica*, la formula della potenza effettiva della turbina in [kW]:

$$P_{eff} = \frac{\eta_t \gamma Q H_u}{1000} = \frac{\eta_t \rho g Q H_u}{1000}$$
$$P_{eff} = \frac{0,9 \times 1000 \times 9,81 \times 27 \times 116}{1000} = 27\,652 \text{ kW}$$

La velocità angolare della turbina:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \times 600}{60} = 20\pi = 62,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Si indichi con M_1 la coppia motrice erogata dalla turbina in fase di generazione ed entrante nel moltiplicatore:

$$M_1 = \frac{P_{eff}}{\omega} = \frac{27\,652}{62,8} = 440,3 \text{ kNm}$$

Si calcola il lavoro idraulico unitario L_i in funzione del rendimento idraulico η_y (il valore è dato dal testo) e del salto utile H_u ; per ragioni di semplicità si trascura la presenza delle perdite H_w interne alla macchina (pag. R-36 del *Manuale di Meccanica*):

$$\eta_y = \frac{L_i}{g H_u}$$

Da cui il lavoro idraulico L_i :

$$L_i = \eta_y g H_u = 0,94 \times 9,81 \times 116 = 1069,7 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Si richiama ora la formula che pone in relazione il grado di reazione χ col lavoro idraulico L_i e con l'energia cinetica unitaria posseduta dall'acqua che fa il suo ingresso sul rotore, pag. R-36 del *Manuale di Meccanica*:

$$\chi = \frac{L_i - \frac{c_1^2}{2}}{L_i}$$

$$0,54 = \frac{1069,7 - \frac{c_1^2}{2}}{1069,7}$$

$$0,54 \times 1069,7 = 1069,7 - \frac{c_1^2}{2}$$

$$\frac{c_1^2}{2} = 1069,7 - 1069,7 \times 0,54$$

$$c_1^2 = 2 \times 1069,7 (1 - 0,54) = 984,124$$

Infine la velocità c_1 con cui l'acqua uscente dal palettaggio statorico investe il palettaggio rotante:

$$c_1 = 31,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Nelle ruote a reazione il coefficiente di velocità periferica k oscilla tra 0,5 e 0,9; si assume un valore circa intermedio: $k = 0,7$ e con questo si richiama la formula che definisce il suddetto coefficiente, direttamente proporzionale alla velocità periferica u_1 della ruota ed inversamente proporzionale alla velocità c_1 della portata di acqua entrante in turbina:

$$k = \frac{u_1}{c_1}$$

Razionalizzando:

$$u_1 = k c_1 = 0,7 \times 31,4 \cong 22 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocità periferica è legata al raggio della ruota:

$$u_1 = \omega \frac{D}{2}$$

Pertanto il diametro medio della ruota:

$$D = \frac{2 u_1}{\omega} = \frac{2 \times 22}{20 \pi} = 0,7 \text{ m}$$

Si identifica infine la tipologia di macchina idraulica mediante il numero caratteristico di giri n_c ; questa formula è riportata a pag R-31 del *Manuale di Meccanica*:

$$n_c = \frac{n \sqrt{P_{eff}}}{H_u^{\frac{5}{4}}} = 600 \frac{\sqrt{27\,652}}{116^{1,25}} = 262 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$$

Si tratta di una turbina “Francis veloce”, caratterizzata dall’aver il profilo palare particolarmente sviluppato in direzione circa parallela all’asse.

Soluzione domanda b)

La **seconda domanda** chiede di dimensionare l’albero di trasmissione nel tratto posto tra il gruppo turbina più moltiplicatore e l’alternatore. Immediatamente a valle della turbina è posto un gruppo moltiplicatore; occorre tuttavia riprendere il dato fornito dal testo, riguardante il rapporto di trasmissione, in quanto presentato in modo fuorviante; si rende necessario introdurre la seguente correzione:

$$i = \frac{\omega_{ingr}}{\omega_{uscita}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1}{8} = 0,125$$

Il rapporto di trasmissione permette di risalire alla coppia motrice M_2 uscente dal moltiplicatore dove M_1 , come già specificato in precedenza, è la coppia motrice erogata dalla turbina:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{M_2}{M_1} = 0,125$$

$$M_2 = i M_1 = 0,125 \times 440,3 = 55,4 \text{ kNm} = 55,4 \times 10^3 \text{ Nm} = 55,4 \times 10^6 \text{ N mm}$$

Nella *figura 1* si riporta la rappresentazione schematica del gruppo turbo alternatore.

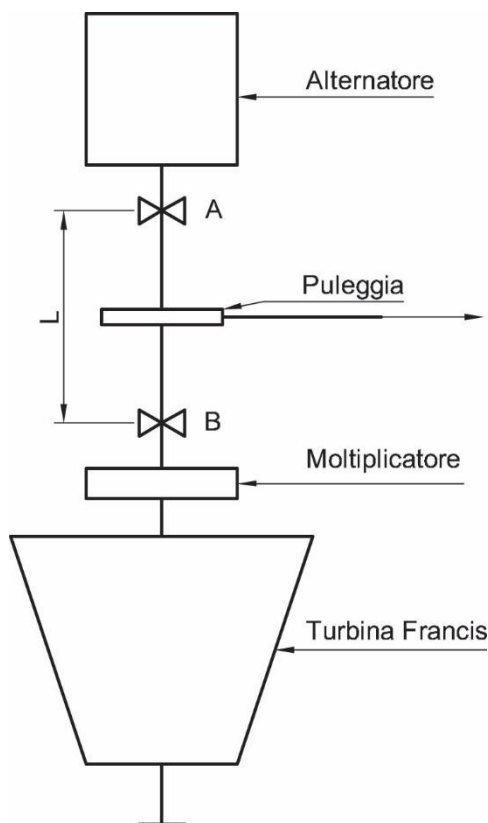


Fig. 1 Schema del gruppo turboalternatore

La forza F che è la somma dei due tiri cinghia T e t , vale 2 kN e si scarica in parti uguali, per ragioni di simmetria, sui due supporti A e B. Pertanto le due reazioni vincolari orizzontali e opposte a F valgono:

$$R_A = R_B = \frac{F}{2} = \frac{2000}{2} = 1000 \text{ N}$$

Nella *figura 2* si riporta lo schema dell'albero di trasmissione per il tratto compreso fra le due macchine, l'alternatore ed il motopropulsore (turbina + moltiplicatore); due supporti A e B delimitano il tratto di lunghezza $L = 1,2$ m.

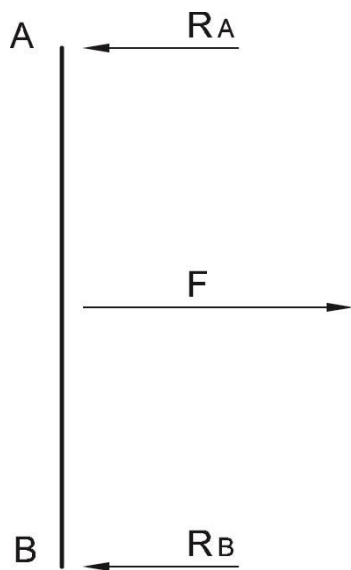


Fig. 2 Trave matematica che schematizza l'albero in forma di campata semplice.

Calcolo del momento flettente massimo in mezzeria:

$$M_{max} = R_A \times \frac{L}{2} = 1000 \times \frac{1,2}{2} = 600 \text{ Nm}$$

Nella *figura 3* si riporta il diagramma del momento flettente, il cui andamento lineare ha forma triangolare col vertice in mezzeria.

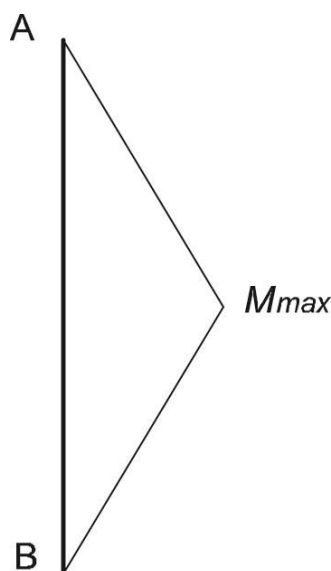


Fig. 3 Diagramma del momento flettente.

I sistemi di produzione energetica richiedono un alto grado di affidabilità per cui, come materiale per l'albero, si ricorre ad un acciaio da bonifica altoprestazionale, il 36 Ni Cr Mo 16 UNI EN 10083, le cui caratteristiche allo stato bonificato sono riportate nella **Tabella F.34** riportata sul *Manuale di Meccanica* alla pagina F-110; per diametri dell'ordine di $100 \div 250$ mm si ricava $R_m = 1000 \div 1200 \text{ N/mm}^2$ allo stato bonificato. Si esegue la progettazione a fatica prendendo come riferimento il valore intermedio del carico di rottura del materiale: $R_m = 1100 \text{ N/mm}^2$.

La turbina idraulica è una macchina che opera con modalità di funzionamento assai regolari: infatti, l'avviamento avviene sempre a vuoto, in modo graduale sotto un'accelerazione controllata; nella sua gestione operativa non si prevedono sovraccarichi: nel caso insorgessero picchi di coppia anche brevi, scattano le sicurezze e il turboalternatore si sgancia dal parallelo in tempi rapidissimi, si aprono dei by-pass idraulici, le pale statoriche si chiudono e la turbina rallenta gradualmente; come ulteriore contributo alla sicurezza del sistema, la progettazione verrà condotta assumendo la tensione tangenziale ammissibile a fatica pulsante τ'_{amf} ; per questi motivi si reputa adeguato un grado di sicurezza a rottura $g_R = 2,4$.

Si determinano le tensioni ammissibili σ_{ams} statica, σ_{amf} a fatica e τ'_{amf} a fatica pulsante:

$$\sigma_{ams} = \frac{R_m}{g_R} = \frac{1100}{2,4} = 458 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{amf} = \frac{\sigma_{ams}}{3} = \frac{458}{3} = 152,7 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau'_{amf} = \frac{2}{3} \frac{\sigma_{ams}}{\sqrt{3}} = \frac{2}{3} \times \frac{458}{\sqrt{3}} \cong 176 \frac{N}{mm^2}$$

Si calcola inizialmente il tratto di albero di trasmissione compreso tra il mozzo della turbina e l'ingresso nel moltiplicatore, anche se non richiesto, tuttavia utile come riferimento per i passi successivi:

Calcolo del diametro dell'albero della turbina, nel tratto entrante nel moltiplicatore, a torsione pura:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_1}{\pi \tau'_{amf}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 440,3 \times 10^6}{\pi \times 176}} = \sqrt[3]{12,741 \times 10^6} = 233,6 \text{ mm}$$

Nell'ipotesi di calettare il mozzo della ruota sull'albero mediante linguetta, si sceglie la linguetta 50×28 con profondità di cava $t_1 = 17$ mm. Pertanto il diametro utile, nell'ipotesi extrasicura, sarà:

$$d_u = 233,6 + 2 \times t_1 = 267,6 \text{ mm}$$

Si arrotonda il diametro a 280 mm in base alla serie di Renard R20 (cfr. Tabella E.5 sul *Manuale di Meccanica*, alla pagina E-11).

Il passo successivo consiste nel calcolo dell'albero nel tratto AB; la procedura seguita è quella del momento flettente ideale, riportata sul *Manuale di Meccanica*, alla pagina I-84. Si calcola il $M_{f,id}$ massimo nella sezione di mezzeria, la più sollecitata:

$$M_{f,id} = \sqrt{M_{max}^2 + 0,75 \times M_2^2} = \sqrt{(600)^2 + 0,75 \times (55,4 \times 10^3)^2} \cong 48\,000 \text{ Nm}$$

Si passa infine alla determinazione del diametro dell'albero mediante la formula di Navier:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_2}{\pi \sigma_{amf}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 48\,000 \times 10^3}{\pi \times 152,7}} = \sqrt[3]{3,2 \times 10^6} = 147,3 \text{ mm}$$

Si provvede a calettare il mozzo della puleggia sull'albero mediante linguetta: si sceglie la linguetta 40×22 con profondità di cava $t_1 = 13$ mm. Pertanto il diametro utile diventa:

$$d_u = 147,3 + 13 \cong 160 \text{ mm}$$

Si conferma il diametro da 160 mm in quanto contemplato dalla serie di Renard R5.

Soluzione domanda c)

Questa domanda chiede di eseguire il disegno di fabbricazione di una puleggia per cinghie trapezoidali di un impianto il cui albero motore deve trasmettere una potenza di 4 kW alla frequenza di rotazione di 1000 giri/min. La puleggia deve avere un diametro primitivo compreso tra 160 e 200 mm e prevede l'impiego di 4 cinghie di tipo A.

Si sceglie una Puleggia UNI 5266 – 4A 200 e dalla **Tabella I.118 pag.I-164 Manuale di Meccanica** si ricavano le seguenti dimensioni:

- $e = 15 \text{ mm}$, distanza fra gli assi di due gole
- $f = 10 \text{ mm}$, distanza fra l'asse della gola esterna e il bordo della puleggia
- $w_d = 8,7 \text{ mm}$, larghezza di riferimento
- $b = 3 \text{ mm}$, altezza della gola sopra la linea primitiva
- $h = 9 \text{ mm}$, profondità della gola sotto la linea primitiva
- $\alpha = 38^\circ$, per diametri primitivi $\geq 118 \text{ mm}$

Considerando la potenza nominale trasmessa e la velocità di rotazione, si ricava il valore del momento torcente sulla puleggia:

$$P = M_t \times \omega$$

$$M_t = \frac{P}{\omega}$$

ossia:

$$M_t = \frac{P}{\frac{2 \times \pi \times n}{60}} = \frac{4000}{\frac{2 \times \pi \times 1000}{60}} = 39,187 \text{ N m} = 39187 \text{ N mm}$$

La forza tangenziale risulta:

$$F_t = \frac{M_t}{d_p/2} = \frac{39187}{100} \cong 392 \text{ N}$$

Il tiro S delle cinghie rappresenta la forza che genera la sollecitazione di flessione sull'albero.

Nel caso di cinghie trapezoidali, per tener conto delle sovratensioni e garantire con sufficiente sicurezza la trasmissione del moto senza slittamenti il tiro assume, in genere, i seguenti valori: $S = (2 \div 2,5)F_t$, pertanto

$$S = 2 \times F_t = 784 \text{ N}$$

Considerando l'albero sorretto alle estremità da cuscinetti e la puleggia calettata in mezzzeria si può dedurre la lunghezza dell'albero, data dalla larghezza della puleggia più la distanza dei suoi bordi dal centro dei supporti:

$$L = 63 + 15 + 15 = 93 \text{ mm}.$$

Il carico della puleggia agente sull'albero è applicato in mezzzeria si scarica in parti uguali sui due supporti A e B, pertanto le due reazioni vincolari valgono:

$$R_A = R_B = \frac{S}{2} = \frac{784}{2} = 392 \text{ N}$$

e il valore del momento flettente massimo in mezzzeria risulta:

$$M_f = R_A \times L_1 = 392 \times 46,5 = 18\,228 \text{ Nmm}$$

in cui

$$L_1 = \frac{63}{2} + 15 = 46,5 \text{ mm}$$

Dimensionando l'albero a flessione - torsione la condizione di resistenza (equazione di stabilità) è:

$$\frac{M_{fid}}{W_f} \leq \sigma_{amf}$$

Impiegando un acciaio C40 bonificato con $R_m = 700 \frac{N}{mm^2}$ (**Tab. F.34 pag. F-110 Manuale di Meccanica**) si ha:

$$\sigma_{ams} = \frac{700}{3} \cong 233 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{amf} = \frac{1}{3} \sigma_{ams} = 77,6 \frac{N}{mm^2}$$

Il momento flettente ideale, risulta:

$$M_{f,id} = \sqrt{M_f^2 + 0,75 \times M_t^2} = \sqrt{(18\,228)^2 + 0,75 \times (39\,187)^2} \cong 38\,522 \text{ Nmm}$$

e sostituendo i valori trovati nell'equazione di stabilità si ricava il valore del diametro dell'albero:

$$\frac{M_{fid}}{W_f} \leq \sigma_{amf}$$

$$W_f = \frac{M_{fid}}{\sigma_{amf}} = \frac{38\,522}{77,6} \cong 496 \text{ mm}^3$$

con:

$$W_f = \frac{\pi}{32} d^3$$

da cui:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 496}{\pi}} \cong 17,1 \text{ mm}$$

Scegliendo la linguetta UNI 6604 - A 6×6 con profondità di cava dell'albero $t_1 = 3,5 \text{ mm}$ e profondità di cava del mozzo $t_2 = 2,8 \text{ mm}$, si ottiene il diametro utile $d_u = 20,6$, che si arrotonda a 25 mm in base alla serie di Renard R10 (**Tabella E.5, pag. E-11 Manuale di Meccanica**).

Quindi si ha:

- la larghezza di fascia della puleggia vale:

$$B = 2 \times f + 3 \times e = 2 \times 9 + 3 \times 15 = 63 \text{ mm}$$

- diametro dell'albero di calettamento della puleggia $d = 25 \text{ mm}$
- diametro primitivo della puleggia $d_p = 200 \text{ mm}$
- diametro esterno della puleggia $d_e = d_p + 2 \times b = 200 + 6 = 206 \text{ mm}$
- diametro al fondo gola della puleggia $d_{fg} = d_p - 2 \times h = 200 - 2 \times 9 = 182 \text{ mm}$

Nella *figura 4* si riporta il disegno di fabbricazione della puleggia per quattro cinghie trapezoidali.

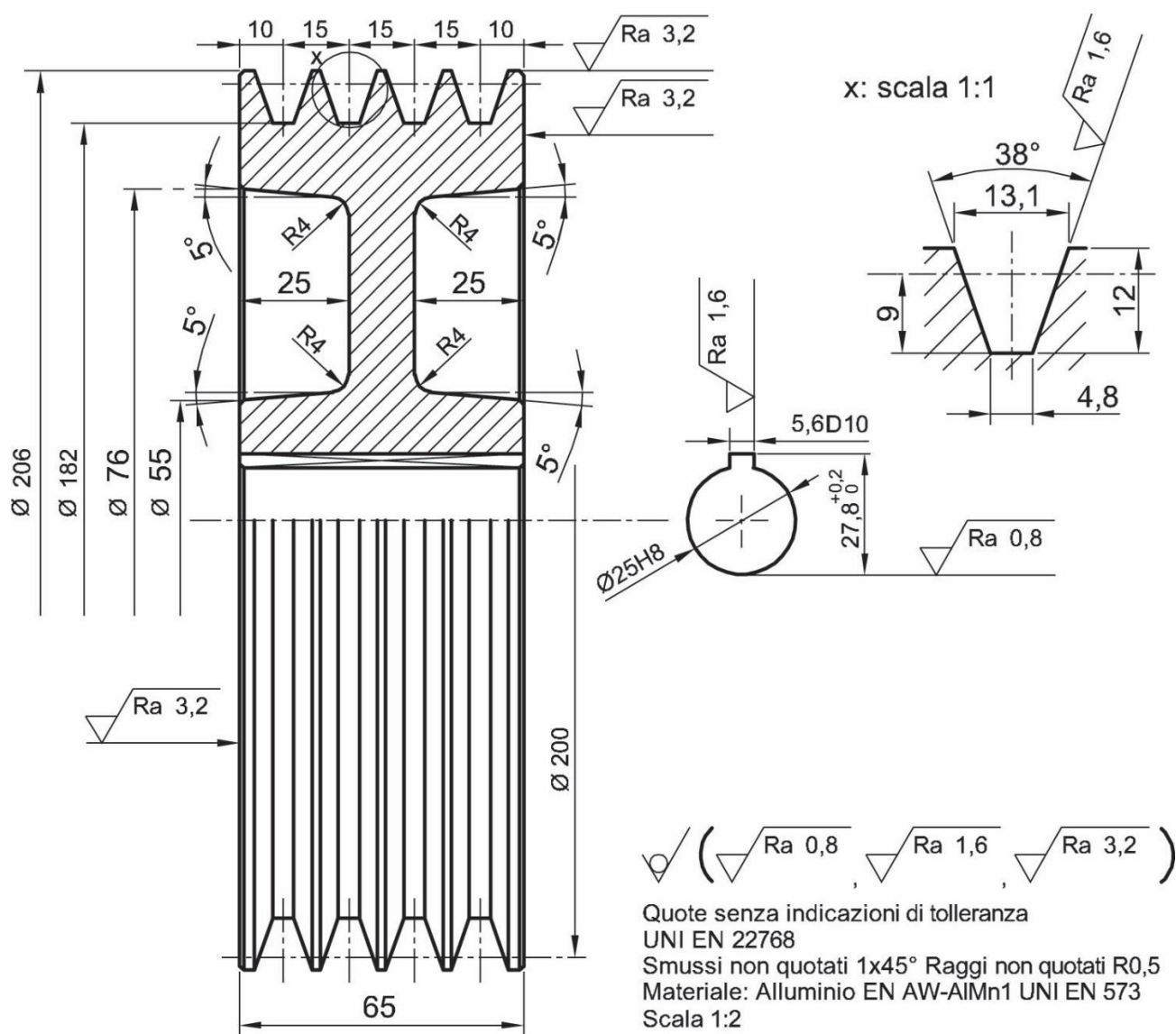


Fig. 4 Disegno di fabbricazione della puleggia.

Soluzione domanda d)

Per il ciclo di lavorazione della puleggia si considera come materiale di partenza il semilavorato in alluminio riportato nella *figura 5*.

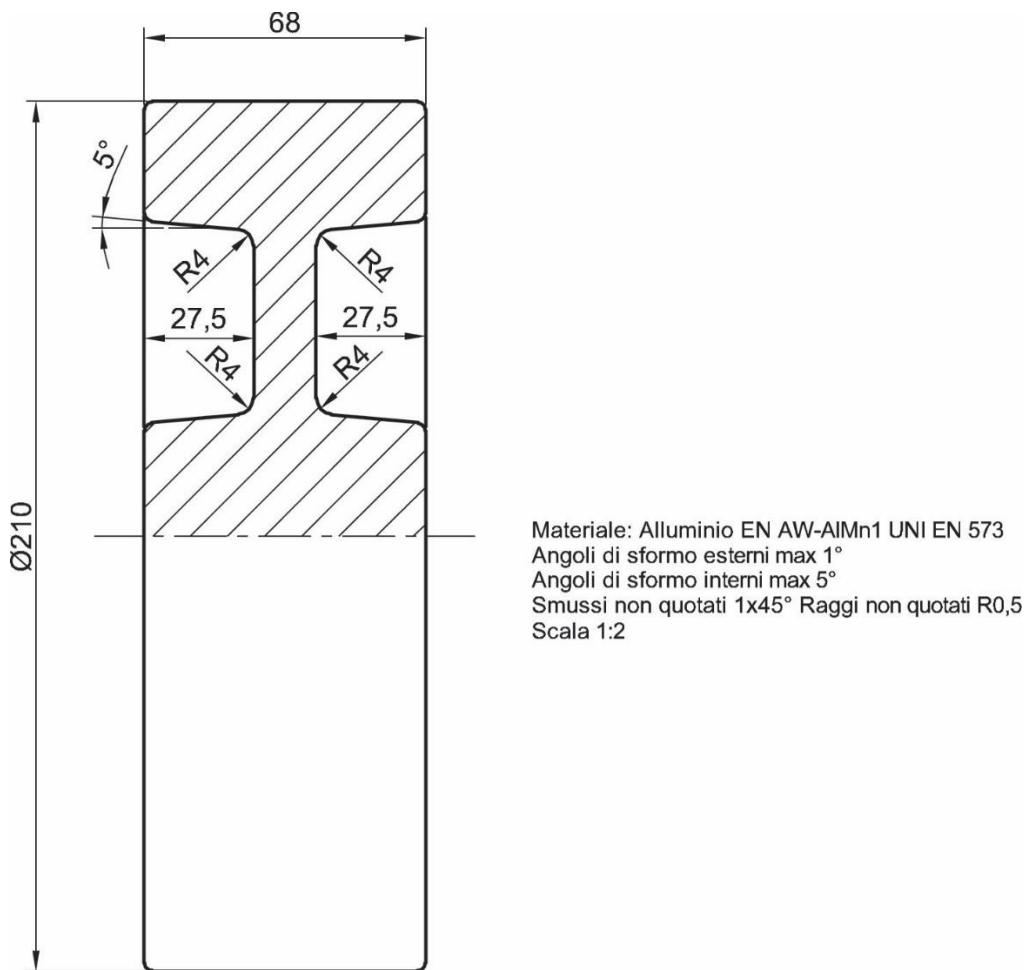


Fig. 5 Semilavorato per la produzione della puleggia

Ciclo di lavorazione della puleggia

<i>N</i>	<i>Operazione</i>	<i>Macchina</i>	<i>Utensili/calibri</i>
1	Bloccare su autocentrante su $\varnothing 210$	Tornio parallelo	
2	Sfacciare faccia opposta	Tornio parallelo	Ut. sfacciatore/Cal. 1/20
3	Esecuzione foro da centro	Tornio parallelo	Punta a centri
4	Foratura in due tempi $\varnothing 8$ e $\varnothing 24,5$	Tornio parallelo	Punte elic. $\varnothing 8$ e $\varnothing 29,5$
5	Alesatura foro $\varnothing 25$ H8	Tornio parallelo	Alesatore $\varnothing 25$ H8
6	Esecuzione smusso sul foro	Tornio parallelo	Ut. piegato 45°
7	Capovolgimento e montaggio su bussola per centraggio interno	Tornio parallelo	Bussola di centraggio interno/ chiave a bussola
8	Sfacciatura a dimensione della puleggia	Tornio parallelo	Ut. sfacciatore/Cal. 1/20
9	Tornitura a dimensione del diametro $\varnothing 206$	Tornio parallelo	Utensile per esterni
11	Sgrossatura delle 4 cave (4,8×12)	Tornio parallelo	Ut. frontale
12	Finitura delle 4 cave	Tornio parallelo	Ut. finitore incl. di 19°
13	Esecuzione smussi esterni	Tornio parallelo	Ut. piegato 45°
14	Brocciatura cava per linguetta	Brocciatrice	Broccia per cave
15	Controllo dimensionale		Calibro 1/20, calibro passa-non passa $\varnothing 25$ H8

SOLUZIONE PARTE DUE

Soluzione domanda a)

Si considera l'operazione N. 3 del ciclo di lavorazione, esecuzione foro da centro che si compone di tre fasi.

1. Montaggio della punta da centri sulla contropunta $t_1=0,3$ s
2. Esecuzione foro da centro $t_2=0,1$ s
3. Smontaggio punta $t_3=0,3$ s

I tempi standard sono rilevati dalla tabella S.4, pag. S-7 del Manuale di meccanica.

Il tempo totale di fermo macchina, per questa operazione è dato da:

$$T_{tmf} = t_1 + t_3 = 0,3 + 0,3 = 0,6 \text{ s}$$

Soluzione domanda b)

Gli alberi di trasmissioni devono avere una elevata affidabilità, per cui oltre ai tradizionali controlli metrologici (dimensionali e geometrici), atti a verificare la funzionalità dell'albero, vanno effettuati anche controlli atti a verificare l'affidabilità al fine di escludere la presenza di cricche superficiali e cavità che potrebbero diventare punti vulnerabili dai quali si possono innescare delle vere e proprie fratture.

Per i controlli è opportuno servirsi di carte nelle quali si riportano i punti da controllare per la funzionalità del pezzo, ricavati dal disegno esecutivo, e il tipo di controllo che invece bisogna effettuare su tutto l'albero. La scheda riportata nella *tabella 1* rappresenta un esempio di carta di controllo; essa oltre ad indicare i controlli da effettuare, con i relativi punti (parti con sfondo grigio), consente di spuntare i controlli effettuati, inserendo, ad esempio, una P o NP, a seconda che il controllo sia stato effettuato con esito positivo o negativo.

Tabella 1

Tipo di controllo	Punti					Albero Intero
	A	B	D	E	F	
Controllo dimensionale						
Controllo tolleranze geometriche						
Controllo rugosità						
Controllo cricche superficiali con liquidi penetranti						
Controllo cricche superficiali (Magnetoscopia)						

Data _____

Il collaudatore

Firma _____

Soluzione domanda c)

La terza domanda della seconda parte chiede di verificare il numero di cinghie di tipo trapezoidale dell'impianto ausiliario necessario a trasmettere il moto rotatorio dall'albero motore ad un secondo albero parallelo e distante 2 metri, con un rapporto di trasmissione $i = \frac{n_1}{n_2} = 3$.

Schema di calcolo della trasmissione con cinghie trapezoidali

a) Nota la potenza nominale che deve trasmettere l'albero motore $P_n = 4 \text{ kW}$ si ricava il valore della potenza corretta P_c :

$$P_c = P_n \times F_s \times F_t$$

in cui F_s è un coefficiente di servizio che tiene conto delle condizioni di lavoro, del tipo di motore e di macchina operatrice (**Tab. I.100 pag. I-156 Manuale di Meccanica**) ed F_t è un coefficiente correttivo che dipende dalle caratteristiche della trasmissione (**Tab. I.101 pag. I-156 Manuale di Meccanica**). Pertanto si ha:

$$P_c = 4 \times 1,3 \times 1 = 5,2 \text{ kW}$$

b) La scelta del tipo di sezione della cinghia si effettua in funzione della potenza corretta e del numero di giri della puleggia minore, per mezzo di grafici riportati sui cataloghi. Adottando cinghie di tipo convenzionale, dal diagramma della **Figura. I.128 pag. I-166 Manuale di Meccanica**, quella più indicata è il tipo A.

c) Adottando come puleggia motrice quella più piccola di diametro primitivo (o di riferimento)

$d_{p1} = 200 \text{ mm}$ (valore unificato), quello della puleggia condotta, essendo $i = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} = 3$, risulta

$d_{p2} = 600 \text{ mm}$ e si assume il valore unificato $d_{p2} = 630 \text{ mm}$ (**Tab. I.120 pag. I-165 Manuale di Meccanica**). Il rapporto di trasmissione effettivo risulta $i_e = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} = \frac{630}{200} = 3,15$ che si discosta un po' da quello prefissato, ma accettabile.

Il valore della velocità periferica v ad essi corrispondente è:

$$v = \frac{\pi \times d_{p1} \times n_1}{60} = \frac{\pi \times d_{p2} \times n_2}{60} = 10,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

d) Il valore del diametro di riferimento equivalente d_e , corrispondente al diametro primitivo di due pulegge uguali ($i = 1$) di una trasmissione di uguale interasse ed equivalente, ai fini della sollecitazione flessionale a fatica, alla trasmissione in esame, si calcola con la relazione:

$$d_e = d_{p1} \times F_b$$

in cui F_b è un coefficiente funzione del rapporto di trasmissione (**Tab. I.121 pag. I-166 Manuale di Meccanica**). Quindi si ha:

$$d_e = d_{p1} \times F_b = 200 \times 1,14 = 228 \text{ mm}$$

e) La potenza nominale trasmissibile P_l dalla cinghia scelta in funzione del diametro equivalente e della velocità periferica può essere calcolata mediante la seguente relazione (**UNI 5789 formula I.100 Sez. A pag. I-167 Manuale di Meccanica**):

$$P_l = \left[\left(0,61 \times v^{-0,09} - \frac{26,08}{d_e} - 1,04 \times 10^{-4} \times v^2 \right) \times v \right] \times 0,7355 = 2,8 \text{ kW}$$

dove la velocità è espressa in m/s: $v = 10,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$;

e il diametro equivalente in mm: $d_e = 228 \text{ mm}$.

f) La lunghezza primitiva (o di riferimento) L_d della cinghia, che nel caso di cinghia dritta, è data dalla **formula I.82 pag. I-154 Manuale di Meccanica**:

$$L_d = 2 \times I + \frac{\pi}{2} \times (d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4 \times I} =$$

$$= 2 \times 2000 + \frac{\pi}{2} \times (200 + 630) + \frac{(630 - 200)^2}{4 \times 2000} = 5327 \text{ mm}$$

Adottando un valore unificato (valore commerciale) più prossimo a quello calcolato (**Tab. I.122 pag. I-167 Manuale di Meccanica**), si sceglie $L_p = 5510 \text{ mm}$.

Pertanto l'interasse effettivo sarà:

$$I_e = I + \frac{L_p - L_d}{2} = 2091 \text{ mm}$$

g) L'angolo di avvolgimento effettivo della puleggia più piccola vale (**formula I.80 pag. I-153 Manuale di Meccanica**):

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \times \frac{d_{p2} - d_{p1}}{I_e} = 180^\circ - 57 \times \frac{630 - 200}{2091} = 168,3^\circ$$

h) La potenza effettivamente trasmissibile P_{1e} , si può ottenere mediante la seguente relazione prevista nei cataloghi e nelle norme UNI (**formula I.101 pag. I-167 Manuale di Meccanica**):

$$P_{1e} = P_1 \times F_{\alpha1} \times F_e$$

in cui:

$F_{\alpha1}$ è un coefficiente correttivo, dipendente dall'angolo di avvolgimento α_1 della puleggia piccola (**Tab. I.107 pag. I-158 Manuale di Meccanica**), che per interpolazione lineare vale $F_{\alpha1} = 0,97$;

F_e è un coefficiente che tiene conto della lunghezza effettiva della cinghia, ricavabile dal diagramma rappresentato nella **figura I.129 pag. I-167 Manuale di Meccanica** e vale $F_e = 1,23$.

Sostituendo i valori si ottiene:

$$P_{1e} = P_1 \times F_{\alpha1} \times F_e = 2,8 \times 0,97 \times 1,23 = 3,3 \text{ kW}$$

i) Il numero di cinghie z si ottiene mediante la seguente relazione:

$$z = \frac{P_c}{P_{1e}} = \frac{5,2}{3,3} = 1,57$$

che si arrotonda al valore intero, per cui si assumeranno 2 cinghie minimo.

Soluzione domanda d)

L'ultima domanda chiede di indicare la soluzione più idonea per la giunzione della pompa all'albero di trasmissione. Occorre innanzitutto ricordare che la pompa in questione è presumibilmente una macchina centrifuga pluristadio di grandi dimensioni, con una potenza effettiva analoga a quella della turbina. Il sistema pompa – motore è ad asse verticale col motore in posizione superiore.

L'accoppiamento tra le due macchine è realizzato mediante un convertitore di coppia; l'adozione di tale componente si rende necessario poiché il sistema si trova sotto carico al momento dell'avviamento; all'atto dello spunto la pompa si avvia sotto grande sforzo dovendo porre in movimento una colonna d'acqua di notevole altezza inizialmente ferma: ad esempio, avendo assunto la prevalenza geodetica pari alla caduta disponibile $h_g = 120 \text{ m}$ e le perdite di carico lungo le condotte pari al dato già ipotizzato in fase di produzione $Y = 4 \text{ m}$, la prevalenza manometrica H_m risulta:

$$H_m = h_g + Y = 120 + 4 = 124 \text{ m}$$

Grazie al convertitore di coppia il motore elettrico raggiunge rapidamente il proprio regime di targa mentre il convertitore eroga inizialmente sulla pompa in fase di spunto una coppia motrice di avviamento molto elevata, in grado di porre in moto tutta la colonna d'acqua gravante. La differenza tra le velocità angolari di ingresso nel convertitore e di uscita è proporzionale alla coppia trasmessa: durante il transitorio di avviamento il motore mantiene costante la sua frequenza di rotazione, il convertitore prende velocità, riduce la coppia trasmessa alla pompa mentre questa accelera gradualmente fino a prendere il numero di giri finale dovuto; la colonna d'acqua raggiunge il valore previsto di portata.

A causa degli attriti interni di natura fluidodinamica il convertitore di coppia tende a disperdere una parte dell'energia entrante; su una coppia di assi cartesiani in cui l'asse delle ascisse riporta la frequenza di rotazione in uscita dal convertitore e l'asse delle ordinate riporta il rendimento, si nota che il rendimento assume la forma all'incirca di una parabola non perfettamente simmetrica con la concavità rivolta verso il basso e passante per l'origine degli assi.

$$\eta = \frac{P_{uscente}}{P_{entrante}} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1}$$

Dalla formula si deduce che allo spunto ($\omega_2 = 0$) il rendimento è zero; man mano che l'asse uscente (nel nostro caso l'asse che aziona la turbopompa) prende velocità (ω_2 crescente), il rendimento cresce fino ad un valore massimo che vale $80 \div 85 \%$; nel caso in cui la velocità uscente si approssimasse alla velocità entrante, il convertitore riduce al minimo la coppia trasmessa e il rendimento crolla repentinamente verso lo zero.