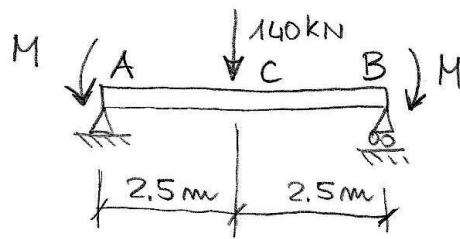


ESERCIZI DI ELEMENTI COSTRUTTIVI DELLE MACCHINE E DI TRASMISSIONE A1 DI POTENZA

- 1) CALCOLARE (a) LA ROTAZIONE ALL'ESTREMITÀ A; (b) LO SPOSTAMENTO IN C



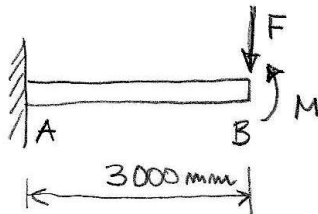
$$M = 80 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$J = 102 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$E = 200 \text{ GPa}$$

(a) $0.919 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$ (b) $5.62 \text{ mm} \downarrow$

- 2) CALCOLARE LA ROTAZIONE ALL'ESTREMITÀ B (θ_B) DELLA TRAVE A SBALZO DI FIGURA E LO SPOSTAMENTO $\eta(B)$



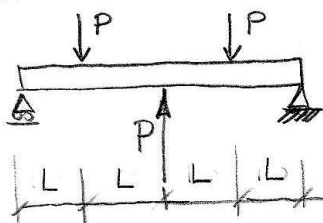
$$F = 5000 \text{ N}$$

$$M = 9000 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$E \cdot J = 10 \text{ MN} \cdot \text{m}^2$$

$\theta_B = 4.5 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$ $\eta(B) = 0.45 \text{ mm} \downarrow$

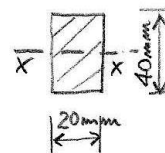
- 3) PER LA TRAVE PRISMATICA DI FIGURA CALCOLARE (a) LO SPOSTAMENTO IN MEZZERIA; (b) LA ROTAZIONE IN A



$$P = 2000 \text{ N}$$

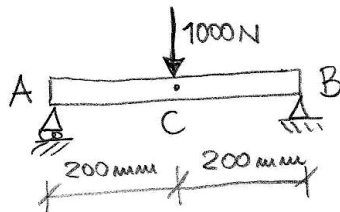
$$L = 100 \text{ mm}$$

$$E = 200 \text{ GPa}$$



(a) $0.0469 \text{ mm} \downarrow$ (b) $4.69 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$

- 4) CALCOLARE (a) LA ROTAZIONE IN A (b) LO SPOSTAMENTO IN MEZZERIA DELL'ALBERO DI FIGURA A SEZ. CIRCOLARE



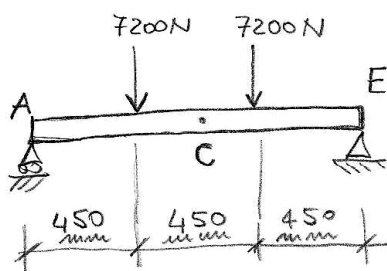
$$\phi = 40 \text{ mm}$$

$$E = 180 \text{ GPa}$$

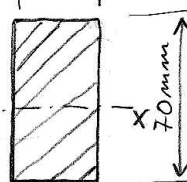


(a) $0.442 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$ (b) 0.0589 mm ↓

- 5) PER LA TRAVE ED IL CARICO MOSTRATI, DETERMINARE (a) LA ROTAZIONE DELL'ESTREMITA' A, (b) LO SPOSTAMENTO DELLA MEZZERIA C



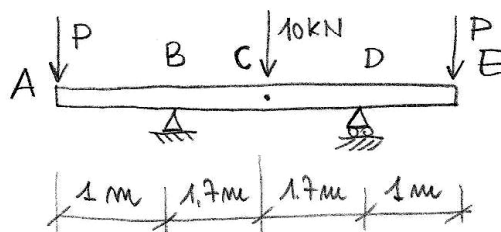
50 mm



$$E = 200 \text{ GPa}$$

(a) $4.026 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$ (b) 1.74 mm ↓

- 6) SAPENDO CHE $P = 8 \text{ kN}$, DETERMINARE (a) LA ROTAZIONE IN A, (b) LO SPOSTAMENTO IN MEZZERIA C DELLA TRAVE



$$J = 16.6 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

$$E = 200 \text{ GPa}$$

(a) $3.13 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$ (b) 1.016 mm ↑

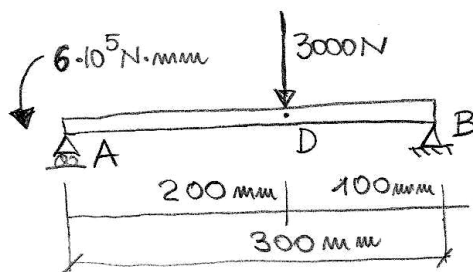
A3

- 7) PER LA TRAVE ED IL CARICO DELL'ESERCIZIO N°6, (a) DETERMINARE LA GRANDEZZA DELLE FORZE P PER LE QUALI LO SPOSTAMENTO DELL'ESTREMITÀ A RISULTA Nullo.

(a) $P = 3550 \text{ N}$

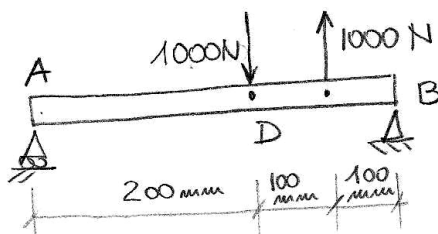
- 8) PER LA TRAVE PRISMATICA ED IL CARICO MOSTRATI, DETERMINARE (a) LO SPOSTAMENTO DEL PUNTO D, (b) LA ROTAZIONE DELL'ESTREMITÀ A

$E = 200 \text{ GPa}$; $\phi = 45 \text{ mm}$



(a) $0.0334 \text{ mm} \uparrow$

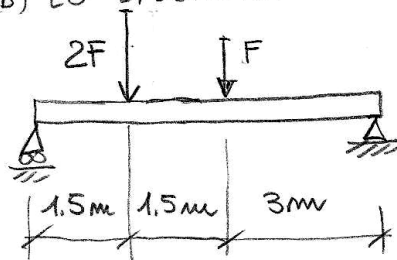
(b) $1.16 \cdot 10^{-3} \text{ rad} \nearrow$



(a) $0.0103 \text{ mm} \downarrow$

(b) $9.31 \cdot 10^{-5} \text{ rad} \searrow$

- 9) PER LA TRAVE ED IL CARICO MOSTRATI, DETERMINARE (a) LA ROTAZIONE DEL PUNTO A, (b) LO SPOSTAMENTO DEL PUNTO D.



$E = 200 \text{ GPa}$

$J = 71.1 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

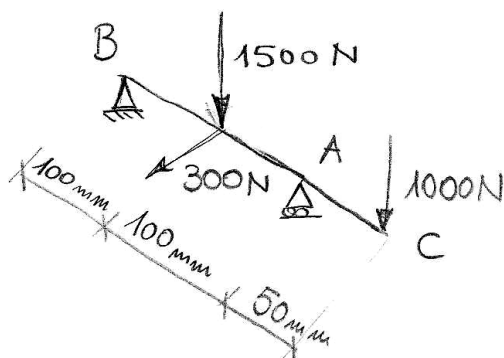
$F = 20000 \text{ N}$

(a) $8.70 \cdot 10^{-3} \text{ rad} \searrow$ (b) $15.03 \text{ mm} \downarrow$

A4

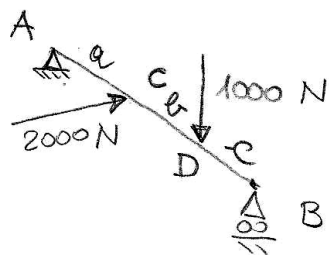
- 10) LA TRAVE DI FIGURA È SOLLECITATA DA FORZE CHE NON SONO CONTENUTE IN UN PIANO. DETERMINARE: (a) LA FRECCIA TOTALE IN C; (b) LA ROTAZIONE IN B; (c) LA ROTAZIONE IN A. LA TRAVE HA SEZIONE CIRCOLARE DI DIAMETRO $\phi = 30 \text{ mm}$

$$E = 206 \text{ GPa}$$



(a) $5.24 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$; (b) $2.71 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$; (c) $1.04 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$

- 11) DETERMINARE GLI SPOSTAMENTI TOTALI IN C e D e LE ROTAZIONI AGLI APPOGGI A e B. LA TRAVE È REALIZZATA IN ACCIAIO E HA SEZIONE CIRCOLARE COSTANTE



$$E = 206 \text{ GPa}$$

$$\phi = 28 \text{ mm}$$

$$a = 100 \text{ mm}$$

$$b = 100 \text{ mm}$$

$$c = 150 \text{ mm}$$

SPOSTAMENTO IN C	0.218 mm
SPOSTAMENTO IN D	0.249 mm
ROTAZIONE IN A	$2.57 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
ROTAZIONE IN B	$2.14 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$

RUOTE DENTATE

A7

- Una coppia di ruote dentate a denti dritti ha modulo pari a 2 mm e trasmettono una potenza $P = 4 \text{ kW}$. Si determina la larghezza minima delle due ruote sapendo che la tensione ammissibile del materiale delle ruote k_σ è di 180 MPa . ($Z_1 = Z_2 = 25$ denti, $\theta = 15^\circ$, $n = 500 \text{ giri/min}$; $p_0 = 900 \text{ MPa}$)
[b = 34]
- Determinare la massima potenza trasmissibile da una coppia di ruote dentate realizzate in C50. Il pignone ruota a 100 giri/min mentre l'altra ruota gira a 300 giri/min . ($\theta = 20^\circ$; $z_{\text{pignone}} = 30$ denti, $\lambda = 15$, $m = 2.75 \text{ mm}$)
[P = 4.1 kW]
- Determinare il minimo modulo di una coppia di ruote dentate capaci di trasmettere una potenza di 8 kW . Le ruote sono realizzate in Phis 620. La ruota dentata con un maggior numero di denti ruota a 500 giri/min mentre il pignone ruota a 800 giri/min . Si assuma $\theta = 20^\circ$, $\lambda = 20$, $z_{\text{min}} = 18$
[m = 4.5]

CUSCINETTI A STRISCIAMENTO

- Calcolare il diametro minimo che deve avere un perno di estremità realizzato in C30 rotante a 750 giri/min . Il carico massimo che grava sul perno è di 8000 N . Il valore del prodotto limite p_v è di $15 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ mentre la p_{adun} è di 20 MPa . Il rapporto λ è pari ad 0.5.
[d = 42 mm]

CUSCINETTI VOLVENTI

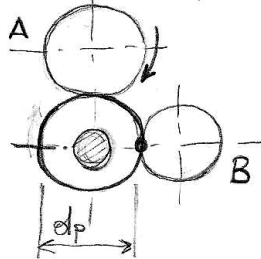
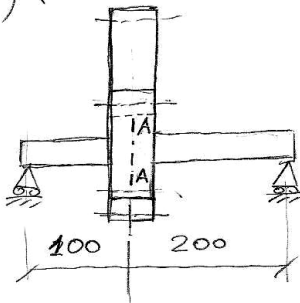
A8

- Determinare il carico radiale ammissibile su un cuscinetto radiale a sfere 6208, funzionante a 5000 giri/min per una durata di 10'000 ore $[F = 2132 \text{ N}]$
- Si voglia determinare il cuscinetto che, sottoposto ad un carico radiale costante di 5886 N rotante a 2000 giri/min abbia una durata teorica non inferiore alle 20'000 ore. $[C = 78'870 \text{ N}]$
- Un cuscinetto radiale rigido a sfere deve ruotare ad una velocità $n = 1000$ giri/min sotto l'azione di un carico radiale costante F e raggiungere almeno una durata di base L_{10h} di 15'000 ore. $F = 6000 \text{ N}$.
Determinare le dimensioni del cuscinetto $[C = 57'900 \text{ N}]$
- Calcolare la durata in ore del cuscinetto radiale rigido a sfere 6216, soggetto ad un carico radiale fisso di 1766 N e ad un carico assiale di 990 N supponendo che l'anello esterno ruoti a 1000 giri/min (anello interno fisso) $[L_{10h} = 418'000 \text{ ore}]$
- Calcolare la durata in ore del cuscinetto 2218, soggetto ad un carico fisso di 2452 N e contemporaneamente ad un carico assiale di 785 N supponendo che l'anello interno ruoti a 2000 giri/min. $[L_{10h} = 29'308 \text{ ore}]$

ASSI E ALBERI

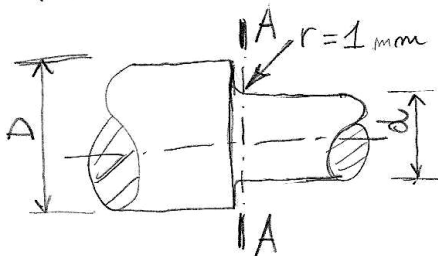
A9

- Dimensionare l'albero di rinvio in corrispondenza della sezione A-A sapendo che le due ruote dentate A e B si scambiano una potenza di 7 kW (angolo di pressione 15°). L'albero è realizzato in 35 o Mo 4 e ruota a 800 giri/min



$$d_p = 70 \text{ mm}$$

- Dimensionare l'albero di figura sapendo che il momento flettente agente sulla sez. A-A è di 320 N.m mentre il momento torcente è di 150 N.m. L'albero è realizzato in C45. Si esegua, inoltre, la verifica a fatica in corrispondenza della sez. A-A nell'ipotesi che l'albero ruoti e che il momento torcente sia costante.



$$\frac{D}{d} = 1.3$$

- DIMENSIONARE STATICAMENTE UN ALBERO IN C25 CON UN COEFFICIENTE DI SICUREZZA $\gamma = 3$. IL RAPPORTO FRA IL MOMENTO TORCENTE E IL MOMENTO FLETTENTE È PARI A DUE. IL MOMENTO FLETTENTE È PARI A 250 N.m.

- CALCOLARE IL MASSIMO MOMENTO TORCENTE M_{max} CHE UN GIUNTO RIGIDO A DISCHI PUÒ TRASMETTERE A TAGLIO SE SI IMPIEGANO PER IL SERRAGGIO 6 VITI M12 CLASSE 4.2. LE VITI SONO DISPOSTE AD UNA DISTANZA DI 70 mm DALL'ASSE DI ROTAZIONE. CALCOLARE INOLTRE IL DIAMETRO DELL'ALBERO CAPACE DI TRASMETTERE A TORSIONE IL MOMENTO M_{max} CON UN COEFFICIENTE DI SICUREZZA PARI A 3.5 (MATERIALE ALBERO C30)
- DETERMINARE IL VALORE DELLA TENSIONE DI TAGLIO E DELLA PRESSIONE SUI FIANCHI IN UNA LINGUETTA UNIFICATA TIPO B LUNGA 50 mm CALETTATA SU UN ALBERO DI DIAMETRO 28 mm

A10