

DISEGNO, PROGETTAZIONE E ORGANIZZAZIONE INDUSTRIALE, MECCANICA E MACCHINE

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

.....

Contesto Operativo

Un'azienda che lavora nel campo del recupero dei R.E.E. (rifiuti di apparecchiature elettriche ed elettroniche) ha deciso di realizzare un macchinario per lavorare le cartucce dei toner esauriti al fine di separare la componente plastica e metallo dai residui della polvere di toner, in modo da recuperare più facilmente solo la componente solida (polietilene, metallo, ecc.) La macchina precede un corpo in acciaio sormontato da una tramoggia di carico, all'interno del quale ruotano due alberi gemelli e paralleli, dotati di coltelli laceratori, che afferrano le cartucce, le rompono e scaricano ad un sottostante nastro trasportatore (vedi allegato 1 sotto riportato). Gli alberi, di cui un folle, vengono azionati da un motoriduttore a vite senza fine -ruota elicoidale A1 di solito dello scarico delle cartucce, all'altezza del nastro trasportatore viene previsto un impianto, di aspirazione per captare la polvere di toner ed inviarla all'interno di un contenitore provvisto di idoneo filtro.

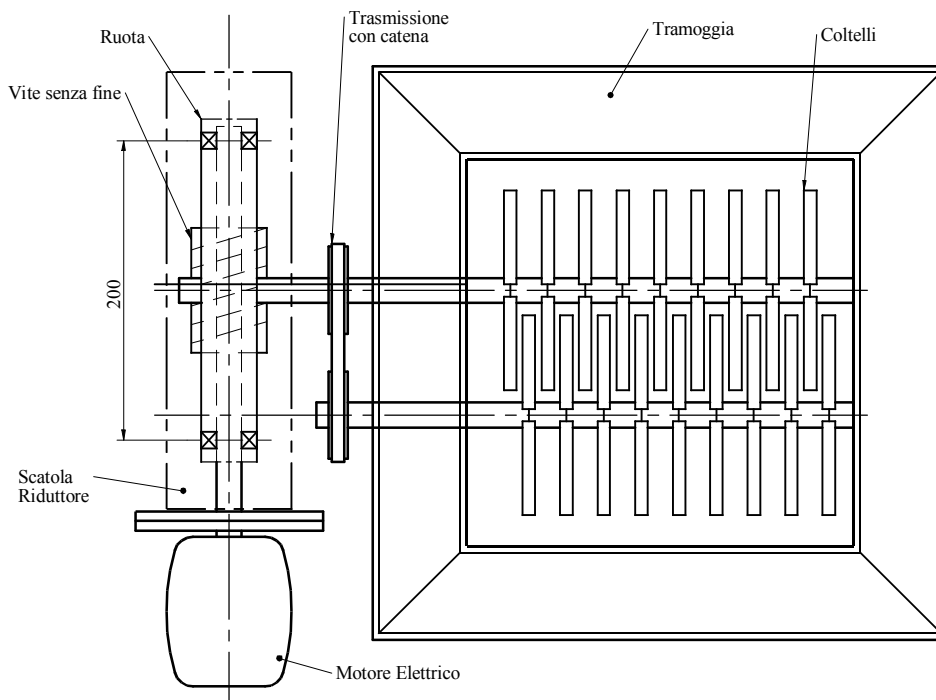
PRIMA PARTE

Il candidato, facendo riferimento all'idea perseguita dall'azienda e valutando ogni parametro/ipotesi che ritenga necessari e congrui alla progettazione e realizzazione della macchina effettui: e ad ogni altro parametro /ipotesi che ritenga necessaria e congrua alla progettazione, effettui:

- a) il dimensionamento del gruppo vite senza fine-ruota coniugata sapendo che:
 - il modulo normale della dentatura m_n è pari a 7;
 - il numero di principi della vite è pari a uno;
 - l'angolo di inclinazione dell'elica β è pari a 6° ;
 - la lunghezza della vite è pari a 16 moduli;
 - la distanza dei supporti della vite è pari a 200 mm;
- b) il calcolo della potenza richiesta al motore elettrico sapendo che:
 - la velocità di rotazione della vite è pari a 1260 giri/min
 - il numero di denti della ruota è pari a 42
 - l'angolo di attrito è pari a 2°
 - il materiale della vite è in acciaio da bonifica mentre quello della ruota è in bronzo e la coppia (vite-ruota) è caratterizzata da una buona lavorazione a bagno d'olio
- c) il disegno di fabbricazione del gruppo vite-ruota completo di smussi, raccordi, quote, tolleranze e gradi di lavorazione per un accoppiamento con lavorazione accurata, tenendo conto che la vite va collegata al motore elettrico e che va bloccato il cuscinetto sul lato opposto; per il proporzionamento si faccia riferimento alla tabella allegata (allegato) 2;
- d) il ciclo di lavorazione della vite senza fine indicando i macchinari utilizzati, gli utensili e attrezzi necessari, nonché gli strumenti di misura e controllo.

SECONDA PARTE

1. Relativamente al ciclo di lavorazione della vite, si effettui un'analisi del fabbisogno di materiale sapendo che l'azienda produttrice, da cui ci si rifornisce, realizza lotti di 200 pezzi per volta partendo da semilavorati commerciali di cui 150 su una linea semiautomatica di torni a torretta e 50 su un reparto di torni paralleli.
Si calcoli altresì lo scarto di lavorazione medio nell'una e nell'altra linea produttiva.
2. Il candidato, facendo eventuale riferimento all'esperienze acquisite nell'ambito dei percorsi per le competenze trasversali e per l'orientamento e al percorso di studi effettuato, indichi quale è a suo avviso la procedura più idonea che l'azienda costruttrice della macchina deve utilizzare per acquisire la certificazione CE, in applicazione della nuova Direttiva Macchine recepita dal D.Lgs. n.17 del 27/01/2010, motivando il perché della necessità di marcare CE i macchinari.
3. Tenendo conto dei dati emersi dalla progettazione, si calcolino le sollecitazioni che agiscono sulla vite verificando il valore massimo che si manifesta all'interno del nucleo della stessa.
4. La ruota, solidale all'albero, su cui sono montati i coltelli del laceratore, aziona tramite trasmissione per catena un altro albero gemello, su cui è montata l'altra serie di coltelli. Facendo riferimento allo schema proposto (allegato 1), si calcoli quale è la forza di lacerazione ottenuta con un meccanismo utilizzato, tenendo conto che l'effetto massimo tranciante del gruppo coltelli avviene indicativamente per un valore del diametro pari a $1/3$ del diametro della ruota.



Allegato 1

Calcoli relativi alla ruota dentata

Sia n_2 la velocità angolare della ruota, dalla definizione di rapporto di trasmissione $i = \frac{n_1}{n_2}$

si ha:
$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1260}{42} = 30 \left[\frac{\text{giri}}{\text{min}} \right]$$

Dal disegno riportato a lato si ricava che l'angolo di inclinazione delle ruota che vale:

$$\beta_r = \gamma = 6^\circ$$

Per cui si ottiene:

modulo trasversale ruota
$$m_{t2} = \frac{m_{n2}}{\cos \gamma} = \frac{7}{\cos 6} = 7,04 \text{ [mm]}$$

modulo assiale ruota
$$m_{a2} = \frac{m_n}{\sin \gamma} = \frac{7}{\sin 6} = 66,97 \text{ [mm]}$$

passo trasversale ruota
$$p_{t2} = m_{t2} \cdot \pi = 7,04 \cdot \pi = 22,11 \text{ [mm]}$$

passo assiale ruota
$$p_{a2} = m_{a2} \cdot \pi = 66,97 \cdot \pi = 210,38 \text{ [mm]}$$

diametro primitivo ruota
$$d_2 = m_{t2} \cdot z_2 = 7,04 \cdot 42 = 295,62 \text{ [mm]}$$

si assume: $d_2 = 296 \text{ [mm]}$

diametro di testa ruota
$$d_{2a} = d_2 + 2 \cdot h_a = 296 + 2 \cdot 7 = 310 \text{ [mm]}$$

diametro di piede ruota
$$d_{2f} = d_2 - 2 \cdot h_f = 296 - 2 \cdot 8,75 = 278,5 \text{ [mm]}$$

lunghezza dentatura ruota
$$L_2 = 7 \cdot m_n = 7 \cdot 7 = 49 \text{ [mm]}$$

l'angolo di dentatura delle ruota sia $\alpha_{vr} = 70^\circ$

il diametro esterno della ruota dentata vale:

$$d_{e2} = d_2 \cdot (1 - \cos(\frac{\alpha}{2})) + d_2 = 296 \cdot (1 - \cos(\frac{70}{2})) + 296 = 366,06 \text{ [mm]}$$

si assume: $d_{e2} = 366 \text{ [mm]}$

Calcolo relativi alla vite senza fine

modulo trasversale vite
$$m_{t1} = \frac{m_{n2}}{\sin \gamma} = \frac{7}{\sin 6} = 66,97 \text{ [mm]}$$

modulo assiale vite
$$m_{a1} = \frac{m_n}{\cos \gamma} = \frac{7}{\cos 6} = 7,04 \text{ [mm]}$$

passo trasversale vite
$$p_{t1} = m_{t1} \cdot \pi = 66,97 \cdot \pi = 210,38 \text{ [mm]}$$

passo assiale vite
$$p_{a2} = m_{a2} \cdot \pi = 7,04 \cdot \pi = 22,11 \text{ [mm]}$$

diametro primitivo vite
$$d_1 = m_{t1} \cdot i_v = 66,97 \cdot 1 = 66,97 \text{ [mm]}$$

si assume: $d_1 = 67 \text{ [mm]}$

diametro di testa vite
$$d_{1a} = d_1 + 2 \cdot h_a = 67 + 2 \cdot 7 = 81 \text{ [mm]}$$

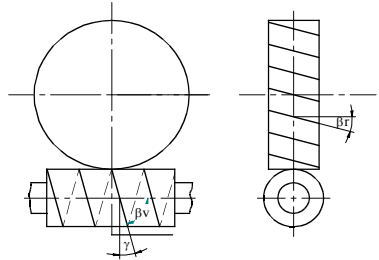
diametro di piede vite
$$d_{1f} = d_1 - 2 \cdot h_f = 67 - 2 \cdot 8,75 = 52,92 \text{ [mm]}$$

lunghezza dentatura vite
$$L_1 = 7 \cdot m_n = 15 \cdot 7 = 105 \text{ [mm]}$$

è adesso possibile ricavare l'interasse di accoppiamento

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{67 + 296}{2} = 181,5 \text{ [mm]}$$

facendo riferimento allo schema iniziale le dimensioni di estremità della ruota dentata sono:



$$R_f = a - \frac{d_{f2}}{2} = 181,5 - \frac{278,5}{2} = 42,25 \text{ [mm]}$$

$$R_a = a - \frac{d_{a2}}{2} = 181,5 - \frac{310}{2} = 26,5 \text{ [mm]}$$

$$R = a - \frac{d_2}{2} = 181,5 - \frac{296}{2} = 33,5 \text{ [mm]}$$

Le altre dimensioni quali ad esempio il diametro del mozzo e il suo spessore possono essere ricavate solo dopo aver calcolato la potenza trasmessa.

Dal volume terzo del corso di “Meccanica delle macchine” di Giorgio Vianello (edizioni Sansone) si ricava che il calcolo di un ingranaggio ruota dentata vite senza fine viene effettuato prendendo in considerazione:

- la resistenza all'usura dei denti della ruota
- la resistenza all'usura dei filetti della vite
- resistenza a fatica del nocciolo della vite

Nel caso proposto la vite è in acciaio mentre la ruota è in bronzo, per cui è lecito affermare che la ruota tende ad usurarsi prima della vite, per questo motivo i per calcoli della potenza si faranno con riferimento alla resistenza della ruota.

In un qualsiasi calcolo di progetto il punto di partenza è l'individuazione della potenza necessaria al funzionamento del meccanismo; nel nostro caso: la potenza necessaria all'azionamento dei coltelli che devono tritare le cartucce del toner.

La traccia non fornisce alcuna indicazione che possa permettere di individuare tale potenza, chiede però di effettuare “il calcolo della potenza richiesta al motore elettrico”.

Il quesito, posto in questi termini, lascia alquanto perplessi!

Nel prosieguo si cercherà di stimare l'ordine di grandezza della potenza in gioco, senza però poter definire quale è l'esatto valore di quella fornita dal motore.

Ricordato che, in un moto rotatorio, vale la relazione $P = M_t \cdot \omega$ dove P è la potenza, M_t è il momento torcente ed ω è la velocità angolare, si cercherà sfruttare questa relazione per ricavare la coppia applicata sulla ruota e da questa pervenire a quella “richiesta al motore elettrico”.

Dal terzo volume del corso di meccanica applicata di Giorgio Vianello, citato in precedenza, si ricava la relazione

$$m_{t2} \geq 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t2}}{z_2 \cdot p_{am} \cdot \lambda \cdot f_w}}$$

dove

- p_{am} è la pressione ammissibile che dipende dal materiale della ruota (bronzo) e dal materiale della vite (acciaio), nel nostro caso possiamo porre $p_{am} = 400 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$
- f_w è un parametro legato alla velocità di strisciamento tra vite e ruota e alla velocità angolare della vite, nel nostro caso si pone $f_w = 0,15$
- λ è il rapporto tra la lunghezza della dentatura della ruota ed il suo modulo trasversale, nel nostro caso $\lambda = 7$

dalla relazione riportata si ricava M_{t2}

$$M_{t2} \geq \frac{m_{t2}^3}{7,5^3} \cdot z_2^2 \cdot p_{am} \cdot \lambda \cdot f_w = \frac{7,04^3}{7,5^3} \cdot 42^2 \cdot 400 \cdot 7 \cdot 0,15 = 571,55 \text{ [Nm]} = 571550 \text{ [Nmm]}$$

La potenza che agisce sulla ruota dentata sarà:

$$P_{ot2} = M_{t2} \cdot \omega_2 = 571,55 \cdot 3,14 = 1795,6 \text{ [W]} = 1,80 \text{ [kW]}$$

A questo punto è necessario fare una considerazione che varrà come premessa per i calcoli successivi.

“Le norme UNI prevedono, per il modulo delle ruote dentate, una serie di valori tra cui scegliere quello da utilizzare; questo comporta che il valore ottenuto come risultato del calcolo difficilmente sarà poi adottato per la costruzione della ruota, in genere il modulo unificato utilizzato e quello immediatamente superiore al valore calcolato.

Da quanto esposto scaturisce che il modulo 7 [mm], assegnato dalla traccia, quasi sicuramente deriva da un risultato di calcolo inferiore a 7.

In pratica: se si assegnasse una potenza di 1,25 [kW], si ricaverebbe un momento torcente pari a 397,89 [Nm], e successivamente un modulo $m_n = 6,24$ [mm]; non essendo questo un valore previsto dalle norme si sceglierà il modulo di 7 [mm].

Si può, quindi, affermare che anche la potenza di 1,27 [kW] è una soluzione del quesito posto.

Si noti che: $\frac{1,25}{1,80} = 0,70$ valore non trascurabile.

La potenza di 1,80 [kW] deve essere considerata solo come “il valore massimo che è possibile applicare sulla ruota” e non certo come quella effettivamente agente (si noti che quest’ultima, con i dati assegnati dalla traccia, non risulta possibile da individuare); utilizzare questa potenza, per il calcolo dell’albero, potrebbe portare a sovradimensionare l’albero anche del 30%.

I calcoli che seguono, quindi, non devono essere considerati come una ipotesi di soluzione del problema assegnato, ma solo come esempio di metodo da utilizzare per risolvere il problema stesso una volta assegnata la potenza agente.”

La potenza calcolata agisce sulla ruota, per arrivare a quella erogata dal motore elettrico si deve tenere conto delle perdite che si hanno nella trasmissione del moto tra vite e ruota dentata e nei cuscinetti.

Il rendimento della vite si ricava dalla relazione

$$\eta_v = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 6}{\operatorname{tg} (6+2)} = 0,75$$

il rendimento dei cuscinetti si pone $\eta_c = 0,95$

per cui il rendimento totale vale $\eta_t = \eta_c \cdot \eta_v = 0,95 \cdot 0,75 = 0,71$

La potenza erogata dal motore sarà:

$$P_{om} = \frac{P_{ot}}{\eta_t} = \frac{1,80}{0,71} = 2,53 \text{ [kW]}$$

Valore assolutamente indicativo

Calcolo dimensioni vite

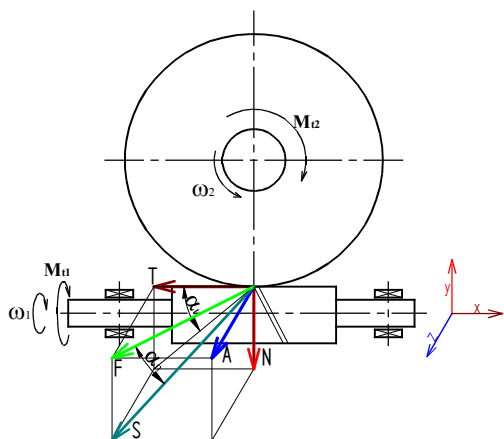


Figura A

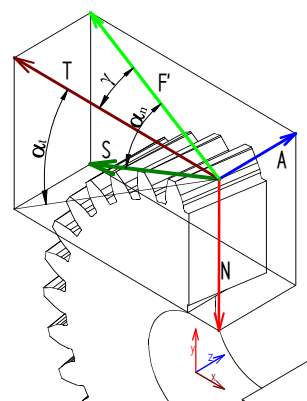


Figura B

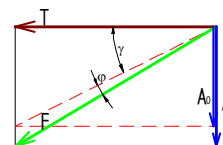
Per il calcolo di verifica della vite si farà riferimento alle due figure riportate sopra, nella figura A sono disegnate le forze agenti sulla vite mentre nella B quelle agenti sulla ruota; nelle due figure sono riportati gli assi cartesiani. La forza **S** è la spinta esercitata, tra vite e ruota, essa è perpendicolare al piano tangente al dente e alla vite nel loro punto di contatto. La forza **S**, nelle due figure, è scomposta secondo tre componenti dirette lungo gli assi x, y, z , la forza **N** è diretta lungo l'asse x ed ha direzione radiale sia per la ruota che per la vite, la forza **A** è diretta lungo l'asse z , essa è diretta lungo l'asse di rotazione della ruota mentre è perpendicolare all'asse della vite, genera un momento torcente sulla vite e flettente sulla ruota, la forza **T** è tangente al diametro primitivo della ruota ed è perpendicolare all'asse della ruota, ha la stessa direzione dell'asse della vite, produce un momento torcente sulla ruota ed un momento flettente sulla vite

Per il calcolo delle tre forze esistono delle semplici relazioni che permettono di ricavare facilmente i moduli di **T** ed **N**

$$T = \frac{2 \cdot M_{12}}{d_2} = \frac{2 \cdot 612372}{296} = 4137,7 \text{ [N]}$$

$$N = T \operatorname{tg}(\alpha_n) = 4137,7 \cdot \operatorname{tg}(20) = 1506 \text{ [N]}$$

Per il calcolo del modulo della forza agente lungo l'asse z (**A**), si deve tener conto dell'azione dell'attrito e dello scorrimento che c'è tra le superfici dei denti a contatto. Se non ci fosse scorrimento la forza **A**₀ diretta secondo l'asse z rappresenta la componente, su z , della forza **F** agente sulla superficie di contatto e avrebbe come intensità:



$$A_0 = T \operatorname{tg} \gamma = 4137,7 \cdot \operatorname{tg} 6 = 434,9 \text{ [N]}$$

A causa dello scorrimento delle facce, nella valutazione di **F** si tiene conto dell'attrito, per cui la sua componente **A**₀ lungo z cambia di intensità, chiamata **A** la nuova forza, essa ha intensità

$$A = T \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) = 4137,7 \cdot \operatorname{tg}(6 + 2) = 581,6 \text{ [N]}$$

Le tre forze che sono state calcolate agiscono sulla vite e sono applicate nel punto di contatto vite-ruota. Si ricorda che la forza **T** sulla vite produce un momento flettente che vale:

$$M_{fT} = T \cdot \frac{d_{noc}}{2} = 4137,7 \cdot \frac{49,5}{2} = 102,41 \text{ [Nm]} = 102410 \text{ [Nmm]}$$

dove d_{noc} è il diametro di nocciolo definito in precedenza.

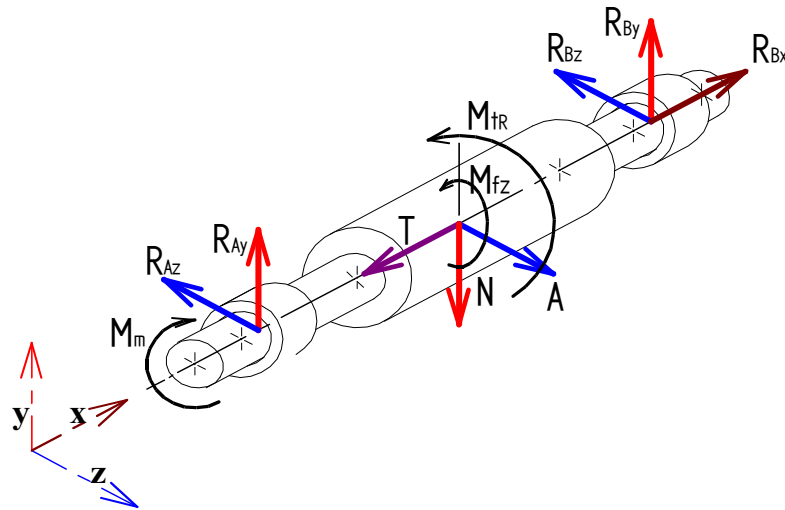
La forza **A** produce sulla vite un momento torcente che vale:

$$M_{tA} = A \cdot \frac{d_{noc}}{2} = 581,51 \cdot \frac{49,5}{2} = 14392,1 \text{ [Nmm]} = 14,392 \text{ [Nm]}$$

Definite i carichi agenti sulla vite si è adesso in grado di calcolare le reazioni vincolari dei supporti.

Calcolo reazioni vincolari

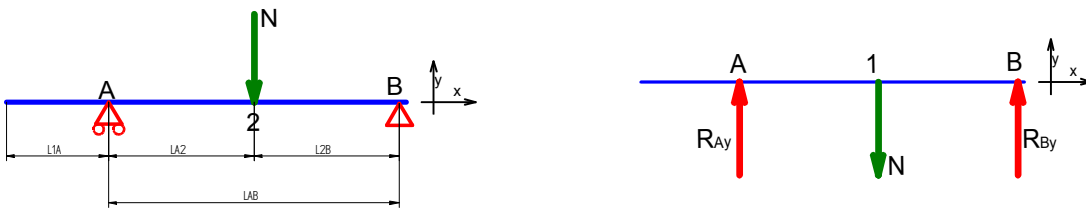
Per questo calcolo si fa riferimento alla figura che segue



Le forze applicate, (e quindi le reazioni vincolari degli appoggi) agiranno in due piani che, con le indicazioni del disegno, sono il piano xz ed il piano yz. I calcoli saranno effettuati per singolo piano.

Piano xy

Si schematizza l'albero come una trave vincolata ed si disegna il corpo libero associato



Applicando le equazioni cardinali della statica si ricavano le reazioni vincolari

$$R_{Ay} = R_{Bx} = \frac{N}{2} = \frac{6412,3}{2} = 1288,0 \text{ [N]}$$

e si disegnano i diagrammi del taglio e del momento flettente



Il momento flettente massimo si ha nella sezione 2 e vale

$$M_{fmax} = R_{Ay} \cdot L_{1A} = 1238,0 \cdot 100 = 123800 \text{ [Nmm]} = 123,8 \text{ [Nm]}$$

Piano xz

Si disegna la relativa schematizzazione ed il corpo libero associato



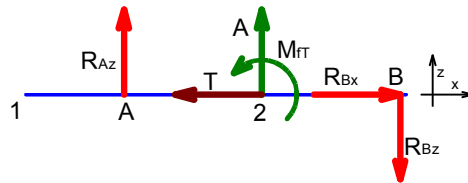
Applicando le equazioni cardinali della statica si ricavano le reazioni vincolari

$$R_{Bx} = T = 4137,7 \text{ [N]}$$

$$R_{Bz} = \frac{A \cdot L_{A2} + M_{ft}}{L_{AB}} = \frac{581,6 \cdot 100 + 102410}{100} = 802,8 \text{ [N]}$$

$$R_{Az} = A - R_{Bz} = 581,6 - 802,8 = -221,3 \text{ [N]}$$

Il valore negativo di R_{Az} impone di cambiare il suo verso, si disegna il nuovo corpo libero associato



e si disegnano i diagrammi del taglio, del momento flettente,



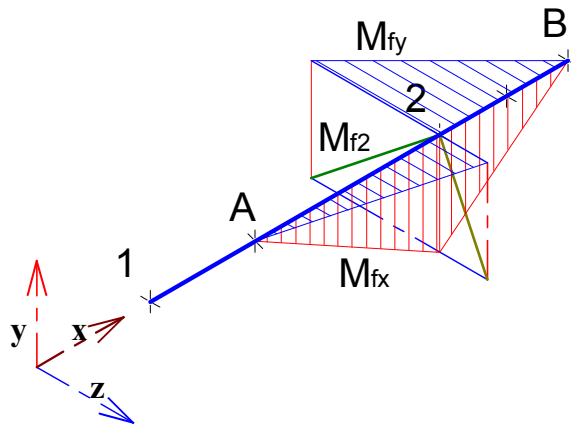
Si disegnano infine i diagrammi dello sforzo normale e del momento torcente.



Anche in questo piano il valore massimo del momento flettente si ha nella sezione 2

$$M_{fymax} = R_{Bz} \cdot L_{2B} = 802,0 \cdot 100 = 80200 \text{ [Nmm]} = 80,2 \text{ [Nm]}$$

La sezione 2 risulta quella maggiormente sollecitata, per cui per la verifica della vite si farà riferimento a questa sezione.



Il momento flettente risultante vale

$$M_{f2} = \sqrt{M_{fmx}^2 + M_{fymx}^2} = \sqrt{123,8^2 + 80,2^2} = 146,6 \text{ [Nm]} = 146600 \text{ [Nmm]}$$

il momento torcente: $M_{t2} = 14,4 \text{ [Nm]} = 14400 \text{ [Nmm]}$

lo sforzo normale: $N_2 = 4138 \text{ [N]}$

Il modulo di resistenza a flessione vale:

$$W_{fnoc} = \frac{\pi}{32} \cdot d_{noc}^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 49,5^3 = 11907,4 \text{ [mm}^3\text{]}$$

quello a torsione:

$$W_{mnc} = \frac{\pi}{16} \cdot d_{noc}^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 49,5^3 = 23814,8 \text{ [mm}^3\text{]}$$

la superficie resistente

$$A_{noc} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{noc}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 49,5^2 = 1924,4 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Ruotato opportunamente i piani xz ed yz la tensione ideale vale

$$\sigma_{id} = \sqrt{(\sigma_N + \sigma_f)^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$$

$$\sigma_{id} = \sqrt{\left(\frac{N_2}{A_{noc}} + \frac{M_{f2}}{W_{fnoc}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{t2}}{W_{mnc}}\right)^2}$$

$$\sigma_{id} = \sqrt{\left(\frac{4138}{1924,4} + \frac{146600}{11907,4}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{14400}{23814,8}\right)^2} = 14,5 \text{ [} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\text{]}$$

Per la vite si considera un acciaio 36 NiCrMo 4 da bonifica, avente

$$R_s = 900 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad \text{e} \quad R_m = 1200 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

la tensione ammissibile vale:

$$\sigma_{am} = \frac{R_s}{\gamma_s} = \frac{900}{3} \left[\frac{N}{mm^2} \right] = 300 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

nettamente superiore alla tensione ideale.

La tensione di taglio ammissibile sarà: $\tau_{am} = \frac{\sigma_{am}}{\sqrt{3}} = \frac{300}{\sqrt{3}} = 173,2 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$

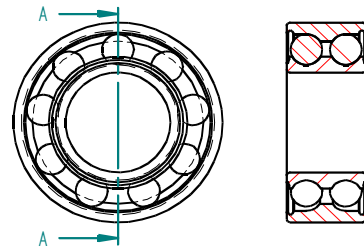
il diametro minimo nella sezione di estremità 1, dove agisce il solo momento torcente, vale:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{t2}}{\pi \cdot \tau_{am}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 14400}{\pi \cdot 173,2}} = 7,5 [mm]$$

Si effettua adesso la scelta degli altri diametri della vite.

La traccia fa sapere che i supporti che reggono la vite si trovano a 200 mm di distanza, in posizioni simmetriche rispetto alla mezzeria della filettatura, dall'analisi del il diametro del nocciolo che vale circa 53 mm si assegna come diametro al fusto dell'albero, compreso tra la vite ed i due supporti un valore di 48 mm.

Per le sezioni di calettamento dei cuscinetti (sezioni A e B) si deve far riferimento alle dimensioni di quest'ultimi, ipotizzando di scegliere un tipo di cuscinetto obliquo a due corone di sfere, che resiste sia a carichi assiali che radiali, avente un diametro interno pari 40 mm ed una larghezza 30,2 il perno avrà diametro 40 e lunghezza 30 compreso una gola di scarico.



Il lato destro dell'albero terminerà con una zona filettata M32 avente diametro 32 mm e larghezza 36 mm

Sul lato sinistro, dopo il perno per il cuscinetto, ci sarà un tratto di diametro 36, su cui sarà creata una cava per la linguetta, per trasmettere il moto al giunto di collegamento con il motore

Scelta profilo filetto vite.

Esistono due possibili profili per il filetto della vite:

- vite con profilo dei denti ad evolvente di cerchio
- vite con profilo dei denti a spirale di Archimede

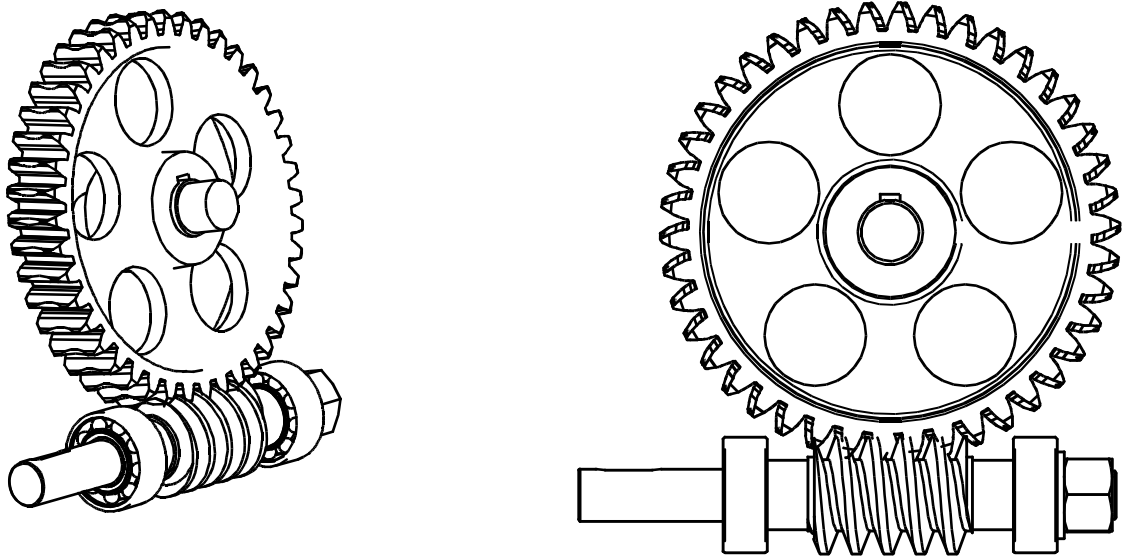
Il profilo ad evolvente è simile nella costruzione a quello dei denti delle ruote dentate, la vite può essere tagliata per involuppo, con una dentiera utensile, al tornio parallelo o alla fresatrice.

Il profilo a spirale di Archimede presenta un profilo trapezoidale, che malgrado l'apparente semplicità risulta di difficile creazione.

Si sceglie quindi il profilo ad evolvente.

Le dimensioni scelte per la ruota si possono ricavare del disegno riportato nella pagine che seguono.

Assieme



Vite senza fine

