

SOLUZIONE

La presente soluzione verrà redatta facendo riferimento al manuale:

Caligaris, Fava, Tomasello *Manuale di Meccanica (N.E)* Hoepli.

Nonostante in letteratura vi siano svariate formule e procedure riguardo agli argomenti richiesti, si cercherà di utilizzare il più possibile quanto messo a disposizione dal manuale e di semplificare al massimo la trattazione.

PRIMA PARTE

– Calcolo dei parametri fluidodinamici e geometrici della pompa.

Dai dati relativi all'elica è possibile calcolare il regime di rotazione:

$$\omega = \frac{V}{R} = 27,8 \text{ rad/s}, \text{ che corrispondono a } 265,6 \text{ giri/min.}$$

Con riferimento alle formule di pg. R-40, dalla definizione di prevalenza manometrica si può ricavare la pressione di uscita p_2 .

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}, \text{ dati } H=50 \text{ m, } p_1=80000 \text{ Pa e } \rho=1000 \text{ kg/m}^3 \text{ si ottiene } p_2=570500 \text{ Pa.}$$

Dalle formule a pg. R-41 si calcolano corsa e alesaggio della pompa a stantuffo.

$$G = V \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_v, \text{ dati } G=10 \text{ l/s, } n=265,6 \text{ giri/min e } \eta_v=0,95 \text{ si ottiene una cilindrata } V=2,38 \text{ dm}^3.$$

Calcolata la cilindrata è possibile calcolare corsa C e alesaggio D mettendo a sistema $C/D=1,5$ con $V = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot C$. Con una semplice sostituzione si ottiene $D=1,26 \text{ dm}$ e $C=1,90 \text{ dm}$.

- **Calcolo dei parametri dinamici del sistema biella-manovella.**

Essendo la velocità di rotazione non elevata, si possono trascurare gli effetti di inerzia delle masse rotanti e traslanti del sistema biella-manovella.

L'unica forza in gioco sul pistone diventa $F_{max} = p_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 7110 \text{ N}$, essendo $p_{max}=570500 \text{ Pa}$ e $D=126 \text{ mm}$.

- **Dimensionamento del perno di estremità della manovella.**

Il quesito richiede il dimensionamento del perno di estremità della manovella (bottone di manovella) nella configurazione di allineamento tra biella e manovella in corrispondenza del PMS.

Con riferimento agli schemi di pg. I-182 (sistema biella-manovella) e pg. I-190 (manovella di estremità), essendo allineati biella e manovella, la forza agente sul bottone di manovella è $F_{max}=7110 \text{ N}$.

Se si considera il bottone di manovella come un perno di estremità accoppiato con la testa di biella tramite una bronzina, si possono utilizzare le formule a pg. I-90 per il calcolo del diametro d e della lunghezza L .

Ipotizzando un rapporto $L/d=1$, $d = \sqrt{\frac{5 \cdot F_a \cdot L}{\sigma_{amf} \cdot d}} = 21,4 \text{ mm} \cong 25 \text{ mm}$, ipotizzando l'utilizzo di

un acciaio C40 con $\sigma_r=700 \text{ N/mm}^2$ e quindi un $\sigma_{amf}=700/9=77,8 \text{ N/mm}^2$.

Ne deriva quindi una lunghezza del bottone di manovella $L=25 \text{ mm}$.

Si procede quindi a verificare la pressione specifica di contatto $p = \frac{F}{d \cdot L} = 11,4 \text{ N/mm}^2$, accettabile.

- **Dimensionamento del perno di banco.**

Il quesito richiede il dimensionamento del perno di banco in posizione di quadratura (angolo tra la biella e la manovella pari a 90°). Sarà necessario calcolare le lunghezze di

biella (l) e manovella (r) per il calcolo della componente della forza lungo la biella F_q (cfr. pg. I-189).

Dalla nota formula $C=2r$ si ricava $r=C/2=190/2=95$ mm. Essendo $l/r=4$, risulta $l=4*95=380$ mm.

Con riferimento alla fig. I-144 a pg. I-189, si ricava l'angolo $\beta=\text{atan}(r/l)=\text{atan}(0.25)=14^\circ$.

Da cui $F_q=F/\cos \beta=7110/\cos 14^\circ=7328$ N.

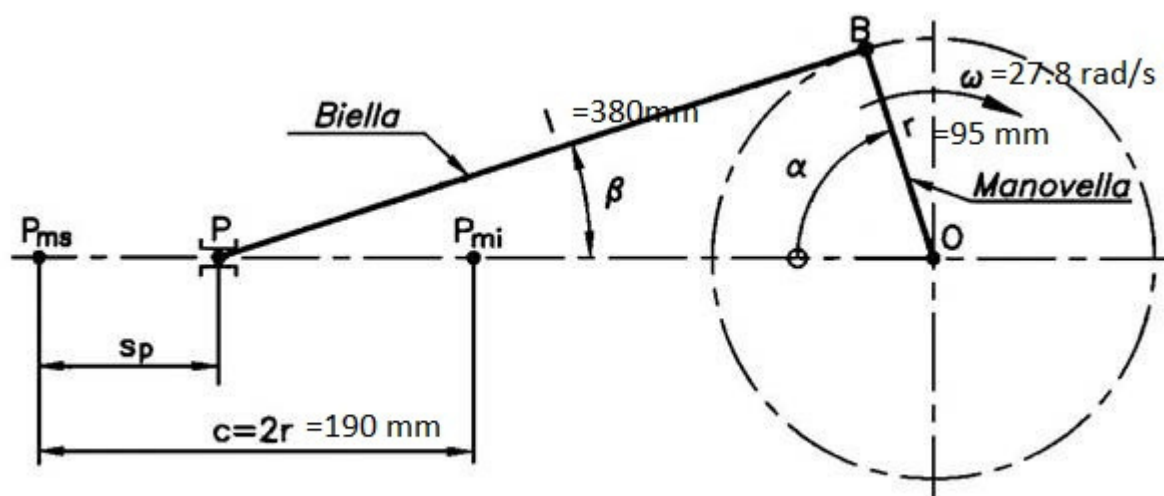
La forza F_q produrrà un momento torcente pari a $M_t=F_q*r=696160$ Nmm e un momento flettente rispetto al perno di banco $M_r=7328*(3.5*25)=641200$ Nmm (cfr. fig. I-145 a pg. I-190).

Il dimensionamento avverrà a flessione-torsione e considerando l'utilizzo di un acciaio C40.

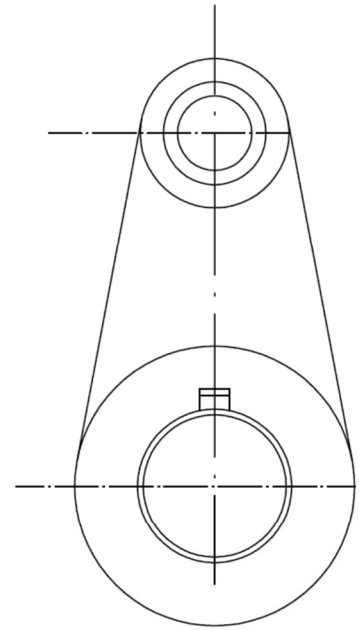
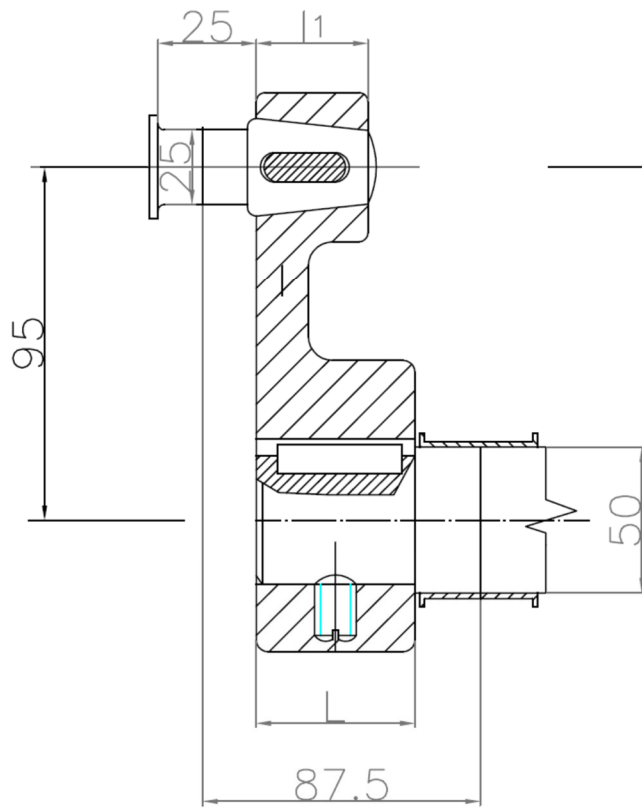
Si calcola il momento flettente ideale $M_{fid} = \sqrt{M_f^2 + 0.75 \cdot M_t^2} = 890500$ Nmm.

Il diametro del perno di banco risulta quindi: $d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 890500}{3.14 \cdot 77.8}} = 48.9$ mm $\cong 50$ mm.

- **Disegno schematico del sistema biella-manovella.**



- **Disegno schematico della manovella di estremità.**



PARTE SECONDA

1. L'analisi dell'albero richiederebbe di considerare anche la flessione derivata dall'accoppiamento conico necessario alla trasmissione ortogonale e il problema derivante dal carico di punta; ciò comporterebbe un'analisi troppo onerosa per un quesito a scelta, si ritiene pertanto sufficiente la sola analisi a torsione.

La scelta del materiale ricade su un classico acciaio da bonifica C 40 UNI En 10083 con $R_m = 700 \text{ MPa}$, assumiamo come coefficiente di sicurezza un valore pari a 9 a causa della totale incertezza dei dati in nostro possesso.

$$\sigma_{am} = \frac{700}{9} = 78 \text{ MPa}$$

$$\tau_{am} = \frac{78}{\sqrt{3}} = 45 \text{ MPa}$$

Da cui risulta un diametro di primo tentativo pari a:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau_{am}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2000000}{\pi \cdot 45}} = 61 \text{ mm}$$

Valore portato a 70 mm per considerare la cava della linguetta $t_1 = 7.5 \text{ mm}$.

Calcoliamo l'angolo torsionale:

$$\theta = \frac{M_t l}{GI_p} = \frac{32 \cdot 2000000 \cdot 4000}{78600 \cdot \pi \cdot 70^4} = 0.043 \text{ rad}$$

Da cui risulta una rigidezza pari a:

$$k = \frac{M_t}{\theta} = \frac{2000}{0.043} = 46512 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

Valutiamo la sezione cava considerando il rapporto $D_i/D_e = 0.8$

Da cui ricaviamo:

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau_{am} \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_e}\right)^4\right]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2000000}{\pi \cdot 45 \cdot 0.59}} = 72.66 \text{ mm}$$

Valore portato a 75 mm, cui corrisponde un $D_i = 60mm$

Calcoliamo l'angolo torsionale:

$$\theta = \frac{M_t l}{GI_p} = \frac{32 \cdot 2000000 \cdot 4000}{78600 \cdot \pi \cdot (75^4 - 60^4)} = 0.055 \text{ rad}$$

Da cui risulta una rigidezza pari a:

$$k = \frac{M_t}{\theta} = \frac{2000}{0.055} = 36364 \frac{Nm}{rad}$$

Calcoliamo la massa delle due configurazioni:

$$m = \rho V = 7860 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.070^2 \cdot 4 = 121 \text{ kg}$$

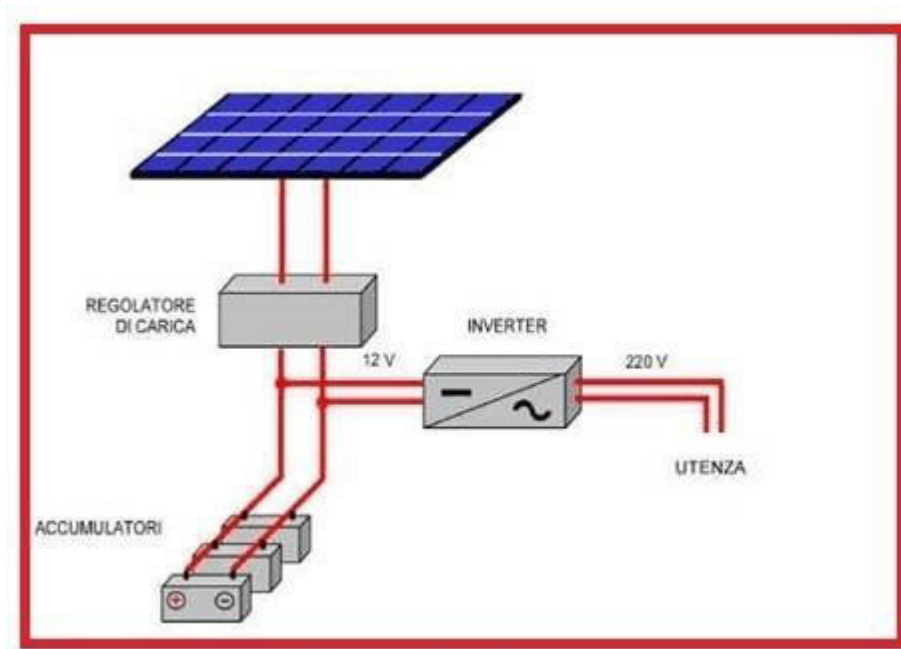
$$m = \rho V = 7860 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0.075^2 - 0.06^2) \cdot 4 = 50 \text{ kg}$$

Per quanto riguarda la stabilità, il sistema con albero a sezione circolare piena evidenzia una migliore rigidezza, ma una massa elevata. Il sistema a sezione cava, nonostante una rigidezza leggermente inferiore, possiede una massa nettamente inferiore risultando quindi nel complesso più stabile.

Per quanto riguarda la realizzazione e il montaggio, il calettamento delle ruote dentate è facilitato con la sezione piena. Il calettamento della sezione cava deve essere fatto con accoppiamento forzato e quindi più critica da realizzare. A favore della sezione cava è la manipolazione essendo di peso inferiore.

2. In alternativa alla soluzione proposta dal tema ministeriale è possibile sostituire la pala eolica con un sistema stand alone composto da un pannello fotovoltaico in silicio amorfo collegato ad un pacco batterie dimensionato per poter sopperire all'eventuale mancanza di energia elettrica.

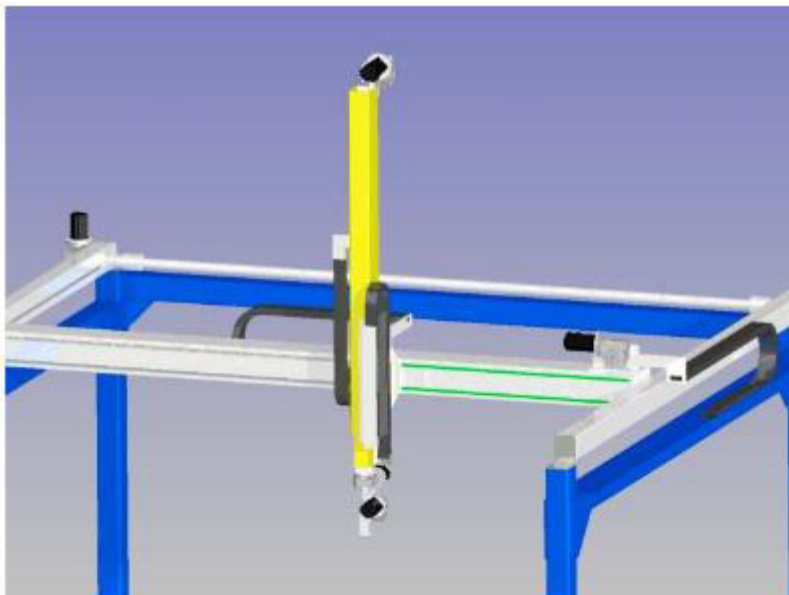
Si potrebbe ricorrere ad un sistema stand alone, in quanto la soluzione iniziale è tipica di installazioni isolate e quindi lontane dalla rete elettrica.

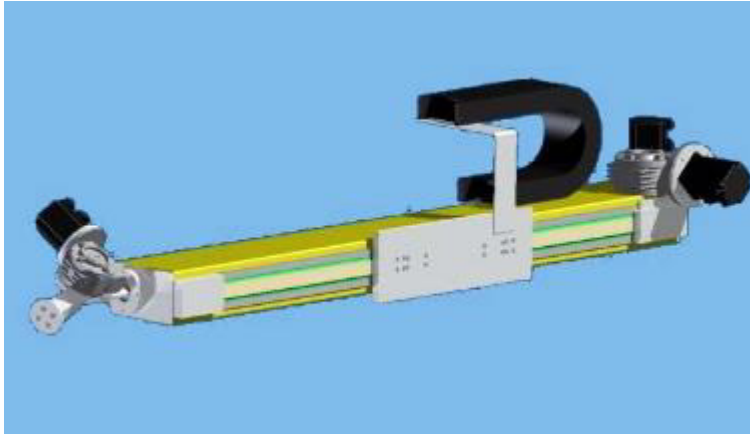


Una seconda soluzione potrebbe ricorrere all'utilizzo di una microturbina idraulica:

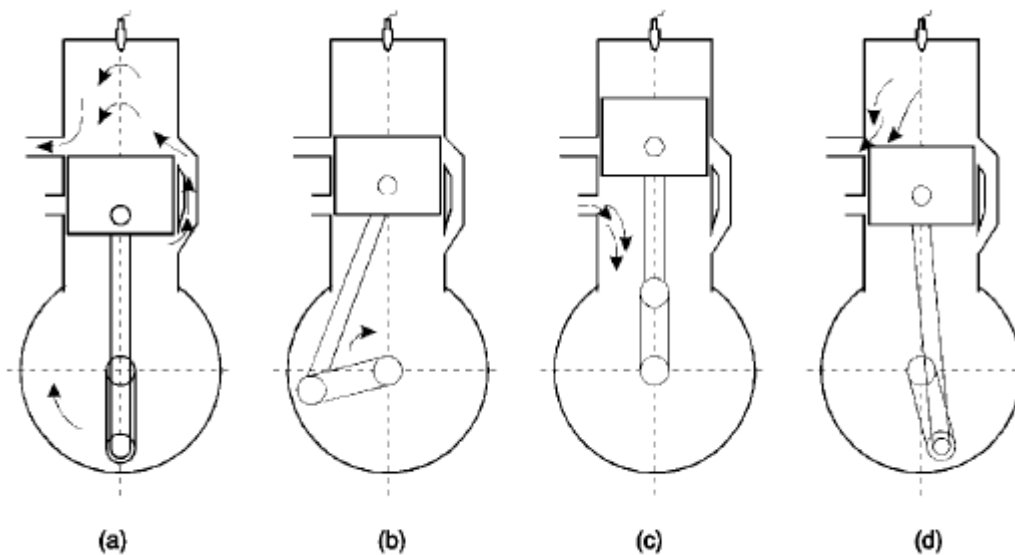
Per produrre l'energia necessaria per azionare la pompa (che in questo caso diventa un'elettropompa) bastano un salto utile di circa 5 m e una portata d'acqua pari a $0.15 \text{ m}^3/\text{s}$, ipotizzando un rendimento pari a circa 80%.

3. Per la movimentazione di un robot cartesiano le possibilità di movimentazione sono legate principalmente all'utilizzo di guide lineari servoassistite.





4. Allo scopo di aumentare, a parità del numero di giri, il numero delle fasi utili, è stato ideato e realizzato il motore a due tempi (cicloClerk).



Con tale soluzione si riesce ad eliminare la fase di aspirazione e quella di scarico potendosi ottenere una fase utile per ogni giro dell'albero motore. Questo si ottiene ricavando sulla parete del cilindro opportune luci (di scarico e di lavaggio) ed eliminando così le valvole sulla testata.

Ad un certo punto della sua corsa discendente il pistone scopre le luci di scarico (più alte di quelle di lavaggio), e successivamente quelle di lavaggio attraverso le quali entra miscela carburata (a 120-130 kPa), che espelle i gas combusti (a). In questa fase viene perduta anche una parte di miscela fresca (fino al 50%).

Il pistone poi risale, comprimendo la miscela fresca rimasta nel cilindro (b), e giunge al PMS (c) dove inizia la combustione ed il fluido successivamente si espande spingendo il pistone verso il basso, fino a ricominciare il ciclo con lo scarico (d).

In via teorica il motore a 2tempi dovrebbe avere potenza doppia, a parità di numero di giri, rispetto al motore a 4 tempi. Invece tale potenza è ridotta sensibilmente da:

- perdita nella fase di lavaggio di miscela fresca (30-50%);
- riduzione della cilindrata geometrica a causa delle luci di scarico e di lavaggio.

Per quanto riguarda il gruppo termico dobbiamo lavorare su:

- materiale del cilindro e del pistone (aumento di pme)
- altezza luci e travasi o fasature (miglioramento della fase di lavaggio)
- altezza squish (miglioramento della combustione)
- tipo di testa (miglioramento della combustione)
- tipo di raffreddamento (aumento del regime di rotazione massimo)

Per quanto concerne l'alimentazione l'utilizzo di lamelle in fibra di carbonio o di un disco rotante (miglioramento dalla fase di immissione della carica).