

# Temi svolti di macchine a fluido Assegnati all'esame di stato I.P.I.A – Tecnico Industrie Meccaniche

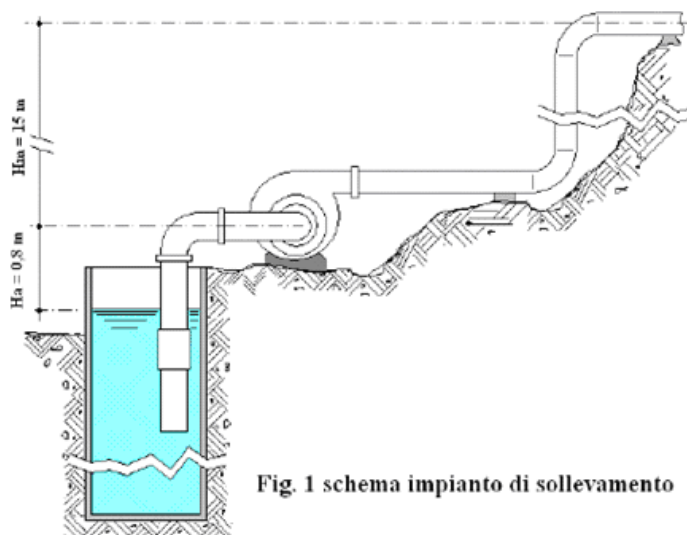
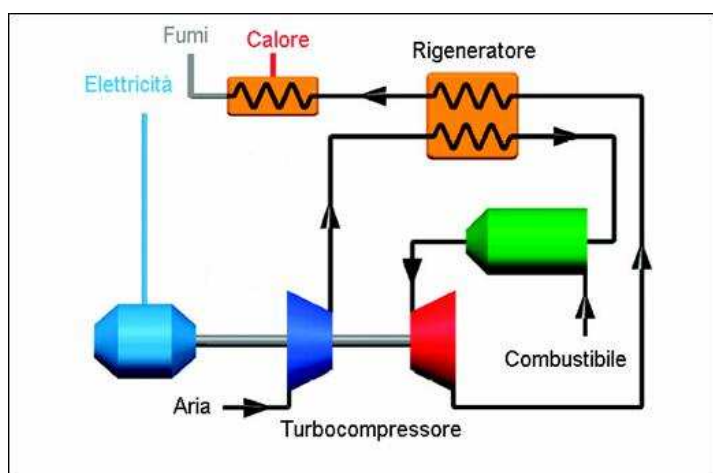


Fig. 1 schema impianto di sollevamento



Supporto didattico per gli studenti  
del V° anno IPSIA ad indirizzo  
Tecnico Industrie Meccaniche

Autore: Massimo Cerani

23/03/2012

Versione. 1.0

## 1. Introduzione

La presente dispensa vuole essere uno strumento di supporto allo studio per gli allievi delle classi quinte TIM degli istituti Professionali Statali. In essa sono proposti i temi d'esame somministrati negli ultimi 12 anni all'esame di Stato nella disciplina di Macchine a fluido.

Disciplina il cui studio è concentrato nella classe quinta, considerata a ragione piuttosto pesante e difficoltosa, essendo un concentrato di formule, relazioni e abachi necessari per affrontare gli elementi essenziali di parte delle macchine a fluido.

Per poter giungere all'esame di stato con una buona preparazione si consigliano i seguenti ingredienti:

- Svolgere molti esercizi, su ogni passaggio teorico affrontato in classe, e rivisto e integrato con l'aiuto del testo; sono fondamentali per tradurre in concreto gli enunciati ma anche per essere sicuri nell'uso della calcolatrice;
- disporre di appunti ordinati con catalogazione di tutte le espressioni e leggi necessarie, ben evidenziate;
- disporre delle tabelle e abachi necessari alla risoluzione non analitica di determinati problemi;
- familiarizzare col manuale di meccanica dall'inizio dell'anno, integrandolo a matita con le relazioni mancanti in quanto è l'unico testo che è possibile utilizzare alla seconda prova.

In classe si suggerisce di svolgere le esercitazioni anche in piccoli gruppi omogenei, in cui ci si aiuta a vicenda.

Infine, se vi capiterà Macchine a fluido come seconda disciplina scritta, è necessario che il docente svolga almeno due simulazioni dell'esame, per prepararsi anche psicologicamente al momento cruciale. In merito ai temi d'esame, attenzione:

- finora non sono stati difficoltosi, ma non sempre sono impostati in modo didattico;
- possono mancare dati, che devono essere integrati dall'allievo;
- possono esservi più soluzioni al problema, quindi scegliere quella più "razionale", ossia che utilizza i criteri appresi a lezione, tramite diagrammi, tabelle di ottimo rendimento".

Quando nel seguito si fa riferimento al libro di testo, si intende il Cornetti. Unità di macchine. Capitello Signum scuola Editore, ultima edizione. In fondo sono proposti alcuni esercizi di rinforzo.

Buon lavoro!

Massimo Cerani

## 2.Tema esame sessione ordinaria 2011

In una zona agricola in cui è presente una fornitura idrica irregolare, si vuole costruire un serbatoio di accumulo, cilindrico e sopraelevato, che consenta di disporre di una portata  $Q = 12000$  litri/h per almeno 1,5 h alla pressione di 12 mH<sub>2</sub>O (metri di colonna d'acqua).

Il candidato, considerando che:

- la condotta di collegamento ha un diametro interno pari a  $D_i = 60$  mm;
- nel percorso sono inserite n. 4 curve uguali oltre al diffusore finale con chiave d'arresto;
- le perdite di carico localizzate, per ciascun componente, sono pari a 0,01 m per ciascuna curva e 0,03 m per il diffusore

e dopo aver motivatamente inserito eventuali dati mancanti, dimensioni il serbatoio e determini la quota minima che deve avere il fondo dello stesso rispetto al punto di utilizzo. Dell'elaborato deve far parte anche uno schizzo dello schema dell'impianto.

### Risoluzione

Nei dati non è fornita la lunghezza della condotta, ma unicamente diametro del tubo e le discontinuità sul percorso. Pertanto sta all'allievo ipotizzare la lunghezza della tubazione o ritenere trascurabili le relative perdite di carico.

Nota la portata richiesta e la durata della fornitura ricaviamo il volume minimo che deve possedere il serbatoio:

$$\dot{V} = \frac{V_s}{t}$$

Portata = Volume del serbatoio/tempo;

quindi ricaviamo il volume minimo del serbatoio, come  $V_s = \dot{V} * t = 12000 * 1,5 = 18000$  litri =  $18 m^3$

A questo punto dobbiamo scegliere le dimensioni del cilindro, in particolare l'area di base, che non ha vincoli in base ai dati del testo: scegliamo un diametro di 2 metri e ricaviamo l'altezza  $H_s$  dell'acqua stoccata in esso:

$$V = A_b * H_s = \pi * \frac{D^2}{4} * H_s$$

Quindi

$$H_s = \frac{4 * V}{\pi * D^2} = 5,7 m$$

Per determinare quale quota deve avere il serbatoio, ossia a quale quota dovrà trovarsi la base dello stesso, devo utilizzare l'equazione di Bernoulli per un fluido reale, tra la sezione 0 ( pelo libero del serbatoio) e 1(all'uscita della valvola finale sulla tubazione):

$$H_0 - \sum Y_c = H_1$$

Ossia l'energia totale meccanica in 0, uguaglia quella in 1 a meno delle perdite di carico concentrate ( trascuro quelle distribuite). Esplicitando i termini di ogni trinomio:

$$\frac{p_0}{\rho g} + Z_0 + \frac{v_0^2}{2g} - \sum Y_c = \frac{p_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g}$$

Che nel nostro caso diventa (la pressione e velocità nel serbatoio al pelo libero sono trascurabili):

$$(H_s + H_b) - \sum Y_c = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}$$

Devo prima determinare la velocità del fluido nella tubazione, che vale:  $v = \frac{V}{A} = 12/3,14$ ;  
Quindi diventa:

$$(H_s + H_b) - \sum Y_c = \frac{120000}{10000} + \frac{3,33^2}{20}$$

Il calcolo delle perdite di carico è dato da:

$$\sum Y_c = (4 * 0,4 + 1 * 6) * \frac{v^2}{2g} = 7,6 * 0,55 = 4,21 \text{ m}$$

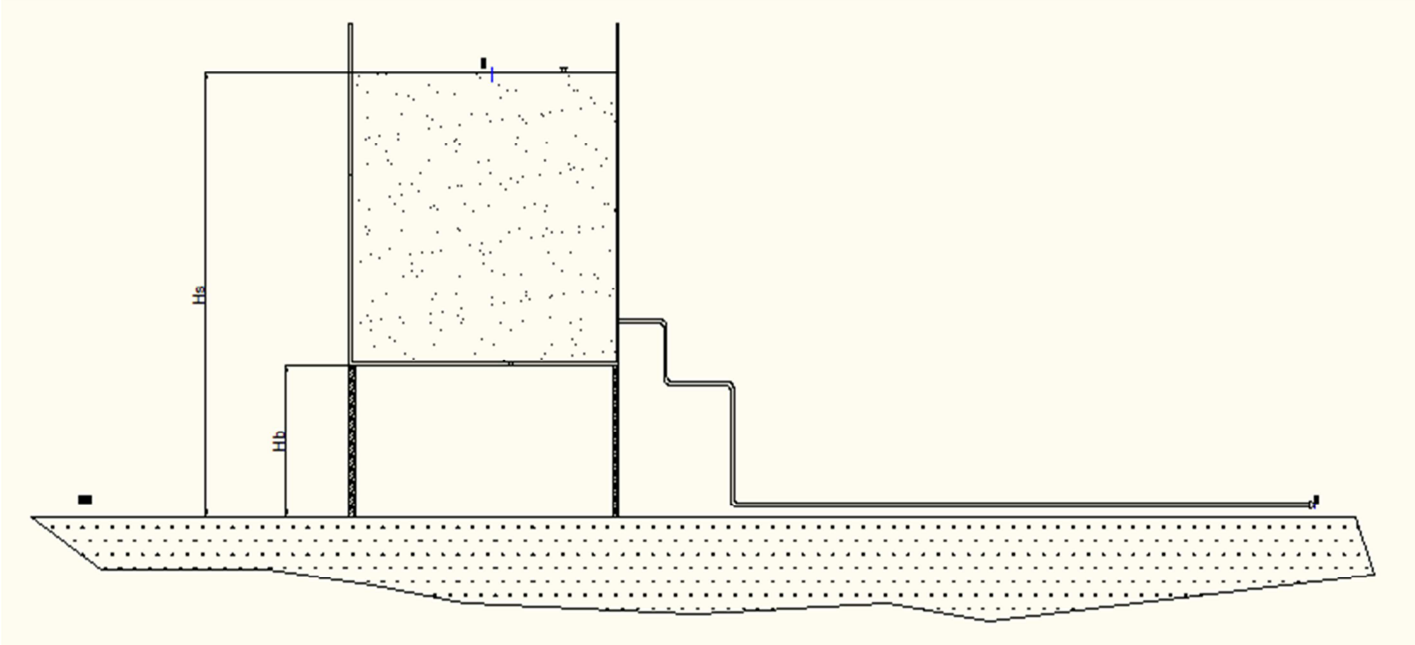
quindi

$$(H_s + H_b) - 4,21 = 12 + 0,55$$

$$(H_s + H_b) = 16,76 \text{ m}$$

Pertanto la quota del fondo del serbatoio sarà  $H_b=16,76-5,7=11,06 \text{ m}$

Di seguito è rappresentato schematicamente il problema.



### 3.Tema esame sessione ordinaria 2000

Si deve installare una turbina idraulica da accoppiare ad un generatore elettrico sincrono. Si hanno i seguenti dati:

portata d'acqua  $Q= 2000 \text{ l/s}$ ;

salto netto  $H= 250 \text{ m}$

Il candidato, dopo aver assunto con giustificato criterio i dati occorrenti:

1. motivi la scelta della tipologia e delle principali caratteristiche della turbina;
2. determini:
  - il diametro della girante;
  - il diametro del getto;
  - le dimensioni delle palette.
3. esegua lo schema a blocchi dell'impianto.

Risoluzione

$$\dot{V} = 2000 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 2 \text{ m}^3/\text{s}$$

I parametri forniti cadono secondo l'abaco riportato nel Manuale di meccanica (fig. R23) nel campo di operatività di turbine Pelton e Francis. Optiamo per una turbina Pelton, verificando la scelta con il calcolo di  $\omega_s$ .

Il regime di rotazione è condizionato dalla scelta della macchina sincrona. Si ipotizza di partire con un valore di  $N_p=12$ . Quindi

$$n = \frac{2f}{N_p} = 8,33 \text{ g/s}$$

Da cui ricaviamo:

$$\omega_s = 2\pi n \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(gH_u)^{0,75}} = 0,2124$$

Secondo i diagrammi di ottimo rendimento si cade nell'area delle Pelton, e anche con l'abaco di Balje si cade nell'ambito delle Pelton a 3 getti, con  $\eta_v=0,9$ . Dall'abaco si ricava un  $D_s=6$ . Scegliamo per semplificare un  $\eta_t= 0,9$ , ossia ipotizziamo che i rendimenti volumetrico e organico siano pari all'unità, e ricaviamo la potenza utile producibile:

$$P_u = \eta_t \rho g \dot{V} H_u = 4414 \text{ kW}$$

Da  $D_s$  si ricava  $D$ , diametro della girante:

$$D = \frac{D_s \sqrt{\dot{V}}}{(gH_u)^{0,25}} = 1,20 \text{ m}$$

La velocità del getto in uscita dall'ugello si ricava con la relazione torricelliana corretta:

$$c_1 = \phi \sqrt{2gH_u} = 68,6 \text{ m/s}$$

Avendo scelto una turbina alimentata da 3 getti, la portata del singolo getto sarà  $\dot{V}/3=Ac_1$  quindi

$$A_g = \frac{\dot{V}}{3 c_1} = 0,0097 \text{ m}^2$$

Da cui si ricava il diametro del getto:

$$d_g = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 0,11 \text{ m} = 11 \text{ cm}$$

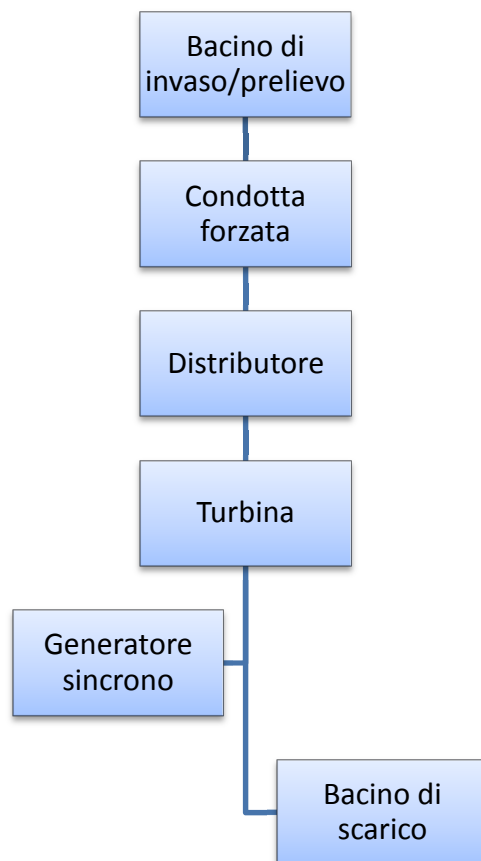
Il diametro prima calcolato poteva essere individuato anche utilizzando il coeff. Di velocità periferica.

Dagli abachi si ricavano le proporzioni delle pale:

$$N \text{ pale} = 15 + D/2d=21;$$

$$B = 3d=0,33 \text{ m}.$$

Lo schema a blocchi dell'impianto:



#### 4. Tema esame sessione ordinaria 2004

Si consideri un impianto di sollevamento in cui sia inserita una pompa centrifuga che aspira acqua dal mare e la trasferisce - per un ricambio continuo - ad una piscina il cui pelo libero, costituito dal bordo di sfioro, è posto a 15 m d'altezza s.l.m.

Il candidato, considerando pari a :

- 3,8 m le perdite di carico complessive;
- 30 cm il dislivello tra le sezioni di ingresso e uscita della pompa;
- 80 mm il diametro della sezione d'ingresso della pompa;
- 60 mm il diametro della sezione d'uscita della pompa;

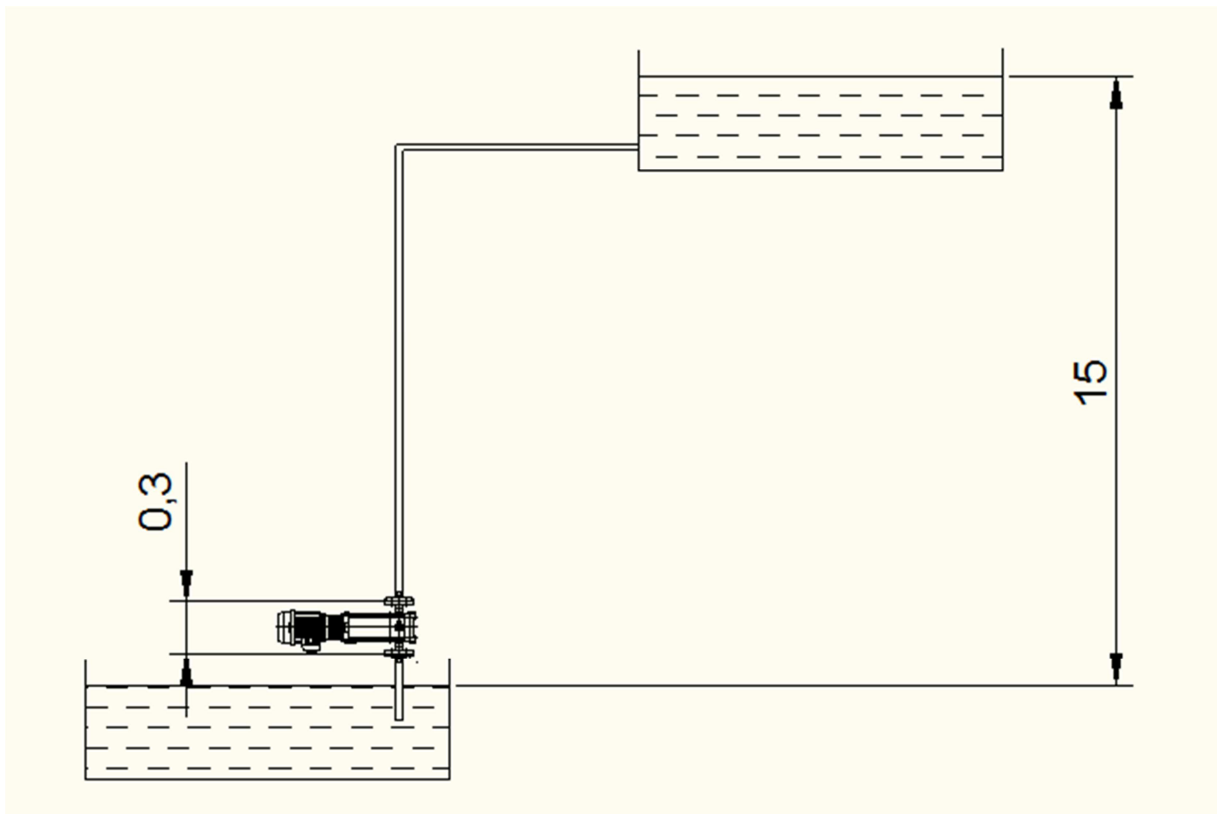
e dopo aver motivatamente scelto ogni altro parametro necessario, determini:

- la prevalenza totale ceduta all'acqua;
- la potenza assorbita;
- la portata massica;

l'elaborato dev'essere accompagnato da uno schema dell'impianto.

Risoluzione

Impostiamo uno schema quotato dell'impianto ( non in scala): collochiamo la pompa presso il serbatoio di presa, al fine di prevenire problemi di cavitazione.



Trattandosi di un impianto di sollevamento, l'equazione di Bernoulli si semplifica nel seguente modo:



$$H_p = \Delta Z + \Sigma Y$$

in cui Y sono le perdite di carico presenti nel circuito idraulico. Dal testo ricaviamo che sono noti tutti i dati per determinare la prevalenza della pompa:

$$H_p = 15 + 3,8 m \cong 19 m$$

Per determinare la potenza assorbita dalla pompa è necessario però conoscere anche la portata, che potrebbe essere ricavata attraverso due strade:

- ipotizzando un valore di velocità dell'acqua nei tubi, non eccessivo;
- andando a ricavare la portata dai parametri della pompa in condizioni di ottimo rendimento.

Trattandosi di impianto di sollevamento, il testo ci richiede l'uso di una turbopompa. Propendiamo per il secondo metodo: utilizzando il diagramma (fig. 8.15 b dal testo "Unità di macchine, Ed. capitello) dei rendimenti delle turbopompe, scegliamo una macchina centrifuga in condizioni di rendimento ottimale, quindi con un  $\omega_s=0,8$ .

Nella relazione di pre dimensionamento che è analoga a quella utilizzata per le macchine motrici, è richiesto il numero di giri a regime della macchina, "n".

Tuttavia questo parametro dipende dal motore elettrico asincrono trifase scelto. Se non fornita dal docente una tabella di un costruttore, si può utilizzare quella presente sul testo (tab.10.1), che riporta la velocità nominale in funzione del numero di poli del motore  $N_p$ .

Ipotizziamo di scegliere un motore con  $N_p=8$ ,  $n=12$  g/sec. Quindi dalla:

$$\omega_s = 2\pi n \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(gH_u)^{0,75}}$$

Ricaviamo:

$$\sqrt{\dot{V}} = \frac{(gH_u)^{0,75} \omega_s}{2\pi n}$$

Quindi:

$$\dot{V} = \left[ \frac{(gH_u)^{0,75} \omega_s}{2\pi n} \right]^2 = 0,286 m^3/s$$

Dal quale valore possiamo ricavare finalmente la potenza assorbita dalla macchina:

$$P_{ass} = \frac{\rho g \dot{V} H_u}{\eta_t} = 66634 W = 67 kW$$

La portata massica richiesta è:

$$\dot{m} = \rho A v = \rho \dot{V} = 1000 * 0,286 = 286 kg/s$$

Si evidenzia come il dato fornito relativo al dislivello sulla macchina sia inutile.

**5. Tema d'esame sessione ordinaria 2007**

Si rende necessario svuotare un invaso di 75000 m<sup>3</sup> pieno di acqua, per mezzo di una pompa centrifuga avente un rendimento totale pari a 0,92, ed in presenza di un'altezza manometrica di 7,5 m. Si ipotizzi che a valle della pompa vi sia un venturimetro, le cui dimensioni sono d<sub>1</sub>=30 cm e d<sub>2</sub>=25 cm, che consente di leggere un dislivello differenziale di 18 cm di colonna di mercurio. Il candidato, fatte le opportune deduzioni e dopo aver motivatamente scelto ogni altro elemento o parametro eventualmente necessari, determini:

1. l'alesaggio dei cilindri di un motore diesel a quattro tempi in grado di trascinare la pompa ad un regime di 3500 g/1';
2. il consumo specifico nel caso in cui il rendimento del motore sia η=0,33;
3. il tempo complessivamente necessario a svuotare l'invaso.

Risoluzione

La geometria del motore diesel si ricava dalla sua potenza, che a sua volta è legata alla potenza assorbita dalla pompa che deve trascinare.

Per determinare quest'ultima sono necessari portata di acqua e prevalenza. Il primo termine è incognito.

Per la sua determinazione si ricorre al Venturimetro installato. Il Venturimetro è uno degli strumenti principali di misura della portata nei fluidi, che si ricava note le dimensioni delle sezioni 1 e 2 e il dislivello di pressione tra le stesse, indicato dal manometro differenziale a mercurio.

Il convergente ha una inclinazione del 20%, il divergente del 5-7%. Per l'equazione che stabilisce la conservazione della massa (eq. Continuità) nella sezione ristretta avremo la velocità massima, a fronte di una pressione minima. La relazione di calcolo della portata è la seguente:

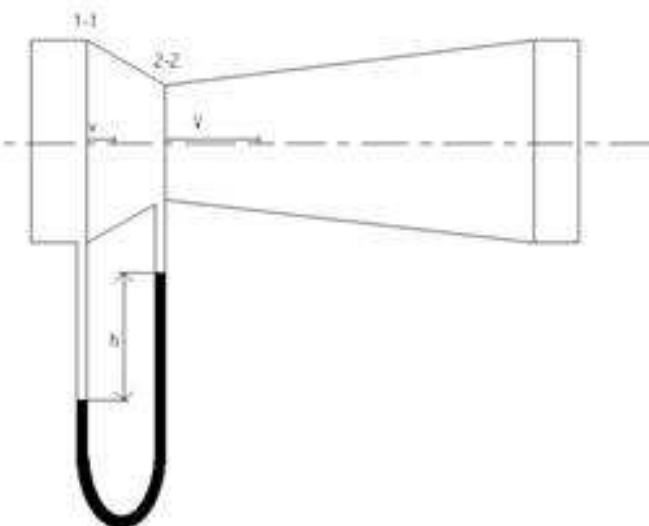
$$\dot{V} = C_v A_2 v_2 = \frac{C_v A_2 \sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4}}$$

C<sub>v</sub>=0,99 (coeff. Di velocità);

h= dislivello nel manometro, pari a 18 cm di Hg= 180 mmHg=2,44 m. c.a.

A<sub>2</sub>= area della sezione contratta.

Si ottiene:



$$\dot{V} = 0,472 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ricaviamo ora la potenza assorbita dalla pompa centrifuga:

$$P_{eff} = \frac{\rho g \dot{V} H}{\eta_{tot}} = 41647 \text{ W} \cong 42 \text{ kW}$$

Nell'ipotesi di voler mantenere questo valore ( per sicurezza si dovrebbe incrementare per tener conto del rendimento della trasmissione adottata), si inserisce nell'espressione della potenza erogata dal motore Diesel:

$$P_{eff} = p_{me} * i * V_u * \frac{n}{120}$$

Se si sceglie un motore a quattro cilindri, con una  $p_{me}=10 \text{ bar}=1 \text{ MPa}$ , si ricava un  $V_u$

$$V_u = 0,36 \text{ dm}^3$$

Quindi una cilindrata pari a:

$$V_{tot} = i * V_u = 1,44 \text{ dm}^3$$

Nell'ipotesi di utilizzare un motore quadro, con  $C=A$ , si ricava che:

$$V_u = \frac{\pi A^2 C}{4} = \frac{\pi A^3}{4}$$

E da questa espressione si ricava A

$$A = \sqrt[3]{\frac{4V_u}{\pi}} = 77 \text{ mm}$$

Il consumo specifico si ricava con la relazione:

$$c_s = \frac{1}{\eta * PCI} = \frac{1}{0,33 * 41500} = 0,00007 \frac{\text{kg}}{\text{kJ}} = 0,07 \text{ g/KJ}$$

Per svuotare l'invaso serve un tempo pari a :

$$\dot{V} = \frac{V}{t} \text{ quindi } V = \dot{V} * t$$

$$T_s = 158900 \text{ s} = 44,13 \text{ h}$$

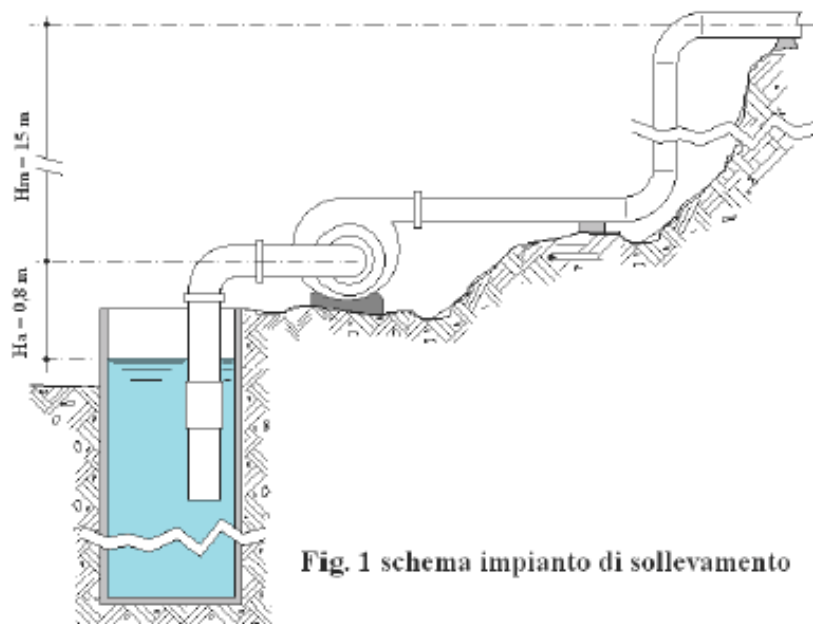
**6. Tema d'esame sessione ordinaria 2009**

Per l'irrigazione di un campo si vuole utilizzare una pompa centrifuga da inserire in un impianto che pesca da un pozzo artesiano con pelo libero pressoché costante. Da catalogo, la pompa offre le prestazioni come indicato nella seguente Tab.1 in funzione del numero di giri. Il diametro alla mandata è pari ad 80 mm ed il suo rendimento medio è  $\eta=0,8$ . Si consideri, inoltre,  $h_e$ : le perdite localizzate sono pari a 2,5 m la lunghezza totale della condotta alla mandata è di 90 m, la velocità dell'acqua è di 6 m/s, il dislivello tra pompa e sezione di uscita è di 15 m.

Il candidato, scelto con motivato criterio ogni altro dato necessario, calcoli:

1. la corsa e l'alesaggio di un motore Diesel 4T da accoppiare alla pompa;
2. il consumo specifico nell'ipotesi ce il rendimento complessivo del motore sia pari a 0,32;
3. il peso del combustibile bruciato in un cilindro in un ciclo.

Prestazioni della pompa		
n [giri/min]	Q [l/min]	Hm [m]
1450	4.000	11,2
	3.000	13
	2.500	14,4
	2.000	14,8
1600	4.000	15,2
	3.000	16,8
	2.500	17
2000	4.000	24,1
	3.000	25,5
2500	4.000	38,8



**Fig. 1** schema impianto di sollevamento

## Risoluzione

Per poter scegliere la pompa dobbiamo conoscere prevalenza e portata. La prevalenza dipende in questo caso, visti i dati disponibili, dal dislivello geodetico e dalle perdite di carico.

Sono note le dimensioni della linea di mandata, ma devono essere determinate le perdite di carico distribuite con la relazione di Darcy Weisbach:

$$Y_d = \lambda \frac{L v^2}{d 2g}$$

Abbiamo i parametri geometrici e fluidodinamici per calcolare il numero di Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} = 480000$$

Si ipotizza una scabrezza relativa dei tubi pari a :

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0,046}{80} = 0,0006$$

Da cui si ricava un fattore di attrito  $\lambda=0,018$ . Quindi  $Y_d= 36,45$  m. La prevalenza della pompa dovrà essere pertanto:

$$H_p \geq \Delta Z + \Sigma Y = 36,45 + 2,5 + 15,8 = 54,8 \text{ m}$$

Imposta secondo i dati una velocità dell'acqua, ricaviamo la portata richiesta:

$$\dot{V} = Av = 0,030 \frac{m^3}{s} = 1800 \text{ l/min}$$

Dal catalogo fornito l'unica pompa in grado di coprire le esigenze è l'ultima, con portata ben superiore, 4000 l/min, e prevalenza di 38,8 m.

Una sola macchina è insufficiente, quindi se rende necessario prevederne due in serie uguali. L'eccesso di portata permetterà il funzionamento della macchina per meno tempo.

Dovendo essere trascinate da un motore a combustione interna, determino la potenza assorbita dalla coppia di pompe inserendo i parametri della pompa scelta:

$$P_{ass} = 2 \frac{\rho g \dot{V} H}{\eta_t} = \frac{2 * 1000 * 9,81 * 0,0667 * 38,8}{0,8} = 65 \text{ kW}$$

La potenza richiesta dal motore Diesel si ipotizza pari a 70 kW, per tener conto del rendimento della trasmissione, e di un minimo margine di sicurezza. Dalla potenza assorbita si può risalire alla cilindrata del motore, ipotizzata una pme (10 bar=1 MPa), ed un numero di cilindri (4):

$$P_{eff} = pme * i * V_u * \frac{n}{120}$$

$$V_u = \frac{120 * 70}{1 * 4 * 2500} = 0,84 \text{ dm}^3$$

Dal volume di un cilindro si risale alla cilindrata del motore, pari a  $V_u * 4 = 3,36 \text{ dm}^3$

Calcolo del consumo specifico:

$$c_s = \frac{1}{\eta * PCI} = \frac{1}{0,32 * 41500} = 0,1 \text{ g/kJ}$$

L'ultima richiesta rende necessario ricavare la portata di combustibile non riferita alla potenza prodotta ma al tempo. Essa si ricava nota la portata di aria, per cilindro:

$$\dot{m}_a = \frac{V_u}{120} n \rho \eta_v = \frac{0,84}{120} * 2500 * 1,2 * 0,8 = 16,8 \text{ g/s}$$

Essendo un 4T un ciclo è svolto in 4 tempi in due giri, quindi  $n = 1250 \text{ cicli/min} = 20,8 \text{ cicli/s}$ . La portata di combustibile vale:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_a}{\alpha} = \frac{16,8}{15} = 1,12 \text{ g/s}$$

Quindi la massa di combustibile per ciclo vale:

$$\frac{m_c}{\text{ciclo}} = \frac{\dot{m}_c}{20,8} = \frac{0,054 \text{ g}}{\text{ciclo} * \text{cilindro}}$$

Il peso ovviamente sarà:

$$P_{c/ciclo} = 0,054 * 9,81 = 0,53 \frac{\text{g}_p}{\text{ciclo} * \text{cilindro}}$$

### 7. Tema d'esame sessione ordinaria 2003

Utilizzando una pompa centrifuga si deve sollevare acqua contenuta nel serbatoio n. 1 di aspirazione fino al serbatoio n. 2 di mandata, entrambi a cielo aperto e di dimensioni tali da non modificare i rispettivi livelli.

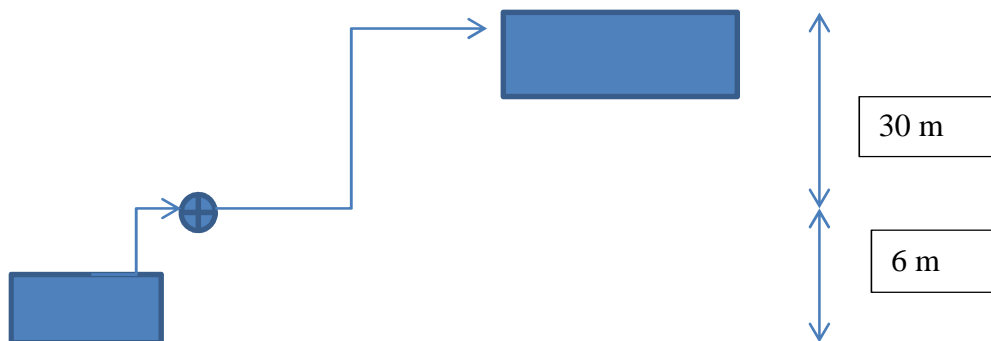
Note le seguenti caratteristiche di esercizio:

portata  $Q= 5000 \text{ dm}^3/\text{h}$ ;  
altezza di aspirazione  $h_a= 6\text{m}$ ;  
altezza alla mandata  $h_m=30 \text{ m}$ ;  
lunghezza tubo di aspirazione  $l_a=8,5 \text{ m}$ ;  
lunghezza tubo di mandata  $l_m= 31,75 \text{ m}$

Il candidato, considerando una velocità del liquido nelle condotte pari a circa 2 m/s, dopo aver liberamente assunto, con motivati e opportuni criteri, ogni altro elemento di progetto eventualmente mancante, tracci lo schema di impianto e determini:

1. la potenza meccanica assorbita dalla pompa nell'ipotesi che il suo rendimento sia  $\eta_m=0,78$ ;
2. il rendimento totale dell'impianto;
3. l'altezza teorica della pompa rispetto al pelo libero dell'acqua del serbatoio n.1

Risoluzione



Disegnato lo schema, si ipotizzi di applicare sullo stesso n. 4 valvole a seracinesca e n. 4 curve a  $90^\circ$ . Per determinare la potenza assorbita dalla pompa sono richieste prevalenza e portata. La seconda è nota, la prima si determina analiticamente o con abaco di un fornitore di tubi. La prevalenza è data da:

$$H_p \geq \Delta Z + \Sigma Y$$

Non sono note le perdite di carico, che determiniamo dopo aver calcolato la il diametro dei tubi ricavandolo come rapporto tra portata e velocità ammessa:

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}} = 0,030 \text{ m}$$

Mediante la formula di Darcy - Weisbach ricaviamo una perdita distribuita pari a 6,8 m che arrotondiamo a 7m. Le perdite concentrate assommano a 0,5 m (arrotondamento).

Pertanto la prevalenza vale 44 m (arrotondamento).

La potenza assorbita vale:

$$P = \frac{1000 * 9,81 * 44 * 0,0014}{0,78} = 0,78 \text{ kW}$$

Il rendimento di impianto è il prodotto del rendimento della pompa per quello della rete di tubazioni.

Il rendimento della rete può essere considerato come rapporto tra l'energia in uscita e quella in ingresso, quindi:

$$\eta_{tubi} = \frac{E_{out}}{E_{in}} = \frac{E_p - \Sigma Y}{E_p} = \frac{44 - 7,3}{44} = 0,83$$

Il prodotto dei due rendimento dà:

$$\eta_{imp} = \eta_{pompa} * \eta_{tubi} = 0,64$$

L'altezza teorica della pompa consiste nella massima quota idealmente superabile dalla macchina rispetto al bacino di prelievo in assenza di perdite per attrito.

Infatti risulta:

$$h_a \leq 10,33 - \Sigma Y = 10,33 - 0,25 - 3,4 = 6,7 \text{ m}$$



## 7.Esercizi integrativi

### 7.1 Idrodinamica

N.	Argomenti	Livello
7.1.1	Portata massica, potenza, energia cinetica	Basso

Dobbiamo produrre 20 kW elettrici mediante aerogeneratori commerciali di diametro  $\Phi = 6\text{ m}$ , in un sito di buone caratteristiche anemologiche. Si è registrato che mediamente nell'anno la velocità del vento è di 6 m/s. Sapendo che la macchina converte l'energia cinetica dell'aria ( $\rho = 1,18\text{ kg/m}^3$ ) con un rendimento  $\eta = 0,35$  si ricavi il numero di macchine richieste.

R. Ventilatori e turbine eoliche interagiscono con l'aria ambiente, che è un fluido comprimibile. Tuttavia entrambe le macchine hanno lo scopo di scambiare energia cinetica, ossia di imprimere moto all'aria o di scambiare tale energia cinetica sulle pale, senza compressione significativa dell'aria. Agiscono in sostanza come le macchine a fluido incomprimibile.

La macchina eolica converte l'energia cinetica dell'aria, fornendo una potenza (media) che si può ricavare ricordando che

$$P = \frac{E_k}{t} \text{ ossia che la potenza è il rapporto tra Energia e tempo.}$$

Quindi:

$$P = \frac{E_k}{t} = \frac{\frac{1}{2}mv^2}{t} = \frac{1}{2}\dot{m}v^2$$

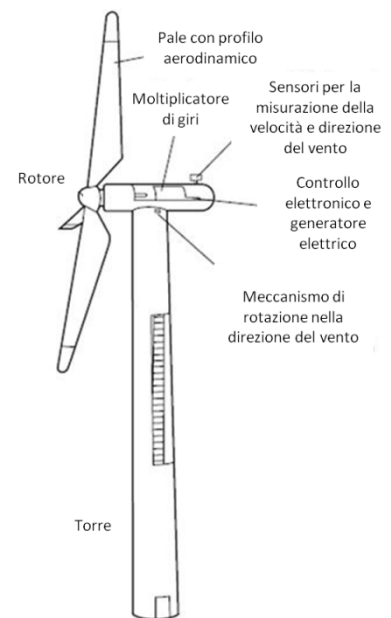
ossia abbiamo sostituito il rapporto tra massa e tempo con la portata massica. E' noto che la portata massica vale:

$$\dot{m} = \rho Av$$

La potenza reale (considerato il rendimento di conversione della macchina) ottenibile vale:

$$P_{eff} = \frac{1}{2}\eta\rho Av^3 = 1261\text{ W} = 1,26\text{ kW}$$

Serviranno 16 macchine per soddisfare la potenza elettrica richiesta.



## 7.2 Termodinamica

N.	Argomenti	Livello
7.2.1	Ciclo Carnot, scambio termico, entropia	medio

Si versa dell'acqua a  $T_a=70^\circ\text{C}$  in una tazza a temperatura ambiente ( $T_0=20^\circ\text{C}$ ). La massa dell'acqua è di 315 g; la massa della tazza è di 390 g. Il calore specifico  $C_{sa}$  dell'acqua è  $4,17 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ ; quello della tazza è  $C_{st}= 0,82 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ .

Determinare:

- la temperatura di equilibrio dell'insieme tazza+acqua;
- il calore ceduto all'ambiente
- la produzione di entropia complessiva.
- Immaginando di svolgere la trasformazione di cui sopra in modo reversibile (quindi con  $\Delta S=0$ ) si determini il lavoro meccanico che si potrebbe ottenere con un ciclo di Carnot ideale.
- Si determini la qualità dell'energia termica ceduta all'ambiente.



R. Il problema richiede l'approccio metodologico della massa di controllo, trattandosi di un sistema che non scambia materia con l'esterno. Scegliamo come confine del sistema (massa di controllo) il confine del liquido contenuto nella tazza e analizziamo gli scambi che avvengono attraverso tale confine. Per semplificare trascuriamo gli scambi tra liquido e aria.

Esce il calore dell'acqua, che entra nella tazza.

Quindi:

$$-Q_a + Q_T = 0$$

$$M_a C_a (T_f - T_{ia}) + M_T C_T (T_f - T_{iT}) = 0$$

Abbiamo inserito i  $\Delta T$  per rispettare i segni dell'equazione. Risolvendo si ottiene:

$$T_f = 333 \text{ K} = 60^\circ\text{C}$$

Calcolo della variazione dell'entropia: trattandosi di un solido e di un liquido

$$ds = \frac{dQ}{T} = \frac{dU + pdV}{T} = \frac{dU}{T} \text{ in quanto } dV=0 \text{ (incomprimibili)}. \text{ Ma per essi } dU = CdT, \text{ quindi}$$

$$\Delta S = C \ln \frac{T_2}{T_1}$$

Per l'acqua,  $\Delta S_a = -0,123 \text{ kJ/K}$ ;

per la tazza,  $\Delta S_T = 0,104 \text{ kJ/K}$ .

Per l'ambiente,  $\Delta S_{amb} = \frac{Q}{T_0} = 0,045 \text{ kJ/K}$

Quindi  $\Delta S_{tot} = +0,026 \text{ kJ/K} > 0$ .

Abbiamo conferma che è un processo possibile e irreversibile. Se volessimo imporre la reversibilità a tale transizione di calore, dovremmo imporre che  $\Delta S_{tot}=0$  ottenibile se il  $\Delta S$

dell'ambiente uguaglia il  $\Delta S$  della tazza. In questo caso:

$$\Delta S_{amb} = 0,019 = \frac{Q}{T_0} \text{ e quindi} \quad Q = \Delta S_{amb} T_0 = 5,56 \text{ kJ}$$

Questa trasformazione ideale con minima cessione di calore avviene tramite una macchina ideale che riceve calore dalla tazza e cede il calore appena calcolato all'ambiente.

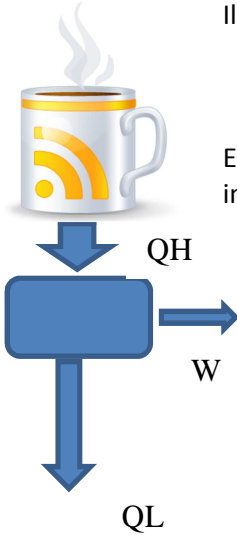
Il lavoro sviluppato è – per il primo principio della TD:  $W = Q_h - Q_L = 7,56 \text{ kJ}$

Il rendimento del ciclo di Carnot ideale si trova con la nota relazione:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_H}{T_0} = 0,12$$

Esso è molto basso, ma una macchina reale avrebbe un rendimento ben inferiore a questo, date le limitate temperature in gioco. Un ciclo inverso è la pompa di calore; in tal caso con questo lavoro potrebbe fornirsi il calore richiesto per portare l'acqua alla temperatura desiderata.

Il rendimento del ciclo di Carnot è anche la qualità del calore prodotto.



N.	Argomenti	Livello
7.2.2	Primo principio termodinamica, rendimento	Basso

Un motore a combustione interna di derivazione automobilistica sviluppa una potenza meccanica nominale di 45 kW, con un rendimento del 35%. Il PCI del combustibile è pari a 40.000 kJ/kg. Determinare il consumo di combustibile e la potenza termica dissipata tramite gas di scarico, radiatore e raffreddamento olio di circolazione.

Nell'ipotesi di utilizzare il motore come cogeneratore, e di recuperare il 90% della potenza termica dispersa, quante utenze domestiche possono essere riscaldate se il loro massimo assorbimento di calore per riscaldamento risulta di 8 kW cadauna?

R. Il rendimento di una macchina termica è definito come:

$$\eta = \frac{W}{Q} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}}$$

Ossia rapporto tra potenza meccanica in uscita e potenza termica in ingresso. Quindi si può ricavare la potenza termica in ingresso, fornita dalla combustione del carburante:

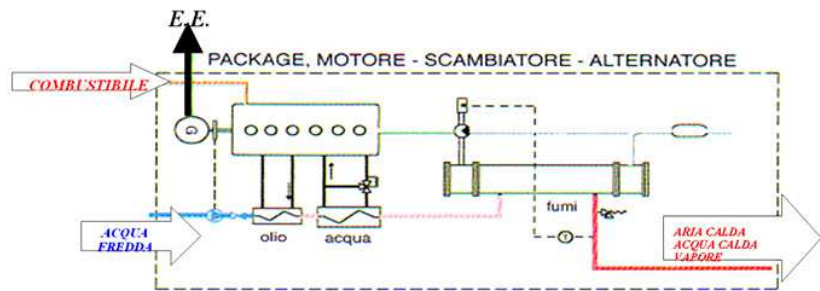
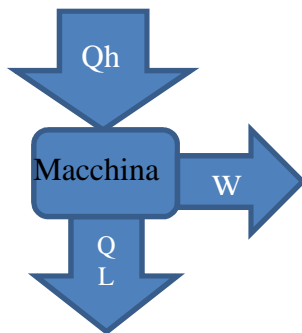


Figura 1: Berica impianti: schema di cogeneratore

$$\dot{Q} = \frac{\dot{W}}{\eta} = 150 \text{ kW}$$

Questa è la potenza termica sviluppata dal combustibile, cui corrisponde una certa portata:

$$\dot{Q} = PCI * \dot{m}_{comb}$$



Pertanto ricaviamo la portata di combustibile richiesta:

$$\dot{m}_{comb} = 0,00375 \frac{kg}{s} = 3,75 \text{ g/s}$$

Sottraendo alla potenza del combustibile il lavoro meccanico ricaviamo la potenza termica dissipata, che moltiplicata per il rendimento di conversione in calore utile permette di determinare il numero di utenze servibili:

$$N_u = \frac{\eta \dot{Q}_L}{8} = 11,8 \text{ utenze}$$

N.	Argomenti	Livello
7.2.3	2° Principio termodinamica, ciclo di Carnot	Basso

Un inventore dichiara di aver sviluppato una macchina termica che preleva 800 kJ da una sorgente a 400 K e produce 400 kJ di lavoro meccanico netto, scaricando calore a  $T=300$  K. E' una affermazione credibile?

Risoluzione

Se la macchina fosse completamente reversibile, potrebbe essere descritta dal Ciclo di Carnot, quindi avrebbe un rendimento pari a :

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300}{400} = 0,25$$

La macchina reale ha però un rendimento effettivo ricavabile da:

$$\eta = \frac{W}{Q_H} = \frac{400}{800} = 0,5$$

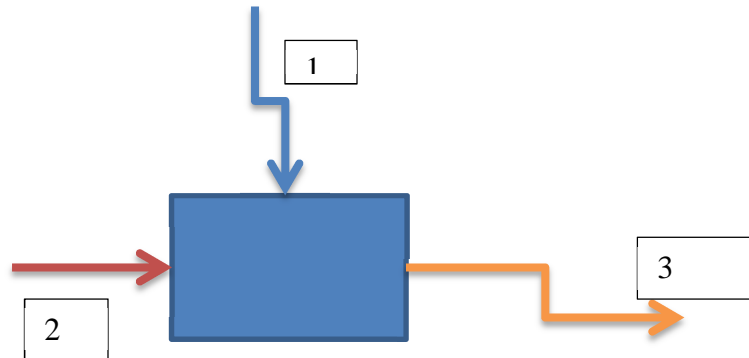
Pertanto avrebbe un rendimento superiore a quello teoricamente conseguibile se fosse priva di irreversibilità: quindi non è una affermazione credibile.

N.	Argomenti	Livello
7.2.4	2° Principio termodinamica, bilancio entropico, sistema aperto	Elevato

Un tecnico attrezza un dispositivo miscelatore in condizioni stazionarie e registra i seguenti valori: nella sezione 1 entra acqua liquida satura, nella 2 entra vapore, nella 3 esce una miscela liquido vapore. Il dispositivo è adiabatico e non vi sono scambi di energia meccanica. Sono noti:

$P_2=200$  kPa;  
 $T_2=150^\circ\text{C}$ ;  
 $\dot{m}_2 = 1,5$  kg/s  
 $T_1=15^\circ\text{C}$ ;  
 $\dot{m}_1 = 0,8$  kg/s  
 $P_3=400$  kPa

Determinare  $p_1$ , e verificare la correttezza dei dati.



Applichiamo il bilancio energetico (primo principio) tra ingresso e uscita:

$$\dot{Q} + \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{W}$$

Tolti calore e lavoro ( sotto forma di potenze) e sapendo che ( equazione di conservazione della massa):

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

Si ricava la portata in uscita. In base ai dati noti si ricava da Mollier ( meglio dalle tabelle termodinamiche)  $p_1=1,705$  kPa.

Quindi si ricava  $h_1=63$  kJ/kg,  $h_2=2768,8$  kJ/kg, e infine dal bilancio energetico  $h_3= 1827$  kJ/kg. Ricordando che in uscita abbiamo una miscela bifase, possiamo scrivere che

$$h_3 = h_l + X h_{lg}$$

E dalle tabelle ricavare il titolo della miscela,  $X=0,57$ .

Il bilancio energetico non fornisce indicazioni sufficienti sulla correttezza del processo. Tuttavia un processo di miscelazione, come uno scambio termico sotto un  $\Delta T$  finito, o gli attriti, introducono irreversibilità. Quindi con un bilancio entropico posso eseguire una ulteriore verifica: dalle tabelle ricavo le entropie specifiche per 1,2,3, tenendo conto che

$$s_3 = s_l + X s_{lg}$$

(entropia del fluido bifase = entropia del liquido saturo + titolo\*entropia del passaggio liquido vapore)

Si ricava:

$s_2=7,28$  kJ/KgK  
 $s_1=0,224$  kJ/kgK  
 $s_3=4,68$  kJ/kgK

Il bilancio entropico per un sistema aperto:

$$\Delta S + \dot{m}_u s_u - \dot{m}_i s_i = \int \frac{\delta Q}{T} + \dot{S}_{gen}$$

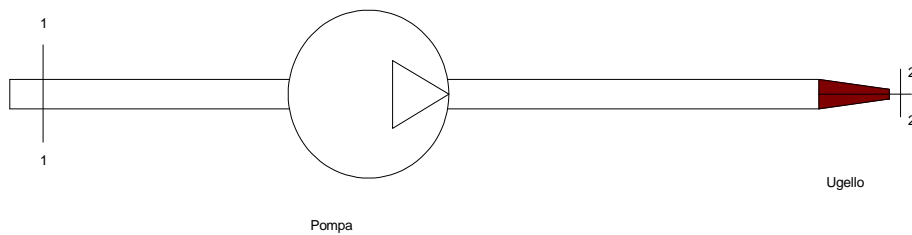
Il primo termine è nullo essendo il sistema in condizioni stazionarie, il primo termine sotto integrale è nullo non essendovi scambi di calore. Quindi risulta:

$$\dot{S}_{gen} = -0,33 \text{ kW/K}$$

La potenza entropica generata è negativa, in contraddizione con il 2° P. della termodinamica. Pertanto i dati forniti sono errati: l'esperimento non è credibile.

N.	Argomenti	Livello
7.2.5	Primo principio termodinamica applicato ad un sistema aperto	Medio

Una pompa è utilizzata per muovere acqua in una tubazione di diametro costante, dotata di un ugello finale di diametro di uscita di 1 cm. L'acqua in ingresso e all'uscita si trova a  $p=100$  kPa e  $T=15^\circ\text{C}$ . Si trascuri la lunghezza della tubazione, le energie cinetiche nel tubo e le variazioni di energia interna. Determinare la velocità in uscita dell'acqua, e la portata elaborata sapendo che la pompa assorbe una potenza  $P=1\text{kW}$ .



Avendo a disposizione parametri termomeccanici ( $p$ ,  $T$ ,  $U$ ) utilizziamo il primo principio, ossia scriviamo il bilancio dell'energia per il sistema completo, individuando un volume di controllo ( $V_c$ ) a noi comodo.

Scegliamo quindi un  $V_c$  che passa per le sezioni 1 e 2 e contiene tutti i componenti del sistema. N.B.: attraverso il volume di controllo entra la potenza assorbita dalla pompa e l'energia posseduta dal fluido nella sezione 1. In uscita abbiamo l'energia posseduta dal fluido nella sezione 2. Il sistema contenuto nel volume di controllo non scambia calore. Dai dati forniti riteniamo siano trascurabili le perdite per attrito.

Scriviamo il primo principio in forma di potenza:

$$\dot{Q} + \dot{m}\left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gZ_1\right) = \dot{m}\left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gZ_2\right) + \dot{W}$$

Il sistema scambia solo potenza meccanica, quindi il primo termine è nullo. L'entalpia è somma di energia interna e di energia di pressione, il primo si può trascurare, il secondo è costante tra ingresso e uscita. Quindi anche i termini entalpici si annullano. Il dislivello geodetico è nullo.

Pertanto diviene:

$$\dot{W} = \dot{m} \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} = -\dot{m} \frac{v_2^2}{2}$$

Infatti ci viene richiesto di trascurare la velocità dell'acqua nel tubo,  $v_1$ . Ma ricordiamo che la portata massica vale:

$$\dot{m} = \rho Av$$



Ossia il prodotto di massa volumica per Area della sezione 2 per la velocità di uscita dell'acqua.  
Quindi:

$$\dot{W} = -\dot{m} \frac{v_2^2}{2} = -\frac{\rho A v_2^3}{2}$$

Il lavoro è negativo perché assorbito dal sistema; nei passaggi successivi per comodità lo utilizziamo senza segno.

$$v_2 = \sqrt[3]{\frac{2\dot{W}}{\rho A}} = 29,4 \text{ m/s}$$

Quindi la portata massica vale:

$$\dot{m} = \rho A v = 1000 * 0,000079 * 29,4 = 2,31 \text{ kg/s}$$