

MACCHINE – ALLIEVI MECCANICI – INDIRIZZO PROPEDEUTICO
PROVA SCRITTA DEL 13 / 9 / 2010

ESERCIZIO N.1 (10 punti)

Un impianto idraulico alimenta un serbatoio con pelo libero alla pressione di 0.9 bar (relativi) e alla quota di 21m, prelevando acqua per mezzo di una pompa da un bacino a pelo libero atmosferico posto alla quota di 10m. La curva caratteristica della pompa operante a 3000 rpm è definita dalla relazione $H=30 - 10*Q^2$ ($H = [m]$, $Q=[m^3/s]$), mentre il rendimento è definito da

$$\eta = -0.5*Q^2 + 1.1*Q + 0.25 .$$

Si trascurino le perdite di carico nei condotti.

- 1) Si determini il punto di funzionamento e la potenza assorbita dalla pompa.
- 2) Considerata per la stessa velocità di rotazione, una curva di $NPSH_{richiesto} = 11 - 0.3*H$, si valuti la massima quota di installazione, assumendo $(P_v + P_g) = 8500$ Pa e un margine di sicurezza di 1 m.
- 3) Nell'ipotesi di effettuare una regolazione portando la pompa alla velocità di 3600 rpm, si determini il nuovo punto di funzionamento e la potenza assorbita dalla pompa.
- 4) Si valuti se il margine di sicurezza precedentemente adottato sulla quota di installazione della pompa, sia tale da permettere di operare in sicurezza anche nella nuova condizione di funzionamento.

ESERCIZIO 2 (6 punti)

Un compressore centrifugo ideale con pale a scarico radiale ha un diametro di 0.5 m, ruota a 15000 rpm e aspira aria in condizioni ambiente ($P=1$ bar, $T=300$ K). La velocità assoluta allo scarico della girante è 450 m/s.

1. Si determini il triangolo di velocità allo scarico.
2. Sapendo che l'altezza di pala allo scarico è pari a 15 mm, si calcoli la potenza assorbita.

ESERCIZIO 3 (8 punti)

Uno stadio di **turbina assiale ideale** è caratterizzato dalle seguenti condizioni

- Pressione totale e temperatura totale all'ingresso : $P_0=20$ bar assoluti ; $T_0=400$ C
 - Pressione allo scarico dello statore : $P_1= 13$ bar
 - Angolo allo scarico dello statore : $\alpha_1 = 70$ deg
 - Altezza pala allo scarico statore : $h_1 = 50$ mm
 - Angolo allo scarico del rotore: $\beta_2 = -65$ deg
 - Componente assiale della velocità costante nel rotore
1. Trovare il coefficiente di velocità periferica che ottimizza il rendimento (total-static) dello stadio, e il rendimento stesso.
 2. Disegnare i triangoli di velocità nella condizione trovata.
 3. Definire e calcolare il grado di reazione.
 4. Calcolare l'altezza di pala allo scarico del rotore.

ESERCIZIO 4 (6 punti)

Si deve dimensionare di massima una turbina Pelton a due getti del diametro di 150 m, accoppiata ad un alternatore a 750 giri. La macchina deve essere inserita in un impianto idroelettrico esistente caratterizzato dai seguenti dati :

- dislivello geodetico: 1000 m
- lunghezza della condotta forzata : 2000 m ; Diametro condotta : 1m
- Coefficiente di attrito condotta : 0.03

- 1) In ipotesi di macchina ideale si calcoli il diametro medio dei cucchiai che ne ottimizza il rendimento.
- 2) Si calcoli la potenza idealmente disponibile all'asse della macchina, considerato un angolo di scarico del cucchiaio $\beta_2 = -80$ gradi

MACCHINE – ALLIEVI MECCANICI – INDIRIZZO PROPEDEUTICO
PROVA SCRITTA DEL 19 / 7 / 2010

ESERCIZIO 4 (7 punti) Un impianto basato su un ciclo a gas aspira aria alle condizioni termodinamiche $P_1 = 1 \text{ bar}$; $T_1 = 300 \text{ K}$ e produce una potenza meccanica **100 MW**. La macchina è organizzata su due alberi, ed entrambe le fasi di compressione ed espansione sono suddivise in due gruppi, calettando sull'albero veloce le macchine di alta pressione e sull'albero di potenza le macchine di bassa pressione. La compressione è suddivisa in modo tale che i due compressori realizzino lo stesso rapporto di compressione, e tra i due compressori è interposto un inter-refrigeratore disegnato in modo tale da portare la temperatura all'ingresso del secondo compressore a 100°C . Inoltre, a valle dell'inter-refrigeratore viene spillata una frazione di aria compressa pari al 20% della portata d'aria in ingresso. Sono noti infine i seguenti dati:

- Rapporto di compressione complessivo: 36
- Temperatura di ingresso in turbina di alta pressione: $T_{IT} = 1500 \text{ K}$
- Efficienza dei compressori: 0.84
- Efficienza delle turbine: 0.88
- Potere calorifico inferiore : $LHV = 45000 \text{ kJ/kg}$
- $C_{pAIR} = 1004 \text{ J/kgK}$; $\gamma_{AIR} = 1.4$
- $C_{pGAS} = 1200 \text{ J/kgK}$; $\gamma_{GAS} = 1.3$

Si richiede di calcolare la portata d'aria aspirata dalla macchina e il consumo di combustibile.

ESERCIZIO 1 (9 punti) Una pompa centrifuga opera secondo la seguente curva caratteristica a 1500 rpm:

$$H = 50 - 35 Q^2$$
$$\eta = 0.6 + Q - 2 Q^2 \quad (H \text{ [m] e } Q \text{ [m}^3\text{/s)})$$

La macchina è inserita in un impianto caratterizzato da due serbatoi: il serbatoio di aspirazione, il cui pelo libero è posto ad una quota $Z_1=1 \text{ m}$ e pressione atmosferica (1 bar), e il serbatoio di mandata il cui pelo libero è posto a $Z_2=5 \text{ m}$ e pressione assoluta $P_2=3 \text{ bar}$. I condotti sono costituiti da tubi del diametro di 350 mm e danno luogo a perdite di carico pari a 15 quote cinetiche

1. Si calcoli il punto di funzionamento della pompa e la potenza assorbita dalla macchina.
2. Si calcoli la nuova velocità di rotazione della pompa al fine di erogare una portata pari a $0.3 \text{ m}^3\text{/s}$ nello stesso impianto, e se ne valuti il nuovo assorbimento di potenza.

ESERCIZIO 3 (9 Punti) Si consideri uno stadio di compressore assiale ideale costituito da statore e rotore simmetrici ($\beta_2 = -\alpha_1$; $\beta_1 = -\alpha_2$), ciascuno dei quali è in grado di applicare al fluido una deflessione di 25 deg . Il fluido è aria, assunto come gas perfetto ($C_{pAIR} = 1004 \text{ J/kgK}$; $\gamma_{AIR} = 1.4$).

Conoscendo i seguenti dati geometrici e termodinamici:

- a. $\beta_1 = -60 \text{ deg}$ (dalla direzione tangenziale positiva)
- b. velocità meridiana costante
- c. $D_{1m} = 1 \text{ m}$ (Diametro medio all'ingresso rotore)
- d. $n = 6000 \text{ rpm}$ (velocità di rotazione)
- e. $h_1 = 0.15 \text{ m}$ (altezza di pala ingresso rotore)
- f. $P_{1t} = 2 \text{ bar}$; $T_{1t} = 350 \text{ K}$ (condizioni totali all'ingresso rotore)

Si calcoli :

- 1) I triangoli di velocità e si dia una rappresentazione grafica qualitativa dei profili di statore e rotore spiegando la metodologia applicata per la rappresentazione stessa
- 2) la potenza richiesta all'asse del rotore
- 3) condizioni termodinamiche P_2 e T_2 allo scarico rotore e relativa altezza di pala
- 4) condizioni termodinamiche P_3 e T_3 allo scarico statore e relativa altezza di pala, in ipotesi di stadio ripetuto.

ESERCIZIO 2. (5 punti) Il diffusore di una turbina idraulica presenta una sezione terminale (2) di 6 m^2 e dà origine ad una perdita di carico distribuita pari **1.5** quote cinetiche valutate nella sua sezione massima (2). La turbina, alla cui flangia di uscita (1) è collegato il diffusore, richiede un NPSH di **5** metri.

1. Considerando di operare in acqua con tensione di vapore $P_v = 2.5 \text{ kPa}$ e pressione atmosferica pari a 1 bar, ipotizzando una portata di **20 m³/s**, trascurando l'effetto legato ai gas disciolti, si calcoli la massima quota di installazione della flangia di uscita della turbina (1) rispetto al pelo libero del bacino di valle.
2. Il dislivello geodetico tra i due bacini è pari a **200m**. Tra il bacino di monte (0) e la flangia di uscita della macchina (1) si misura una differenza di temperatura pari a $T_1 - T_0 = 0.1 \text{ C}$.
3. Si calcoli la potenza effettivamente resa disponibile all'asse dell'alternatore