**Esame di MACCHINE - 6.7.2015. All. Meccanici - Ind. Propedeutico - Proff. Persico/Dossena**

**Tema 1**

**ESERCIZIO 1 (8 punti)**

Un impianto idroelettrico di bassa potenza è basato sull'applicazione di una turbina ad elica operata a giri variabili, priva di ogni possibilità di regolazione meccanica. Il salto motore disponibile all'impianto è **costante durante tutto l'anno e pari a HIMP = 6.5 m**. Durante il funzionamento estivo la macchina viene fatta operare alla velocità nominale **n = 1500rpm**, condizione alla quale corrispondono le curve di funzionamento sotto riportate per H(m), η ed NPSH\_r richiesto(m) in funzione della portata elaborata (m3/s):

**H = 0.4\*Q2 + 2**

**η = -0.1\*Q2 + 0.6\*Q - 0.1**

**NPSH\_r = 1.2\*Q + 2**

Durante il funzionamento estivo la macchina non è soggetta ad alcun limite operativo di legge, mentre nel funzionamento invernale è obbligata per legislazione a regolare il deflusso sul fiume rilasciando una portata costante di **QW = 2 m3/s.**

La macchina, posizionata ad una quota **z2 = 1m** sopra il pelo libero del bacino di scarico, è equipaggiata con un diffusore che presenta un diametro di scarico pari a **DOUT = 1.75 m** e che genera perdite di carico distribuite pari a **8** quote cinetiche valutate nella sua sezione di scarico. La pressione atmosferica a livello del bacino di scarico è **PAMB = 0.995 bar**.

1. Si calcoli la potenza erogata durante il funzionamento estivo (1500 rpm).1 punto
2. Si verifichi la quota di installazione della macchina nei confronti del rischio di cavitazione, assumendo per il termine di (**Pv+Pg**) il valore cautelativo di **0.07** bar 2 punti
3. Si calcoli la velocità di rotazione richiesta alla macchina per il funzionamento invernale (Qw) e la potenza prodotta in tali condizioni operative. 3 punti
4. Si calcoli la velocità di rotazione tale per cui, nello stesso impianto, la turbina si trovi ad operare nel punto di massima efficienza e si discuta la convenienza di operare durante il periodo estivo in queste condizioni in alternativa a quelle calcolate al punto 1 2 punti

**ESERCIZIO 2 (5 punti)**

La condotta forzata che alimenta una turbina Pelton ha diametro **DP = 1 m** e connette la macchina con un bacino posto a **zD = 2300 m** di quota. La turbina è invece installata in centrale ad una quota di **z0 = 1300 m**. L’acqua (**cL = 4186 J/kgK**; **ρ = 1000 kg/m3**) che riempie il bacino di monte ha origine glaciale e si trova ad una temperatura **TD =** **4 °C**. Si stima che l’acqua, lungo l’attraversamento del condotto, scambi un’energia termica specifica **qP = 500 J/kg** con l’ambiente esterno (più caldo). Una misura di temperatura effettuata al termine della condotta forzata indica un valore di **T0 = 5 °C**.

Considerando che ogni ugello origina perdite di carico pari ad **ξN = 0.05** quote cinetiche (valutate sulla sezione del getto), si valuti la velocità di scarico dagli ugelli ed il salto motore disponibile per la turbina.

Considerando che i cucchiai sono posti ad un diametro medio **DR = 0.85 m**, si valutino le velocità di fuga e di massima efficienza, commentando opportunamente la realizzabilità tecnica delle suddette velocità di rotazione.

Condotta (2); ugello (1) velocità (1+1)

**ESERCIZIO 3 (7 punti)**

Uno stadio di compressore assiale ideale elabora aria (**cp = 1004 J/(kgK**); **γ = 1.4**) a partire da condizioni totali **PT1 = 2 bar** e **TT1 = 400 K**.La velocità meridiana, imposta costante lungo lo sviluppo assiale della macchina, è pari a **Vm = 150 m/s**. Il rapporto di compressione total-total realizzato dallo stadio è pari a **β =1.3**, e la potenza assorbita risulta **W = 1.5 MW**; è inoltre nota l’altezza di pala all’ingresso del rotore **b1 = 0.07 m**. Sapendo inoltre che la girante ruota a **n = 5000 rpm**, che il diametro medio è **D = 0.91 m**, e che l’angolo di ingresso allo stadio è positivo (ovvero equiverso alla velocità periferica), si richiede di:

1. determinare i triangoli di velocità a cavallo del rotore ed il grado di reazione dello stadio;

rho1, v1: 4 pti, v2t=2 pti ; disegno e chi 1 pto

1. rappresentare qualitativamente le palettature di rotore e di statore (quest’ultima in ipotesi di stadio ripetuto).

**ESERCIZIO 4 (7 punti)**

Un compressore realizza un rapporto di compressione complessivo pari a **βc = 5** ed è composto da **2 stadi**, caratterizzati da uguale rapporto di compressione ed uguale rendimento politropico **ηy,C = 0.82**. La macchina aspira una portata **G = 15 kg/s** di aria (**cp = 1004 J/(kgK)**; **γ = 1.4**) nelle condizioni ambiente **P1 = 1 bar, T1 = 300 K**. L’aria viene successivamente scaldata fino ad una temperatura **T3 = 1400 K**, e quindi espansa in una turbina, caratterizzata da un rendimento isentropico **ηis,T = 0.85**, che ha unicamente lo scopo di trascinare il compressore. L’aria in uscita dalla turbina viene infine espansa in un ugello ideale puramente convergente, che scarica in ambiente. Si richiede di:

1. determinare i rendimenti isentropico e politropico complessivi del compressore, e la relativa potenza assorbita;5 pti
2. calcolare la sezione richiesta allo scarico dell’ugello. 2 pti

**DOMANDA (3 punti)**

Si discutano le problematiche della sezione di alta pressione delle turbine a vapore, e le tipologie di stadi ivi utilizzate.

1. Piccole portate vol.
	1. Riduzione diametro >> scende anche il lavoro a pari U >> aumentano gli stadi
	2. Riduzione H : limite per H/d (Limite altezza di pala, sezione piccola (perdite di trafilamento, strato limite, opzionale flussi sec)
2. Stadio ad azione (alto l anche per basse U), Stadio Curtis ( 4 volte l di stadio ad azione a pari U)
3. Vantaggio stadi ad azione (parzializzazione)

Le supercazzole da sproloquio che scriveranno (ai miei ho detto di fare degli item ingegneristici e non dei fogli protocollo da filosofo) ci tiriamo una riga sopra. Tra tutte le cazzate quelle sopra sono le uniche che contano

Al solito sugli errori di conto togliamo un punto e avanti così’

Ciao

V