Soluzione Esame di Stato ITIS Termotecnica 2013

Pag. 1/1

Sessione ordinaria 2013
Seconda prova scritta

Ministero dell'Istruzione, dell'Università e della Ricerca

M950 – ESAME DI STATO DI ISTITUTO TECNICO INDUSTRIALE

CORSO DI ORDINAMENTO

Indirizzo: TERMOTECNICA

Tema di: TERMOTECNICA, MACCHINE A FLUIDO

Un vapore alla pressione effettiva di 2.432.088 Pa e alla temperatura di 300 °C viene utilizzato da una turbina a gradini di velocità del tipo Curtis a 2 giranti e in seguito alimenta una utenza termica nella quale condensa alla pressione effettiva di 253.342,50 Pa cedendo calore per 4.400 kW.

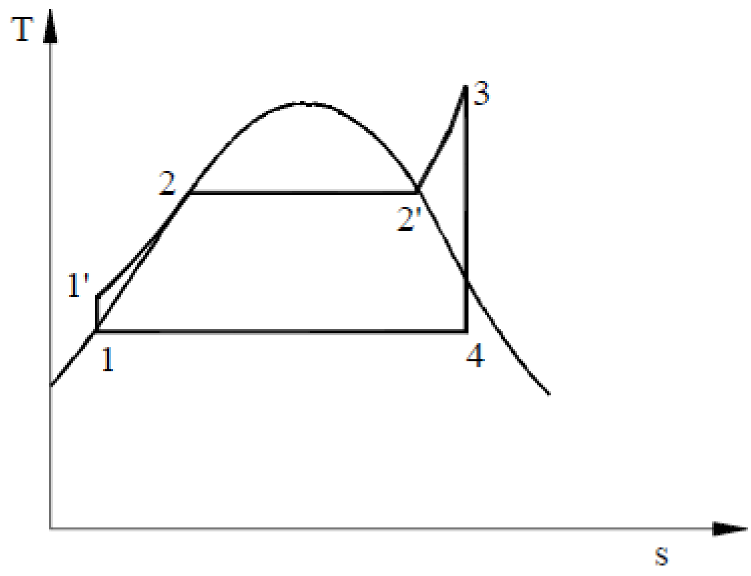
Il condensato viene scaricato alla temperatura di 85 °C.

Il candidato, assunti opportunamente i valori per gli elementi non dati ed utilizzando il diagramma di Mollier, determini:

1) la velocità periferica di massimo rendimento per la macchina, trascurando gli attriti nei condotti;
2) la velocità assoluta di massimo rendimento allo scarico della seconda girante e il corrispondente salto entalpico perso;
3) la potenza effettiva ricavabile dalla macchina.

SVOLGIMENTO :

Come è noto, nella fase 3-4 del diagramma T-s di Rankine-Hirn sotto riportato, il fluido, dalla pressione vigente P2 e temperatura T3, si espande nel distributore della turbina, trasformazione adiabatica, fino a raggiungere la pressione P1 e temperatura T1 che regna nel condensatore; la trasformazione si realizza nella turbina e fornisce il lavoro utile al ciclo.



Mediante le tabelle del vapore surriscaldato, possiamo ricavare le proprietà termodinamiche del punto 3, per cui :

T3 = 300 °C (valore del tema ministeriale);

h3 = 3012,4 KJ/Kg ;

s3 = 6,66 KJ/Kg · °K ;

P3 = P2 = 243208 Pa → 24,3 bar (valore del tema ministeriale).

Il punto 4, come si nota nel ciclo termodinamico T-s , si trova all' interno della campana delle due curve limite, nella zona definita di vapore saturo umido a titolo elevato, il valore dell' entalpia non puo' essere letto direttamente sulle tabelle, ma deve essere calcolato tenendo conto che il titolo esprime un' aliquota di fluido allo stato liquido e la rimanente aliquota allo stato di vapore. La relazione utilizzata è la seguente :

h4 = h1 + (hv – h1) · X4 .

dove :

h4 è l' entalpia corrispondente al punto 4 all' interno della campana ;

h1 è l' entalpia del fluido allo stato liquido, con titolo nullo X = 0, riferita al punto 1 del ciclo ;

hv è l' entalpia del fluido allo stato di vapore, alla temperatura T1 e alla pressione P1 del punto 4 con titolo unitario X = 1 .

X4 è il titolo del fluido allo stato di vapore saturo umido, alla temperatura o pressione corrispondente al punto 4 all' interno della campana.

Per determinare il valore di h1, hv, s1, sv è necessario consultare le tabelle del vapor d' acqua e interpolando con i valori noti di pressione e temperatura si ricava :

T4 = T1 = 127,43 °C ;

hv = 2716,4 KJ/Kg ;

h1 = 535,4 KJ/Kg ;

sv = 7,05 KJ/Kg · °K ;

s1 = 1,6 KJ/Kg · °K ;

P4 = P1 = 253342,50 → 2,5 bar (valore del tema ministeriale) .

Essendo la trasformazione della turbina isoentropica, come si evidenzia nel diagramma a entropia costante, si deduce che l' entropia nel punto 4 coincide con quella del punto 3, quindi, se :

s4 = s1 + (sv – s1) · X4 .

Dall' inversione dell' espressione di cui sopra, avendo come incognita X4 e sapendo che s4 è uguale a s3, si ottiene :

X4 = (s3 – s1) / (sv – s1) .

X4 = (6,66 - 1,6) / (7,05 - 1,6) = 0,928 .

Ritornando al calcolo dell' entalpia del punto 4, precedente, sapendo che h1 e hv sono i valori corrispondenti e già ricavati alla condizione di liquido e di vapore alla pressione P1 , si ottiene :

h4 = 535,4 + (2716,4 – 535,4) · 0,928 = 2559 KJ/Kg .

Il vapore compie, dicevamo, nel distributore la completa trasformazione del salto di entalpia disponibile (I3 – I4) in energia cinetica ed effluisce perciò dagli ugelli con una velocità di massimo rendimento, ovverosia :

$c1 = \sqrt{2 \cdot 1000 \cdot (I3 – I4)}$.

$c1 = = \sqrt{2 \cdot 1000 \cdot (3012,4 – 2559)} = 952,26$ m/s .

La velocità periferica che assicura il massimo rendimento di una macchina con due sole giranti, come quella proposta dal tema ministeriale, tenendo conto del secondo aforisma idraulico, si ricava :

$u1 = (c1 \cdot \cos\alpha_1) / 4$.

Assumeremo, arbitrariamente, poiché non è definito dal tema ministeriale, l' angolo α_1, l' angolo formato dal vettore c1 con l' asse perpendicolare all' asse della turbina, pari a 15°; allora, possiamo così determinare :

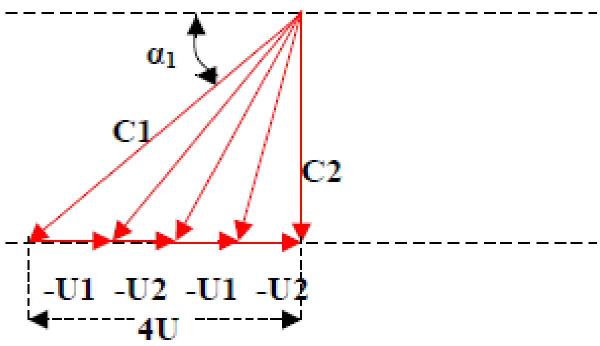
u1 = (952,26 · cos15°) / 4 = 230 m/s .

Oppure, si può determinare la velocità periferica u1 con una seconda relazione basata sul teorema di Eulero :

$u1 = \sqrt{1000 \cdot (3012,4 – 2559) / 8} = 238$ m/s .

Valore leggermente superiore, comunque pressoché in linea a quello calcolato precedentemente; in via definitiva assumeremo il valore u1 = 230 m/s .

Per determinare la velocità assoluta c2 di massimo rendimento all' uscita della seconda girante, analizzando il triangolo delle velocità, sotto riportato , è intuitivo ricavare il suo valore attraverso la seguente relazione trigonometrica :



$c2 = c1 \cdot sen\alpha_1$.

c2 = 952,26 · sen 15° = 246,46 m/s .

La velocità di uscita c2 deve essere la minima possibile per conseguire il massimo rendimento; nel nostro caso, il fluido, dotato di una velocità c2, possiede, in uscita, una certa energia cinetica non sfruttata, questo valore, di salto entalpico perso, può essere così espresso :

$c2^2 = 2 \cdot 1000 \cdot \Delta I$.

Invertendo i simboli, possiamo ricavare :

$\Delta I = c2^2 / 2 \cdot 1000$.

$\Delta I = 246{,}46^2 / 2 \cdot 1000 = 30{,}40$ KJ/Kg .

Per determinare la potenza effettiva della macchina, dobbiamo, dapprima, ricavare la portata di vapore Gv. Appurato che, durante la trasformazione 4-1, il vapore scaricato dalla turbina alla pressione P1 viene completamente condensato a pressione costante e scaricato alla temperatura T0 = 85 °C, riduzione di entropia; il fluido dallo stato di vapore-umido viene ricondotto allo stato liquido con cui aveva iniziato il ciclo. Quindi, possiamo stabilire che vi sono due fasi distinte durante il processo di condensazione: la prima fase, partendo dal punto 4, il fluido viene condensato raggiungendo il punto 1 della curva limite inferiore, e una seconda fase, dal punto 1, il fluido diminuisce la sua entropia raggiungendo un punto 0 , oltre la curva limite, all' interno del campo del liquido.

Durante questa trasformazione il fluido cede dell' energia ad una utenza termica per un complessivo di 4400 Kw , per cui, in base a quanto esposto, possiamo determinare la portata di vapore :

Gv = (Pt · 3600) / [(h4 – h1) + (T4 – T0) · 4,186] .

Dove (h4 – h1) rappresenta l' energia sottratta nella prima fase della condensazione, e (T4 – T0) il calore sottratto nella seconda fase dello stesso processo.

In definitiva :

$Gv = (4400 \cdot 3600) / (2559 – 535,4) + (127,43 – 85) \cdot 4,186] = 7196$ Kg/h .

Consideriamo, per poter determinare la potenza netta all' asse della turbina, di utilizzare un rendimento della turbina pari a $\eta t = 0,70$. Attraverso tale dato, assunto di proprio arbitrio, ma coerente, possiamo determinare la potenza con la seguente relazione :

$N = Gv \cdot (h3 – h4) \cdot \eta t / 3600$.

$N = 7196 \cdot (3012,4 – 2559) \cdot 0,7 / 3600 = 634$ Kw .

Autore : Guarda Luca