



*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, assunto 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.

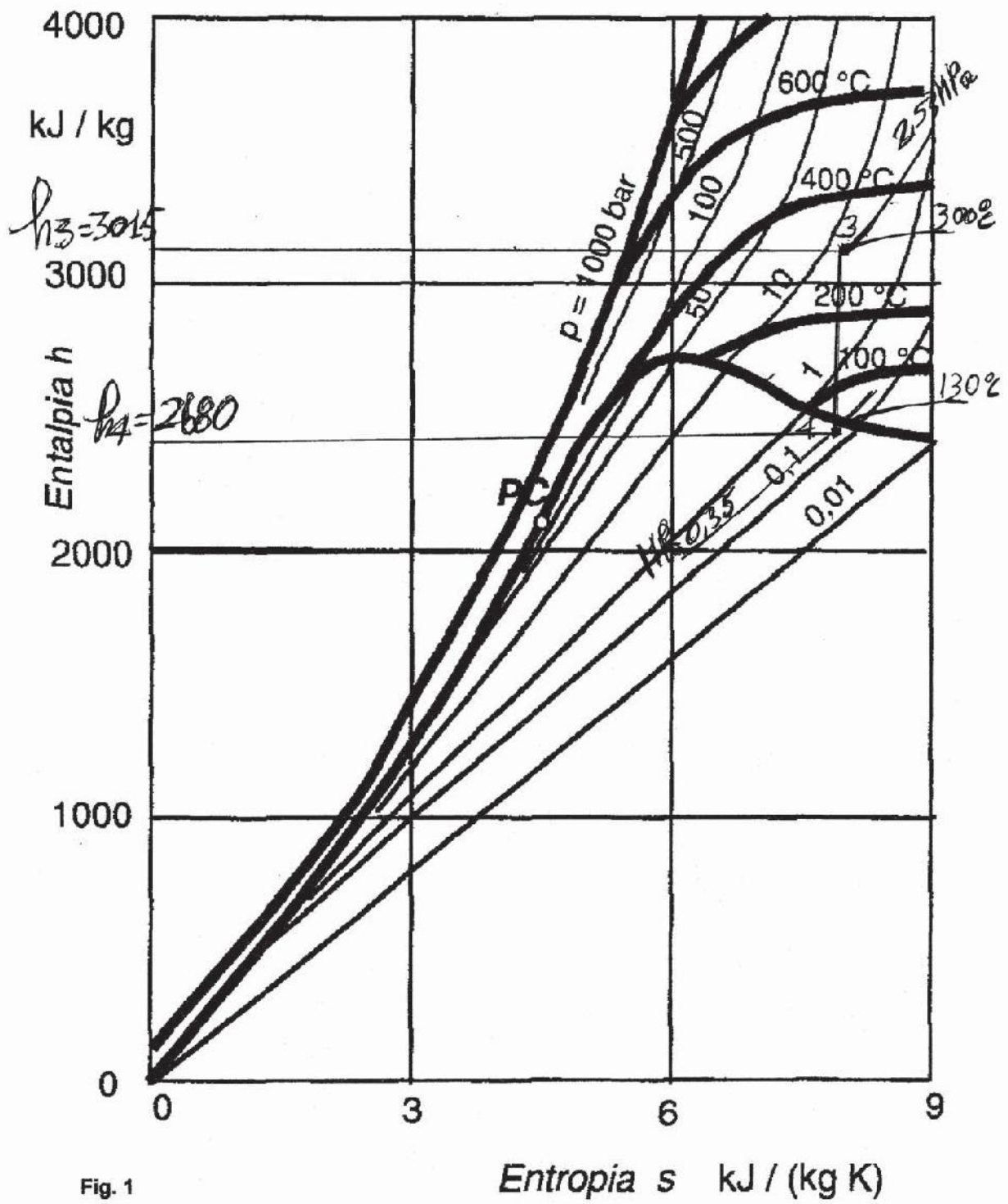


Fig. 1

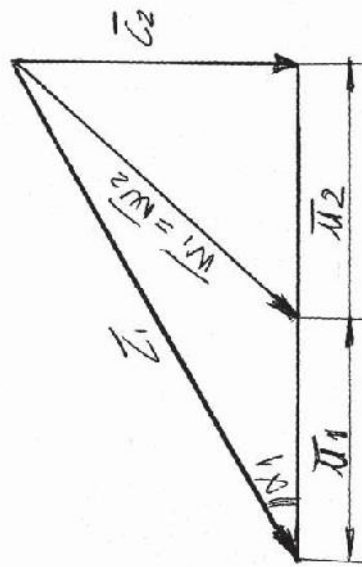


Fig 2: triangoli di velocità di  
 max rendimento di uscita  
 dalla seconda girante  
 con  $u_1 = u_2$ .

Dal diagramma di Mollier (v. fig. 1) si determinano i punti 3 e 4 che rappresentano l'inizio e la fine dell'espansione adiabatica teorica realizzata dalla turbina ed esattamente:  $h_3 = 3.015 \text{ KJ/Kg}$ ,  $t_3 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_3 = 2,53 \text{ MPa}$  e  $h_4 = 2.680 \text{ KJ/Kg}$ ,  $t_4 = 130 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $p_4 = 0,35 \text{ MPa}$ .

#### **Punto 1**

La velocità periferica  $u_1 = c_1 \cos \alpha_1 / 2n$  che risulta essere quella di massimo rendimento per una turbina ad azione a salti di velocità (Curtis) dove  $n$  è uguale a 2 essendo 2 le giranti; scegliendo dal manuale  $\alpha_1 = 30^\circ$  e calcolando la velocità assoluta teorica  $c_1 = 91,5 \sqrt{h_3 - h_4} = 818 \text{ m/s}$  e quindi  $u_1 = 818 \cos 30/4 = 177 \text{ m/s}$ .

#### **Punto 2**

La velocità assoluta d'uscita dalla seconda girante  $c_2$  si ricava dal triangolo della figura 2 e cioè  $c_2 = c_1 \sin \alpha_1 = 409 \text{ m/s}$ . La caduta termodinamica relativa o  $\Delta h$  perso sarà uguale a  $c_2^2 / 2g \times 427 = 82,84 \text{ KJ/Kg}$ .

#### **Punto 3**

Per il calcolo della potenza effettiva bisogna ricavarsi la portata oraria  $G_v$  di vapore che si ricava dal calore ceduto nella fase di condensazione ( $Q_0 = 4.400 \text{ KW}$ ) e cioè  $Q_0 = G_v \Delta h = G_v (h_4 - h_1)$  dove  $h_1$  rappresenta l'entalpia dell'acqua in ingresso dell'impianto che è diversa dall'entalpia di fine condensazione a pressione di 0,35 MPa che vale 357 KJ/Kg a 85°C; ricavando quindi  $G_v$  che risulta uguale a 6.842 Kg/h, per cui la potenza effettiva risulta dalla relazione  $P_{\text{eff}} = G_v \Delta h \eta$  dove  $\eta$  è il rendimento totale della turbina convenzionalmente valutato intorno al 70%.

Alla fine  $P_{\text{eff}}$  risulta pari a 445KW.

I docenti di area Meccanica dell'Itis Feltrinelli di Milano:

Prof. Giuseppe Panico

Prof. Vito Rametta