

Fig. 1

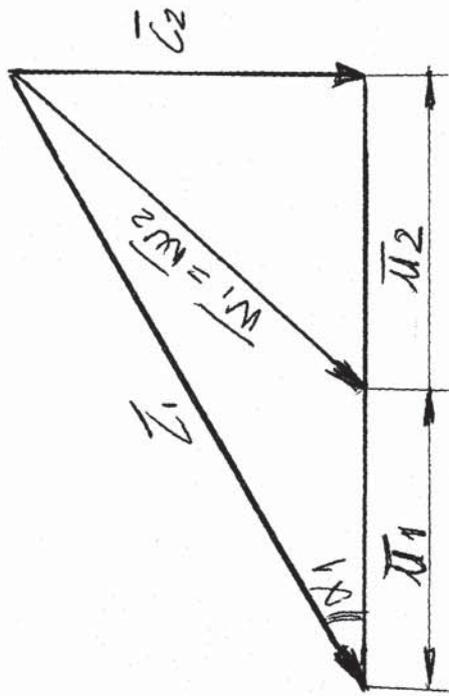


Fig 2: triangoli di velocità di
 max rendimento di uscita
 dallo secondo fronte
 con $u_1 = u_2$.

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 Δh 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 η è il rendimento totale della turbina convenzionalmente valutato intorno al 70%.

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

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

Prof. Giuseppe Panico

Prof. Vito Rametta