

CAP. 8 ESEMPI NUMERICI

ES. 1

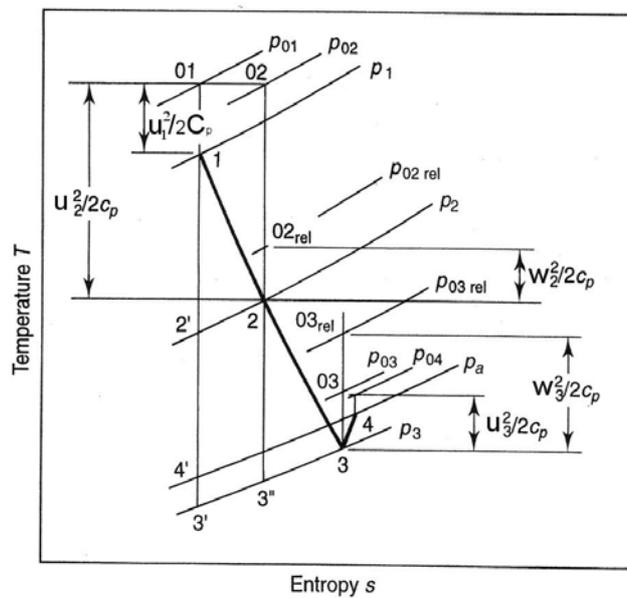
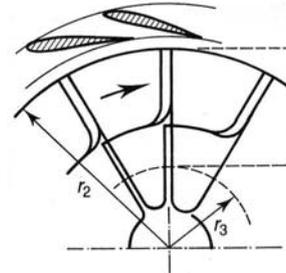
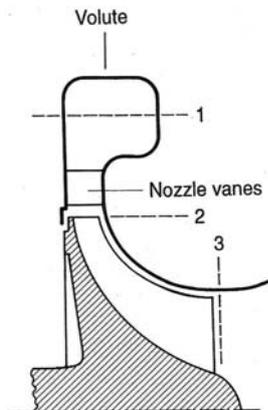
Una turbina radiale, ad ingresso radiale ed uscita assiale, ha le caratteristiche assegnate:

- | | |
|--|---------------------------------------|
| ➤ Diametro ingresso rotore | $\Phi_2 = 12.7\text{cm}$ |
| ➤ Diametro uscita rotore (apice) | $\Phi_{3tip} = 7.85\text{cm}$ |
| ➤ Rapporto radice/apice (all'uscita) | $\Phi_{3hub} / \Phi_{3tip} = 0.3$ |
| ➤ Angolo di efflusso dall'ugello di turbina (nozzle vane) | $\alpha_2 = 70^\circ$ |
| ➤ Angolo di efflusso dal rotore | $\beta_3 = 40^\circ$ |
| ➤ Pressione totale di ingresso | $p_{01} = 160\text{kPa}$ |
| ➤ Temperatura totale di ingresso | $T_{01} = 1000\text{K}$ |
| ➤ Numero di giri | $N = 1000\text{giri} / \text{s}$ |
| ➤ Portata | $\dot{m} = 0.322\text{kg} / \text{s}$ |
| ➤ Potenza | $P = 45.9\text{kW}$ |
| ➤ coefficiente di perdita nell'ugello (<i>nozzle loss coefficient</i>) | $\lambda_N = 0.07$ |
| ➤ coefficiente di perdita nel rotore (<i>rotor loss coefficient</i>) | $\lambda_R = 0.65$ |
| ➤ calore specifico a pressione costante | $C_p = 1148\text{J/kgK}$ |
| ➤ rapporto tra i calori specifici | $\gamma = 1.33$ |

Determinare:

- lo scambio energetico Δh_0 , i rendimenti isentropici “total to static” e “total to total” η_t
- i triangoli di velocità ed il grado di reazione
- le condizioni di uscita dagli ugelli turbina (nozzle vanes)
- le condizioni di uscita dalla girante (a raggio medio)
- l'area di passaggio degli ugelli turbina e dell'uscita dal rotore.

SVOLGIMENTO



Lo scambio energetico è dato da:

$$\Delta h_0 = \frac{P}{\dot{m}} = \frac{45.9}{0.322} = 142.5 \text{ kJ/kg}$$

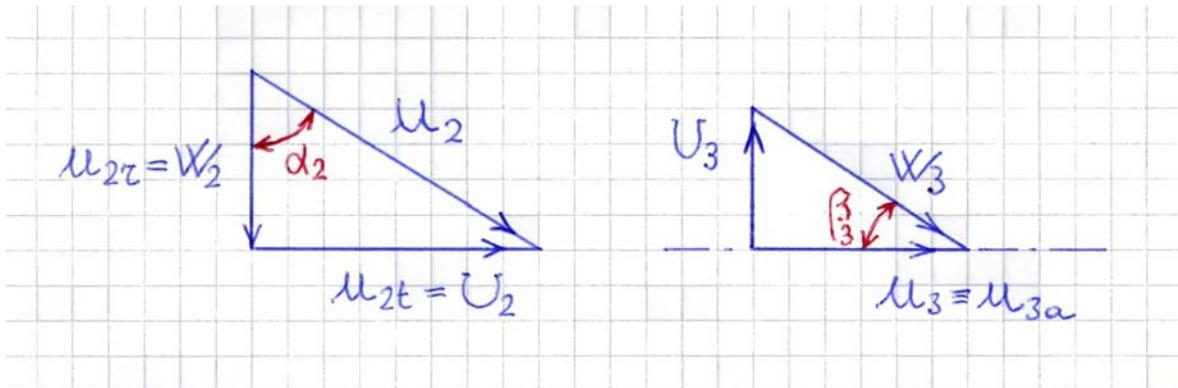
Il rendimento isentropico “total to static” η_t è dato da:

$$\eta_t = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T_{3'}} \quad \text{dove:}$$

$$(T_{01} - T_{03}) = \frac{P}{\dot{m}C_p} = \frac{45.9 \times 10^3}{0.322 \times 1148} = 124.2K$$

mentre T_3 deve essere calcolato.

Se l'ingresso al rotore è radiale e lo scarico è assiale, si hanno i triangoli di velocità:



Ingresso rotore:

$$U_2 = 2\pi N r_2 = 2\pi 1000 \frac{0.127}{2} = 399 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \frac{U_2}{\sin 70^\circ} = 424.6 \text{ m/s}$$

$$w_2 = u_2 \cos 70^\circ = 145.2 \text{ m/s}$$

$$T_{02} = T_{01} = 1000K$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{u_2^2}{2C_p} = 921.5K$$

$$T_{2'} = T_2 - \frac{\lambda_N u_2^2}{2C_p} = 916K$$

$$p_2 = p_{2'} = p_{01} \left(\frac{T_{2'}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 112.6kPa$$

$$p_{02} = p_2 \left(\frac{T_{02}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 156.16kPa$$

Uscita rotore (a raggio medio):

$$\bar{r}_3 = \frac{r_{3hub} + r_{3tip}}{2} = 2.55cm$$

$$\bar{U}_3 = 2\pi N \bar{r}_3 = 160.22 \text{ m/s}$$

$$w_3 = \frac{\bar{U}_3}{\sin 40^\circ} = 249.26 \text{ m/s}$$

$$u_3 \equiv u_{3a} = w_3 \cos 40^\circ = 191 \text{ m/s}$$

$$T_{03} = T_{01} - \frac{\Delta h_0}{C_p} = 875.9 \text{ K}$$

$$T_3 = T_{03} - \frac{u_3^2}{2C_p} = 860 \text{ K}$$

$$T_{3^*} = T_3 - \frac{\lambda_R w_3^2}{2C_p} = 842.4 \text{ K}$$

$$p_3 = p_{3^*} = p_{3''} = p_2 \left(\frac{T_{3^*}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 78.64 \text{ kPa}$$

$$p_{03} = p_3 \left(\frac{T_{03}}{T_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 84.6 \text{ kPa}$$

$$T_{3'} = T_{01} \left(\frac{p_3}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 838.3 \text{ K}$$

$$T_{03'} = T_{01} \left(\frac{p_{03}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 853.75 \text{ K}$$

A questo punto possiamo calcolare il rendimento isentropico “total to static” η_t :

$$\eta_t = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T_{3'}} = 0.767$$

ed il rendimento isentropico “total to total”:

$$\eta_t = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T_{03'}} = 0.85$$

Il grado di reazione R è dato da:

$$R = \frac{(U_2^2 - U_3^2) + (w_3^2 - w_2^2)}{2\Delta h_0} = 0.7$$

L'area di passaggio degli ugelli turbina è data da:

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 u_2} = \dot{m} \frac{RT_2}{p_2 u_2} = 0.00178 m^2$$

La sezione di uscita dal rotore è:

$$A_3 = \pi (r_{3t}^2 - r_{3h}^2) = 0.0044 m^2$$