

## ESERCIZI PROPOSTI

### Argomenti:

A Generatore di vapore –  $P_{\text{gen}}$ ;  $\Delta P_{\text{gen}}$

B Turbina Curtis

C Turbina Rateau

D1 Condensatore –  $Q_{M \text{ acqua}}$ ;  $Q_{V \text{ acqua}}$

D2 Condensatore –  $Q_{M \text{ acqua}}$ ;  $S_{\text{tot}}$

D3 Condensatore –  $z_{\text{tubi}}$

D4 Condensatore –  $L$

D5 Condensatore –  $S_{\text{tot}}$ ;  $Q_{M \text{ acqua}}$ ;  $Q_{M \text{ vapore}}$  consumo d'acqua/kg di vapore condensato

E1 Ciclo di Brayton –  $p$ ;  $T$

E2 Ciclo di Brayton –  $l_{\text{compr}}$ ;  $l_{\text{esp}}$ ;  $l_{\text{uti}}$ ;  $q_{\text{sup}}$ ;  $\eta_B$

F Turbina a gas

### A | Esercizio 1



Un generatore di vapore avente una produzione di vapore pari a 15 kg/s brucia olio combustibile e ha un rendimento pari al 90%. Calcolare la potenza termica trasmessa al fluido nonché l'ammontare delle perdite di potenza del generatore.

Assumere, per l'olio combustibile, un potere calorifico inferiore:  $H_{\text{inf}} = 42 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$ .

$$[P_{\text{gen}} \approx 567 \text{ MW}; \Delta P_{\text{gen}} \approx 63 \text{ MW}]$$

### B | Esercizio 2

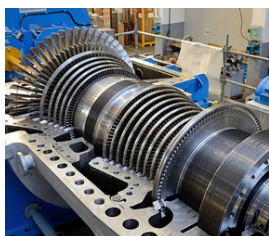


Una turbina ad azione del tipo Curtis utilizza un salto entalpico isoentropico che vale 950 kJ/kg; la sua velocità periferica massima è pari a 280 m/s. Si richiede di determinare il numero di salti di velocità della macchina. Assumere come coefficiente di riduzione della velocità  $\phi = 0,85$  e come angolo di inclinazione dei condotti del distributore  $\alpha_1 = 22^\circ$ .

$$[c_1 \approx 1171,64 \frac{\text{m}}{\text{s}};$$

$$z_{\text{salti}} \approx 1,94 \text{ arrotondato a } 2]$$

### C | Esercizio 3



Una turbina tipo Rateau opera nelle stesse condizioni della turbina a salti di velocità dell'esercizio precedente. Assumere anche per  $\phi$  e  $\alpha_1$  gli stessi valori indicati per la turbina Curtis dell'esercizio precedente e calcolare il numero di stadi della turbina a salti di pressione.

$$[c_1 \approx 603,98 \text{ m/s};$$

$$z_{\text{salti}} = 3,76 \text{ arrotondato a } 4]$$

**D1 | Esercizio 4**



Un impianto a vapore utilizza come fluido di raffreddamento acqua di fiume; la potenza termica che occorre sottrarre all'impianto è pari a 50 MW, la temperatura dell'acqua di refrigerazione all'uscita del condensatore risulta incrementata di 12 °C rispetto al valore posseduto all'ingresso.  
Determinare la portata in massa e in volume dell'acqua condensatrice.

[Se si assume per l'acqua di fiume:  $c_{p\text{ acqua}} = 4182 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$  e:  $\rho = 999 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  si ottiene:

$$Q_{M\text{ acqua}} = 996,33 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; Q_{V\text{ acqua}} = 1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

**D2 | Esercizio 5**



Calcolare la portata in massa  $Q_{M\text{ acqua}}$  dell'acqua di refrigerazione e la superficie totale di scambio termico di un condensatore a fascio tubiero nel quale il vapore entra con una velocità pari a 2,5 m/s e una temperatura  $T_{\text{vap}} = 40$  °C. Sappiamo inoltre che occorre asportare, mediante l'acqua di raffreddamento, una potenza termica pari a 60 MW; come fluido refrigerante viene usata l'acqua di mare: essa entra nel condensatore alla temperatura  $T_i = 14$  °C e ne esce alla temperatura  $T_u = 28$  °C.

[Se si assume per l'acqua di mare:  $c_{p\text{ acqua}} = 3980 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ , risulta:  $Q_{M\text{ acqua}} = 1076,81 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ ,

$\Delta T_m \approx 19$  K; se si assume come coefficiente globale di scambio termico:

$$C = 3350 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}, \text{ si ottiene: } S_{\text{tot}} \approx 1119,40 \text{ m}^2]$$

**D3 | Esercizio 6**



Un condensatore a fascio tubiero è costituito da tubi aventi diametro interno  $D_{\text{int}} = 20$  mm. L'acqua di raffreddamento ha una portata pari a  $1076,81 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  e una velocità:  $v_{\text{acqua}} = 2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ ; determinare il numero di tubi di cui deve essere provvisto il condensatore.

[L'area della sezione normale di ogni tubo  $A_{1\text{ tubo}}$  vale:  $314,16 \text{ mm}^2$ ;

la portata in volume dell'acqua refrigerante è:  $Q_V = 1,08 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ ;

pertanto il numero di tubi è:  $z_{\text{tubi}} = 1375]$

**D4 | Esercizio 7**



Calcolare la lunghezza di ciascun tubo di un condensatore a superficie in base ai seguenti dati: vengono utilizzati 1375 tubi di diametro interno  $D_{\text{int}} = 20$  mm; la superficie totale di scambio termico è:  $S_{\text{tot}} = 1119,40 \text{ m}^2$ ; lo spessore di ciascun tubo è  $s = 2,1$  mm.

$$[D_{\text{est}} = 24,2 \text{ mm}; L \approx 10,71 \text{ m}]$$

**D5 | Esercizio 8**



In un impianto a vapore la quantità di calore scambiato nell'unità di tempo tra il vapore e l'acqua refrigerante è  $P_Q = 14$  MW; il vapore condensa alla temperatura  $T_{\text{vap}} = 35$  °C; l'acqua di refrigerazione entra in un condensatore a superficie alla temperatura  $T_i = 10$  °C e ne esce alla temperatura  $T_u = 20$  °C. Assunto per il

coefficiente globale di scambio termico  $C$  il valore  $3350 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ , calcolare l'area della

superficie totale di trasmissione del calore. Determinare inoltre la portata dell'acqua necessaria per condensare il vapore; come fluido refrigerante si utilizza acqua di

fiume  $\left( c_{p\text{ acqua}} = 4182 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right)$ .

Calcolare infine il consumo di acqua per ogni chilogrammo di vapore condensato, in base ai seguenti dati:

rendimento della turbina:  $h_{\text{turb}} = 78\%$ ;

salto entalpico teorico a disposizione della macchina:  $(h_3 - h_4) = 1420 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ ;  
potenza erogata dalla turbina:  $P_{\text{ut}} = 9,2 \text{ MW}$ .

$$[\Delta T_m \approx 20 \text{ }^\circ\text{C}; S_{\text{tot}} \approx 208,96 \text{ m}^2; Q_{M \text{ acqua}} \approx 334,77 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; Q_{M \text{ vap}} \approx 8,31 \frac{\text{kg}}{\text{s}};$$

$$\frac{Q_{M \text{ acqua}}}{Q_{M \text{ vap}}} \approx 40,29 \frac{\text{kg}_{\text{acqua}}}{\text{kg}_{\text{vapore condensato}}}]$$

### E1 | Esercizio 9



In un ciclo ideale di Brayton l'aria all'ingresso del compressore è alla pressione atmosferica e ha temperatura  $T_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . La temperatura di ammissione in turbina è  $T_3 = 1280 \text{ K}$ . Il rapporto di compressione è  $\beta = 7$ . Calcolare le pressioni e le temperature raggiunte dall'aria a fine compressione e all'inizio e alla fine dell'espansione in turbina.

$$[p_2 \approx 7,09 \text{ bar}; T_2 \approx 511,15 \text{ K}; p_3 \approx 7,09 \text{ bar}; T_3 \approx 1280 \text{ K}; T_4 \approx 734,10 \text{ K}; p_4 \approx 1,01 \text{ bar}]$$

### E2 | Esercizio 10



In base ai risultati relativi al ciclo di Brayton conseguiti nell'esercizio precedente, determinare:

- il lavoro massico di compressione isoentropica  $l_{\text{compr}}$  e quello di espansione isoentropica  $l_{\text{esp}}$ ;
- il lavoro massico utile  $l_{\text{ut}}$  del ciclo;
- la quantità di calore massico  $q_{\text{sup}}$  ceduta al fluido da parte della sorgente superiore;
- il rendimento del ciclo di Brayton, in base ai valori appena calcolati;
- il rendimento del ciclo di Brayton, in funzione del solo rapporto di compressione.

$$[\text{Se si assume } R_{\text{aria}} = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \text{ o: } c_{p \text{ aria}} = 1003,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}, \text{ si ottiene: } l_{\text{compr}} \approx 218,98 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}]$$

$$(\text{oppure, a seconda del procedimento usato: } l_{\text{compr}} \approx 218,76 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; l_{\text{esp}} \approx 548,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})$$

$$(\text{oppure, a seconda del procedimento usato: } l_{\text{esp}} \approx 547,81 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; l_{\text{ut}} \approx 329,38 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}};$$

$$q_{\text{sup}} \approx 771,54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; \eta_{B \text{ 1}^\circ \text{ procedim}} \approx 42,7\%; \eta_{B \text{ 2}^\circ \text{ procedim}} \approx 42,6\%]$$

### F | Esercizio 11



Da uno studio eseguito su un impianto motore con turbina a gas sono stati ricavati i seguenti parametri:

- lavoro massico effettivo prodotto dalla turbina:  $l_{\text{eff turbina}} = 580 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ ;
- lavoro massico effettivo del compressore:  $l_{\text{eff compr}} = 350 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ ;
- portata di aria trattata:  $Q_{M \text{ aria}} = 60 \text{ kg/s}$ ;
- portata di olio combustibile:  $Q_{M \text{ comb}} = 1,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ .

Determinare il rendimento complessivo dell'impianto, assunto per l'olio combustibile un potere calorifico inferiore pari a  $41 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$ ; calcolare inoltre il consumo specifico di combustibile.

$$[l_{\text{ut effettivo}} = 230 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; P_{\text{ut}} = 13,8 \text{ MW}; P_{\text{id}} = 73,8 \text{ MW}; \eta_{\text{tot}} \approx 18,7\%; c_{\text{sp}} \approx 0,13 \frac{\text{kg}}{\text{MJ}}]$$