

## Esercizi Fisica Tecnica 1

### Esercizio 1

10 m<sup>3</sup>/h di azoto alla pressione di 3 kg/cm<sup>2</sup> ed alla temperatura di 100°C espandono fino alla pressione di 1 kg/cm<sup>2</sup>: a) adiabaticamente e reversibilmente; b) adiabaticamente ed irreversibilmente con un variazione di entropia  $\Delta s = 0.042$  kJ/kg K. Calcolare la potenza meccanica nei casi a) e b). Nel caso b) calcolare il rendimento isoentropico dell'espansore.

### Soluzione:

Trasformo i dati in unità di misura del S.I. (Sistema Internazionale)

$$G = 10 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0027778 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$p_1 = 3 \text{ kg/cm}^2 = 3 \cdot 9.81 \cdot 10^4 = 2.943 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$$

$$T_1 = 100 \text{ }^\circ\text{C} = 373 \text{ K}$$

$$p_2 = 1 \text{ kg/cm}^2 = 9.81 \cdot 10^4 \text{ Pa.}$$

Dalle tabelle ricavo l'entalpia  $h_1$  e l'entropia di riferimento  $s_{01}$  nello stato 1 per interpolazione:

$$H_1 = H(300) + (H(400) - H(300)) \frac{T_1 - 300}{400 - 300} = 311.8 + (415.7 - 311.8)0.73 = 387.6 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$
$$s_{01} = s_0(300) + (s_0(400) - s_0(300)) \frac{T_1 - 300}{400 - 300} = 6.854 + (7.154 - 6.854)0.73 = 7.073 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$$

L'entropia allo stato 1 è  $s_1 = s_{01} - R_1 \log(p_1/p_0)$  dove:

$p_0$  è la pressione di riferimento  $p_0 = 1 \text{ bar} \approx 1 \text{ kg/cm}^2$ . Per l'azoto  $R_1 = 8.314/28 = 0.2969$  kJ/kg K

$$s_1 = 7.073 - 0.2969 \log(3) = 6.746 \text{ kJ/kg K.}$$

La trasformazione 1→2 è adiabatica reversibile:  $\Delta s = 0$ ,  $s_2 = s_1$ .

$$p_2 = 1 \text{ kg/cm}^2 \Rightarrow s_{02} \approx s_2$$

Utilizzando il valore di  $s_{02}$  dalle tabelle posso ricavare  $t_2$  e  $H_2$  per estrapolazione.

$$T_2 = 260 + (300 - 260) \frac{s_{02} - s_0(260)}{s_0(300) - s_0(260)} = 260 + (300 - 260) \frac{6.746 - 6.704}{6.854 - 6.704} = 271 \text{ K}$$

$$H_2 = H(260) + (H(300) - H(260)) \cdot \frac{T_2 - 260}{300 - 260} = 270.2 + (311.8 - 270.2) \frac{271 - 260}{300 - 260} = 281.64 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right].$$

La portata massica  $\dot{m} = \rho G = p_1 G / R_1 T_1 = 2.943 \cdot 10^5 \cdot 0.0027778 / (296.9 \cdot 373) = 0.00738$  kg/s

La potenza meccanica scambiata nel caso a) è:

$$P = \dot{m} L = -\dot{m} (H_2 - H_1) = 0.00738(387.6 - 281.64) = 0.782 \text{ kW}$$

Nel caso di irreversibilità b)

$s_2 = s_1 + \Delta s = 6.746 + 0.042 = 6.788$  [kJ/kg K] interpolando come nel caso precedente si ottiene:  $T_2 = 282.4$  K;

$H_2 = 293.49$  [kJ/kg] da cui  $P_{12} = 0.694$  kW

Il rendimento isoentropico è  $\eta = P_{12}/P = 0.888$

## Esercizi Fisica Tecnica 1

### Esercizio 2

Una turbina, in cui defluisce una portata di azoto  $\dot{m}=3$  [kg/s], fornisce una potenza  $P=1000$ [kW]. Le pressioni all'ingresso e all'uscita valgono rispettivamente  $p_1=13$  [bar] e  $p_2=1$  [bar]. La temperatura all'uscita vale  $t_2 = 480$ [K]. La trasformazione è adiabatica e le variazioni di energia cinetica e potenziale sono trascurabili.

Determinare

- la temperatura iniziale  $T_1$ ;
- il lavoro  $L_{12'_{rev}}$ , che si sarebbe ottenuto in condizioni di reversibilità, a parità di condizioni iniziali e di pressione finale;
- il rapporto  $A_1/A_2$  tra le aree delle sezioni di ingresso e di uscita necessario affinché non vi siano variazioni di energia cinetica.

### Soluzione

Dalle tabelle ricavo

$$t_2 = 480 \text{ K} \quad p_2 = 1 \text{ bar} \quad \text{per interpolazione } H_2 = 415.7 + 0.8 \cdot (520.4 - 415.7) = 499.46 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Il lavoro } L_{12} = P / \dot{m} = 1000 / 3 = 333.33 \text{ kJ/kg.}$$

Il primo principio della termodinamica per i sistemi aperti si scrive:

$dQ - dL = dH + w_{dw} + g dz$  integrando tra i punti 1 e 2 per una trasformazione adiabatica irreversibile senza variazione di velocità tra ingresso e uscita e trascurando la variazione di quota si ottiene:

$$H_1 = L_{12} + H_2 = 499.46 + 333.33 = 832.79 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{per interpolazione } t_1 = 700 + 100(832.79 - 734.3) / (846.4 - 734.3) = 787.9 \text{ K}$$

$$s_{01} = 7.75 + (7.893 - 7.75)(787.9 - 700) / (800 - 700) = 7.876 \text{ kJ/kgK}$$

L'entropia nel punto 1 è  $s_1 = s_{01} - R_1 \log(p_1)$ .

Per l'azoto il per molecolare  $M = 28$  kg/mol per cui  $R_1 = R/M = 8.314/28 = 0.2969$  kJ/kgK

si ottiene:  $s_1 = s_{01} - R_1 \log(p_1) = 7.1144$  kJ/kg K.

Consideriamo ora l'espansione adiabatica reversibile:  $ds = 0$ ;

$$s_2 = s_1 = 7.1144 \text{ kJ/kgK.} \quad \text{Dalle tabelle ricavo}$$

$$T_2 = 300 + 100(7.1144 - 6.854) / (7.154 - 6.854) = 386.8 \text{ K}$$

$$H_2 = 311.8 + (415.7 - 311.8)(386.8 - 300) / (400 - 300) = 402 \text{ kJ/kg}$$

Il lavoro che si ottiene con una trasformazione reversibile è

$$L_{12'} = H_1 - H_2 = 832.79 - 402 = 430.79 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{La potenza } P = \dot{m} L_{12'} = 1292 \text{ kW.}$$

L'equazione di continuità si scrive come  $\dot{m} = \rho w A = \rho_1 w_1 A_1 = \rho_2 w_2 A_2$ .

Perché non vi siano variazioni di energia cinetica si deve avere  $w_1 = w_2$  da cui:

$$A_1/A_2 = \rho_2/\rho_1 = p_2/(R_1 T_2) / (p_1/(R_1 T_1)) = p_2 T_1 / p_1 T_2$$

$$\text{Nel caso reale } A_1/A_2 = (1 \cdot 787.9) / (13 \cdot 480) = 0.126$$

$$\text{Nel caso reversibile } A_1/A_2 = (1 \cdot 787.9) / (13 \cdot 386.8) = 0.157.$$

## Esercizi Fisica Tecnica 1

### Esercizio 3

Un fluido incomprimibile (densità costante  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ), alla temperatura di 300 K, scorre a regime permanente in un tubo orizzontale adiabatico di diametro interno  $D=35\text{mm}$  alla velocità di 20 m/s. Valutare la produzione entropica totale nell'unità di tempo sapendo che la caduta di pressione provocata dagli attriti lungo il tubo vale 2.5 bar.

### Soluzione

Se il liquido scorre in un tubo orizzontale ( $z_2 - z_1 = 0$ ) a sezione costante ( $w_2 - w_1 = 0$ ) adiabatico ( $dQ=0$ ) senza scambi di lavoro con l'esterno ( $dL=0$ ), il primo principio della termodinamica per i sistemi aperti si può scrivere come:

$$dH = 0 \text{ ossia } H_2 - H_1 = 0.$$

Dalla definizione di entropia si ha

$$Tds = dH - vdp = dH - dp/\rho \text{ da cui si ricava:}$$

$$\Delta s = \Delta H/T - \Delta p/\rho T = - (p_2 - p_1) / \rho T = 2.5 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} / 1000[\text{kg/m}^3] / 300 \text{ [K]} = 0.8333 \text{ J/kgK}$$

$$\text{La portata massica è } \dot{m} = \rho WA = \rho W \pi D^2 / 4 = 1000 \cdot 20 \cdot 3.14 \cdot 0.035^2 / 4 = 19.24 \text{ kg/s}$$

La produzione entropica totale nell'unità di tempo è

$$\Delta \dot{S} = \dot{m} \Delta s = 0.8333 \cdot 19.24 = 16.0 \text{ W/K.}$$

### Esercizio 4

Una portata di 1 kg/s di vapore alla pressione di  $p_1=15.55 \text{ bar}$  e alla temperatura  $t_1=200 \text{ }^\circ\text{C}$  espande, in una valvola di laminazione fino alla pressione ambiente  $p_2=p_a=1.01325 \text{ bar}$ .

Sapendo che la temperatura finale è  $t_2= 120^\circ\text{C}$ , calcolare il titolo del vapore nelle condizioni iniziali. Determinare il rapporto tra le sezioni di passaggio che consenta di ottenere  $w_2 = w_1$ .

### Soluzione:

$$t_1 = 200^\circ \text{ C}$$

$$t_2 = 120^\circ \text{ C}$$

$$p_1 = 15.55 \text{ bar}$$

$$p_2 = 1.01325 \text{ bar}$$

$$x_1 = ? =$$

$$s_2 = ? = 7.467 \text{ kJ/kg K} \quad (\text{per interpolazione dalla 3A})$$

$$s_1 = ? =$$

$$H_2 = ? = 2716.3 \text{ kJ/kg} \quad (\text{per interpolazione dalla 3A})$$

$$H_1 = ? = 2716.3 \text{ kJ/kg}$$

$$v_2 = ? = 1.793 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{per interpolazione dalla 3A})$$

$$v_1 = ? =$$

Il punto 1 non è determinato perchè pressione e temperatura non sono indipendenti "sotto la campana".

Ricavo le altre funzioni di stato al punto 2 dalle tabelle del vapore surriscaldato (3A) per interpolazione lineare.

Applichiamo il I° Principio dei sistemi aperti alla valvola di laminazione:

$$Q_{12} - L_{12} = H_2 - H_1 + (w_2^2 - w_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1)$$

## Esercizi Fisica Tecnica 1

La trasformazione è adiabatica, non ci sono organi in movimento, si suppone che le sezioni 1 e 2 siano alla stessa quota e si impone che  $w_1 = w_2$ .

$$0 = H_2 - H_1$$

$$H_2 = H_1 = 2716.3 \text{ kJ/kg}$$

Conoscendo  $t_2$  e  $H_2$ , ricavo le altre funzioni di stato del sistema:  $x_2, v_2, s_2$ .

$$x_1 = \frac{H_1 - H_{L_1}}{r} = \frac{2716.3 - 852.4}{1938.6} = 0.961$$

$$v_1 = v_L + x_1(v_v - v_L) = 0.0011565 + 0.961 \cdot (0.1272 - 0.0011565) = 0.122345 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Per l'equazione di continuità si può scrivere:

$$\dot{m} = \text{cost} = \rho_1 w_1 A_1 = \rho_2 w_2 A_2 = \frac{w_1 A_1}{v_1} = \frac{w_2 A_2}{v_2} \Rightarrow \frac{A_1}{A_2} = \frac{v_1}{v_2} \cong 0.07$$

### Esercizio 5

Una portata di 1 kg/s di vapore alla pressione di  $p_1=60$  bar e alla temperatura  $t_1=482$  °C espande, in una turbina fino alla temperatura di  $t_2=65$  °C.

Si supponga che il rendimento isoentropico di espansione sia  $\rho_e=0.8$ .

Supponendo  $w_1=20$  m/s e  $w_2=90$  m/s, calcolare la potenza prodotta dal sistema.

### Soluzione:

$$t_1 = 482^\circ \text{C}$$

$$t_2 = 65^\circ \text{C}$$

$$t_2' = ?$$

$$p_1 = 60 \text{ bar}$$

$$p_2 = ? = 0.25 \text{ bar} \quad (\text{isotermobarica})$$

$$p_2' = ?$$

$$s_1 = ? = 6.8214 \text{ kJ/kg K} \quad (\text{per interpolazione dalla 3B}) \quad s_2 = ? = \text{kJ/kg K}$$

$$s_2' = ?$$

$$H_1 = ? = 3378.6 \text{ kJ/kg} \quad (\text{per interpolazione dalla 3B}) \quad H_2 = ? = \text{kJ/kg}$$

$$H_2' = ?$$

$$w_1 = 20 \text{ m/s}$$

$$w_2 = 90 \text{ m/s}$$

Determiniamo le condizioni al punto 5

$$H_1 = H_{400} + \frac{H_{500} - H_{400}}{500 - 400} (482 - 400) = 3180.1 + 0.82(3422.2 - 3180.1)$$

$$s_1 = s_{400} + \frac{s_{500} - s_{400}}{500 - 400} (482 - 400) = 6.5462 + 0.82(6.8818 - 6.5462)$$

Per determinare le condizioni al punto 2 si considera la trasformazione adiabatico isoentropica ideale:

$$s_1 = s_2$$

$$x_2 = \frac{s_2 - s_{L_2}}{s_v - s_{L_2}} = \frac{s_2 - s_{L_2}}{r/T} = \frac{6.8214 - 0.8933}{6.9388} = 0.854$$

## Esercizi Fisica Tecnica 1

$$H_2 = H_L + x_2 r = 272 + 0.854 \cdot 2346.3 = 2276.5 \quad \text{kJ/kg}$$

Per la definizione di rendimento isoentropico si ha:

$$\rho_e = \frac{H_2 - H_1}{H_2 - H_1} \Rightarrow H_2 = H_1 - \rho_e (H_1 - H_2) = 3378.6 - 0.8(3378.6 - 2276.5) = 2497$$

$$x_2 = \frac{H_2 - H_L}{H_v - H_L} = \frac{H_2 - H_L}{r} = \frac{2497 - 272}{2346.3} = 0.948$$

$$v_2 = v_L + x_2 (v_v - v_L) = 0.0010199 + 0.948 \cdot (6.2023 - 0.0010199) = 5.8798 \quad \text{m}^3 / \text{kg}$$

Applichiamo il I° Principio dei sistemi aperti alla turbina:

$$Q_{12} - L_{12} = H_2 - H_1 + (w_2^2 - w_1^2)/2 + g(z_2 - z_1)$$

La trasformazione è adiabatica, si suppone che le sezioni 1 e 2 siano alla stessa quota.

$$L_{12} = H_1 - H_2 - (w_2^2 - w_1^2)/2$$
$$L_{12} = 3378.6 - 2497 - (90^2 - 20^2)/2 = 877.75 \text{ kJ/kg}$$

### **Esercizio 6**

Un serbatoio contiene 0.4 kg di acqua alla temperatura di 250°C, alla pressione 39.776 bar e con un volume specifico di 0.018 m<sup>3</sup>/kg. L'acqua viene raffreddata a volume costante fino a che la pressione nel serbatoio vale 10 bar (punto 2).

In seguito si fornisce al sistema un calore pari a 65 kJ e il serbatoio si dilata mantenendo, al suo interno, la pressione costante fino ad arrivare al punto 3.

Infine avviene una espansione adiabatica (reversibile) fino alla pressione di 1 bar (punto 4).

Calcolare il calore e il lavoro in ognuna delle trasformazioni.

Calcolare il volume finale del sistema.

### **Soluzione**

Considero il serbatoio come un sistema chiuso. Dapprima definisco i punti estremi delle trasformazioni:

Al punto 1 l'acqua si trova in condizioni di saturazione a  $t_1=250^\circ\text{C}$ ,  $p_1=39.776$  bar e  $v_1=0.018$  m<sup>3</sup>/kg. Ricavo il titolo  $x_1=(v_1-v_L)/(v_v-v_L)=0.343$  e di conseguenza

$$H_1=1673.9 \text{ kJ/kg e, dalla definizione, } u_1=H_1-p_1 v_1=1673.9 - (39.776 \cdot 10^5 \cdot 0.018) \cdot 10^{-3}=$$

$$u_1=1602.3 \text{ kJ/kg}$$

Al punto 2:  $p_2=10$  bar e  $v_2=0.018$  m<sup>3</sup>/kg: l'acqua si trova in condizioni di saturazione a  $t_2=179.88$  °C.

Ricavo il titolo  $x_2=(v_2-v_L)/(v_v-v_L)=0.087$  e di conseguenza

$$H_2=937.8 \text{ kJ/kg; } u_2=919.8 \text{ kJ/kg}$$

La trasformazione 2-3 avviene a pressione costante posso quindi scrivere:

$$p_3=p_2 \text{ e } Q_{23}=H_3 - H_2. \text{ Sapendo che } Q_{23}=\dot{Q}/m=65/0.4=162.5 \text{ kJ/kg}$$

ricavo  $H_3=1100.3$  kJ/kg. Ricavo il titolo  $x_3=(H_3-H_L)/(H_v-H_L)=0.168$  e di conseguenza

$$u_3=1066.8 \text{ kJ/kg; } s_3=2.8836 \text{ kJ/kgK}$$

Al punto 4:  $p_4=1$  bar e  $s_4=s_3=2.8836$  kJ/kgK: l'acqua si trova in condizioni di saturazione a  $t_4=99.63$  °C.

Ricavo il titolo  $x_4=(s_4-s_L)/(s_v-s_L)=0.26$  e di conseguenza

$$H_4=1004.6 \text{ kJ/kg; } u_4=960.4 \text{ kJ/kg}$$

## Esercizi Fisica Tecnica 1

Per calcolare gli scambi di calore e di lavoro applico il primo principio della termodinamica per i sistemi chiusi:

$$Q_{ab} - L_{ab} = u_a - u_b.$$

La trasformazione 1 2 è una trasformazione isocora di un sistema chiuso:

$$L_{12}=0; \quad Q_{12}=u_2 - u_1 = 682.4 \text{ kJ/kg}. \quad \dot{Q} = m Q_{12} = 273 \text{ kJ}.$$

La trasformazione 2 3 è una trasformazione isobara di un sistema chiuso:

$$Q_{23}=162.5 \text{ kJ/kg}; \quad L_{23}=-(u_3 - u_2 - Q_{23}) = 15.6 \text{ kJ/kg};$$

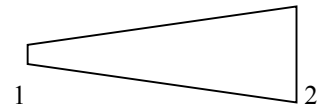
$$\dot{Q} = m Q_{23} = 65 \text{ kJ}; \quad \dot{L} = m L_{23} = 6.2 \text{ kJ}.$$

La trasformazione 3 4 è una trasformazione adiabatca di un sistema chiuso:

$$Q_{34}=0; \quad L_{34}=-(u_4 - u_3) = 106.3 \text{ kJ/kg}; \quad \dot{L} = m L_{34} = 42.6 \text{ kJ}.$$

### Esercizio 7

Dell'aria in condizioni  $p_1=2 \text{ bar}$  e  $t_1=200^\circ\text{C}$  entra in un diffusore alla velocità di  $w_1=150 \text{ m/s}$  e ne esce con velocità  $w_2=15 \text{ m/s}$ . Calcolare la pressione finale e temperatura finale nel caso in cui la trasformazione sia reversibile e senza scambi termici e di lavoro.



Calcolare le sezioni di ingresso e di uscita nel caso in cui la portata sia  $0.12 \text{ kg/s}$ .

### Soluzione

Dalle tabelle ricavo le condizioni al punto 1:

$$t_1=200^\circ\text{C}=473 \text{ K}$$

$$p_1=2 \text{ bar}$$

$$\text{Per aria ho: } R_1 = 0.287 \text{ kJ/kgK}$$

$$\text{da cui } \rho_1 = 1.47 \text{ kg/m}^3 \text{ e } A_1 = \dot{m} / (\rho_1 w_1) = 0.000543 \text{ m}^2 = 5.4 \text{ cm}^2.$$

Per interpolazione

$$H_1=476.77 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{r1}=7.32889 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_1 = s_{r1} - R_1 \log p_1 = 7.12996 \text{ kJ/kgK}$$

Per il primo principio della termodinamica per i sistemi aperti posso scrivere:

$$Q - L_e = H_2 - H_1 + (w_2^2 - w_1^2)/2 + g(z_2 - z_1) \text{ da cui:}$$

$$H_2 = H_1 + (w_1^2 - w_2^2)/2 = 476.77 + (22500 - 225)/2000 = 487.9 \text{ kJ/kg}$$

dalle tabelle ricavo:

$$t_2=483.8 \text{ K} = 210.65^\circ\text{C}$$

$$s_{r2}=7.35396 \text{ kJ/kgK}$$

Poiché la trasformazione è reversibile  $s_2 = s_1 = 7.12996 \text{ kJ/kgK}$ , posso ricavare:

$$p_2 = \exp[(s_{r2} - s_2)/R_1] = 2.18 \text{ bar}.$$

$$\text{da cui } \rho_2 = 1.57 \text{ kg/m}^3 \text{ e } A_2 = \dot{m} / (\rho_2 w_2) = 0.00509 \text{ m}^2 = 51 \text{ cm}^2.$$

### Esercizio 8

Un volume  $V=10 \text{ m}^3$  di acqua (liquido+vapore) si trova in condizioni di saturazione alla pressione  $p=100 \text{ bar}$  (stato A).

Il volume occupato dal liquido è pari al 30% del totale. Calcolare il titolo e la massa di acqua.

## Esercizi Fisica Tecnica 1

In una trasformazione reale, l'acqua si porta rapidamente, in modo adiabatico, compiendo un lavoro pari a 210 kJ sull'esterno, alla pressione di 1 bar. (stato B) Calcolarne il volume finale.

Calcolare il lavoro scambiato nel caso in cui l'acqua, a partire dallo stato A, espandesse, in modo adiabatico reversibile, fino alla pressione  $p=1$  bar, (stato C).

### Soluzione

Dalle tabelle del vapore, in condizioni di saturazione, ricavo:

T	p	$v_l$	$v_v$	$H_l$	$H_v$	$s_l$	$s_v$	$u_l$	$u_v$
310.96	100	0.0014526	0.018041	1408.1	2727.7	3.3606	5.6198	1393.6	2547.3
99.63	1	0.0010434	1.6937	417.5	2675.4	1.3027	7.3598	417.4	2506

Il volume specifico è  $v=v_l+(v_v-v_l)x$ ; il volume occupato dal liquido è  $v_l(1-x)$  da cui si ricava che la frazione volumetrica

$$\text{di liquido è } F_l = \frac{v_l(1-x)}{v_l+(v_v-v_l)x}; \quad \text{da cui } \rightarrow x = \frac{(1-F_l)v_l}{F_l v_v + (1-F_l)v_l} = \frac{0.7 \cdot 0.0014526}{0.3 \cdot 0.018041 + 0.7 \cdot 0.0014526} = 0.158.$$

$$\text{Il volume specifico } v_A = 0.0014526 + 0.158 \cdot (0.018041 - 0.0014526) = 0.00408 \text{ [m}^3/\text{kg]}$$

$$\text{e la massa } m = V_A/v_A = 10/0.00408 = 2450 \text{ kg.}$$

$$\text{L'energia interna } u_A = 1393.6 + 0.158 \cdot (2547.3 - 1393.6) = 1576.1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\text{L'entropia } s_A = 3.3606 + 0.158 \cdot (5.6198 - 3.3606) = 3.71791 \text{ [kJ/kgK]}$$

Applico il primo principio della termodinamica (per sistemi chiusi) alla massa d'acqua:

$$Q - L = u_B - u_A \text{ [kJ/kg]; } \quad Q = 0; \quad L = 210000/2450 = 85.6 \text{ [kJ/kg];} \quad \text{da cui } u_B = u_A - L = 1576.1 - 85.6 = 1490.5 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\text{Dalle tabelle a } p=1 \text{ bar ricavo: } x_B = \frac{u_B - u_l}{u_v - u_l} = \frac{1490.5 - 417.4}{2506 - 417.4} = 0.514$$

$$v_B = 1.0434 \cdot 10^{-3} + 0.514(1.6937 - 1.4526 \cdot 10^{-3}) = 0.871 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right] \quad \text{da cui } V_B = v_B m = 2134 \text{ m}^3.$$

Nel caso di espansione adiabatica reversibile dal punto A al punto C si ha:  $s_C = s_A$  da cui ricavo

$$x_C = \frac{s_C - s_l}{s_v - s_l} = \frac{3.71791 - 1.3027}{7.3598 - 1.3027} = 0.399; \quad u_C = 417.4 + 0.399(2506 - 417.4) = 1251.4 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

$$L_{AC} = u_A - u_C = 1576.1 - 1251.4 = 324.7 \text{ [kJ/kg]} \quad \text{e il lavoro totale } \dot{L} = m L_{AC} = 2450 \cdot 324.7 = 795.5 \text{ [MJ]}$$

### Esercizio 9

Un compressore aspira a regime permanente una portata di aria pari a 850 m<sup>3</sup>/h in condizioni di pressione 1 bar e temperatura 27°C. La compressione avviene in due stadi successivi, il primo fino a 3.5 bar e il secondo da 3.5 bar fino a 11 bar. Tra i due stadi di compressione viene interposto uno scambiatore di calore che raffredda l'aria a pressione costante fino a T=50°C (ingresso secondo stadio) tramite una portata di acqua pari a 0.2 m<sup>3</sup>/h alla pressione di 0.1 bar e in condizione di liquido saturo. L'acqua all'uscita dello scambiatore viene poi fatta vaporizzare completamente in un ulteriore elemento. Si calcoli:

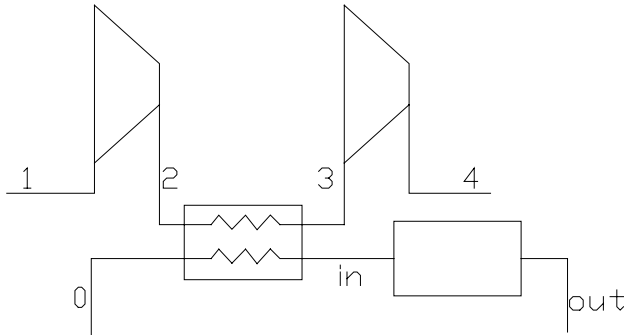
1. Le condizioni dell'aria alla fine della prima compressione (temperatura, entalpia, entropia);
2. La potenza totale del compressore;

## Esercizi Fisica Tecnica 1

- Le condizioni dell'acqua di refrigerazione all'uscita dallo scambiatore (titolo, entalpia, entropia);
- La potenza termica necessaria a vaporizzare completamente l'acqua (stato "out": vapore saturo secco).

Si considerino le compressioni reversibili e adiabatiche; inoltre si trascurino le variazioni di energia potenziale e cinetica.

Nel caso in cui non si sia svolta la parte dell'esercizio relativa all'aria, si assuma (per lo svolgimento della parte relativa al vapore) la potenza termica ceduta al vapore nello scambiatore pari a 30 kW.



### Soluzione

Le condizioni iniziali dell'aria sono:

$$p_1 = 1 \text{ bar} \quad T_1 = 300 \text{ K}$$
$$H_1 = 300.6 \text{ kJ/kg} \quad S_1 = 6.8726 \text{ kJ/kg K}$$

Dopo la prima fase di compressione si hanno le seguenti condizioni:

$$p_2 = 3.5 \text{ bar}$$
$$S_2 = S_1 = 6.8726 \text{ kJ/kg K} \text{ perché compressione adiabatica e reversibile}$$
$$S_2 = S_r(T_2) - R_1 \ln(p_2) \quad S_r(T_2) = S_2 + R_1 \ln(p_2) = 6.8726 + 0.287 \cdot \ln(3.5) = 7.2321 \text{ kJ/kg K}$$

Si trova quindi la temperatura per interpolazione:

$$T_2 = 430.5 \text{ K}$$

Dalla temperatura si valuta l'entalpia:

$$H_2 = 433.1 \text{ kJ/kg}$$

Dopo la refrigerazione le condizioni dell'aria sono:

$$p_3 = 3.5 \text{ bar} \quad T_3 = 323 \text{ K}$$
$$H_3 = 323.9 \text{ kJ/kg} \quad S_3 = 6.5798 \text{ kJ/kg K}$$

Alla fine della seconda compressione si hanno le seguenti condizioni:

$$p_4 = 11 \text{ bar}$$
$$S_4 = S_3 = 6.5798 \text{ kJ/kg K} = S_r(T_4) - R_1 \ln(p_4) \quad S_r(T_4) = 7.2680 \text{ kJ/kg K}$$
$$T_4 = 446.3 \text{ K}$$
$$H_4 = 449.3 \text{ kJ/kg}$$

La potenza totale del compressore risulta:



## Esercizi Fisica Tecnica 1

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R_1 T_1} = 1.1614 \text{ kg/m}^3 \quad \dot{m} = \rho_1 G_1 = 0.274 \text{ kg/s}$$

$$P = \dot{m} (H_1 - H_2 + H_3 - H_4) = -70.66 \text{ kW}$$

L'acqua si trova nelle seguenti condizioni di ingresso:

$$p_0 = 0.1 \text{ bar} \quad x_0 = 0 \quad H_0 = 191.8 \text{ kJ/kg}; \quad \rho_0 = 989.9 \text{ kg/m}^3; \quad \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 0.055 \text{ kg/s}$$

Dal bilancio energetico tra aria e acqua:

$$\dot{m}(H_3 - H_2) = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}(H_0 - H_{\text{in}})$$

$$H_{\text{in}} = H_0 - \frac{\dot{m}(H_3 - H_2)}{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}} = 735.8 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{\text{in}} = \frac{H_{\text{in}} - 191.8}{2392.9} = 0.23 \quad S_{\text{in}} = 2.3747 \text{ kJ/kg K}$$

La potenza necessaria a far vaporizzare completamente l'acqua è:

$$H_{\text{out}} = H_v(0.1 \text{ bar}) = 2584.8 \text{ kJ/kg}$$

$$q = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}(H_{\text{out}} - H_{\text{in}}) = 101.7 \text{ kW}$$

### **Esercizio 10**

Una portata di 80 m<sup>3</sup>/h di vapore defluisce all'interno di un condotto di diametro interno D<sub>i</sub>=180 mm. Lo stato del vapore nella sezione di ingresso è p<sub>1</sub>=2 bar, T<sub>1</sub>=220°C. Supponendo trascurabili le perdite di carico e la variazione di energia cinetica e potenziale, si valuti lo stato (entalpia, titolo) del vapore in una sezione che dista 16 metri dalla sezione di ingresso e la quantità di acqua raccolta in un'ora in una bacinella di scarico-condensa posta in tale sezione, nel caso in cui la superficie del condotto (a pareti rigide) disperda verso l'esterno in media un flusso termico pari a 2.25 kW/m.

Valutare infine la variazione di entropia durante la trasformazione.

### **Soluzione**

Le condizioni in ingresso sono le seguenti:

$$p_1 = 2 \text{ bar} \quad T_1 = 220 \text{ °C}$$

Per interpolazione dalla tabella del vapore surriscaldato:

$$v_1 = 1.1278 \text{ kg/m}^3 \quad H_1 = 2910.8 \text{ kJ/kg} \quad S_1 = 7.5882 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{m} = \rho_1 G_1 = \frac{G_1}{v_1} = 0.0197 \text{ kg/s}$$

Il 1° Principio per i sistemi aperti si riduce a (non c'è lavoro esterno netto, né i termini cinetico e potenziale):

$$Q_{12} = H_2 - H_1$$

. Quindi:

$$H_2 = H_1 + Q_{12} = H_1 - \frac{q \cdot 16}{\dot{m}} = 1083.7 \text{ kJ/kg}$$

$$x_2 = \frac{1083.7 - 504.7}{2201.6} = 0.26 \quad (\text{a } 2 \text{ bar})$$

$$S_2 = 2.9852 \text{ kJ/kg K}$$

La portata di acqua prodotta è pari a:

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = \dot{m}(1 - x_2) = 0.0146 \text{ kg/s}$$

## Esercizi Fisica Tecnica 1

In un'ora la massa d'acqua raccolta sarà pari a:

$$m_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O} \cdot 3600 = 52.48 \text{ kg}$$

La variazione di entropia sarà:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = -4.6029 \text{ kJ/kg K}$$

### **Esercizio 11**

In una turbina a gas entra aria alla pressione  $p_1 = 9.5 \text{ bar}$  e alla temperatura  $t_1 = 727 \text{ °C}$  con velocità  $w_1 = 28 \text{ m/s}$  ed esce alla pressione  $p_2 = 1 \text{ bar}$  con velocità  $w_2 = 84 \text{ m/s}$ . Supporre l'espansione adiabatica isoentropica. Calcolare la temperatura di uscita dell'aria dalla turbina. Sapendo che la potenza sviluppata dall'espansore è  $P = 300 \text{ kW}$ , calcolare la portata di aria e le sezioni di ingresso e di uscita dell'espansore (condotto orizzontale).

### **Soluzione**

Le condizioni in ingresso sono le seguenti:

$$p_1 = 9.5 \text{ bar} \quad T_1 = 1000 \text{ K} \quad \rho_1 = p_1 / R_1 T_1 = 3.31 \text{ kg/m}^3$$

$$H_1 = 1046.4 \text{ kJ/kg}$$

$$S_1 = 8.1395 - 0.287 \cdot \ln(9.5) = 7.4934 \text{ kJ/kg K}$$

L'entropia nel punto 2 è uguale a quella di ingresso (tr. ad. rev), quindi:

$$S_2 = S_1 = 7.4934 \text{ kJ/kg K} = S_r(T_2); \quad \text{per interpolazione: } T_2 = 554.2 \text{ K}; \quad \rho_2 = p_2 / R_1 T_2 = 0.629 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Quindi: } H_2 = 560.9 \text{ kJ/kg}$$

Dal 1° Principio per i sistemi aperti risulta:

$$L_{e12} = \frac{P}{\dot{m}} = H_1 - H_2 - \left( \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right) \cdot 10^{-3} \quad \Rightarrow \quad \dot{m} = 0.622 \text{ kg/s}$$

Le sezioni risultano:

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 w_1} = 0.006711 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 w_2} = 0.01177 \text{ m}^2$$

## Esercizi Fisica Tecnica 1

### Esercizio 1

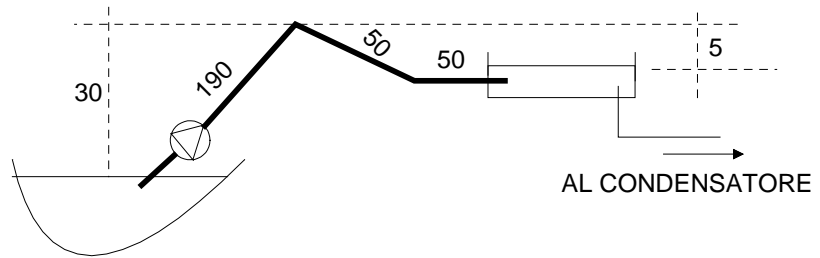
Il condensatore di un impianto motore a vapore viene alimentato con acqua prelevata da una vasca che, a sua volta, attinge da un bacino idrico tramite una tubatura lunga 290 m (vedi figura).

Il sistema deve assicurare una portata di acqua tale da consentire al vapore in uscita della turbina ( $x=0.93$ ,  $p=11.2$  kPa,  $\dot{m}=27$  kg/s) di condensare completamente a fronte di un salto di temperatura del liquido refrigerante di  $10$  °C.

Si richiede di determinare:

- 1) la portata di acqua che attraversa la condotta;
- 2) la potenza assorbita a regime dalla pompa per consentire il deflusso dell'acqua dal bacino alla vasca;
- 3) la pressione del liquido nel punto più alto della condotta.

Si trascurino le perdite di carico concentrate rispetto a quelle distribuite. Sono dati del problema il diametro e la scabrezza del condotto ( $D=0.85$  m,  $\varepsilon=300$   $\mu\text{m}$ ), il rendimento isoentropico di compressione della pompa ( $\eta_c=0.7$ ), la viscosità cinematica dell'acqua ( $\nu=1.1 \times 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s).



### Soluzione

Il vapore che condensa si trova alla pressione di 11.2 kPa. In queste condizioni l'entalpia di passaggio di fase  $r$  vale 2387 kJ/kg. La portata di refrigerante si ricava applicando il primo principio al sistema aperto condensatore, trascurando le variazioni di energia cinetica e potenziale:

$$1) \dot{m}_{\text{liq}} = \dot{m}_{\text{vap}} \cdot r \cdot x / (c_p \cdot \Delta T)_{\text{liq}} \cong 1432 \text{ kg/s}$$

2) La velocità dell'acqua nel condotto di diametro 0.85 m si ricava dall'equazione di continuità ( $\dot{m} = \rho w \omega$ ) e vale 2.53 m/s. In queste condizioni il numero di Reynolds ( $Re = wL/\nu$ ) vale  $1.95 \times 10^6$ ;  $\varepsilon/D = 0.00035$ .

Il diagramma di Moody (o equivalenti formule analitiche) fornisce il fattore di attrito  $f = f(Re; \varepsilon/D)$ :  $f = 0.016$ .

Possiamo adesso applicare l'equazione di Bernoulli  $h_{a12} + h_{e12} + \int_1^2 dp/\gamma + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + z_2 - z_1 = 0$  al volume di

controllo che ha per sezioni di ingresso (1) e di uscita (2) le superfici libere del bacino e della vasca.

$$h_e + h_a + (z_2 - z_1) = 0$$

$$|h_e| = (z_2 - z_1) + w^2/2g \cdot L/D \cdot f = 25 + 2.53^2 \cdot 290 \cdot 0.016 / (2 \cdot 9.81 \cdot 0.85) = 26.78 \text{ m}$$

$$|P| = h_e g \dot{m}_{\text{liq}} / \eta_c = 538 \text{ kW}$$

3) Se la sezione di uscita (3) viene posta in corrispondenza del punto più elevato della condotta, l'equazione di Bernoulli, trascurando i termini cinetici, può risciversi come:

$$h_e + h_a + (z_3 - z_1) + (p_3 - p_1) / \gamma = 0$$

dove  $(z_3 - z_1) = 30$ ,  $L_{1-3} = 190$ . Risulta quindi:

$$p_3 = p_1 - \gamma [h_e + w^2/2g \cdot L_{1-3}/D \cdot f + (z_3 - z_1)] \cong 57 \text{ kPa}$$

### Esercizio 2

In un impianto a vapore, una portata di 5 kg/s di vapore alla pressione di 80 bar a 400 °C espande in una turbina fino alla pressione di 10 bar, con rendimento di espansione  $\eta_e = 0.85$ .

La caldaia utilizza dei fumi di combustione alla temperatura di 727 °C ( $p=1$  bar).

La temperatura di uscita dei fumi dalla caldaia è di 177 °C ( $p=1$  bar).

Calcolare:

- La potenza elettrica prodotta (rendimento elettrico  $\eta_{el} = 0.98$ )
- Il flusso termico scambiato nel fascio tubiero

## Esercizi Fisica Tecnica 1

- La portata di fumi (considerare i fumi come aria)
- Considerando che l'aria entra nella caldaia alla temperatura di 27 °C (p=1 bar), calcolare la portata di combustibile ( $H_1 = 50000$  kJ/kg)
- La frazione di energia utilizzata per la produzione di energia elettrica (rendimento).

### Soluzione

All'ingresso in caldaia l'acqua si può considerare come liquido saturo alla pressione di 10 bar:

$$p_1 = 10 \text{ bar}; \quad t_1 = 179.88 \text{ °C}; \quad h_1 = 762.6 \text{ kJ/kg}; \quad s_1 = 2.1382 \text{ kJ/kgK.}$$

All'ingresso in turbina il vapore si trova nelle condizioni:

$$p_2 = 80 \text{ bar}; \quad t_2 = 400 \text{ °C}; \quad h_2 = 3141.6 \text{ kJ/kg}; \quad s_2 = 6.3694 \text{ kJ/kg K}$$

Le condizioni di fine espansione isoentropica sono:

$$p_3 = 10 \text{ bar}; \quad s_3 = 6.3694 \text{ kJ/kgK.}$$

Dalle tabelle  $s_3 < s_v$ , ricavo il titolo e l'entalpia:

$$x_3 = (s_3 - s_g) / (s_v - s_g) = (6.3694 - 2.1382) / 4.4447 = 0.952$$

$$h_3 = h_3 + r x_3 = 762.6 + 2013.6 \cdot 0.952 = 2679.5 \text{ kJ/kg}$$

L'aria all'ingresso del fascio tubiero si trova nelle condizioni

$$t_{a1} = 727 \text{ °C} = 1000 \text{ K}; \quad h_{a1} = 1046.4 \text{ kJ/kg.}$$

in uscita dalla caldaia:

$$t_{a2} = 177 \text{ °C} = 450 \text{ K}; \quad \text{per interpolazione } h_{a2} = 453.15 \text{ kJ/kg.}$$

all'ingresso della caldaia (aria ambiente):

$$t_a = 27 \text{ °C} = 300 \text{ K}; \quad h_a = 300.6 \text{ kJ/kg.}$$

La potenza elettrica prodotta è:

$$\dot{P} = \dot{m} \eta_c \eta_{el} (h_2 - h_3) = 5 \cdot 0.85 \cdot 0.98 (3141.6 - 2679.5) = 1925 \text{ kW}$$

Il flusso termico scambiato nel fascio tubiero è

$$\dot{\varphi} = \dot{m} (h_2 - h_1) = 5 (3141.6 - 762.6) = 11895 \text{ kW}$$

Applicando il primo principio della termodinamica all'aria che lambisce il fascio tubiero si ricava la portata d'aria:

$$\dot{\varphi} = \dot{m}_a (h_{a1} - h_{a2}) \rightarrow \dot{m}_a = \frac{\dot{\varphi}}{(h_{a1} - h_{a2})} = \frac{11895}{(1046.4 - 453.15)} = 20.05 \text{ kg/s}$$

Applicando il primo principio della termodinamica alla camera di combustione:

$$\dot{\varphi}_c = \dot{m}_a (h_{a1} - h_a) = 20.05 (1046.4 - 300.6) = 14953.3 \text{ kW}$$

La portata di combustibile è

$$\dot{\varphi}_c = \dot{m}_c H_1 \rightarrow \dot{m}_c = \dot{\varphi}_c / H_1 = 14953.3 / 50000 = 0.3 \text{ kg/s}$$

La frazione utilizzata per la produzione di energia elettrica

$$\eta = \dot{P} / \dot{\varphi}_c = 1925 / 14953.3 = 0.129$$

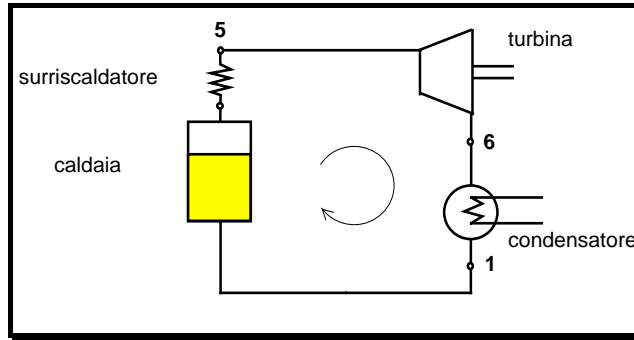
### Esercizio 3

In un impianto motore a vapore a semplice surriscaldamento il vapore all'uscita dal surriscaldatore ha pressione  $p_5 = 90$  bar,  $T_5 = 600$  °C e portata volumetrica  $G_v$  pari a  $450 \text{ m}^3/\text{h}$ . La turbina espande fino ad una pressione  $p_6 = 0.1$  bar.

1) Valutare il rendimento dell'espansore  $\rho_e$  affinché risulti, per l'impianto, una frazione utilizzata  $\eta = 0.3$ .

2) Valutare la portata d'acqua di refrigerazione al condensatore assumendo come temperature di ingresso e di uscita rispettivamente 25 °C e 40 °C.

Trascurare la pompa di alimento.



Soluzione:

Il vapore in (5) è caratterizzato da:

$$s_5 = 6.9574 \text{ [kJ/kgK]} \quad h_5 = 3631.1 \text{ [kJ/kg]} \quad v_5 = 0.042798 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

in (6') ( esp. isoentr. ) sarà  $s_{6'} = s_5$

da cui 
$$x_{6'} = \frac{6.9574 - 0.6493}{7.5018} \approx 0.84$$

$$h_{6'} = 191.8 + 0.841 \cdot 2392.9 \approx 2202 \text{ [kJ/kg]}$$

dall'espressione della frazione utilizzata ricaviamo  $h_6$ :

$$\eta = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_1} \Rightarrow h_6 = h_5 - \eta(h_5 - h_1)$$

$$h_6 = 3631.1 - 0.3 ( 3631.1 - 191.8 ) = 2599.3 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\rho_e = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6'}} = \frac{3631.1 - 2599.3}{3631.1 - 2202} \approx 0.72$$

2)

Calcoliamo la portata in massa del vapore:

$$G = G_v / v = 450 / 0.042798 = 10515 \text{ kg/h} = 2.92 \text{ kg/s}$$

Osservando il rendimento si trova:  $G \cdot (h_6 - h_1) = G \cdot (h_5 - h_1) \cdot (1 - \eta)$

Bilancio al condensatore  $G \cdot (h_6 - h_1) = G_{H_2O} \cdot c_p (T_u - T_l)$

$$G_{H_2O} = G \frac{(h_5 - h_1)(1 - \eta)}{c_p \Delta T} \approx 112 \text{ [kg/s]}$$

**Esercizio 4**

Una galleria del vento a circuito chiuso è costituita da una sezione ristretta di area  $A_s = 0.06 \text{ m}^2$  e da un anello di circolazione a sezione quadrata di area  $A_0 = 0.25 \text{ m}^2$  e di lunghezza 28 m ed è schematizzata nella figura. La rugosità delle pareti del canale è  $\epsilon = 200 \mu\text{m}$ .

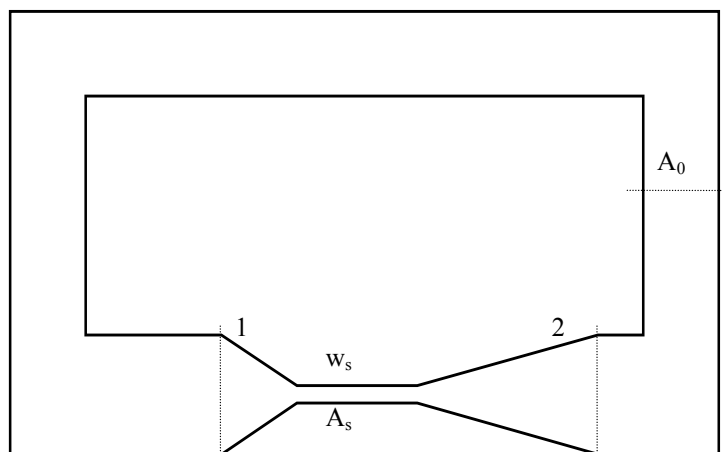
All'interno della galleria del vento l'aria è alla pressione  $p = 1 \text{ bar}$  e alla temperatura di  $23^\circ\text{C}$ .

Le perdite complessive nella sezione di prova (tratto 1-2) possono essere calcolate mediante la seguente equazione:  $h_{a1-2} = 0.1 w_s^2 / 2g \text{ [m]}$ . Calcolare:

- la portata del ventilatore necessaria a garantire una velocità di 120 km/h nella sezione ristretta (sezione di prova).
- le perdite nella sezione ristretta
- le perdite nell'anello di circolazione
- la prevalenza e la potenza del ventilatore.

(si consideri costante la densità dell'aria)

Sapendo che il sistema funziona in condizioni di regime permanente, calcolare la potenza termica ceduta all'ambiente.



## Esercizi Fisica Tecnica 1

### Soluzione

Ricavo le condizioni dell'aria:  $t = 23^\circ\text{C} = 296\text{ K}$ ;  $p = 1\text{ bar}$ ;  $R_1 = 287\text{ J/kgK}$   
 da cui  $\rho_1 = 1.18\text{ kg/m}^3$  e, dalle tabelle (Tab. 9),  $\nu = 15.635 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ .  
 Nella sezione ristretta la velocità  $w_s = 120\text{ km/h} = 33.3\text{ m/s}$

La portata è  $\dot{m} = \rho w_s A_s = 1,18 \cdot 33,3 \cdot 0,06 = 2,36\text{ kg/s}$

Le perdite di carico nella sezione di prova sono

$$h_{a1-2} = 0,1 \cdot w_s^2 / 2g = 0,1 \cdot 33,3^2 / 2 \cdot 9,81 = 5,7\text{ [m]}.$$

Per valutare le perdite nell'anello calcolo:

La sezione quadrata del canale ha lato  $L' = \sqrt{A} = 0,5\text{ m}$

Il diametro equivalente vale  $D_h = L'$

La velocità nell'anello di ricircolazione (densità costante) è  $w_0 = w_s A_s / A_0 = 33,3 \cdot 0,06 / 0,25 = 8\text{ m/s}$ .

Il numero di Reynolds è  $Re = wL' / \nu = 8 \cdot 0,5 / 15,635 \cdot 10^{-6} = 2,6 \cdot 10^5$ . La scabrezza relativa è  $\epsilon / D_h = 0,0004$ . Dal diagramma di Moody ricavo  $\lambda = 0,017$ .

Il canale ha 4 gomiti per ciascuno dei quali considero  $\lambda' = 1$ .

Le perdite di carico sono

$$h_{a\text{ distr}} = \lambda (w_0^2 L / D_h) / 2g = 0,017 (8^2 \cdot 28 / 0,5) / 2 \cdot 9,81 = 3,1\text{ [m]}.$$

$$h_{a\text{ conc}} = \sum \lambda' w_0^2 / 2g = 4 \cdot 1 \cdot 8^2 / 2 \cdot 9,81 = 13,0\text{ [m]}.$$

Le perdite di carico totali sono  $h = 21,8\text{ [m]}$  che corrispondono a  $\Delta P = \gamma h = 252\text{ Pa}$ .

La potenza del ventilatore è  $\dot{P} = \rho g m h = 505\text{ W}$ . Per il I° principio della termodinamica questo è anche il valore del flusso termico ceduto all'esterno infatti  $\dot{q} = \dot{P} = \partial U / \partial \tau$  e, in regime permanente  $\dot{q} = \dot{P}$ .

### Esercizio 5

Di un impianto motore a vapore sono noti i valori delle seguenti grandezze:

- pressione in caldaia 125 bar;
- pressione al condensatore 0.05 bar;
- portata di combustibile 15 ton/h [ $H_i = 48000\text{ kJ/kg}$ ];
- portata di vapore 150 ton/h;
- velocità del vapore all'ingresso del condensatore 140 m/s;
- rendimento di caldaia 0.8;
- rendimento isoentropico dell'espansore 0.8.

Determinare:

- la temperatura massima vigente in caldaia;
- il titolo del vapore alla fine dell'espansione reale;
- l'area di passaggio del vapore all'ingresso del condensatore;
- la potenza nelle condizioni reali.

### Soluzione

All'uscita del condensatore le condizioni sono:

$p = 0.05\text{ bar}$ ;  $x = 0$  dalle tabelle ricavo:

$t = 32.9^\circ\text{C}$   $h = 137.8\text{ kJ/kg}$ .

Nel calcolo del ciclo termodinamico, si può considerare trascurabile la variazione di entalpia nella pompa.

Le condizioni al punto 1 sono:

$p_1 = 125\text{ bar}$ ;  $h_1 = 137.8\text{ kJ/kg}$ .

Applicando il primo principio della termodinamica alla caldaia si ha:

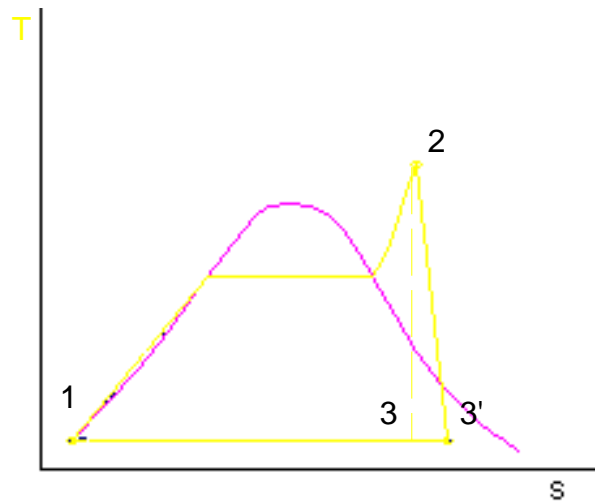
$$h_2 = h_1 + \frac{\eta_c m_c H_i}{m_v} = 137.8 + \frac{0.8 \cdot 15 \cdot 48000}{150} = 3977.8\text{ [kJ/kg]}$$

Dalle tabelle del vapore per  $p_2 = 125\text{ bar}$  si ha:

per interpolazione  $t_2 = 750.8\text{ [}^\circ\text{C]} \Rightarrow$

$$s_2 = 7.0504 + (7.2942 - 7.0504) \frac{50.8}{100} = 7.1744\text{ [kJ/kgK]}$$

Il punto 3 è il punto di fine espansione isoentropica:  $s_3 = s_2$ ;  $p_3 = 0.05\text{ bar}$ .



## Esercizi Fisica Tecnica 1

ricavo il titolo  $x_3 = (s_3 - s_g) / (s_v - s_g) = (7.1744 - 0.4763) / 7.9197 = 0.846$

e l'entalpia  $h_3 = h_g + r x_3 = 137.8 + 2423.8 \cdot 0.846 = 2187.7$  [kJ/kg].

L'entalpia del punto 3' è:  $h_{3'} = h_2 - \eta_e (h_2 - h_3) = 3977.8 - 0.8 (3977.8 - 2187.7) = 2545.7$  [kJ/kg]

ricavo il titolo  $x_{3'} = (h_{3'} - h_g) / (h_v - h_g) = (2545.7 - 137.8) / 2423.8 = 0.993$

il volume specifico  $v_{3'} = 0.0010052 + (28.1945 - 0.0010052) \cdot 0.993 = 28$  m<sup>3</sup>/kg.

La sezione di passaggio si ricava dall'equazione della portata  $\dot{m} = w A / v$

$A = v \dot{m} / w = 28 (150/3.6) / 140 = 8.34$  m<sup>2</sup>.

La potenza  $P = \dot{m} (h_2 - h_{3'}) = (150/3.6) (3977.8 - 2545.7) = 59670$  kW.

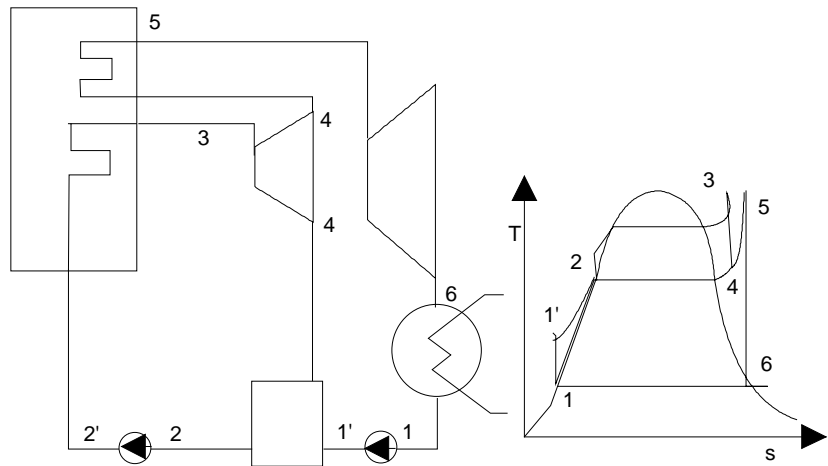
### Esercizio 6

Un impianto motore a vapore a doppio surriscaldamento è caratterizzato dai seguenti parametri:

- pressione al vaporizzatore 60 bar;
- pressione intermedia 10 bar;
- pressione al condensatore 0.1 bar;
- temperatura di I° e II° surriscaldamento 500°C.

All'uscita della turbina di alta pressione viene prelevata una frazione del vapore (y) e fatta passare in uno scambiatore rigeneratore in cui cede calore all'acqua uscente dalla pompa a bassa pressione, aumentandone la temperatura sino al valore di saturazione alla pressione intermedia.

Trascurando il lavoro di compressione, valutare la frazione utilizzabile dell'impianto.



### Soluzione

Lo schema di impianto più semplice per realizzare questo ciclo è il seguente:

il vapore all'uscita della turbina di alta pressione (punto 4) è miscelato con l'acqua proveniente dalla pompa di bassa pressione (punto 1').

Per mezzo delle tabelle determiniamo ora le condizioni dei vari punti del ciclo:

Punto 1  $p_1 = 0.1$  bar;  $x_1 = 0$ ;  $t_1 = 45.83$  °C;  $h_1 = 191.8$  kJ/kg;

Consideriamo trascurabile, nel calcolo dell'intero ciclo termodinamico, l'incremento di entalpia nelle pompe

Punto 1'

$p_{1'} = 10$  bar;  $t_{1'} = 45.83$  °C;  $h_{1'} = 191.8$  kJ/kg;

Punto 2

$p_2 = 10$  bar;  $x_2 = 0$ ;  $t_2 = 179.88$  °C;  $h_2 = 762.6$  kJ/kg;

Punto 2'

$p_{2'} = 60$  bar;  $t_{2'} = 179.88$  °C;  $h_{2'} = 762.6$  kJ/kg;

Punto 3

$p_3 = 60$  bar,  $t_3 = 500$  °C;  $h_3 = 3422.2$  kJ/kg;  $s_3 = 6.8818$  kJ/kgK

Il punto 4 si trova alla fine di una espansione isoentropica per cui

$p_4 = 10$  bar;  $s_4 = s_3 = 6.8818$  kJ/kgK.

Si nota che  $s_4 > s_g(10\text{bar})$  per cui utilizzo le tabelle del vapore surriscaldato. Per interpolazione

$$t_4 = 200 + (250 - 200) \frac{6.8818 - 6.6922}{6.9259 - 6.6922} = 240.6^\circ\text{C}$$

$$h_4 = 2826.8 + (2943.0 - 2826.8) \frac{6.8818 - 6.6922}{6.9259 - 6.6922} = 2921.1 \text{ kJ/kg}$$

Punto 5  $p_5 = 10$  bar;  $t_5 = 500$  °C;  $h_5 = 3478.3$  kJ/kg;  $s_5 = 7.7627$  kJ/kgK.

Il punto 6 si trova alla fine di una espansione isoentropica:

$p_6 = 0.1$  bar;  $s_6 = s_5 = 7.7627$  kJ/kgK. Si nota che  $s_6 < s_g(0.1 \text{ bar})$  per cui ricavo  $t_6 = t_1 = 45.83$  °C.

Per ricavo il titolo e l'entalpia del punto 6:

## Esercizi Fisica Tecnica 1

$$x_6 = (7.7627 - 0.6493) / 7.5018 = 0.95; \quad h_6 = 2465 \text{ kJ/kg.}$$

Prendiamo in considerazione il miscelatore: poiché questo è un organo adiabatico senza scambi di lavoro con l'esterno il primo principio della termodinamica per i sistemi aperti si può scrivere come:

$$y \cdot h_4 + (1-y)h_1 - h_2 = 0$$

da cui si ottiene che la frazione spillata è:

$$y = (h_2 - h_1) / (h_4 - h_1) = (762.6 - 191.8) / (2921.1 - 191.8) = 0.209$$

Il calore fornito al ciclo, per ogni chilogrammo di massa che evolve nella caldaia, è

$$Q = (h_3 - h_2) + (1-y)(h_5 - h_4) = (3422.2 - 762.6) + 0.791(3478.3 - 2921.1) = 3100.3 \text{ kJ/kg}$$

Il lavoro è

$$L = (h_3 - h_4) + (1-y)(h_5 - h_6) = (3422.2 - 2921.1) + 0.791(3478.3 - 2465) = 1302.62 \text{ kJ/kg}$$

La frazione utilizzata è  $\eta = L/Q = 0.42$

### Esercizio 7

Determinare la portata massica di acqua in una tubazione orizzontale metallica (tubi saldati), lunga 170 m e di diametro 152 mm, quando alle sue estremità è applicata una differenza di pressione  $0.35 \text{ kg/cm}^2$  (viscosità cinematica  $\nu = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , densità  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ).

#### Soluzione

Applichiamo l'equazione di Bernoulli:  $h_a + h_e + \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + z_2 - z_1 = 0$ ;

Per un tubo orizzontale a sezione costante in cui scorre un liquido in assenza di lavoro esterno si ha:

$$h_e = 0; \quad \gamma = \rho g = \text{cost}; \quad w_2 = w_1; \quad z_2 = z_1.$$

Le perdite di carico si possono esprimere come:  $h_a = \frac{w^2}{2g} \left( \lambda \left( \text{Re} \right) \frac{L}{D} + \lambda' \right)$ .

Trascurando le perdite di carico concentrate  $\lambda' = 0$  possiamo scrivere:

$$\frac{w^2}{2g} \lambda \frac{L}{D} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = 0 \quad \Rightarrow \quad w = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)D}{\lambda \rho L}}. \text{ Quest'ultima equazione è implicita perché } \lambda = \lambda(\text{Re}) \text{ e } \text{Re} = wD/\nu,$$

per cui  $w = f(w)$ . Per risolverla si utilizza un metodo iterativo.

Utilizziamo il diagramma di Moody.

Per tubi saldati la scabrezza è  $\varepsilon = 60 \mu\text{m}$ . La scabrezza relativa  $\varepsilon/D = 60 \cdot 10^{-6} / 0.152 = 0.0004$ .

Come valore di  $\lambda$  di primo tentativo si può scegliere quello valido per il moto turbolento completamente sviluppato:

$$\lambda = 0.016.$$

$$\Delta p = 0.35 \text{ kg/cm}^2 = 0.35 \cdot 9.81/10^{-4} = 34335 \text{ [Pa]} \Rightarrow w = \sqrt{\frac{2 \cdot 34335 \cdot 0.152}{0.016 \cdot 1000 \cdot 170}} = 1.96 \text{ m/s.}$$

Il numero di Reynolds  $\text{Re} = wD/\nu = 2,98 \cdot 10^5$ . Con questo valore del numero di Reynolds, dal diagramma di Moody

$$\text{ottengo } \lambda = 0.0175 \Rightarrow w = \sqrt{\frac{2 \cdot 34335 \cdot 0.152}{0.0175 \cdot 1000 \cdot 170}} = 1.873 \text{ m/s}$$

da cui ottengo  $\text{Re} = wD/\nu = 2,846 \cdot 10^5$  con cui ottengo  $\lambda = 0.0175$ .

La velocità è  $w = 1.873 \text{ m/s}$ .

La portata è  $\dot{m} = \rho w A = \rho w \pi D^2 / 4 = 1000 \cdot 1.873 \cdot 3.14 \cdot 0.152^2 / 4 \cong 34 \text{ kg/s}$

### Esercizio 8

Un impianto motore a vapore opera tra le pressioni estreme di 0.1 e 25 bar. Si valuti la temperatura di surriscaldamento necessaria ad ottenere una frazione utilizzabile compresa tra 0.3 e 0.31. Si trascuri il lavoro speso in fase di compressione.

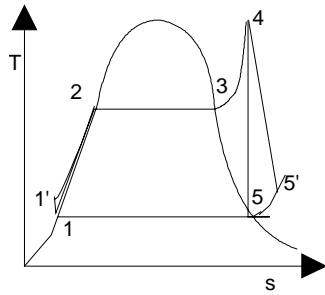
#### Soluzione

Per semplicità consideriamo un ciclo motore a vapore come quello tracciato nella figura. Trascuriamo il lavoro nelle pompe (punto I' coincidente con il punto I) e consideriamo un rendimento isoentropico di espansione  $\eta_E = 0.85$ .



## Esercizi Fisica Tecnica 1

La frazione utilizzata del ciclo termodinamico è una funzione, non esplicita, delle condizioni al punto 4, infatti da queste, dipendono le condizioni al punto 5. Per risolvere il problema è necessario ricorrere ad un sistema di approssimazioni successive.



Come primo tentativo scegliamo la temperatura di surriscaldamento tale da avere, al punto 5, vapore saturo secco.

Definiamo i punti del ciclo. Dalle tabelle di acqua e vapore in condizioni di saturazione:

**Punto 1:**  $p_1 = 0.3 \text{ bar}; \quad t_1 = 69.13 \text{ }^\circ\text{C}; \quad x_1 = 0; \quad h_1 = 289.3 \text{ kJ/kg};$

$$s_1 = 0.9441 \text{ kJ/kgK};$$

**Punto 1':**  $p_{1'} = 25 \text{ bar}; \quad t_{1'} = 69.13 \text{ }^\circ\text{C}; \quad h_{1'} = 289.3 \text{ kJ/kg};$

$$s_{1'} = 0.9441 \text{ kJ/kgK};$$

**Punto 5:**  $p_5 = 0.3 \text{ bar}; \quad t_5 = 69.13 \text{ }^\circ\text{C}; \quad x_5 = 1; \quad h_5 = 2625.4 \text{ kJ/kg};$

$$s_5 = 7.7695 \text{ kJ/kgK};$$

**Punto 4:**  $p_4 = 25 \text{ bar}; \quad s_5 = s_4 = 7.7695 \text{ kJ/kgK};$

dalle tabelle del vapore surriscaldato:

$$t_4 = 600 + 100(7.7695 - 7.5956)/(7.8431 - 7.5956) = 670.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_4 = 3685.1 + (3913.4 - 3685.1)(7.7695 - 7.5956)/(7.8431 - 7.5956) = 3845.6 \text{ kJ/kg}.$$

La frazione utilizzata è

$$\eta = \eta_E L/Q = \eta_E (h_4 - h_5)/(h_4 - h_{1'}) = 0.85(3845.6 - 2625.4)/(3845.6 - 289.3) = 0.291$$

Poiché il valore è basso si deve scegliere una  $t_4$  maggiore.

dalle tabelle del vapore surriscaldato:

**Punto 4:**  $t_4 = 700; \quad p_4 = 25 \text{ bar}; \quad h_4 = 3913.4 \text{ kJ/kg}; \quad s_4 = 7.8431 \text{ kJ/kgK};$

**Punto 5:**  $p_5 = 0.3 \text{ bar}; \quad s_5 = s_4 = 7.8431 \text{ kJ/kgK};$

Utilizzo le tabelle del vapore surriscaldato perché  $s_5 > s_{\sigma}$ .

Nelle tabelle del vapore surriscaldato non sono riportati i dati per  $p = 0.3 \text{ bar}$  e, per questo, si deve effettuare una doppia interpolazione:

$$\text{ricavo } s(100^\circ\text{C}, 0.3\text{bar}) = 8.4486 + (7.6953 - 8.4486)(0.3 - 0.1)/(0.5 - 0.1) = 8.07195 \text{ kJ/kgK};$$

$$h(100^\circ\text{C}, 0.3\text{bar}) = 2687.5 + (2682.6 - 2687.5)(0.3 - 0.1)/(0.5 - 0.1) = 2685.05 \text{ kJ/kgK}.$$

interpolo tra  $(100^\circ\text{C}, 0.3\text{bar})$ , prima ricavate, e le condizioni di vapore saturo secco a  $0.3 \text{ bar}$ .

$$t_5 = 69.13 + (100 - 69.13)(7.8431 - 7.7695)/(8.07195 - 7.7695) = 76.6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$h_5 = 2625.4 + (2685.05 - 2625.4)(7.8431 - 7.7695)/(8.07195 - 7.7695) = 2639.9 \text{ kJ/kg}.$$

La frazione utilizzata è

$$\eta = \eta_E L/Q = \eta_E (h_4 - h_5)/(h_4 - h_{1'}) = 0.85(3913.4 - 2639.9)/(3913.4 - 289.3) = 0.299$$

Suppongo, in prima approssimazione, che la frazione utilizzata dipenda linearmente dalla temperatura  $t_4$ :

$$(t_4 - 670.3)/(700 - 670.3) = (\eta - 0.292)/(0.299 - 0.292)$$

$$\text{per avere } \eta = 0.305 \text{ si ha: } t_4 = 670.3 + (700 - 670.3)(0.305 - 0.292)/(0.299 - 0.292) = 725 \text{ }^\circ\text{C}$$

Per comodità scelgo  $t_4 = 725 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Per estrapolazione ottengo

$$h_4 = 3913.4 + (4147.0 - 3913.4)(725 - 700)/(800 - 700) = 3971.8 \text{ kJ/kg}.$$

$$s_4 = 7.8431 + (8.0716 - 7.8431)0.25 = 7.900 \text{ kJ/kgK}.$$

**Punto 5:**  $p_5 = 0.3 \text{ bar}; \quad s_5 = s_4 = 7.900 \text{ kJ/kgK};$

Utilizzo le tabelle del vapore surriscaldato perché  $s_5 > s(100^\circ\text{C}, 0.3\text{bar})$ .

interpolo tra  $(100^\circ\text{C}, 0.3\text{bar})$ , prima ricavate, e le condizioni di vapore saturo secco a  $0.3 \text{ bar}$ .

$$t_5 = 69.13 + (100 - 69.13)(7.900 - 7.7695)/(8.07195 - 7.7695) = 82.5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$h_5 = 2625.4 + (2685.05 - 2625.4)(7.900 - 7.7695)/(8.07195 - 7.7695) = 2651.2 \text{ kJ/kg}.$$

La frazione utilizzata è

$$\eta = \eta_E L/Q = \eta_E (h_4 - h_5)/(h_4 - h_{1'}) = 0.85(3971.8 - 2651.2)/(3971.8 - 289.3) = 0.3048$$

## Esercizio 9

Un impianto motore a vapore con spillamento a miscelazione opera con una pressione in caldaia di  $80 \text{ bar}$ . Il vapore prodotto entra in turbina a  $500 \text{ }^\circ\text{C}$  ed espande fino alla pressione di  $0.08 \text{ bar}$  (ingresso al condensatore). Lo spillamento

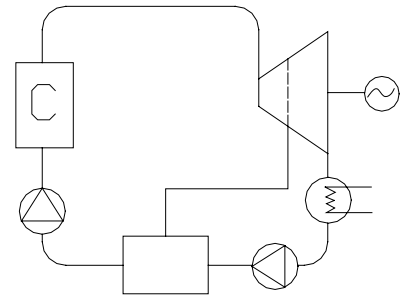
## Esercizi Fisica Tecnica 1

di una portata di vapore pari ad 1/3 della portata complessiva, avviene ad una pressione intermedia di 20 bar. Supponendo la portata totale evolvente pari a 55 kg/s e il rendimento di espansione pari a 0.80, calcolare:

1. Il titolo di vapore all'ingresso del condensatore;
2. La potenza prodotta dall'impianto;
3. La portata di combustibile in caldaia (potere calorifico inferiore  $H_i=10^4$  kJ/kg, rendimento di combustione  $\eta_c=0.85$ ).

### Soluzione

	T [K]	P [bar]	x	H [kJ/kg]	S [kJ/kgK]
1				1142.5	
2	500	80		3398.8	6.7262
3	290	20		3000.5	6.7262
3'		20		3080.1	
4		0.08	0.80	2096.5	6.7262
4'			<b>0.91</b>	2356.9	
5			0	173.9	
6				173.9	
7				1142.5	



$$\text{Dal 1° principio per il rigenerazione: } H_7 = \frac{1}{3} \cdot H_3 + \frac{2}{3} \cdot H_6 = 1142.5$$

$$\text{Potenza: } P = (H_2 - H_3) \cdot m_{\text{tot}} + (H_3 - H_4) \cdot m_r = 44.2 \text{ MW}$$

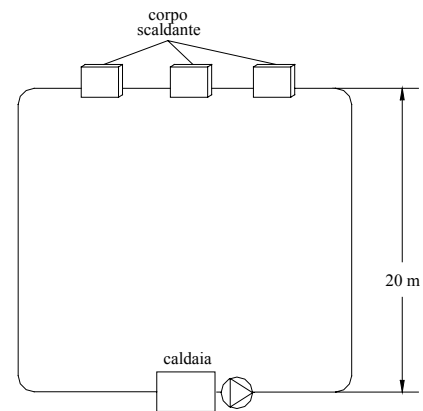
$$\text{Portata di combustibile: } m_c = m_{\text{tot}} (H_2 - H_1) / H_i \eta_c = 14.6 \text{ kg/s}$$

### Esercizio 10

Determinare la potenza della pompa del circuito chiuso rappresentato in figura:

Si considerino i seguenti dati:

- perdita di carico concentrata in ciascun corpo scaldante: 5.9 kPa;
- diametro interno della tubatura (tubi saldati): 21 mm;
- dislivello tra il piano della caldaia e i corpi scaldanti: 20 m;
- lunghezza complessiva della rete (sia mandata che ritorno): 85 m;
- velocità dell'acqua: 2 m/s; temperatura media: 60 °C;
- fattore di forma (perdita di carico localizzata) della caldaia: 8.
- Si trascurino le perdite di carico localizzate nelle curve del circuito;
- Rendimento della pompa: 0.85.



### Soluzione

Proprietà dell'acqua tab. 10.

$$\text{Eq. Bernoulli: } h_{a12} + h_{e12} + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + z_2 - z_1 = 0$$

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}, (z_2 - z_1), \frac{p_2 - p_1}{\gamma} \text{ sono nulli perché le sezioni 1 e 2 coincidono.}$$

$$\text{Re} = \frac{wD\rho}{\mu} = 88500; \quad \frac{\varepsilon}{D} \cong 0.003 \Rightarrow \lambda = 0.028 \text{ (diagramma di Moody)}$$

$$h_{a12} = \frac{w^2}{2g} \left[ \lambda \left( \text{Re}, \frac{\varepsilon}{D} \right) \frac{L}{D} + \sum \lambda' \right] + h_{\text{corpiscald.}}$$

$$\rho \cdot h_{\text{corpiscald.}} \cdot g = 3.5,9 \text{ kPa}$$

$$h_{\text{corpiscald}} = 1.8 \text{ m}$$

$$h_{a12} = 26,5 \text{ m}$$

$$h_m = 26,5 \text{ m}$$

$$\dot{m} = w\rho A = 0.68 \text{ kg/s}; \quad P = \frac{gh_m \dot{m}}{\eta_{\text{pompa}}} \cong 208 \text{ W}$$

## Esercizi Fisica Tecnica 1

### Esercizio 11

All'interno di un canale orizzontale a sezione circolare fluisce una portata di aria a temperatura costante 25°C. Nella sezione di ingresso la pressione è pari a 1.76 bar, mentre nella sezione di uscita è pari a 1.5 bar. Si determini la portata per unità di area della sezione e il calore scambiato dall'aria tra le sezioni di ingresso ed uscita, considerando le seguenti ipotesi semplificative:

- Perdite di carico distribuite e concentrate trascurabili;
- Pareti del condotto rigide ed indeformabili (assenza di lavoro scambiato con l'esterno).

#### Soluzione

L'equazione di Bernoulli scritta tra le sezioni di ingresso e uscita è la seguente:

$$\int \frac{dp}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = 0$$

$$\int v dp + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = 0$$

Essendo la trasformazione isoterma, si può scrivere:

$$\int v dp = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Dall'equazione di continuità:

$$\frac{A w_1}{v_1} = \frac{A w_2}{v_2} \quad \text{quindi:} \quad w_2 = w_1 \frac{v_2}{v_1} = w_1 \frac{p_1}{p_2} = 1.1733 \cdot w_1$$

Il volume specifico nella sezione 1 vale:

$$v_1 = \frac{R_1 T}{p_1} = 0.486 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Sostituendo nell'equazione di Bernoulli e risolvendo per  $w_1$ , si trova:

$$w_1 = \sqrt{\frac{p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2}}{(1.1733^2 - 1)/2}} = 269.2 \text{ m/s}$$

$$w_2 = 315.8 \text{ m/s}$$

La portata per unità di area risulta:

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = w_1 \rho_1 = \frac{w_1}{v_1} = 554 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Il calore scambiato si valuta dal 1° Principio per i sistemi aperti, in cui le entalpie si semplificano (trasformazione isoterma gas perfetto):

$$Q = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = 13.6 \text{ kJ/kg}$$

### Esercizio 12

Si dimostri che, per un gas ideale, occorre che la sezione di passaggio a valle  $A_2$  sia maggiore della sezione a monte  $A_1$  per garantire la iso-entalpicità della trasformazione di Joule-Thomson.

#### Soluzione

Nel regime stazionario la portata  $\dot{m}$  rimane costante. Quindi vale l'equazione di continuità:

$$w_1 \rho_1 A_1 = w_2 \rho_2 A_2$$

$$\text{che si riduce a: } \rho_1 A_1 = \rho_2 A_2$$

avendo imposto l'uguaglianza delle velocità in ingresso/uscita.

Nel caso di gas ideali, si ha poi  $pv=RT$ , ovvero  $p = \rho RT$ ; inoltre  $dh = cpdT = 0$  (quindi  $dh=0$  implica  $dT=0$ ). La relazione tra le densità del fluido all'ingresso e all'uscita sarà:

$$\rho_1 / \rho_2 = p_1 / p_2$$

e poiché da 1 a 2 il fluido espande (ovvero vede ridursi la propria pressione) per effetto del setto poroso, si avrà:

$$\rho_1 / \rho_2 = A_2 / A_1 > 1.$$

## Esercizi Fisica Tecnica 1

### Esercizio 13

Si vogliono ottenere da un impianto frigorifero 100 kW, quale “effetto utile”, a una temperatura di cella pari a  $-10^{\circ}\text{C}$ , utilizzando come fluido frigorifero R134a. La condensazione avviene mediante acqua di rete disponibile a  $15^{\circ}\text{C}$ . Determinare: la portata di fluido frigorifero, la potenza del compressore, assumendo un rendimento isoentropico di compressione pari a 0.85, e l'efficienza termodinamica del ciclo.

#### Soluzione

In base ai dati del problema, occorre fissare le temperature di evaporazione e condensazione. Dovendo mantenere la cella frigorifera a  $-10^{\circ}\text{C}$ , l'evaporazione del fluido frigorifero dovrà avvenire ad una temperatura di  $8-10^{\circ}\text{C}$  inferiore, ad esempio a  $-18^{\circ}\text{C}$ . La condensazione dovrà invece avere luogo ad una temperatura superiore, di  $8-10^{\circ}\text{C}$ , a quella dell'acqua di rete, ad esempio a  $24^{\circ}\text{C}$ . In base ai dati di tabella 4 e alle informazioni grafiche di figura 9.4, si ricavano ora gli stati termodinamici del ciclo.

Punto 1)  $t_1 = -18^{\circ}\text{C}$ ,  $p_1 = 1.448 \text{ bar}$ ,  $x_1 = 1$ ,  $h_1 = 286.51$ ,  $s_1 = 1.7345$ ;

punto 2)  $p_2 = 6.456 \text{ bar}$  (=  $p_{\text{sat}}$  a  $24^{\circ}\text{C}$ ),  $s_2 = s_1 = 1.7345$ , dal grafico risulta  $h_2 = 320 \text{ kJ/kg}$  ( $t \approx 32^{\circ}\text{C}$ );

punto 2')  $\eta_{i,c} = (h_2 - h_1)/(h_2' - h_1) = 0.85$ , da cui  $h_2' = h_1 + (h_2 - h_1)/\eta_{i,c} = 286.51 + (320 - 286.51)/0.85 = 325.9 \text{ kJ/kg}$  ( $t \approx 40^{\circ}\text{C}$ );

punto 3)  $p_3 = 6.456 \text{ bar}$ ,  $t_3 = 24^{\circ}\text{C}$ ,  $x_3 = 0$ ,  $h_3 = 132.88 \text{ kJ/kg}$ ;

punto 4)  $p_4 = 1.448 \text{ bar}$ ,  $t_4 = -18^{\circ}\text{C}$ ,  $h_4 = h_3 = 132.88 \text{ kJ/kg}$ .

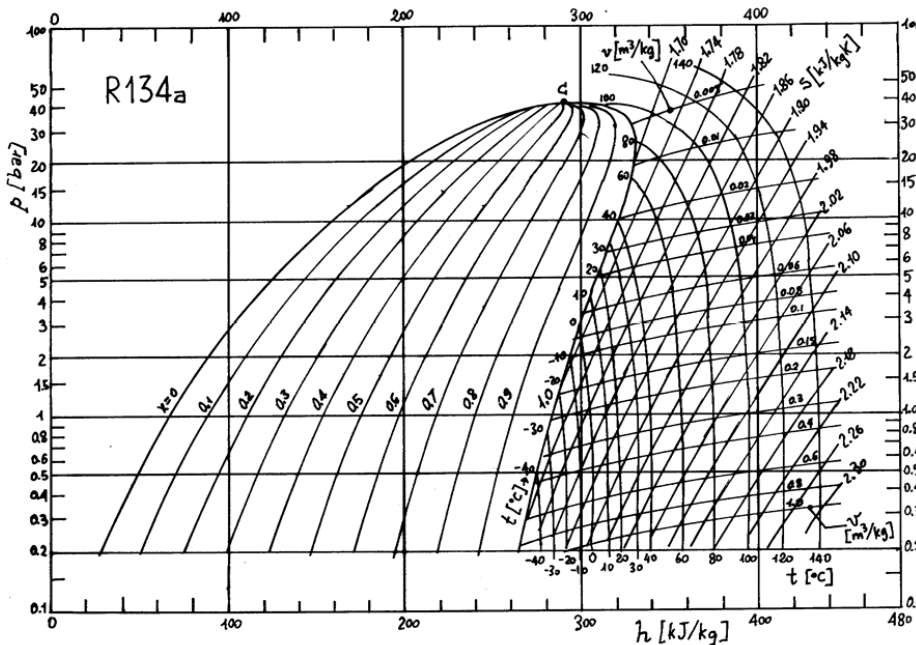
Noto l'effetto utile, la portata  $\dot{m}$  di R134a si ricava dal I principio della termodinamica per sistemi aperti (senza scambio di lavoro e variazione di energia cinetica e potenziale):

$q = \dot{m} (h_1 - h_4) = 100 \text{ kW}$ , da cui  $\dot{m} = 100/(286.5 - 132.9) = 0.651 \text{ kg/s} = 2.34 \text{ ton/h}$ .

La potenza del compressore sarà, ancora in base al I principio:

$-L_e = \dot{m} (h_2' - h_1) = -0.651 (325.9 - 286.5) = -25.66 \text{ kW}$  (il lavoro è negativo perché “entra” nel sistema).

L'effetto frigorifero sarà dato da  $\varepsilon = (h_1 - h_4)/(h_2' - h_1) = q/|-L_e| = 100/25.66 = 3.9$ .



### Esercizio 14

In una cella frigorifera per congelamento alimentare si vogliono raffreddare 10 ton/h di derrate alimentari (calore specifico  $c = 1.9 \text{ kJ/kg K}$ ) dalla  $T_{\text{iniziale}} = -3^{\circ}\text{C}$  alla  $T_{\text{finale}} = -25^{\circ}\text{C}$ .

Il fluido evolvente del ciclo frigorifero è R134A e il rendimento isoentropico del compressore è  $\rho_c = 0.85$ .

Per raffreddare il condensatore si ha una portata di acqua ( $\dot{m} = 7 \text{ kg/s}$ ) alla temperatura di  $5^{\circ}\text{C}$ .

Si calcolino:

## Esercizi Fisica Tecnica 1

- il flusso termico da sottrarre alle derrate alimentari;
- il ciclo termodinamico;
- la portata di R134A;
- la potenza del compressore.

### Soluzione

Il flusso termico necessario a raffreddare le derrate alimentari dalla  $T_{iniziale}$  alla  $T_{finale}$  è:

$$q = \dot{m} \cdot c \cdot (T_{finale} - T_{iniziale}) = 10 \cdot 10^3 \cdot 1.9 \cdot [-25 - (-3)] / 3600 \text{ [kW]} = 116 \text{ [kW]}$$

Si definiscono i punti del ciclo termodinamico; scelgo la temperatura all'evaporatore ( $T_1 < T_{finale} \Rightarrow T_1 = -27 \text{ }^\circ\text{C}$ ) e la temperatura del condensatore ( $15 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

(1)  $T_1 = -27 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $p_1 = 1 \text{ bar}$   
 $h_1 = 280 \text{ kJ/kg}$

(3)  $T_3 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $p_3 = 5 \text{ bar}$   
 $h_3 = 120 \text{ kJ/kg}$

(2id)  $p_{2id} = p_3 = 5 \text{ bar}$   
 $s_{2id} = s_1 \Rightarrow h_{2id} = 316 \text{ kJ/kg}$

(4)  $T_4 = -27 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $p_4 = 1 \text{ bar}$   
 $h_4 = h_3 = 120 \text{ kJ/kg}$

$$h_2 = h_1 + (h_{2id} - h_1) / \rho_c = 280 + (316 - 280) / 0.85 \text{ [kJ/kg]} = 322.35 \text{ [kJ/kg]}$$

Allora la portata di refrigerante:  $\dot{m}_{R134a} = q / (h_1 - h_4) = 0.725 \text{ [kg/s]}$

La potenza del compressore:  $P = \dot{m}_{R134a} (h_2 - h_1) = 30.7 \text{ [kW]}$

Valuto se la portata di acqua è sufficiente a raffreddare il condensatore:  $\dot{m}_{R134a} (h_2 - h_3) = \dot{m}_{H_2O} \cdot c \cdot (T_{out} - T_{in})$

$$T_{out} = T_{in} + \dot{m}_{R134a} \cdot (h_2 - h_3) / \dot{m}_{H_2O} \cdot c = 10 \text{ }^\circ\text{C} < T_3 \quad \Rightarrow \text{OK}$$