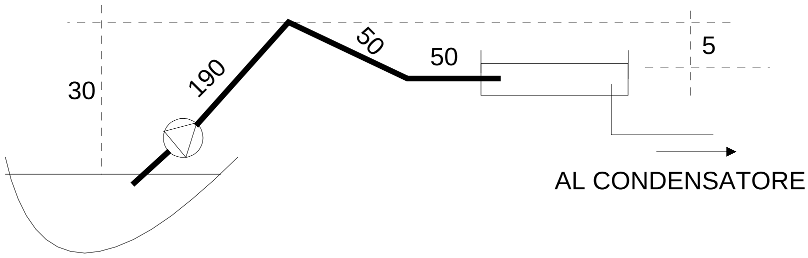
Esercizio 1

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 conduttura;
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 conduttura.
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, ε=300 μm), il rendimento isoentropico di compressione della pompa (η_c=0.7), la viscosità cinematica dell'acqua ($\nu=1.1\times10^{-6}$ m²/s).

<u>Soluzione</u>

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) $\dot{m}_{liq} = \dot{m}_{vap} \cdot r \cdot x / (c_p \cdot \Delta T)_{liq} \cong 1432$ 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/ν *) vale* 1.95×10^6*;* $\varepsilon/D = 0{,}00035$.
Il diagramma di Moody (o equivalenti formule analitiche) fornisce il fattore di attrito f = f(Re; ε/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.*
$h_e + h_a + (z_2 - z_1) = 0$
$|h_e| = (z_2 - z_1) + w^2/2g \cdot L/D \cdot f = 25 + 2.53^2 \cdot 290 \cdot 0{,}016 \cdot /(2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}85) = 26{,}78$ m
$|P| = h_e\, g\, \dot{m}_{liq} / \eta_c = 538$ kW

3) Se la sezione di uscita (3) viene posta in corrispondenza del punto più elevato della conduttura, l'equazione di Bernoulli, trascurando i termini cinetici, può riscriversi 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:*
$p_3 = p_1 - \gamma\, [h_e + w^2/2g \cdot L_{1-3}/D \cdot f + (z_3 - z_1)] \cong 57$ 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 <u>potenza elettrica</u> prodotta (rendimento elettrico $\eta_{el} = 0.98$)
- Il flusso termico scambiato nel fascio tubiero

- 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_i = 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 bar; t_1 =179.88 °C; h_1 =762.6 kJ/kg; s_1 = 2.1382 kJ/kgK.
All'ingresso in turbina il vapore si trova nelle condizioni:
p_2 =80 bar; t_2 =400°C; h_2 = 3141.6 kJ/kg; s_2 = 6.3694 kJ/kg K
Le condizioni di fine espansione isoentropica sono:
$p_{3'}$ = 10 bar; $s_{3'}$ = 6.3694 kJ/kgK.
Dalle tabelle $s_{3'} < s_v$, ricavo il titolo e l'entalpia:
$x_{3'} =(s_{3'} - s_\sigma)/(s_v - s_\sigma) = (6.3694 - 2.1382)/4.4447 = 0.952$
$h_{3'} = h_{3'} + r\, x_{3'} =762.6 + 2013.6 \quad 0.952 =2679.5$ kJ/kg
L'aria all'ingresso del fascio tubiero si trova nelle condizioni
t_{a1}=727°C=1000°K; h_{a1}=1046.4 kJ/kg.
in uscita dalla caldaia:
t_{a2}=177°C = 450°K*; per interpolazione* h_{a2} = 453.15 kJ/kg.
all'ingresso della caldaia (aria ambiente):
t_a= 27 °C = 300 K; h_a=300.6 kJ/kg.
La potenza elettrica prodotta è:

$$\dot{P} = \dot{m}\,\eta_e \eta_{el}\left(h_2 - h_{3'}\right) = 5 \cdot 0.85 \cdot 0.98(3141.6 - 2679.5) = 1925 \text{ kW}$$

Il flusso termico scambiato nel fascio tubiero è

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

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

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

Applicando il primo principio della termodinamica alla camera di combustione:

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

La portata di combustibile è

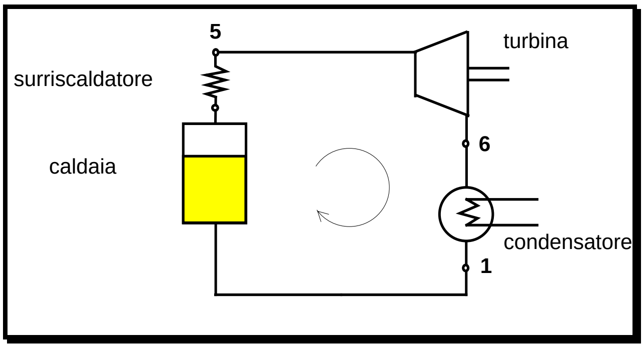
$$\varphi_c = \dot{m}_c\, H_i \rightarrow \dot{m}_c = \varphi_c / H_i = 14953.3/50000 = 0.3 \text{ kg/s}$$

La frazione utilizzata per la produzione di energia elettrica

$$\eta = \dot{P}/\varphi_c = 1925/14953{,}3 = 0.129$$

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 m^3/h. La turbina espande fino ad una pressione p_6= 0.1 bar.
1) Valutare il rendimento dell'espansore ρ_e affinché risulti, per l'impianto, una frazione utilizzata η = 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 [kJ/kgK] h_5=3631.1 [kJ/kg] v_5= 0.042798 [m^3/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 [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 kg/h = 2.92 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 $G \cdot (h_6 - h_1) = G_{H_2O} \cdot c_p (T_u - T_i)$

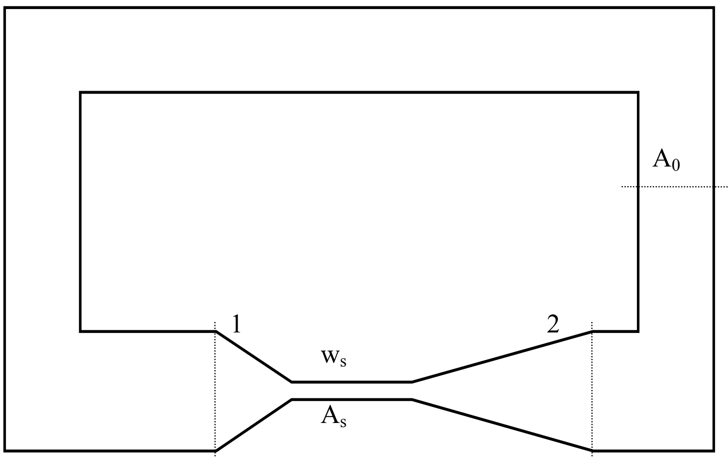
$$G_{H_2O} = G \frac{(h_5 - h_1)(1 - \eta)}{c_p \Delta T} \approx 112 \ [\text{kg/s}]$$

Esercizio 4

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

All'interno della galleria del vento l'aria è alla pressione p=1 bar e alla temperatura di 23°C.

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

Soluzione

Ricavo le condizioni dell'aria: t = 23°C = 296 K;   p = 1 bar; R_1 = 287 J/kgK
da cui ρ_1 = 1.18 kg/m^3 *e, dalle tabelle (Tab. 9)*, ν =15.635 10^{-6} m^2/s.
Nella sezione ristretta la velocità w_s= 120 km/h = 33.3m/s

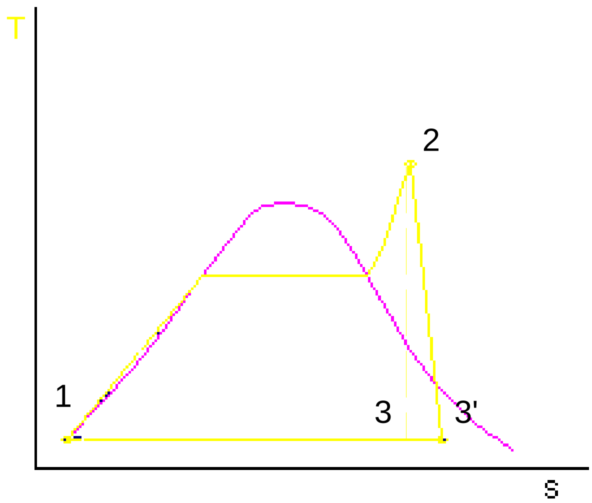
La portata è $\dot{m} = \rho\ w_s\ A_s$ = 1,18·33,3·0,06 = 2,36 kg/s
Le perdite di carico nella sezione di prova sono
$h_{a1\text{-}2}$=0,1·w_s^2/2g = 0,1· 33.3^2 /2/9.81=5.7 [m].
Per valutare le perdite nell'anello calcolo:
La sezione quadrata del canale ha lato L' = $\sqrt{A}$ = 0.5 m
Il diametro equivalente vale D_h=L'
La velocità nell'anello di ricircolazione (densità costante) è w_0 =w_s A_s/A_0=33,3·0,06 /0,25 = 8 m/s.
Il numero di Reynolds è Re=wL'/ν=8· 0.5/15.635 10^{-6}=2.6 10^5. *La scabrezza relativa* è ε/D_h=0.0004. *Dal diagramma di Moody ricavo* λ=0.017.
Il canale ha 4 gomiti per ciascuno dei quali considero λ'=1.
Le perdite di carico sono
$h_{a\ distr}$ =λ (w_0^2·L/D_h)/2g = 0.017(8^2· 28/0.5)/2/9.81 = 3.1 [m].
$h_{a\ conc}$ =Σ λ' w_0^2/2g = 4·1·8^2 /2/9.81 = 13.0 [m].
Le perdite di carico totali sono h = 21.8 [m] *che corrispondono a* ΔP=γh=252 Pa.

La potenza del ventilatore è $\dot{P}$ =g $\dot{m}$ h=505 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 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 bar;   x = 0 dalle tabelle ricavo:
t = 32.9 °C   h = 137.8 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 bar; h_1 = 137.8 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 bar *si ha*:

per interpolazione $\qquad t_2 = 750.8\ [°C] \Rightarrow$

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

Il punto 3 è il punto di fine espansione isoentropica: s_3= s_2; p_3 =0.05bar.

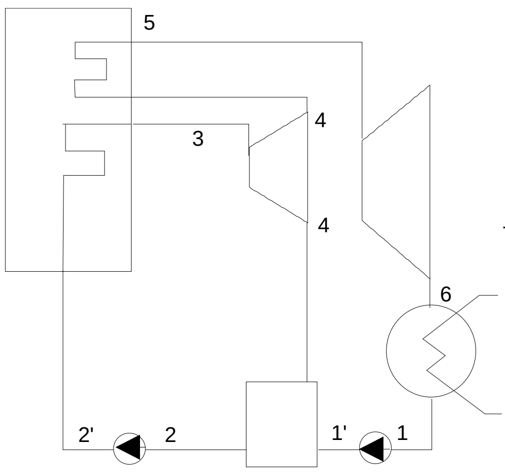
ricavo il titolo $x_3 = (s_3 - s_\sigma)/(s_v - s_\sigma) = (7.1744-0.4763)/7.9197 = 0.846$
e l'entalpia $h_3 = h_\sigma + r\, x_3 = 137.8 + 2423.8 \cdot 0.846 = 2187.7$ [kJ/kg].
L'entalpia del punto 3' è: $h_{3'} = h_2 - \eta_e (h_2 - h_3) = 3977.8 - 0.8\ (3977.8-2187.7) = 2545.7$ [kJ/kg]
ricavo il titolo $x_{3'} = (h_{3'} - h_\sigma)/(h_v - h_\sigma) = (2545.7-137.8)/2423.8 = 0.993$
il volume specifico $v_{3'} = 0.0010052+(28.1945-0.0010052)0.993 = 28\ m^3/kg$.
La sezione di passaggio si ricava dall'equazione della portata $\dot{m} = w\,A/v$
$A = v\,\dot{m}/w = 28\ (150/3.6)/140 = 8.34\ m^2$.
La potenza $P = \dot{m}\,(h_2 - h_{3'}) = (150/3.6)\ (3977.8-2545.7) = 59670$ kW.

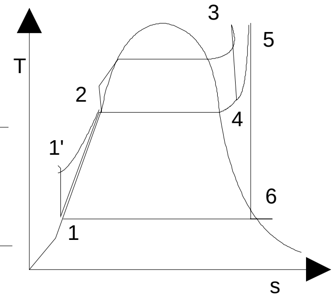
Esercizio 6

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 $s_4 > s_\sigma$*(10bar) per cui utilizzo le tabelle del vapore surriscaldato. Per interpolazione*

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

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

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 $s_6 < s_\sigma$(0.1 bar) per cui ricavo $t_6 = t_1 = 45.83$°C.
Per ricavo il titolo e l'entalpia del punto 6:

x_6= (7.7627-0.6493)/7.5018=0.95; h_6 = 2465 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 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 kJ/kg

La frazione utilizzata è η=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 kg_p/cm^2 (viscosità cinematica $\nu = 1\cdot 10^{-6}$ m^2/s, densità ρ =1000 kg/m^3).

<u>Soluzione</u>

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:

$h_e = 0$; $\gamma = \rho g = cost$; $w_2=w_1$; $z_2=z_1$.

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

Trascurando le perdite di carico concentrate λ'=0 possiamo scrivere:

$\frac{w^2}{2g}\lambda\frac{L}{D} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = 0 \quad \Rightarrow \quad w = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)D}{\lambda\rho L}}$. *Quest'ultima equazione è implicita perché $\lambda=\lambda(Re)$ e $Re=wD/\nu$, per cui w =f(w). Per risolverla si utilizza un metodo iterativo.*

Utilizziamo il diagramma di Moody.

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

Come valore di λ di primo tentativo si può scegliere quello valido per il moto turbolento completamente sviluppato: λ = 0.016.

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

Il numero di Reynolds Re= wD/ν= 2,98 $\cdot 10^5$. *Con questo valore del numero di Reynolds, dal diagramma di Moody ottengo* λ=0.0175 $\Rightarrow$ $w = \sqrt{\frac{2\cdot 34335\cdot 0.152}{0.0175\cdot 1000\cdot 170}} = 1.873$ m/s

da cui ottengo Re= wD/ν= 2,846$\cdot 10^5$ *con cui ottengo* λ=0.0175.

La velocità è w =1.873 m/s.

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

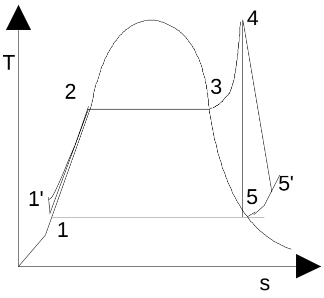
Esercizio 8

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.

<u>Soluzione</u>

Per semplicità consideriamo un ciclo motore a vapore come quello tracciato nella figura. Trascuriamo il lavoro nelle pompe (punto 1' coincidente con il punto 1) e consideriamo un rendimento isoentropico di espansione η_E = 0.85.

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 ricorre ad un sistema di approssimazioni successive.



Come primo tentativo scegliamo il 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 bar; t_1= 69.13 °C; x_1=0; h_1=289.3 KJ/kg; s_1 =0.9441 kJ/kgK;

Punto 1': $p_{1'}$ = 25 bar; $t_{1'}$= 69.13 °C; $h_{1'}$=289.3 KJ/kg; $s_{1'}$ =0. 9441 kJ/kgK;

Punto 5: p_5 = 0.3 bar; t_5= 69.13 °C; x_5=1; h_5=2625.4 KJ/kg; s_5 =7.7695 kJ/kgK;

Punto 4: p_4 = 25 bar; s_5 =s_4 =7.7695 kJ/kgK;

dalle tabelle del vapore surriscaldato:

t_4 = 600 + 100(7.7695 - 7.5956)/(7.8431- 7.5956) = 670.3 °C

h_4 = 3685.1 + (3913.4 - 3685.1)(7.7695 -7.5956)/(7.8431- 7.5956)=3845.6 kJ/kg.

La frazione utilizzata è

$\eta = \eta_E$ L/Q=η_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; p_4 = 25 bar; h_4 = 3913.4 kJ/kg; s_4 = 7.8431 kJ/kgK;

Punto 5: p_5 = 0.3 bar; s_5 = s_4 = 7.8431 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 bar e , per questo, si deve effettuare una doppia interpolazione:

ricavo s(100°C,0.3bar)=8.4486 +(7.6953-8.4486) (0.3 -0.1)/(0.5 - 0.1)=8.07195 kJ/kgK;

h(100°C,0.3bar)=2687.5 +(2682.6-2687.5) (0.3 -0.1)/(0.5 - 0.1)=2685.05 kJ/kgK.

interpolo tra (100°C,0.3bar), prima ricavate, e le condizioni di vapore saturo secco a 0.3 bar.

t_5 = 69.13 + (100-69.13) (7.8431 - 7.7695)/(8.07195 - 7.7695)= 76.6 °C.

h_5 = 2625.4 + (2685.05 - 2625.4) (7.8431 - 7.7695)/(8.07195 - 7.7695)= 2639.9 kJ/kg.

La frazione utilizzata è

$\eta = \eta_E$ L/Q=η_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) = (η - 0.292)/(0.299 - 0.292)

per avere η = 0.305 *si ha*: t_4 = 670.3 + (700 - 670.3) (0.305 - 0.292)/(0.299 - 0.292)=725 °C

Per comodità scelgo t_4 = 725 °C.

Per estrapolazione ottengo

h_4 = 3913.4 +(4147.0 -3913.4) (725 - 700)/(800 - 700) =3971.8 kJ/kg.

s_4 = 7.8431 + (8.0716 - 7.8431)0.25 = 7.900 kJ/kgK.

Punto 5: p_5 = 0.3 bar; s_5 = s_4 = 7.900 kJ/kgK;

Utilizzo le tabelle del vapore surriscaldato perché s_5 > s(100°C,0.3bar).

interpolo tra (100°C,0.3bar), *prima ricavate, e le condizioni di vapore saturo secco a* 0.3 bar.

t_5 = 69.13 + (100-69.13) (7.900 - 7.7695)/(8.07195 - 7.7695)= 82.5 °C.

h_5 = 2625.4+ (2685.05 - 2625.4) (7.900 - 7.7695)/(8.07195 - 7.7695)= 2651.2 kJ/kg.

La frazione utilizzata è

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

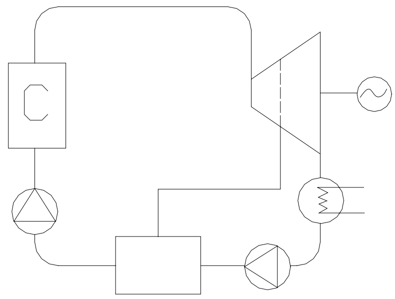
Esercizio 9

Un impianto motore a vapore con spillamento a miscelazione opera con una pressione in caldaia di 80 bar. Il vapore prodotto entra in turbina a 500 °C ed espande fino alla pressione di 0.08 bar (ingresso al condensatore). Lo spillamento 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'			**0.91**	2356.9	
5			0	173.9	
6				173.9	
7				1142.5	



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

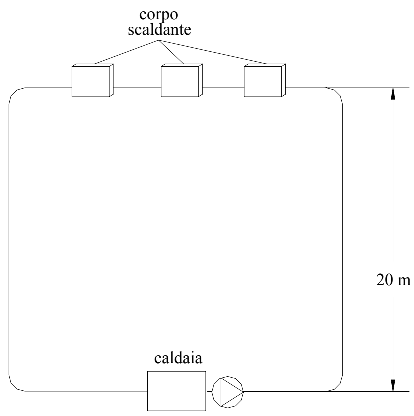
Potenza: **P**$=(H_2-H_{3'})m_{tot}+(H_{3'}-H_{4'})m_r = 44.2$ MW

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

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), $\frac{p_2 - p_1}{\gamma}$ *sono nulli perché le sezioni 1 e 2 coincidono.*

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

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

$\rho\cdot h_{corpiscald.}\cdot g = 3\cdot 5{,}9$ kPa

$h_{corpiscald} = 1.8$ m

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

$h_m=26{,}5$ m

$\dot{m} = w\rho A = 0.68$ kg/s; $\qquad P = \frac{g h_m \dot{m}}{\eta_{pompa}} \cong$ **208 W**

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 portate 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).

<u>Soluzione</u>

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

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

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

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 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.

<u>Soluzione</u>

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

$w_1 \rho_1 A_1 = w_2 \rho_2 A_2$

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 = ρRT; 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:

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

Esercizio 13

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

<u>Soluzione</u>

In base ai dati del problema, occorre fissare le temperature di evaporazione e condensazione. Dovendo mantenere la cella frigorifera a −10°C, l’evaporazione del fluido frigorigeno dovrà avvenire ad una temperatura di 8-10°C inferiore, ad esempio a −18°C. La condensazione dovrà invece avere luogo ad una temperatura superiore, di 8-10°C, a quella dell’acqua di rete, ad esempio a 24°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) $t_1 = -18°C$, $p_1=1.448$ bar, $x_1=1$, $h_1=286.51$, $s_1=1.7345$;

punto 2) $p_2=6.456$ bar (= psat a 24°C), $s_2=s_1=1.7345$, dal grafico risulta $h_2=320$ kJ/kg ($t \approx 32°C$);

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

punto 3) $p_3=6.456$ bar, $t_3=24°C$, $x_3=0$, $h_3=132.88$ kJ/kg;

punto 4) $p_4=1.448$ bar, $t_4= -18°C$, $h_4=h_3 = 132.88$ kJ/kg.

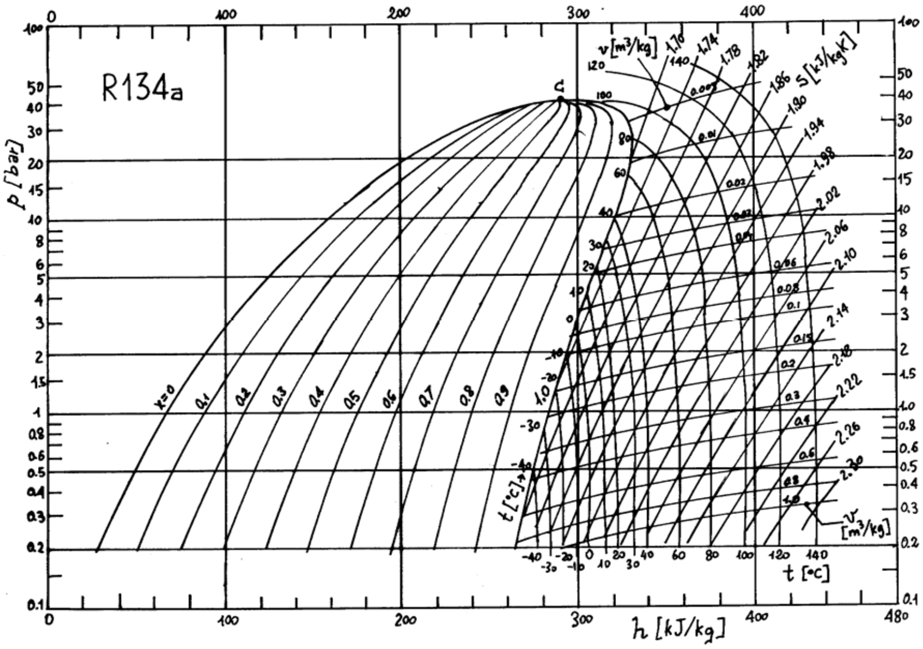
Noto l’effetto utile, la portata $\dot{m}$ *di R134a si ricava dal I principio della termodinamica per sistemi aperti (senza scambio di lavoro e variazione di energia cinetica e potenziale):*

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

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

$-L_e = \dot{m}\ (h_{2'} - h_1) = -0.651\ (325.9 - 286.5) = -25.66$ kW *(il lavoro è negativo perché “entra” nel sistema).*

L’effetto frigorigeno sarà dato da $\varepsilon = (h_1 - h_4)/(h_{2'} - h_1) = q / \left|-L_e\right| = 100 / 25.66 = 3.9$.



Esercizio 14

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

Il fluido evolvente del ciclo frigorigeno è R134A e il rendimento isoentropico del compressore è ρ_c=0.85.

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

Si calcolino:

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

<u>*Soluzione*</u>

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

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

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

(1) $T_1 = -27$ °C
$p_1 = 1$ bar
$h_1 = 280$ kJ/kg

(3) $T_3 = 15$ °C
$p_3 = 5$ bar
$h_3 = 120$ kJ/kg

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

(4) $T_4 = -27$ °C
$p_4 = 1$ bar
$h_4 = h_3 = 120$ kJ/kg

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

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

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

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

$$T_{out} = T_{in} + \dot{m}_{R134a} \cdot (h_2 - h_3)/\dot{m}_{H_2O} \cdot c = 10 \ [°C] \prec T_3 \qquad \Rightarrow OK$$