

Esercizio n° 1

Si consideri un ciclo frigorifero “*semplificato*” per il fluido refrigerante R410a, che attui la condensazione a 20bar e l’evaporazione a 5bar.

Considerando un sottoraffreddamento e un surriscaldamento pari a 5K:

1. tracciare graficamente il ciclo termodinamico nel diagramma di stato;
2. descrivere in forma *didascalica* le trasformazioni termodinamiche.

Calcolare quindi, supposte condizioni isoentropiche al compressore:

3. la massima temperatura raggiunta nel ciclo termodinamico;
4. il lavoro specifico compiuto dal compressore;
5. il calore specifico scambiato all’evaporatore;
6. il calore specifico scambiato al condensatore;
7. il COP frigorifero e quello in pompa di calore.

Esercizio n° 2

Per mantenere la temperatura media di 26°C in un edificio di 3.000m³, una unità di trattamento aria condiziona la miscela d’aria tra ricircolo e aria ambientale esterna a 35°C e UR 60%, immettendola internamente a 12°C e UR 80%. In queste condizioni, la potenza termica scambiata tra l’involucro dell’edificio e l’ambiente esterno è pari a 27.0kW. Per esigenze di salubrità e comfort, il rinnovo orario attuato all’aspirazione è stabilito in 0,3 volte il volume dell’ambiente climatizzato.

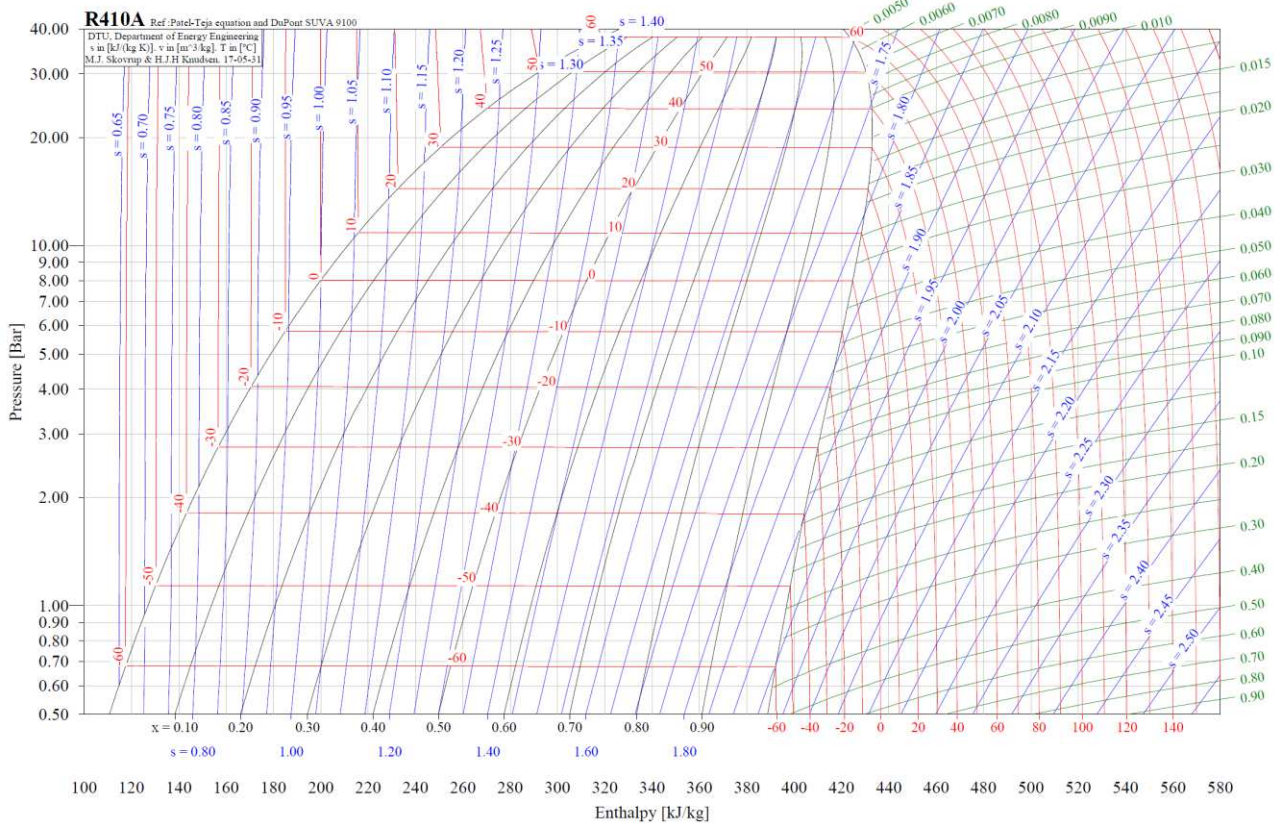
Con l’ausilio del diagramma psicrometrico, calcolare:

1. la portata massica di aria di rinnovo;
2. la portata massica di aria di riciclo;
3. la potenza termica complessiva dell’impianto di raffrescamento;
4. la portata di vapor d’acqua condensato alla UTA

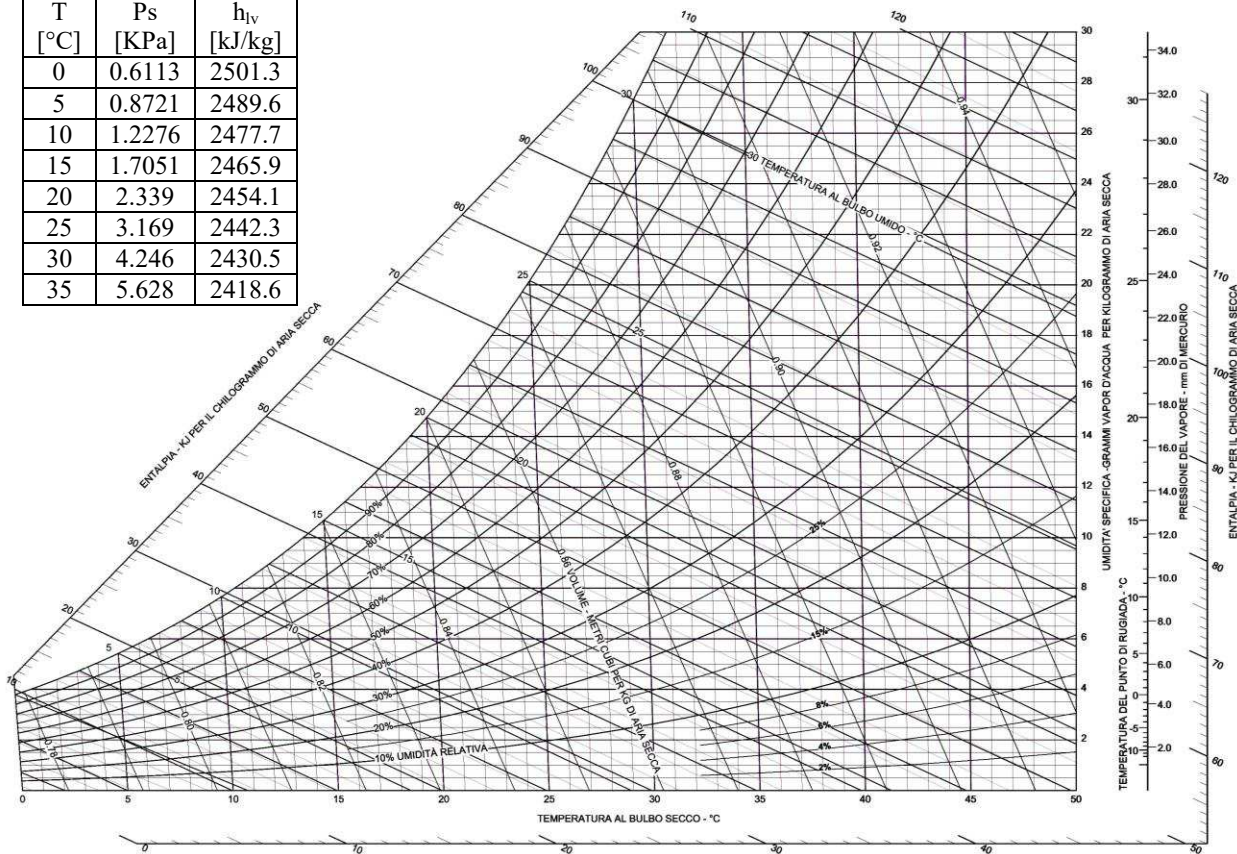
Esercizio n° 3

Il progetto di una piccola malga prevede la valorizzazione di una riserva idrica per produzione di energia elettrica (1.0kW) e uso zootecnico (massima portata pari a 2.0 l/s a 2.0 bar). La distanza tra la riserva idrica e la malga è pari a 450m, mentre il dislivello geodetico netto è pari a 108m.

Verificare che la posa di un DN50 HDPE con spessore 3mm e scabrezza equivalente pari a 200µm, soddisfi contemporaneamente le due esigenze (produzione idroelettrica, utenza idrica), assumendo trascurabile ogni perdita di carico concentrata e un rendimento omnicomprensivo della turbina idraulica pari all’unità.



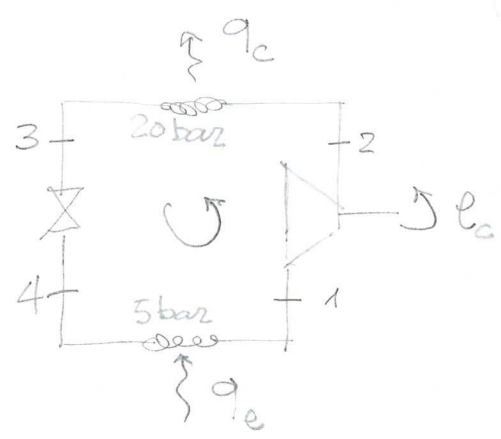
T [°C]	Ps [KPa]	h _v [kJ/kg]
0	0.6113	2501.3
5	0.8721	2489.6
10	1.2276	2477.7
15	1.7051	2465.9
20	2.339	2454.1
25	3.169	2442.3
30	4.246	2430.5
35	5.628	2418.6



Es. n. 1

10'

- 1-2 compressione isentropica
- 2-3 condensazione isobara
- 3-4 laminazione isentalpica
- 4-1 evaporazione isobara

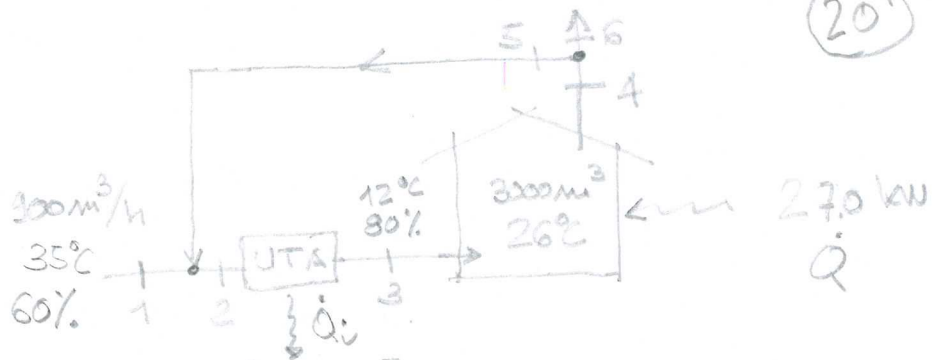


	T [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	-9	5	125	1,87
2	61	20	270	1,87
3	27	20	240	1,14
4	-14	5	240	1,16

- D.3) $T_{max} = T_2 = 61 \text{ } ^\circ\text{C}$
- D.4) $|l_c| = h_2 - h_1 = 45 \text{ kJ/kg}$
- D.5) $|q_e| = h_1 - h_4 = 185 \text{ kJ/kg}$
- D.6) $|q_c| = h_2 - h_3 = 230$
- D.7) $COP_{ref} = \frac{|q_e|}{|l_c|} = 5,11$
 $COP_p = \frac{|q_e|}{|l_c|} = 4,11$

Ex. n. 2

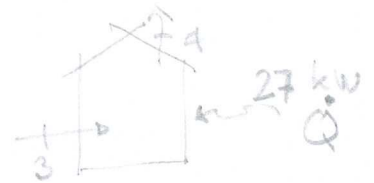
20'



	T °C	UR %	γ g/kg _{gas}	ρ m³/kg	\dot{m}_a kg/h	\dot{m}_v kg/h	J kJ/kg
1	35	60	21,5	0,9303	997	21,4	30
2			9,1		6943	63,0	51,0
3	12	80	7,0	0,817	6943	48,6	30
4	26	34	7,0	0,857	6943		44
5	26	34	7,0	0,857	5946	41,6	44
6	26	34	7,0	0,857	997		44

D.1) $\dot{m}_a^2 = \frac{V_1}{v_a^1} \approx 997 \text{ kg/h} \Rightarrow \dot{m}_v^2 = \gamma^1 \cdot \dot{m}_a^1 \approx 21,4 \text{ kg/h}$

D.2) $\begin{cases} \dot{m}_a^3 = \dot{m}_a^4 (= \dot{m}_a^2) \\ + J_3 \dot{m}_a^3 + \dot{Q} = J_4 \dot{m}_a^4 \end{cases}$



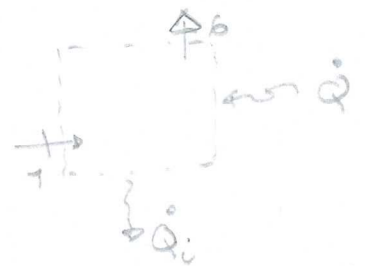
$\Rightarrow \dot{m}_a^3 = \dot{m}_a^4 = \frac{\dot{Q}}{J_4 - J_3} = 1,93 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 6943 \text{ kg/h}$

$\dot{m}_a^1 + \dot{m}_a^5 = \dot{m}_a^2 \Rightarrow \dot{m}_a^5 = 6943 - 997 = 5946 \text{ kg/h}$

D.3) $\dot{m}_a^1 (J_6 - J_1) = \dot{Q} - \dot{Q}_i$

$\Rightarrow \dot{Q}_i = \dot{m}_a^1 (J_1 - J_6) + \dot{Q}$

$\hat{=} 39,7 \text{ kW}$

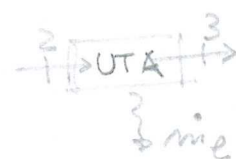


D.4) $\dot{m}_v^5 = \gamma_6 \cdot \dot{m}_a^5 = 41,6 \text{ kg/h}$

$\dot{m}_v^2 = \dot{m}_v^1 + \dot{m}_v^5 = 63,0 \text{ kg/h}$

$\dot{m}_v^3 = \gamma_3 \cdot \dot{m}_a^3 = 48,6 \text{ kg/h}$

$\dot{m}_e = \dot{m}_v^2 - \dot{m}_v^3 = 14,4 \text{ kg/h}$

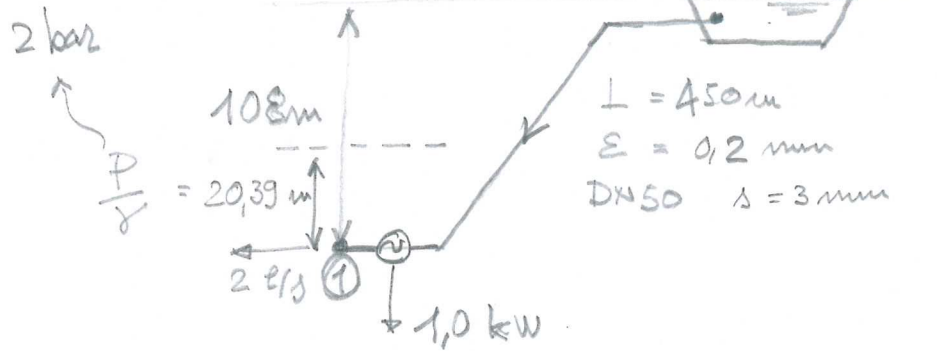


Es. n. 3

15'

$$\eta_{TP} = 1$$

$$\sum \beta_i = 0$$



$$W = \eta \gamma \dot{V} \Delta H_T$$

$$\Rightarrow \Delta H_T = \frac{W}{\eta \gamma \dot{V}} = 50,97 \text{ m}$$

= carico idraulico per superare 1,0 kW

La verifica è soddisfatta se:

$$z_1 + \Delta H_{TP} + \frac{P}{\gamma} + \frac{U^2}{2g} \leq z_2 - R_{dist.} - R_{coric}$$

$$U = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{0,002 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} (0,05 - 2 \cdot 0,003)^2} = 1,316 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \approx 57900 \Rightarrow \text{moto turbolento}$$

Suppongo condizione di tubo scabro $\Rightarrow \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{\epsilon/D}{3,71} \right)$

$$\Rightarrow \lambda = 0,02949$$

$$R_{dist} = \frac{\lambda}{D} \frac{U^2}{2g} \cdot L = 26,82 \text{ m}$$

$$\Delta H_{TP} + \frac{P}{\gamma} + \frac{U^2}{2g} \leq (z_2 - z_1) - R_{dist}$$

$$50,97 + 20,39 + 0,09 \leq 108 - 26,82$$

$$71,45 \text{ m} \leq 81,38 \text{ m} \quad \text{VERO}$$