

CICLI INVERSI A VAPORE

Esercizio 1

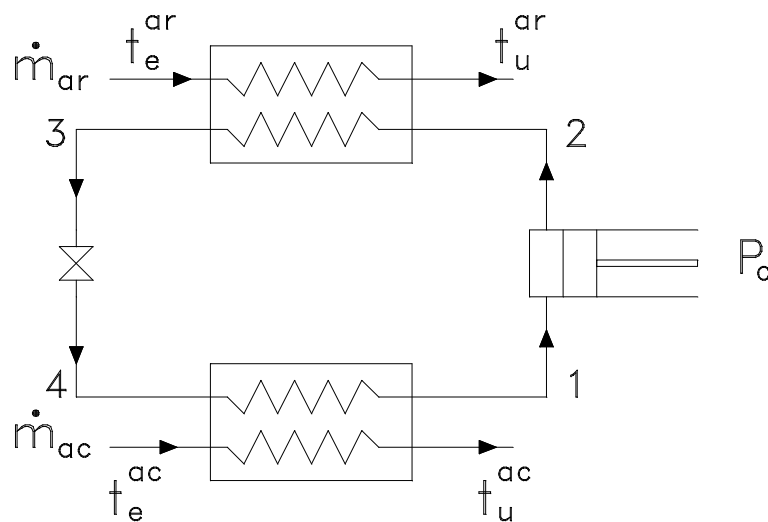
Un ciclo a pompa di calore, funzionante con R-134a, deve riscaldare una portata d'aria, considerata gas ideale con $c_p = 1.007 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$, di $\dot{m}_{ar} = 5000 \text{ kg/h}$ dalla temperatura $t_e^{ar} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ alla temperatura $t_u^{ar} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$.

Le temperature di condensazione e di evaporazione del R-134a, adottate nell'impianto, sono rispettivamente $t_c = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ e $t_e = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, e non si ha sottoraffreddamento del liquido al condensatore né surriscaldamento del vapore all'evaporatore. La compressione è adiabatica con rendimento isoentropico pari a $\eta_{ic} = 0.9$.

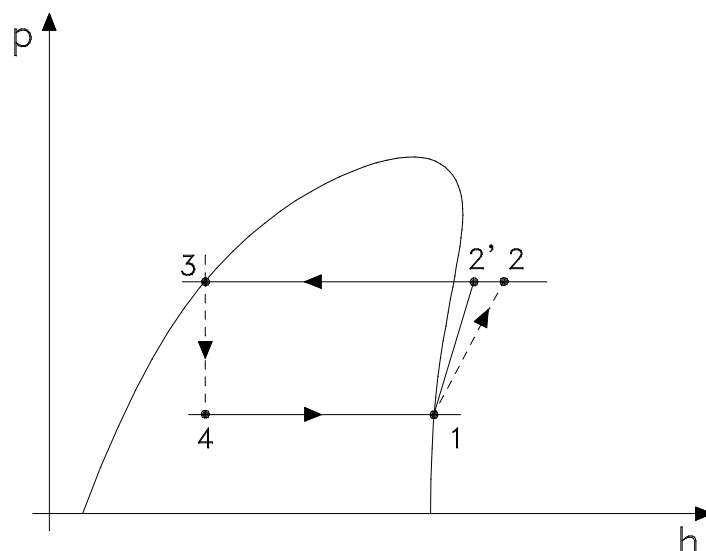
Supponendo che nell'evaporatore circoli una portata d'acqua $\dot{m}_{ac} = 4000 \text{ kg/h}$, entrante a $t_e^{ac} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, si determini:

1. La temperatura t_u^{ac} di uscita dell'acqua dall'evaporatore;
2. La potenza di compressione P_c .

Lo schema dell'impianto è il seguente:



La rappresentazione del ciclo sul diagramma (p,h) è il seguente:



Le informazioni fornite sono sufficienti a determinare le proprietà termodinamiche nei punti 1, 2', 3, e 4, dal diagramma (p,h) del fluido R-134a.

Dalla definizione di rendimento isoentropico, si ricava l'entalpia del punto 2 (che si trova alla pressione di condensazione).

Dalla:

$$h_{ic} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1}$$

si ottiene:

$$h_2 = h_1 + \frac{(h_{2'} - h_1)}{h_{ic}} = 404 + \frac{(428 - 404)}{0.9} = 430.67 \text{ kJ/kg}$$

I valori delle proprietà termodinamiche dei capisaldi sono riportati, per comodità, in tabella.

	T [K]	p [Mpa]	v [m ³ /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg K]
1	283.15	0.4	0.05	404	1.72
2'	326.15	1.3	0.016	428	1.72
2	331.15	1.3	0.018	431	1.74
3	323.15	1.3	0.0009	272	1.23
4	283.15	0.4	0.015	272	1.25

Il flusso termico necessario per riscaldare l'aria è dato da:

$$|q_{23}^-| = \dot{m}_{ar} \cdot c_p (t_u^{ar} - t_e^{ar}) = \frac{5000}{3600} \cdot 1.007 \cdot (40 - 20) = 27.97 \text{ kW}$$

Dall'espressione del flusso termico asportato nel condensatore:

$$|q_{23}^-| = \dot{m} (h_2 - h_3)$$

si ricava la portata di fluido frigorifero:

$$\dot{m} = \frac{|q_{23}^-|}{h_2 - h_3} = \frac{27.97}{431 - 272} = 0.176 \text{ kg/s}$$

Si ottiene quindi:

$$P_e = |P_{12}^-| = \dot{m} (h_2 - h_1) = 0.176 (431 - 404) = 4.752 \text{ kW}$$

$$q_{41}^+ = \dot{m} (h_1 - h_4) = 0.176 (404 - 272) = 23.23 \text{ kW}$$

$$q_{41}^+ = \dot{m}_{ac} \cdot c \cdot (t_e^{ac} - t_u^{ac})$$

$$t_u^{ac} = t_e^{ac} - \frac{q_{41}^+}{(\dot{m}_{ac} \cdot c)} = \frac{20 - 23.23}{\left(\frac{4000}{3600} \cdot 4.187\right)}$$

$$t_u^{ac} = 15 \text{ °C}$$