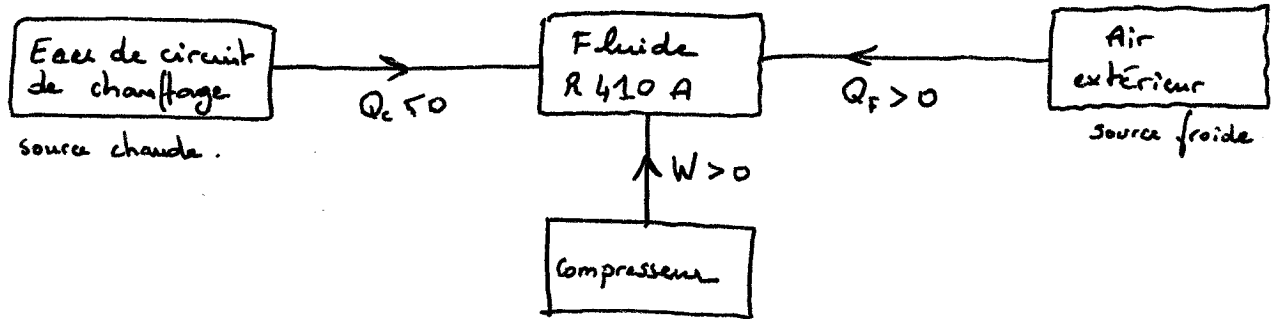


I]

1 -



2 - Bilan entropique pour le fluide : $\Delta S = S_e + S_c$

$$S_e = \int_{\text{cycle}} \frac{\delta Q_c}{T_1} + \int_{\text{cycle}} \frac{\delta Q_f}{T_2} ; \quad \text{cycle donc } \Delta S = 0 ; \quad \text{2nd principe : } S_c \geq 0$$

$$\text{donc } \int_{\text{cycle}} \frac{\delta Q_c}{T_1} + \int_{\text{cycle}} \frac{\delta Q_f}{T_2} \leq 0$$

3 - Machine thermique idéale : T_1 et T_2 constantes (Sources = thermostats)
et
évolution réversible du fluide.

Alors $\frac{Q_c}{T_1} + \frac{Q_f}{T_2} = 0$; Par ailleurs, le bilan énergétique s'écrit $W + Q_c + Q_f = 0$

On déduit alors le COP, qui par définition est $\frac{-Q_c}{W}$: $\text{COP}_{id} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$

• Si PAC réelle, $\text{COP}_{real} < \text{COP}_{id}$ (se montre avec l'inégalité $\frac{Q_c}{T_1} + \frac{Q_f}{T_2} < 0$;
cause de cette baisse de performance : les irréversibilités.)

4 - Si $T_1 - T_2$ vient à diminuer, T_1 restant constante (T_1 de l'habitation...),
alors $\frac{T_1}{T_1 - T_2}$ augmente donc COP augmente.

• Pourquoi ? On récupère plus facilement d'énergie à l'air quand il est plus chaud.

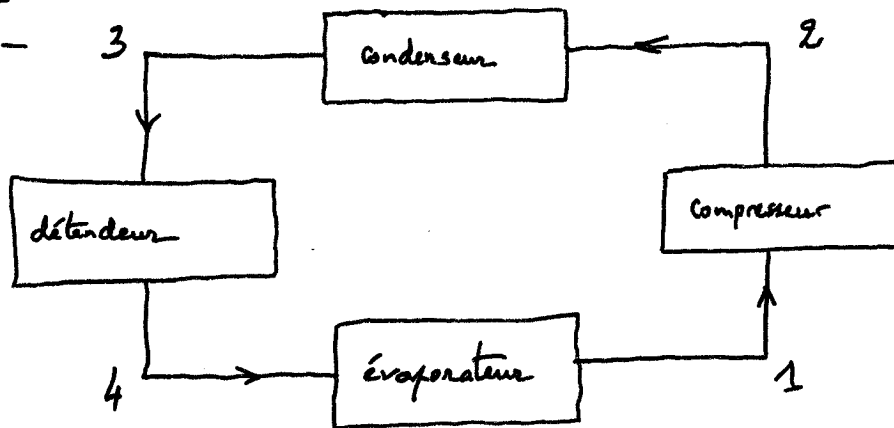
5 - source chaude. Quand le fluide se condense, il libère de l'énergie (lié à la chaleur latente) $\rightarrow$ c'est $-Q_c$...

6 - Un coef. de performance est espéré élevé ! Paramètres : type de cycle et nature du fluide.

7 - capacité thermique massique de l'eau $>$ capacité thermique massique de l'air.
Peut-être aussi une affaire de conductivité thermique. Tout cela étant lié à la différence liquide/gaz.

II

8-



9- cf. cours. ; détendeur : $\begin{cases} w_i = 0 \text{ (pas de partie mobile)} \\ q = 0 \text{ (calorifugé)} \end{cases}$ donc $\Delta h = 0$

10- lire l'énoncé : compresseur.

$w_i > 0$; Dans le compresseur, $q = 0$ donc $w_i = h_2 - h_1$

Par lecture graphique, on obtient $w_i \approx 4 \cdot 10^4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$

11- condenseur (en accord avec la réponse à la question 5...) - Ce milieu extérieur est l'eau du circuit de chauffage. $w_i = 0$ donc $q_c = h_3 - h_2 \approx -19 \cdot 10^4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$

12- évaporateur - Ce milieu est l'air extérieur.

$w_i = 0$ donc $q_e = h_1 - h_4 \approx 15 \cdot 10^4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$

13- $\mathcal{P}_c = -\dot{D}_m \cdot q_c$ donc $\dot{D}_m = -\frac{\mathcal{P}_c}{q_c} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Le 1^{er} principe appliqué à l'eau s'écrit :

$$\dot{D}_m^{\text{eau}} \cdot \Delta_{\text{échangeur}} h = \mathcal{P}_c$$

$$\text{or } \Delta_{\text{échangeur}} h = c \cdot \Delta_{\text{échangeur}} T$$

$$\text{donc } \underline{\dot{D}_m^{\text{eau}} = \dot{D}_m \cdot \frac{-q_c}{c \cdot \Delta_{\text{échangeur}} T} = 0,4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}$$

$$\text{donc } \underline{\dot{D}_{\text{vol}}^{\text{eau}} = 1,4 \cdot 10^3 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}}$$

14- $\text{COP} = \frac{-q_c}{w_i} \approx 4,8$; $\mathcal{P}_i = \dot{D}_m \cdot w_i = 1,7 \text{ kW}$

15 - Etat 2 : Vapeur sèche ; $T_2 = 68^\circ\text{C}$; isotherme GP : $h = c^{\frac{1}{2}}$ (2^e loi de Joule)
donc une "verticale".

si gaz non parfait, isothermes "presque" verticales...

démo. loi de Laplace, cf. cours : $P_1^{1-\gamma} \cdot T_1^\gamma = P_2^{1-\gamma} \cdot T_2^\gamma$

A.N : $\gamma = \frac{\ln(P_2/P_1)}{\ln\left(\frac{T_2 P_1}{T_1 P_2}\right)} = 1,2$.

16 - cf. question 5 ! La transformation dans le condenseur dégage de la chaleur.

• $q_{\text{refus}}/\text{fluide} = h_3 - h_2 < 0$

• $T_3 = 40^\circ\text{C}$.

17 - Environ 35% de vapeur en sortie de détenteur. $T_4 = -9^\circ\text{C}$.

(en quoi le caractère isenthalpique de la transformation pourrait être utile ici ?)

18 - la surchauffe implique que 1 est un état de vapeur sèche. Le compresseur s'accommoderait mal de la présence d'une phase liquide.

19 - $Tds = dh - v \cdot dp$; $s = c^{\frac{1}{2}}$ et Gaz Parfait donc $0 = dh - \frac{RT}{M_p} dp$.

or $T = \frac{h}{c_p}$ donc $\frac{dh}{h} = \frac{R}{M} d(\ln p)$ soit $\ln p = \frac{M}{R} \ln(h) + c^{\frac{1}{2}}$

$h \mapsto \ln p$: courbe "logarithmique" ... : pas incompatible avec le diagramme...

20 - oui.

21 - L'échange thermique dans l'évaporateur n'est dans le "bon sens" que

si $T_{\text{ext}} > T_{\text{fluide}}$ donc si $T_{\text{ext}} > T_4 = -9^\circ\text{C}$.

• si $T_{\text{ext}} = -8,5^\circ\text{C}$ (par ex.) l'échange thermique se fera dans le bon sens mais ne sera pas suffisamment important pour que la PAC soit efficace.

Donc, il y a nécessité d'un écart $T_{\text{ext}} - T_4$ suffisant. (ici, on propose $T_{\text{ext}} - T_4 > 4^\circ\text{C}$)