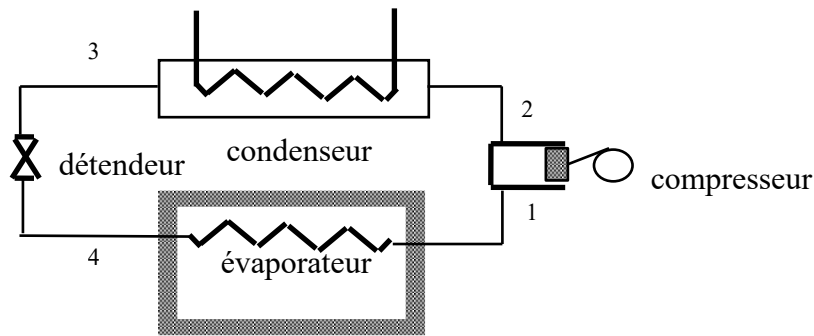


**ETUDE D'UNE POMPE A CHALEUR (PAC)**

LA PAC puise de la chaleur dans l'air extérieur pour réchauffer l'intérieur d'un bâtiment.

**cas de la machine réelle**

La figure ci-dessous représente le schéma d'une pompe à chaleur fonctionnant avec un fluide frigorigène, le R-134a dont les propriétés sont fournies dans le diagramme joint.



L'ensemble fonctionne aux deux niveaux de pressions absolues  $P_{bp} = 2$  bars et  $P_{hp} = 10$  bars et il est constitué par:

- Un compresseur. La compression est adiabatique et la température à la fin de la compression est de  $t = 60^\circ\text{C}$ .
- Un condenseur d'où ressort le fluide à l'état liquide, avec un sous refroidissement de  $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ .
- Une vanne de détente où il n'y a pas de pertes de chaleur.
- Un évaporateur. Le fluide ressort avec une surchauffe de  $\Delta T = 5^\circ\text{C}$

Rappel : - les échanges dans le condenseur et l'évaporateur se font à  $P = \text{constante}$

-  $T(\text{K}) = t(^{\circ}\text{C}) + 273$

1°)- Donner l'allure du cycle sur le diagramme  $(T,s)$  (dessiner ce diagramme dans la copie)

- Indiquer brièvement comment fonctionne la PAC, en particulier sur quels organes de la PAC sont échangés la chaleur prise à l'air extérieur, la chaleur utile pour le chauffage et le travail  $W^u$  qui doit être dépensé.

2°) Placer les points du cycle sur le diagramme  $(P,h)$  fourni et remplir le tableau des valeurs associées au cycle.

3°) L'efficacité de l'installation (COP) est définie par

$$C.O.P. = \frac{\text{Puissance de chauffage}}{\text{Puissance utile de compression}}$$

Donner sa valeur numérique.

4°) justifier que la compression n'est pas isentropique.

5°) On définit le rendement isentropique  $r_{is}$  du compresseur par le rapport du travail 'utile' reçu dans le cas où la compression est adiabatique réversible à celui qui est reçu dans le cas de la compression adiabatique réelle.

Calculer  $r_{is}$  du compresseur

6°) la puissance de chauffage qui est exigée est de 20kw,

Calculer le débit massique dans l'installation.

7°) la PAC doit être utilisée quelque soit la température extérieure  $T_{ext}$ .

Or la récupération de la chaleur dans l'air extérieur est réalisée sur un organe (voir le I-1°) qui reste à la même température.

-Expliquer brièvement ce qui se passe en terme de chaleur échangée sur cet organe quand la température extérieure décroît,

- que va-t-il alors se passer en terme de chauffage quand la température extérieure décroît ?
- Quelle est la température théorique à partir de laquelle la PAC ne ne permet plus de chauffer le bâtiment.

(Pour des raisons technologiques et de givrage, cette température est légèrement supérieure)

**comparaison par rapport au cas d'une machine idéale**

L'installation est en fait une machine ditherme. Elle échange la chaleur  $Q_c$  avec le condenseur et la chaleur  $Q_e$  avec l'évaporateur.

Le fluide frigorigène pourrait effectuer un cycle de Carnot, c'est à dire un cycle constitué de deux adiabatiques réversibles et de deux isothermes réversibles, celles-ci étant définies aux températures  $T_1$  et  $T_2$  des paliers de changement d'état du cycle précédent (c'est-à-dire les températures sans surchauffe et sans sous refroidissement).

8°) Donner l'allure de ce cycle sur le diagramme (T,s) (dessiner ce diagramme dans la copie)

9°) -Pour un cycle, faire le bilan énergétique de la machine et donner la relation qui existe entre  $W^u$ ,  $Q_e$  et  $Q_c$

-Pour un cycle, faire le bilan entropique de la machine et donner la relation qui existe entre  $Q_e$ ,  $Q_c$ ,  $T_1$ ,  $T_2$

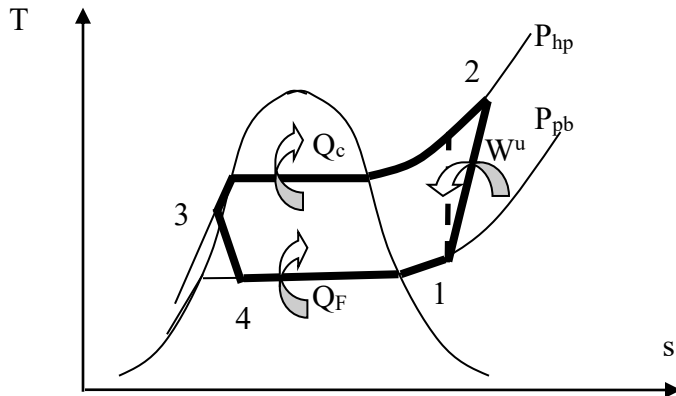
10°) En déduire la valeur théorique du C.O.P que l'on obtiendrait avec un cycle de Carnot. Calculer sa valeur numérique. Comparaison par rapport au résultat du I-3°)

**Il y a 25 petites graduations pour 50 KJ/Kg**

point	t(°C)	P (bar)	H (J/Kg)	S (KJ/Kg/K)
1				
2				
3				
4				

## Réponses

1°) Ce cycle comporte une surchauffe à la sortie de l'évaporateur et un sous-refroidissement à la sortie du condenseur. La compression n'est pas annoncée comme isentrope.



Soit le système défini par l'unité de masse qui circule dans le circuit.

La convention des flèches d'échange sur les différentes parties du cycle est la suivante :

- flèche pointant vers l'intérieur du cycle, énergie (ou puissance) reçue par l'unité de masse
- flèche pointant vers l'extérieur du cycle, énergie (ou puissance) donnée par l'unité de masse

2°) Voir diagramme (P,h) fourni

3°)  $COP = (h_2 - h_3) / (h_2 - h_1) = 4,042$

4°)  $s_2 - s_1 = s^p = 0,04 \text{ kJ/kg/K} > 0$

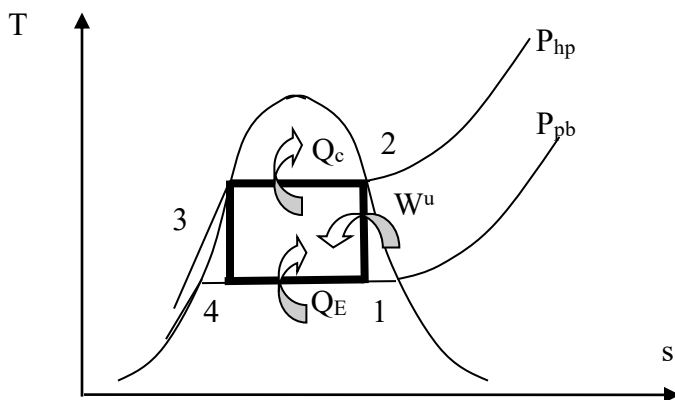
5°)  $r_{is} = W_{is}^u / W_{réel}^u$ , comme il n'y a pas d'échange de chaleur de 1 à 2  $W^u = \Delta h$   
 $\implies r_{is} = (h^{is}_2 - h_1) / (h_2 - h_1) = 0,792$  avec  $h^{is}_2 = 430 \text{ kJ/kg}$

6°)  $P_{chauf} = m (h_2 - h_3) \implies m = 0,103 \text{ kg/s}$

7°) Dans la phase d'évaporation de 4 à 1, la chaleur échangée  $Q_F$  avec l'extérieure est proportionnelle à  $(T_{ev} - T_{ex})$ , avec  $T_{ev} = -10^\circ\text{C}$ . Si  $T_{ex}$  diminue,  $Q_F$  récupérée par le fluide frigorigène diminue aussi. D'ailleurs, il peut apparaître le phénomène de givrage de l'humidité de l'air extérieur sur les ailettes de l'évaporateur, ce qui diminue encore plus le transfert de chaleur, donc la valeur de  $Q_F$ .

Si  $T_{ex} = -10^\circ\text{C}$ , la PAC ne permet plus de chauffer le bâtiment.

8°)



9°) Pour un cycle du système défini par 1kg de fluide frigorigène, on a  $\Delta h_{cycle} = 0$  et  $\Delta s_{cycle} = 0$ .

Ce qui donne les deux relations ;  $W^u = -Q_c - Q_E$  et  $Q_c/T_C + Q_E/T_E = 0$

10°)  $COP_{théo} = -Q_c / W^u = T_C / (T_C - T_E) = 6,26$

En regardant le diagramme (T,s), on s'aperçoit que c'est surtout la compression qui fait chuter le COP.