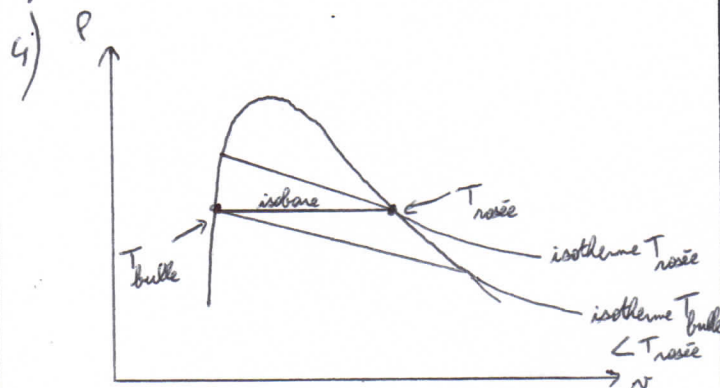


Conditionnement d'air et fluide à glissement de température

Analyse documentaire et culture générale :

- 1) R signifie Réfrigérant.
- 2) C'est la couche d'ozone qui filtre les UV B saines, et qui est détruite par les atomes de chlore libérés par les CFC et HCFC.
- 3) C'est l'effet de serre qui est décrit et qui contribue au réchauffement global.



* cf document 3 : $T_{\text{bulle}} < T_{\text{rose}}$

* Dans le domaine de la vapeur : équation d'état des G-P :

$$Pv = RT \Rightarrow \text{à } v \text{ fixé, } P \uparrow \text{ si } T \uparrow$$

$\Rightarrow$ isotherme T_{rose} au dessus de l'isotherme T_{bulle}

$\Rightarrow$ pente négative pour les isothermes sous la courbe de saturation.

Cycle et diagrammes :

- 5) On a une PAC en fonctionnement en saison hivernale $\Rightarrow$ le fluide prend de l'énergie à l'atmosphère extérieure (ou l'air $\Rightarrow$ l'évaporation = 1) et cède de l'énergie à l'intérieur

de l'habitation (ou l'liquéfication $< 0 \Rightarrow$ condensation = 2).

- 6) Ce cycle est récepteur car $W > 0$. Il faut fournir un travail (par opposition à un cycle moteur : $W < 0$).

- 7) Dans le condenseur, le fluide se liquéfie et cède de l'énergie à l'intérieur de l'habitation. (liquéfication < 0). Il se trouve donc à l'intérieur de l'habitation.

- 8) * identité thermodynamique : $dh = T ds + v dp$ isobare

* gaz parfait $\Rightarrow$ 2^{ème} loi de Joule : $dh = c_{p,\text{gaz}} dT$

$$\Rightarrow T ds = c_{p,\text{gaz}} dT \Rightarrow ds = c_{p,\text{gaz}} \frac{dT}{T}$$

$$\Rightarrow \Delta s - s_0 = c_{p,\text{gaz}} \ln \frac{T}{T_0}$$

$$\Rightarrow T = T_0 \exp \frac{\Delta s - s_0}{c_{p,\text{gaz}}}$$

$\Rightarrow$ une isobare est représentée par une exponentielle dans le diagramme (T, s) pour un GP.

- 3) cf annexes : on représente le cycle en utilisant les différentes données de l'énoncé :

- 10) * On a irréversibilité thermique au niveau des échangeurs car la température du fluide varie dans les échangeurs et n'est pas égale à celle des sources.

* Pour diminuer l'entropie créée par irréversibilité, il convient de diminuer l'écart de température entre le fluide et la source. Pour avoir autant de transfert thermique, il convient donc d'augmenter la surface de l'échangeur, ce qui augmente la taille de l'échangeur (échangeur à plaques ou ailettes). On peut aussi utiliser un échangeur à étages, qui utilise un fluide intermédiaire pour limiter ΔT .

Etude de la compression:

$$11) * \gamma = \frac{C_{p,m}}{C_{v,m}} = \frac{n C_{p,m}}{n C_{v,m}} = \frac{C_p}{C_v} = \frac{\frac{C_p}{m}}{\frac{C_v}{m}} = \frac{c_{p,reg}}{c_{v,reg}}$$

$$* GP \Rightarrow \text{relation de Mayer: } C_{p,m} - C_{v,m} = R$$

$$\Rightarrow n C_{p,m} - n C_{v,m} = C_p - C_v = n R$$

$$\Rightarrow \frac{C_p}{m} - \frac{C_v}{m} = c_{p,reg} - c_{v,reg} = \frac{n R}{m} = \frac{R}{M} = n$$

$$* \Rightarrow \gamma = \frac{c_{p,reg}}{c_{p,reg} - n} \Rightarrow c_{p,reg} = \frac{\gamma n}{\gamma - 1}$$

12) Transformation adiabatique réversible pour un

GP avec $\gamma = c^{\frac{k}{n}} \Rightarrow$ loi de Laplace: $PV^\gamma = c^{\frac{k}{n}}$

$$\text{or } PV = nRT \Rightarrow V = \frac{nRT}{P}$$

$$\Rightarrow P \left(\frac{T}{P} \right)^\gamma = c^{\frac{k}{n}} \Rightarrow P^{1-\gamma} T^\gamma = c^{\frac{k}{n}}$$

$$\Rightarrow P_A^{1-\gamma} T_A^\gamma = P_B^{1-\gamma} T_B^\gamma$$

$$\Rightarrow T_B = T_A \left(\frac{P_B}{P_A} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$13) \Delta_A = 1,02 \text{ kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1} / \Delta_B = 1,05 \text{ kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$$

$$\Rightarrow \Delta_A \neq \Delta_B \Rightarrow \text{non isentropique} \left. \begin{array}{l} \Delta \Delta \neq 0 \\ \text{or adiabatique } (\Delta_{\text{éch}} = 0) \end{array} \right\} \Rightarrow \text{irréversible} \quad (\Delta_{\text{éch}} = 0)$$

$$14) * GP \Rightarrow 2^{\text{ème}} \text{ loi de Joule} \Rightarrow \Delta h_{AB} = c_{p,reg} (T_B - T_A)$$

$$\Rightarrow \Delta h_{AB} = \frac{\gamma n}{\gamma - 1} (T_B - T_A)$$

* identité thermodynamique: $dh = T ds + v dp$

$$GP \Rightarrow 2^{\text{ème}} \text{ loi de Joule: } dh = c_{p,reg} dT = \frac{\gamma n}{\gamma - 1} dT$$

$$\Rightarrow ds = \frac{\gamma n}{\gamma - 1} \frac{dT}{T} - \frac{n}{T} dP$$

or équation d'état des GP: $PV = nRT$

$$\Rightarrow P \frac{V}{n} = \frac{n}{n} RT \Rightarrow PV = \frac{R}{M} T = nT$$

$$\Rightarrow \frac{n}{T} = \frac{n}{P} \Rightarrow ds = \frac{\gamma n}{\gamma - 1} \frac{dT}{T} - n \frac{dP}{P}$$

$$\Rightarrow \Delta s_{AB} = \frac{\gamma n}{\gamma - 1} \ln \frac{T_B}{T_A} - n \ln \frac{P_B}{P_A}$$

$$= \frac{n}{\gamma - 1} \ln \frac{T_B^\gamma P_B^{1-\gamma}}{T_A^\gamma P_A^{1-\gamma}}$$

15) 1^{ère} principe pour les systèmes ouverts pour le fluide traversant le compresseur:

$$\Delta h + \Delta \phi_c + \Delta \phi_p = \dot{w}_i + \dot{q}$$

négligées adiabatique

$$\Rightarrow \dot{w}_{AB} = \Delta h_{AB} = \frac{\gamma n}{\gamma - 1} (T_B - T_A)$$

$$16) a) \dot{w}_{AB} = h_B - h_A = 318 - 275 = 43 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$\dot{w}_{AB} = 43 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$b) \Delta s_{AB} = s_B - s_A = (1,05 - 1,02) \text{ kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$$

$$\Delta s_{AB} = 0,03 \text{ kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$$

Passage dans le condenseur:

17) B $\rightarrow$ C: désurchauffe

18) D $\rightarrow$ E: sous-refroidissement

$$19) a) \Delta h(P_1) = h_c - h_g = 280 - 120$$

$$\Delta h(P_1) = h_c - h_g = 160 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

car de D à E, on a vaporisation du fluide.

b) 1^{ère} principe pour les systèmes ouverts pour le fluide traversant le condenseur:

$$\Delta h + \Delta \phi_c + \Delta \phi_p = \dot{w}_i + \dot{q}$$

négligées pas de partie mobile

$$\Rightarrow \dot{q}_{\text{cond}} = h_E - h_B = 113 - 318 = -205 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Passage dans le détendeur (laminage):

- 20) 1^{er} principe pour les systèmes ouverts pour le fluide traversant le détendeur:

$$\Delta h_{EF} + \Delta p_c + \Delta p_p = \dot{q}_i + \dot{q} \rightarrow \text{pas d'échange de chaleur}$$

négligez indifférent pas de parties mobiles

$$\Rightarrow \Delta h_{EF} = 0 \Rightarrow \text{détente isenthalpique}$$

21) $\Delta D = \Delta_F - \Delta_E = 0,450 - 0,420 = 0,030 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$

$\Delta_c = 0$ car pas d'échange de chaleur ($\Delta_c = \frac{\dot{q}_c}{T_c}$)

2nd principe: $\Delta D = \Delta_e + \Delta_c \Rightarrow \Delta_c = \Delta D$

$$\Rightarrow \Delta_c = 0,030 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1} > 0 \Rightarrow \text{irréversible.}$$

$\Delta D > 0$ prévisible car on a une transformation adiabatique irréversible.

- 22) * Grâce aux courbes isochores des figures f4 on f5, et en extrapolant, on a $v_F \approx 0,015 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

* $V = v_N + v_L$

$$m_N = m_N v_N + m_L v_L = m_N v_N + (m - m_N) v_L$$

$$\Rightarrow v_N = x_N v_N + (1 - x_N) v_L$$

$$x_N = \frac{m_N}{m}$$

$$\Rightarrow x_N = \frac{v_N - v_L}{v_N - v_L} = \frac{0,015 - 8,30 \cdot 10^{-4}}{5,00 \cdot 10^{-2} - 8,30 \cdot 10^{-4}}$$

$$x_N = \frac{1,5}{5,0} \Rightarrow x_N \approx 30\%$$

Passage dans l'évaporateur:

- 23) G $\rightarrow$ A: surchauffe

- 24) Sans la surchauffe, la compression commence-

rait en G, avec de la vapeur saturante sèche.

On préfère surchauffer la vapeur, et avoir de la vapeur sèche, pour qu'il n'y ait pas la moindre goutte de liquide en suspension, ce qui pourrait causer:

- * une corrosion accélérée du compresseur
- * un choc de liquide.

- 25) 1^{er} principe pour les systèmes ouverts pour le fluide traversant l'évaporateur:

$$\Delta h_{FA} + \Delta p_c + \Delta p_p = \dot{q}_i + \dot{q}$$

négligez pas de parties mobiles

$$\Rightarrow \dot{q}_{\text{evap}} = h_A - h_F = (275 - 113) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$\uparrow$
 $h_F = h_E$ (EF isenthalpique)

$$\Rightarrow \dot{q}_{\text{evap}} = h_A - h_F = 162 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Coefficient de performance (COP):

26) $\text{COP} = \frac{\text{but}}{\text{coût}} = \frac{\text{fournir de l'énergie à l'intérieur de l'habitation}}{\text{Énergie électrique à fournir au moteur alimentant le compresseur}}$

$$= \frac{|\dot{q}_{\text{cond}}|}{\frac{\dot{W}_{AB}}{\rho_{\text{el}} \rho_m}}$$

$$\text{COP} = - \rho_{\text{el}} \rho_m \frac{\dot{q}_{\text{cond}}}{\dot{W}_{AB}}$$

(ρ_f : en mode été: but: perdre de l'énergie à l'intérieur de l'habitation: $\text{COP} = \rho_{\text{el}} \rho_m \frac{\dot{q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{AB}}$)

27) $\text{COP} \approx 3$

28) $\text{COP} = -0,800 \times 1 \times \frac{(-205)}{43}$

$$\text{COP} \approx 3,8$$

- 29) * Le coût en énergie est moindre avec ce dispositif. En effet, pour un apport

d'énergie correspondant à 3,8 pour l'énergie thermique apportée à l'intérieur de l'habitation, le coût en énergie électrique n'est que de 1, alors qu'il serait de 3,8 pour un chauffage électrique (pour la PAC, 2,8 sont apportés par la source froide, l'air extérieur).

→ le coût en énergie est moindre

* inconvénients d'une PAC air-air :

→ lors des pics de froid, la PAC air-air est insuffisante → il faut prévoir un autre moyen de chauffage.

→ ne peut pas être utilisée pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire !

→ air chaud pulvé → pas forcément très agréable

30) cf figure f3 : cycle G B' C D F' G

31) * $w_{\text{compresseur}} = w_{GB'} = h_{B'} - h_G = h_B - h_A = w_{AB}$

→ ≈ inchangé
cf f3

* $|q_{\text{cond}}| = |h_D - h_{B'}| < |h_E - h_B| = |q_{\text{cond}}|_{\text{précédent}}$

$$\Rightarrow \text{COP} = \frac{|q_{\text{cond}}|}{\frac{w_{\text{compresseur}}}{\ell_{\text{el}} \ell_m}} \rightarrow$$

→ les étapes G → A et D → E favorisent le COP, car le travail à fournir reste en gros le même, mais par contre le fluide cède davantage d'énergie à l'intérieur de l'habitation au niveau du condenseur.

Fonctionnement de l'installation domestique :

32) a) * Plus $(T(t) - T_e)$ est grand, plus

$|P_{\text{th, pertes}}|$ est grand → OK

* si $T(t) = T_e \rightarrow P_{\text{th, pertes}} = 0 \rightarrow \text{OK}$

* si $T(t) > T_e$, alors la chaleur va de l'intérieur vers l'extérieur de la maison, donc

$P_{\text{th, pertes}} < 0$, d'où le signe $\ominus$

↑ reçue par l'air intérieur

Tout ceci est en accord avec la loi de Fourier.

b) chaleur reçue par l'air intérieur pendant dt :

$$dH = S Q_p$$

$$\Rightarrow C dT = P_{\text{th, pertes}} dt$$

$$\Rightarrow C dT = -k C (T(t) - T_e) dt$$

$$\Rightarrow \boxed{\frac{dT}{dt} + k T = k T_e}$$

$$c) \Rightarrow T = K e^{-k t} + T_e$$

$$\text{or } T(t=0) = T_R$$

$$\Rightarrow T(t) = (T_R - T_e) e^{-k t} + T_e$$

$$\text{Pour } t = \tau : T(\tau) = \frac{T_R + T_e}{2} = (T_R - T_e) e^{-k \tau} + T_e$$

$$\Rightarrow \frac{T_R}{2} + \frac{T_e}{2} - T_e = \frac{T_R - T_e}{2} = (T_R - T_e) e^{-k \tau}$$

$$\Rightarrow e^{-k \tau} = \frac{1}{2} \Rightarrow -k \tau = \ln \frac{1}{2} = -\ln 2$$

$$\Rightarrow \boxed{k = \frac{\ln 2}{\tau}}$$

33) a) * $P_{\text{condenseur}} = P_{\text{th, pertes}}$ pour maintenir

$$T = T_R = c^{\text{te}}$$

$$* \text{COP} = \frac{-P_{\text{condenseur}}}{P_{\text{el}}}$$

$$\Rightarrow \dot{P}_{el} = \frac{k C (T_R - T_E)}{COP}$$

$$b) \dot{P}_{condens} = \dot{V}_{mfp} \dot{q}_{condens} = -k C (T_R - T_E) \quad \uparrow \dot{P}_{refriger}$$

$$\Rightarrow \dot{V}_{mfp} = \frac{k C (T_R - T_E)}{-\dot{q}_{cond}}$$

34) On suppose l'échangeur calorifugé $\Rightarrow$ toute la puissance cédée par le fluide dans le condenseur est reçue par l'air.

$$\Rightarrow -\dot{V}_{mfp} \dot{q}_{cond} = \dot{V}_{ma} c_{pa} \Delta T_a$$

$$\text{car } \Delta h_a = c_{pa} \Delta T_a \quad (GP \Rightarrow 2^{\text{nd}} \text{ loi de Saut})$$

$$\text{et } \Delta h_a + \underbrace{\Delta \dot{q}_c + \Delta \dot{q}_p}_{\text{négligeables}} = \dot{q}_a + \underbrace{\dot{q}_i}_{\text{pas de pertes parties mobiles}}$$

$$\Rightarrow \dot{V}_{ma} = \frac{-\dot{V}_{mfp} \dot{q}_{cond}}{c_{pa} \Delta T_a}$$

$$35) k = \frac{\ln 2}{T} = \frac{0,693}{6,93 \cdot 10^2}$$

$$k = 1,00 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$$

$$\dot{P}_{el} = \frac{k C (T_R - T_E)}{COP} = \frac{1,00 \cdot 10^{-3} \times 1,00 \cdot 10^6 \times 10,0}{4,00}$$

$$\dot{P}_{el} = 2,50 \cdot 10^3 \text{ W} \Rightarrow \dot{P}_{el} = 2,50 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{mfp} = \frac{k C (T_R - T_E)}{|q|} = \frac{1,00 \cdot 10^{-3} \times 1,00 \cdot 10^6 \times 10,0}{2,00 \cdot 10^5}$$

$$\dot{V}_{mfp} = 5,00 \cdot 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\dot{V}_{ma} = \frac{\dot{V}_{mfp} |q|}{c_{pa} \Delta T_a} = \frac{5,00 \cdot 10^{-2} \times 2,00 \cdot 10^5}{1,00 \cdot 10^3 \times 10,0}$$

$$\dot{V}_{ma} = 1,00 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Principe de l'installation

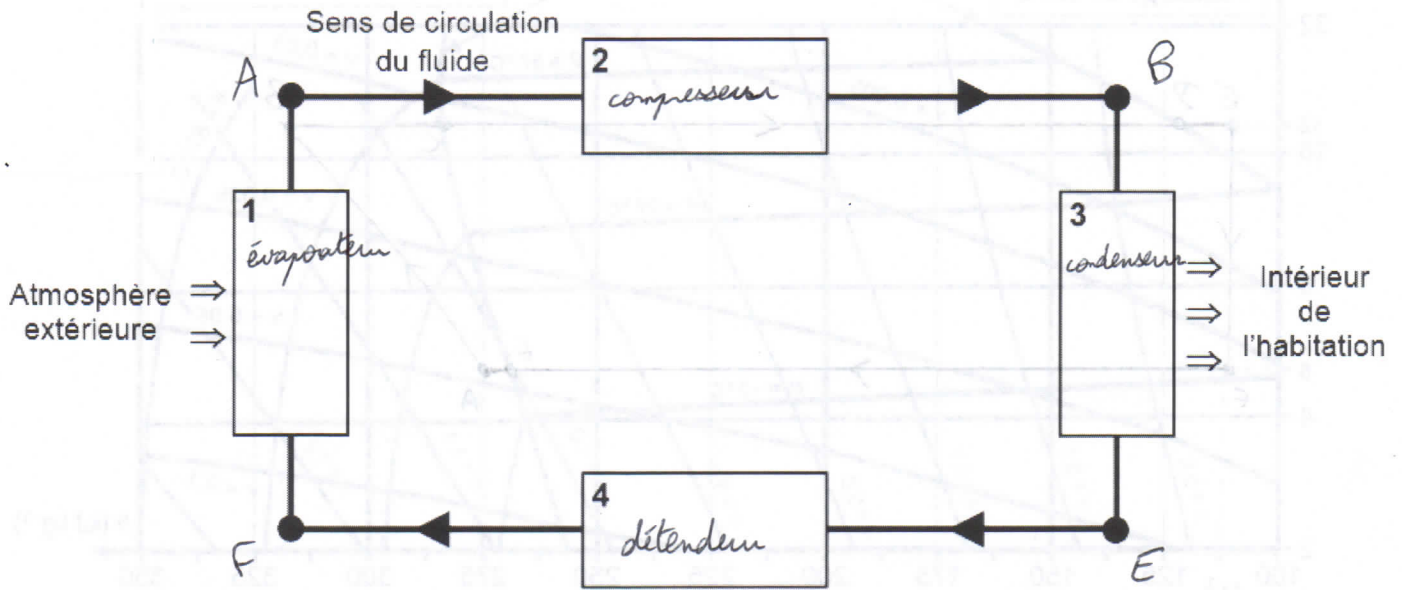


Figure f.2

Diagramme $P = f(v)$ du R 407C

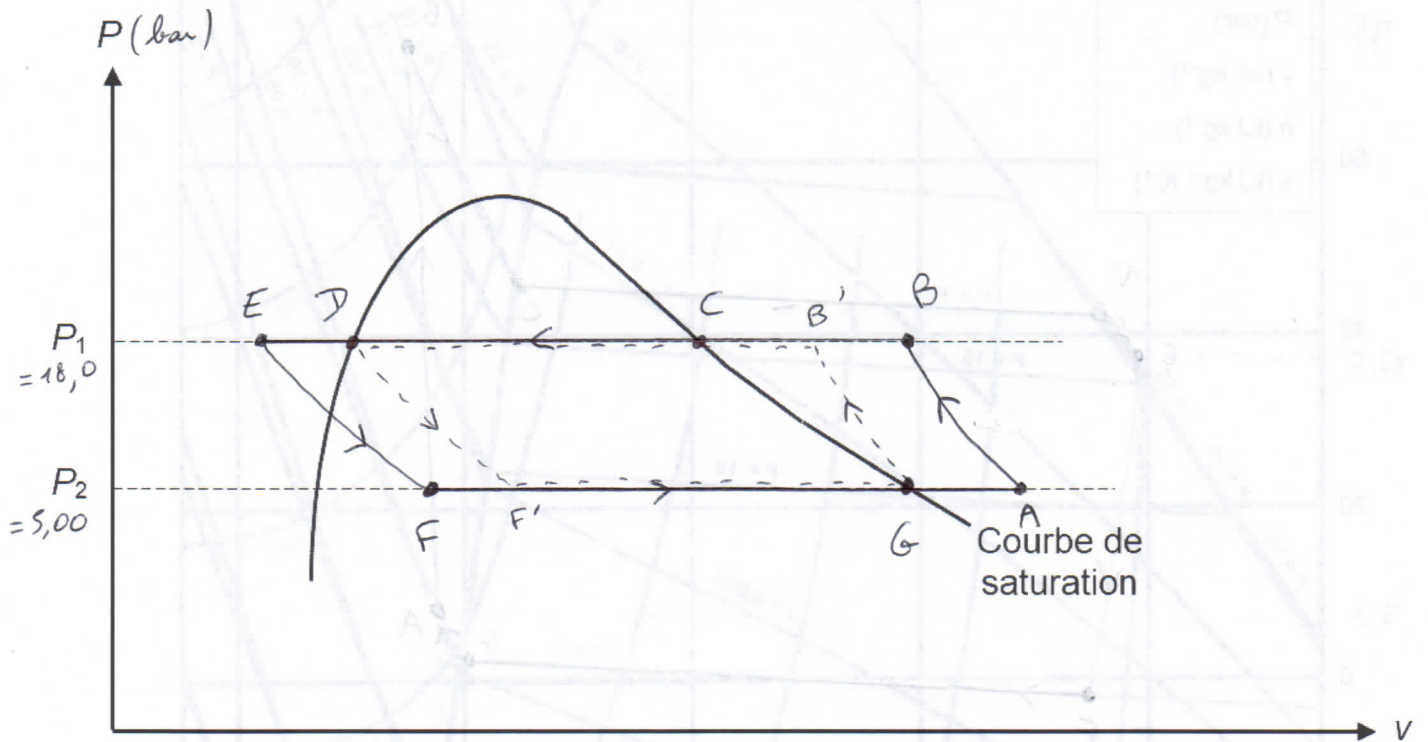


Figure f.3

Diagramme $\log P = f(h)$

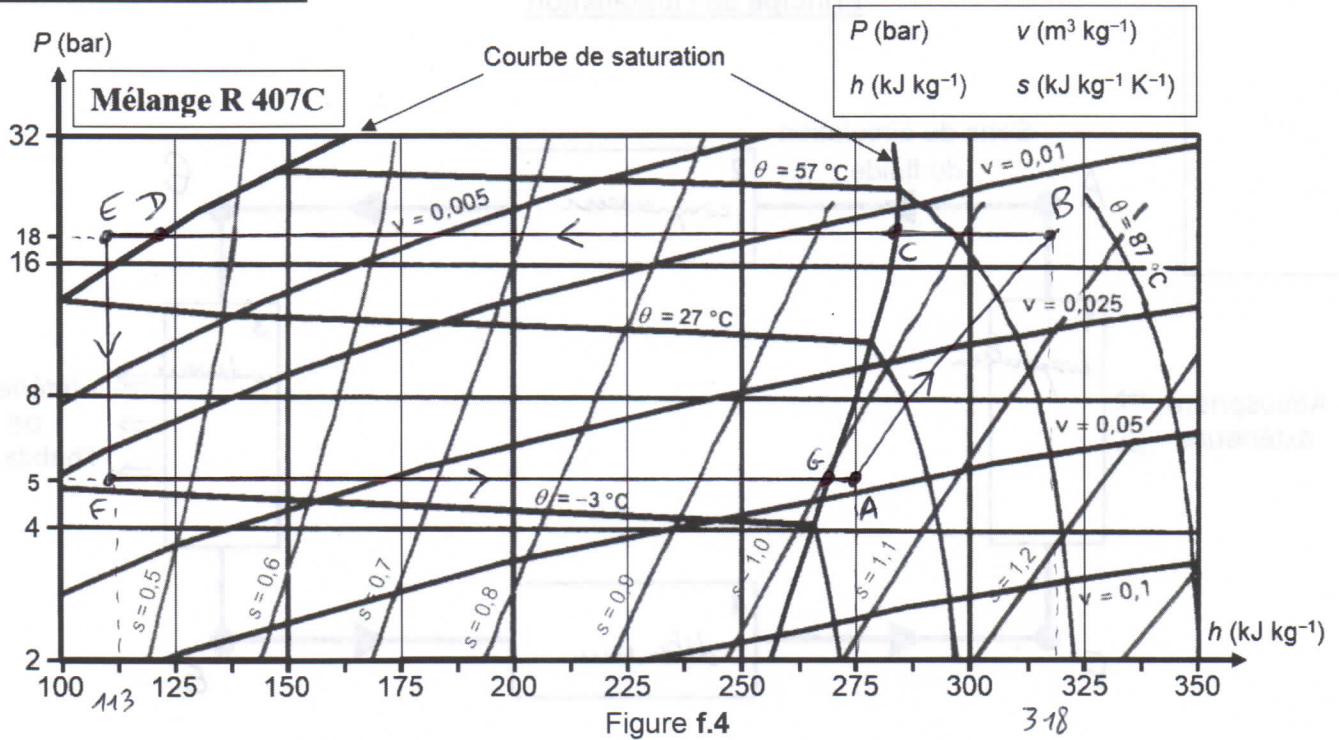


Diagramme $\theta = f(s)$

