PT 2017-2018 DL2

PREMIER PROBLEME :

Conditionnement d'air et fluide à glissement de température (d'après banque PT 2017)

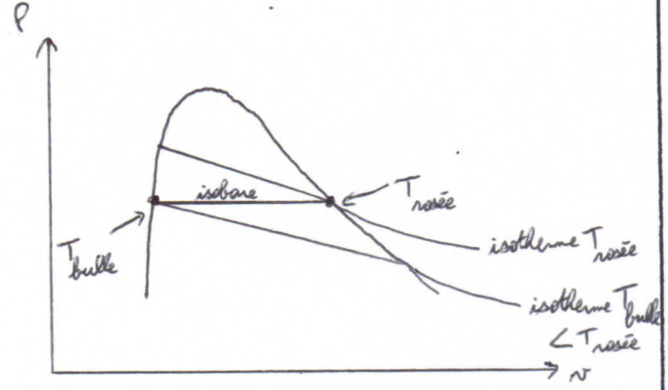
Analyse documentaire et culture générale :

1) R signifie Réfrigérant.

2) C'est la couche d'ozone qui filtre les UV B solaires, 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.

4)



* cf document 3 : $T_{bulle} < T_{rosée}$
* Dans le domaine de la vapeur : équation d'état des GP :

$Pv = rT \Rightarrow$ à v fixé, $P \nearrow$ si $T \nearrow$

$\Rightarrow$ isotherme $T_{rosée}$ 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 (source froide) (or $l_{vap} > 0 \Rightarrow$ l'évaporateur $= 1$) et cède de l'énergie à l'intérieur de l'habitation (source chaude) (or $l_{liquéfaction} < 0 \Rightarrow$ condenseur $= 2$).

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 ($l_{liquéfaction} < 0$). Il se trouve donc à l'intérieur de l'habitation.

8) * identité thermodynamique : $dh = T\,ds + v\,\underbrace{\cancel{dP}}_{\text{isobare}}$

* gaz parfait $\Rightarrow$ 2ème loi de Joule : $dh = c_{P,vap}\,dT$

$\Rightarrow T\,ds = c_{P,vap}\,dT \Rightarrow ds = c_{P,vap}\dfrac{dT}{T}$

$\Rightarrow s - s_0 = c_{P,vap}\ln\dfrac{T}{T_0}$

$$\Rightarrow \boxed{T = T_0 \exp\frac{s - s_0}{c_{P,vap}}}$$

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

9) 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) * $\gamma = \dfrac{C_{P_m}}{C_{V_m}} = \dfrac{n C_{P_m}}{n C_{V_m}} = \dfrac{C_P}{C_V} = \dfrac{\frac{C_P}{m}}{\frac{C_V}{m}} = \dfrac{c_{P_{massique}}}{c_{V_{massique}}}$

* GP ⇒ relation de Mayer : $C_{P_m} - C_{V_m} = R$

$\Rightarrow n C_{P_m} - n C_{V_m} = C_P - C_V = nR$

$\Rightarrow \dfrac{C_P}{m} - \dfrac{C_V}{m} = c_{P_{massique}} - c_{V_{massique}} = \dfrac{nR}{m} = \dfrac{R}{M} = r$

$\Rightarrow \gamma = \dfrac{c_{P_{massique}}}{c_{P_{massique}} - r} \Rightarrow \boxed{c_{P_{massique}} = \dfrac{\gamma r}{\gamma - 1}}$

12) transformation adiabatique réversible pour un GP avec $\gamma = c^{te}$ ⇒ loi de Laplace : $PV^{\gamma} = c^{te}$

or $PV = nRT \rightarrow V = nR\dfrac{T}{P}$

$\Rightarrow P\left(\dfrac{T}{P}\right)^{\gamma} = c^{te} \Rightarrow P^{1-\gamma} T^{\gamma} = c^{te}$

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

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

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

$\Rightarrow s_A \neq s_B$ ⇒ non isentropique $\Delta s \neq 0$

or adiabatique ($s_{éch} = 0$)

⇒ irréversible ($s_{créée} \neq 0$) ($\Delta s = s_{éch} + s_{créée}$)

14) * GP ⇒ 2ème loi de Joule ⇒ $\Delta h_{AB} = c_{P_{massique}} (T_B - T_A)$

$\Rightarrow \boxed{\Delta h_{AB} = \dfrac{\gamma r}{\gamma - 1} (T_B - T_A)}$

* identité thermodynamique : $dh = T\,ds + v\,dP$

GP ⇒ 2ème loi de Joule : $dh = c_{P_{massique}} dT = \dfrac{\gamma r}{\gamma - 1} dT$

$\Rightarrow ds = \dfrac{\gamma r}{\gamma - 1} \dfrac{dT}{T} - \dfrac{v}{T} dP$

or équation d'état des GP : $PV = nRT$

$\Rightarrow P\dfrac{V}{m} = \dfrac{n}{m} RT \rightarrow Pv = \dfrac{R}{M} T = rT$

$\Rightarrow \dfrac{v}{T} = \dfrac{r}{P} \Rightarrow ds = \dfrac{\gamma r}{\gamma - 1} \dfrac{dT}{T} - r \dfrac{dP}{P}$

$$\Rightarrow \boxed{\begin{aligned} \Delta s_{AB} &= \frac{\gamma r}{\gamma - 1} \ln \frac{T_B}{T_A} - r \ln \frac{P_B}{P_A} \\ &= \frac{r}{\gamma - 1} \ln \frac{T_B^{\gamma} P_B^{1-\gamma}}{T_A^{\gamma} P_A^{1-\gamma}} \end{aligned}}$$

15) 1er principe pour les systèmes ouverts pour le fluide traversant le compresseur :

$\Delta h + \underbrace{\cancel{\Delta e_c} + \cancel{\Delta e_p}}_{\text{négligées}} = w_i + \underbrace{\cancel{q}}_{\text{adiabatique}}$

$\Rightarrow \boxed{w_{AB} = \Delta h_{AB} = \dfrac{\gamma r}{\gamma - 1} (T_B - T_A)}$

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

$\boxed{w_{AB} = 43\ \text{kJ.kg}^{-1}}$

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

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

Passage dans le condenseur :

17) B → C : désurchauffe

18) D → E : sous-refroidissement

19) a) $\Delta h (P_1) = h_C - h_D = 280 - 120$

$\boxed{\Delta h (P_1) = h_C - h_D = 160\ \text{kJ.kg}^{-1}}$

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

b) 1er principe pour les systèmes ouverts pour le fluide traversant le condenseur :

$\Delta h + \underbrace{\cancel{\Delta e_c} + \cancel{\Delta e_p}}_{\text{négligées}} = \underbrace{\cancel{w_i}}_{\text{pas de partie mobile}} + q$

$\Rightarrow \boxed{q_{cond} = h_E - h_B = 113 - 318 = -205\ \text{kJ.kg}^{-1}}$

Passage dans le détendeur (laminage) :

20) 1er principe pour les systèmes ouverts pour le fluide traversant le détendeur :

$$\Delta h_{EF} + \underbrace{\cancel{\Delta e_c} + \cancel{\Delta e_p}}_{\text{négligés}} = \underbrace{\cancel{w_i}}_{\substack{\text{indéformable}\\ \Rightarrow \text{ pas de parties mobiles}}} + \underbrace{\cancel{q}}_{\text{pas d'échange de chaleur}}$$

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

21) $\boxed{\Delta s = s_F - s_E = 0,450 - 0,420 = 0,030\ kJ.K^{-1}.kg^{-1}}$

$\boxed{s_e = 0}$ car pas d'échange de chaleur $\left(s_e = \int \frac{\delta q}{T_e}\right)$

2nd principe : $\Delta s = \cancel{s_e} + s_c \Rightarrow s_c = \Delta s$

$$\Rightarrow \boxed{s_c = 0,030\ kJ.K^{-1}.kg^{-1}} > 0$$
$\Rightarrow$ irréversible.

$\boxed{\Delta s > 0}$ prévisible car on a une transformation adiabatique irréversible.

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

* $V = V_v + V_l$

$$m v = m_v v_v + m_l v_l = m_v v_v + (m - m_v) v_l$$

$$\Rightarrow v = x_v v_v + (1 - x_v) v_l$$

$$x_v = \frac{m_v}{m}$$

$$\Rightarrow x_v = \frac{v - v_l}{v_v - v_l} = \frac{0,015 - \cancel{8,30.10^{-4}}}{5,00.10^{-2} - \cancel{8,30.10^{-4}}}$$

$$x_v \simeq \frac{1,5}{5,0} \Rightarrow \boxed{x_v \simeq 30\ \%}$$

Passage dans l'évaporateur :

23) $G \rightarrow A$: surchauffe

24) Sans la surchauffe, la compression commencerait 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 coup de liquide.

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

$$\Delta h_{FA} + \underbrace{\cancel{\Delta e_c} + \cancel{\Delta e_p}}_{\text{négligés}} = \underbrace{\cancel{w_i}}_{\text{pas de partie mobile}} + q$$

$$\Rightarrow q_{évap} = h_A - h_F = (275 - 113)\ kJ.kg^{-1}$$
$h_F = h_E$ (EF isenthalpique)

$$\Rightarrow \boxed{q_{évap} = h_A - h_F = 162\ kJ.kg^{-1}}$$

Coefficient de performance (COP) :

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

$$= \frac{|q_{cond}|}{\frac{w_{AB}}{\rho_{él}\rho_m}}$$

$$\boxed{COP = -\rho_{él}\rho_m \frac{q_{cond}}{w_{AB}}}$$

(Rq : en mode été : but : prendre de l'énergie à l'intérieur de l'habitation : $COP = \rho_{él}\rho_m \frac{q_{évap}}{w_{AB}}$)

27) $\boxed{COP \simeq 3}$

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

$$\boxed{COP \simeq 3,8}$$

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).

$\Rightarrow$ <u>le coût en énergie est moindre</u>

* inconvénients d'une PAC air-air :
  - $\rightarrow$ lors des pics de froid, la PAC air-air est insuffisante $\Rightarrow$ il faut prévoir un autre moyen de chauffage.
  - $\rightarrow$ ne peut pas être utilisée pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire !
  - $\rightarrow$ air chaud pulsé $\Rightarrow$ pas forcément très agréable

30) cf figure f3 : cycle $GB'CDF'G$

31) * $w_{compresseur} = w_{GB'} = h_{B'} - h_G \simeq h_B - h_A \simeq w_{AB}$ (cf f4)

$\Rightarrow \simeq$ inchangé

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

$$\Rightarrow \quad COP = \frac{|q_{cond}|}{\frac{w_{compresseur}}{\rho_{él}\,\rho_m}} \searrow$$

$\Rightarrow$ les étapes $G \to A$ et $D \to E$ 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.

<u>Fonctionnement de l'installation domestique :</u>

32) a) * Plus $(T(t) - T_e)$ est grand, plus $|P_{th,\,pertes}|$ est grand $\Rightarrow$ OK

* si $T(t) = T_e \Rightarrow P_{th_{pertes}} = 0 \Rightarrow$ OK

* si $T(t) > T_e$, alors la chaleur va de l'intérieur vers l'extérieur de la maison, donc $P_{th,\,pertes} < 0$, d'où le signe $\ominus$

$\uparrow$ reçue par l'air intérieur

Tout ceci est en accord avec la loi de Fourier.

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

$dH = \delta Q_p$

$$\Rightarrow \quad C\,dT = \mathcal{P}_{th_{pertes}}\,dt$$

$$\Rightarrow \quad C\,dT = -kC\,(T(t) - T_e)\,dt$$

$$\Rightarrow \quad \boxed{\frac{dT}{dt} + kT = kT_e}$$

c) $\Rightarrow \quad T = K e^{-kt} + T_e$

or $T(t=0) = T_h$

$$\Rightarrow \quad T(t) = (T_h - T_e)\,e^{-kt} + T_e$$

Pour $t = \tau$: $T(\tau) = \dfrac{T_h + T_e}{2} = (T_h - T_e)\,e^{-k\tau} + T_e$

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

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

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

33) a) * $\mathcal{P}_{condenseur} = \mathcal{P}_{th_{pertes}}$ pour maintenir $T = T_h = c^{te}$

* $COP = \dfrac{-\mathcal{P}_{condenseur}}{\mathcal{P}_{él}}$

$$\Rightarrow \boxed{\mathcal{P}_{él} = \frac{kC(T_R - T_e)}{COP}}$$

b) $\mathcal{P}_{condenseur} = D_{m_{fl}}\, q_{condenseur} \underset{\uparrow \mathcal{P}_{th\ perte}}{=} -kC(T_R - T_e)$

$$\Rightarrow \boxed{D_{m_{fl}} = \frac{kC(T_R - T_e)}{-q_{cond}}}$$

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

$$\Rightarrow -D_{m_{fl}}\, q_{cond} = D_{m_a}\, c_{p_a}\, \Delta T_a$$

car $\Delta h_a = c_{p_a} \Delta T_a$ (GP $\Rightarrow$ 2ème loi de Joule)

et $\Delta h_a + \underbrace{\Delta e_c + \Delta e_p}_{\text{négligés}} = q_a + \underbrace{w_i}_{\text{pas de parties mobiles}}$

$$\Rightarrow \boxed{D_{m_a} = \frac{-D_{m_{fl}}\, q_{cond}}{c_{p_a}\, \Delta T_a}}$$

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

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

$$\mathcal{P}_{él} = \frac{kC(T_R - T_e)}{COP} = \frac{1{,}00 \cdot 10^{-3} \times 1{,}00 \cdot 10^{6} \times 10{,}0}{4{,}00}$$

$\mathcal{P}_{él} = 2{,}50 \cdot 10^{3}\ W \Rightarrow \boxed{\mathcal{P}_{él} = 2{,}50\ kW}$

$$D_{m_{fl}} = \frac{kC(T_R - T_e)}{|q|} = \frac{1{,}00 \cdot 10^{-3} \times 1{,}00 \cdot 10^{6} \times 10{,}0}{2{,}00 \cdot 10^{5}}$$

$$\boxed{D_{m_{fl}} = 5{,}00 \cdot 10^{-2}\ kg \cdot s^{-1}}$$

$$D_{m_a} = \frac{D_{m_{fl}}\, |q|}{c_{p_a}\, \Delta T_a} = \frac{5{,}00 \cdot 10^{-2} \times 2{,}00 \cdot 10^{5}}{1{,}00 \cdot 10^{3} \times 10{,}0}$$

$$\boxed{D_{m_a} = 1{,}00\ kg \cdot s^{-1}}$$

Principe de l'installation

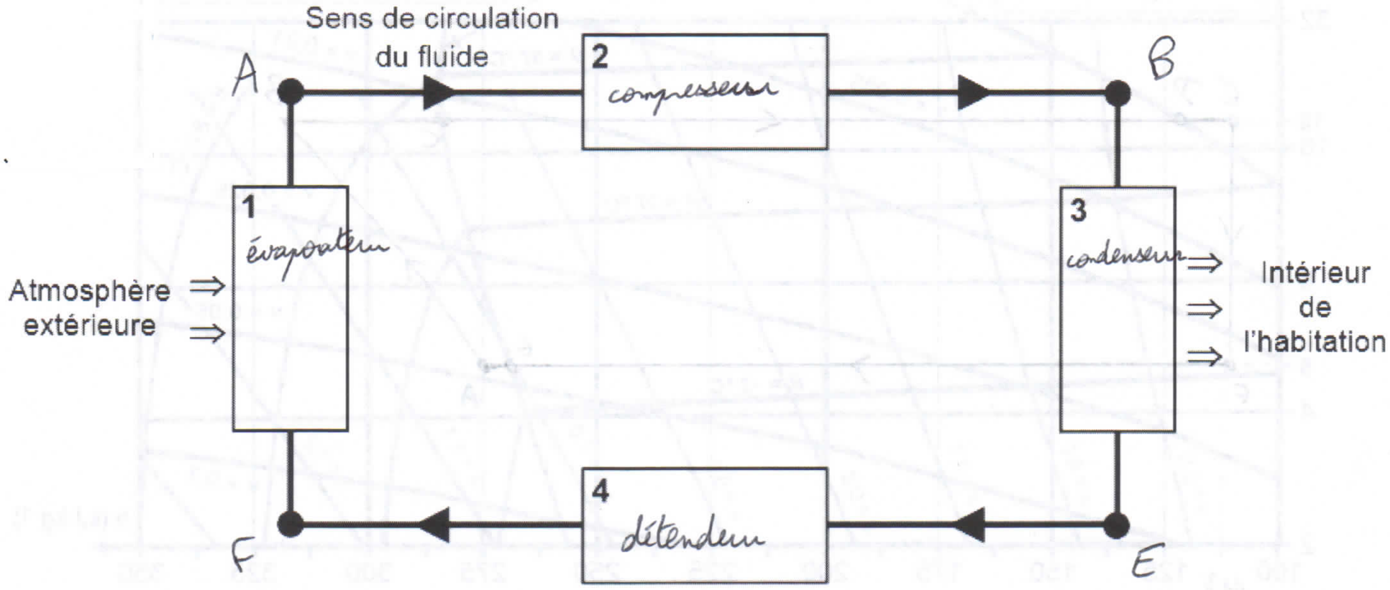


Figure **f.2**

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

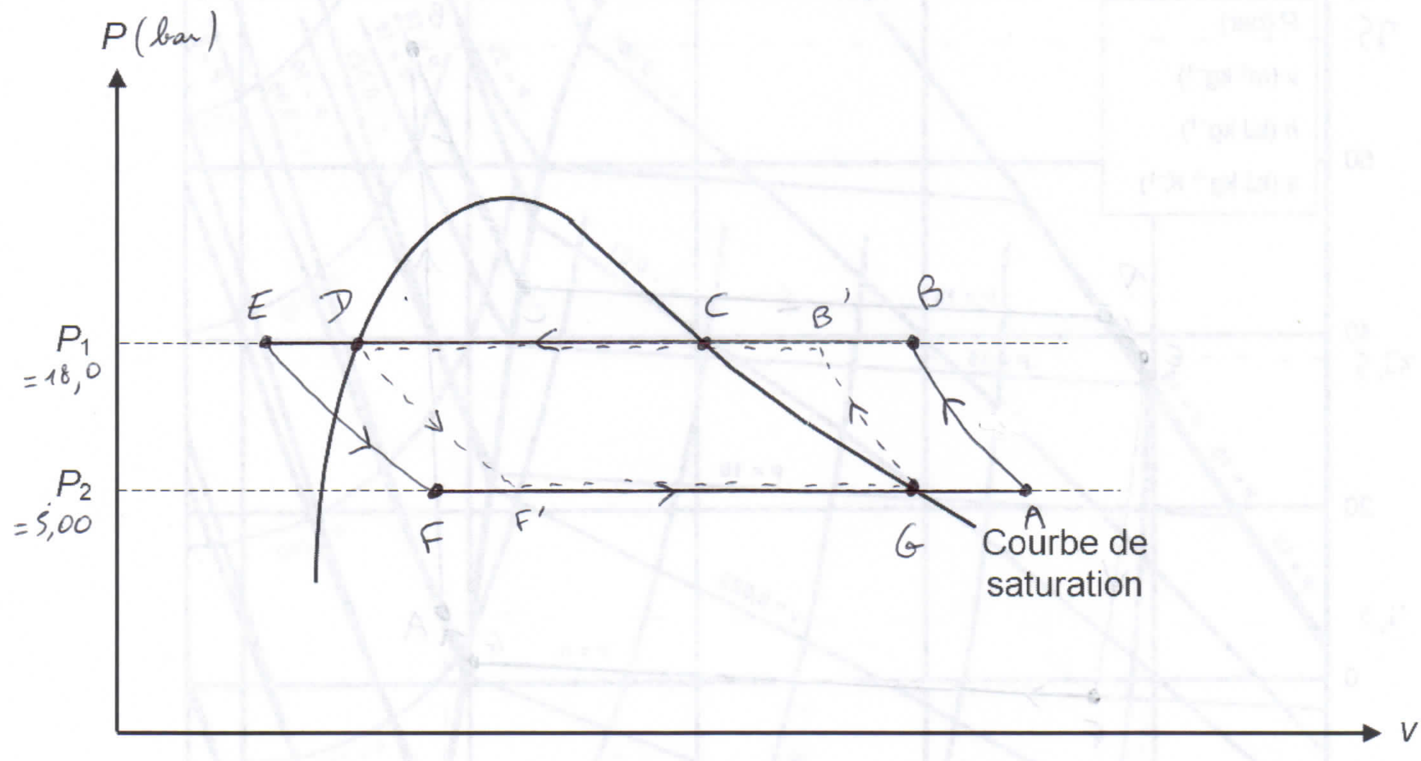


Figure **f.3**

Diagramme log *P* = *f*(*h*)

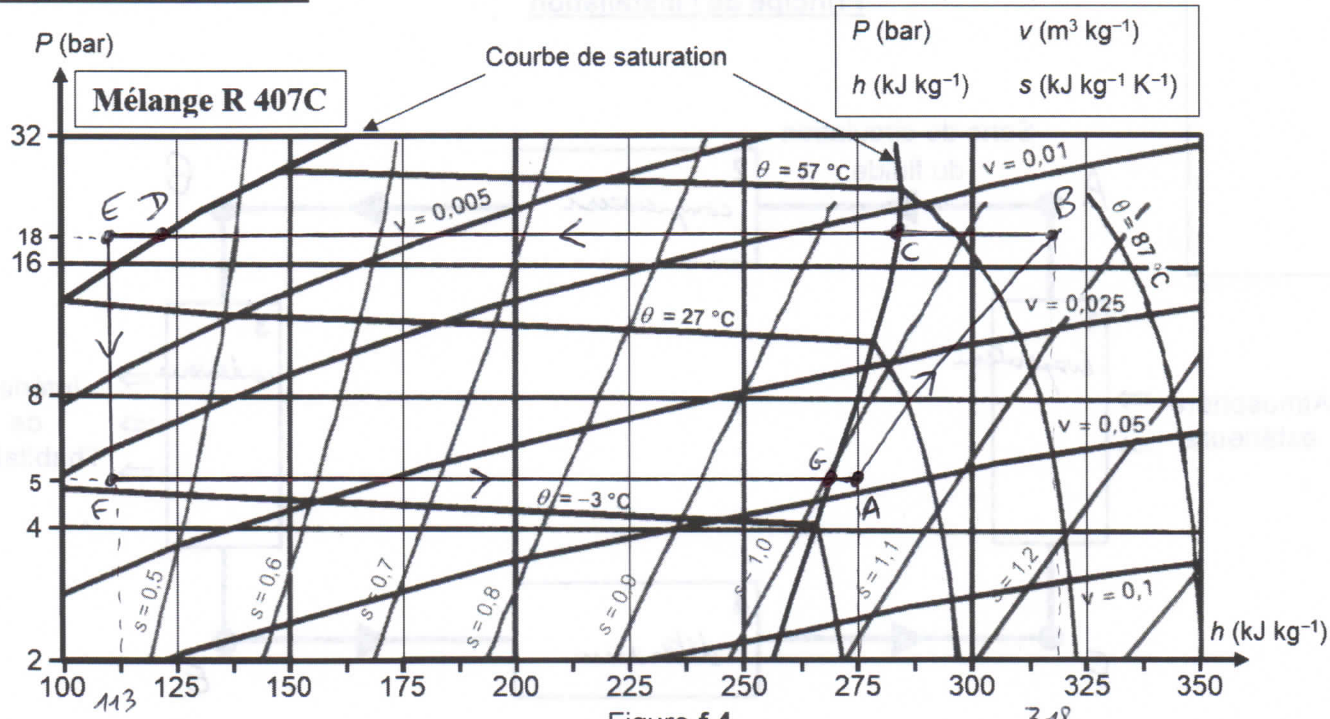


Figure **f.4**

Diagramme *θ* = *f*(*s*)

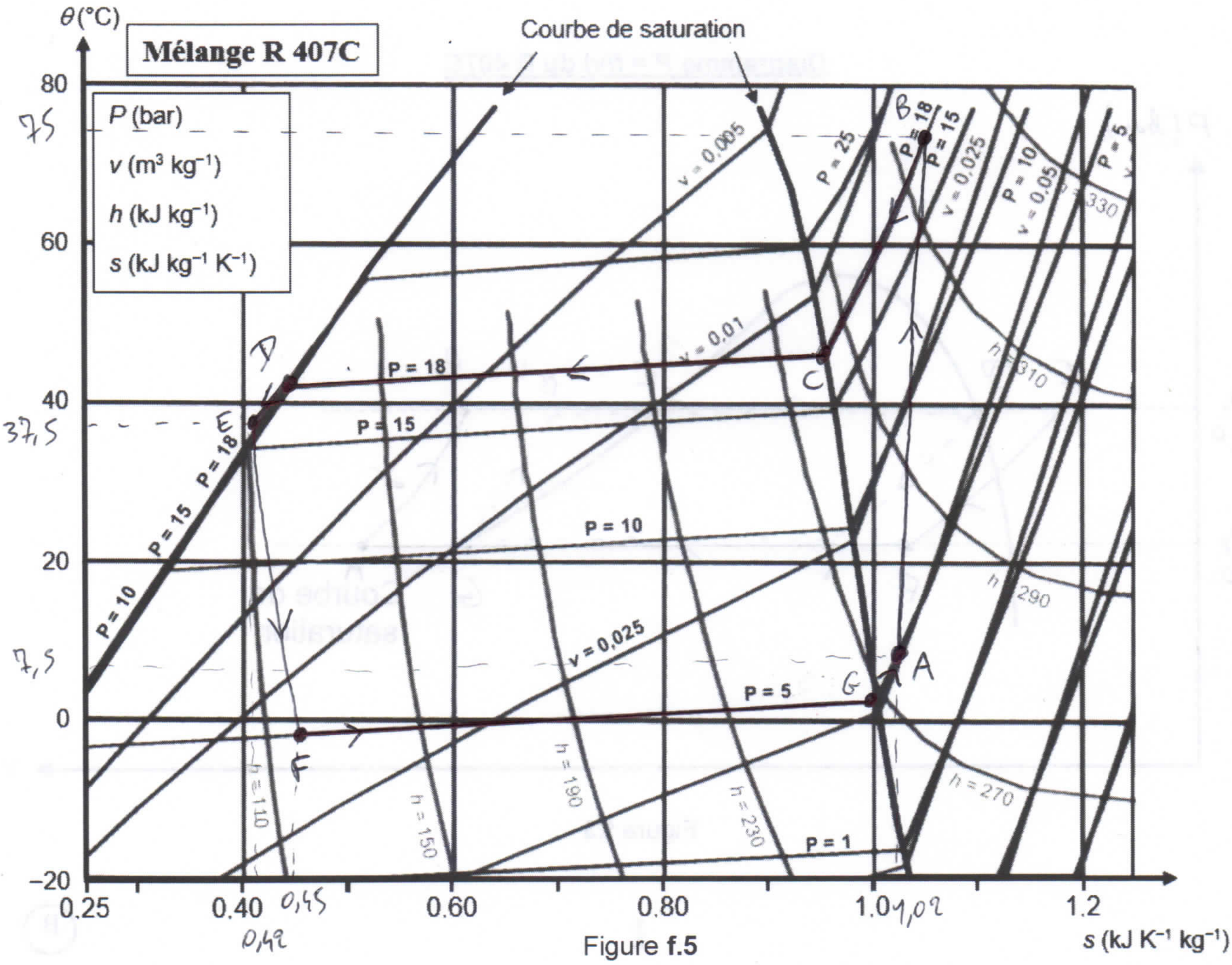


Figure **f.5**

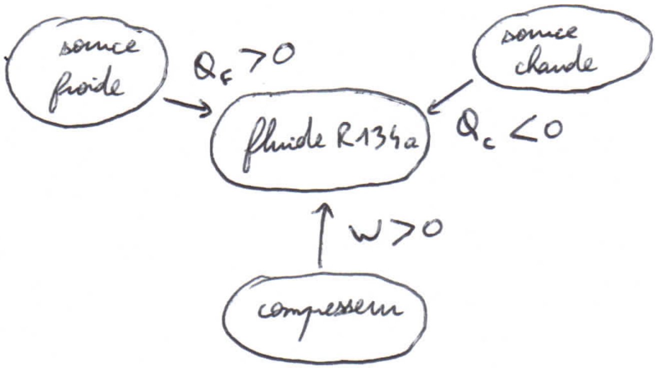
PT 2017-2018

DL 2

DEUXIEME PROBLEME : Climatisation dans une voiture (d'après banque PT 2011)

PRINCIPE :

1)



Pour une climatisation, le fluide reçoit du travail de la part du compresseur ($W>0$), prend de l'énergie à la source froide ($Q_F > 0$) (c'est le but d'une climatisation !), et cède de l'énergie à la source chaude ($Q_c < 0$, Q_c étant reçue par le fluide).

L'air pulsé peut être identifié à la source froide (on souffle de l'air "froid" dans l'habitacle).

2) Dans le condenseur, le fluide R134a va se liquéfier. En se liquéfiant, il va céder de l'énergie $\Rightarrow Q < 0$ (chaleur latente de liquéfaction < 0). Or $Q_c < 0$

$\Rightarrow$ le condenseur est au contact de la source chaude et du fluide R134a, et permet le transfert thermique du fluide R134a vers la source chaude.

3) Dans l'évaporateur, le fluide R134a va s'évaporer. En se vaporisant, le fluide acquière de l'énergie $\Rightarrow Q > 0$ (chaleur latente de vaporisation > 0).

Or $Q_F > 0$

$\Rightarrow$ l'évaporateur est au contact de la source froide et du fluide R134a, et permet le transfert thermique de la source froide vers le fluide R134a.

4) Dans le compresseur, la transformation idéale subie par le fluide est une transformation adiabatique et réversible, donc isentropique.

En effet, le but d'un compresseur est de fournir un travail au fluide, mais pas de chaleur ($\Rightarrow$ adiabatique). De plus, le cas idéal est le cas réversible (pas de frottements)

$\hookrightarrow$ le travail indiqué est égal au travail de transvasement dans ce cas.

$$dh = T\underbrace{ds}_{\text{isentropique}} + v\,dP = \delta w_t$$

$2^{\text{ème}}$ identité thermo

$$dh + \underbrace{de_c + de_p}_{\text{négligés}} = \delta w_i + \underbrace{\delta q_e}_{\text{adiabatique}} \quad \text{(bilan enthalpique)}$$

$$\Rightarrow w_i = w_t$$

Dans ce cas, le travail indiqué sert uniquement à transvaser le fluide de l'état 1 jusqu'à l'état 2.

HORS PROGRAMME

Lors d'une compression, la température du fluide augmente.

Si le fluide est un gaz parfait avec $\gamma = c^{te}$, lors d'une évolution isentropique, on a (loi de Laplace) :

$$PV^\gamma = c^{te} \Rightarrow P^{1-\gamma}T^\gamma = c^{te} \Rightarrow T_2 = T_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

5) Dans le détendeur, la transformation idéale subie par le fluide est une transformation isentropique.

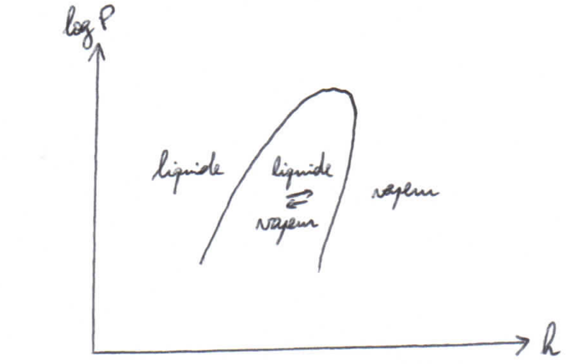
En effet, le détendeur idéal est calorifugé (évolution adiabatique du fluide) et la transformation est réversible.

adiabatique + réversible = isentropique

6) L'évaporateur est au contact de la source froide et prend de l'énergie à la source froide (air + eau de l'habitacle). L'eau de l'habitacle va pouvoir se liquéfier au contact de l'évaporateur en cédant de l'énergie, ou bien se condenser pour former du givre.

Etude du DIAGRAMME log(P), h (ANNEXE 1)

7) *



car $h_{vapeur} > h_{liquide}$ (à P donnée)

* 2ème loi de Joule pour un gaz parfait :

$$dh = c_p \, dT$$

⇒ les isothermes sont des isenthalpes, donc des verticales.

* ce n'est évidemment pas le cas dans le domaine liquide ⇄ vapeur ($T = c^{te} \Rightarrow P = c^{te} \rightarrow$ horizontale) (car système monovariant)
* dans le domaine de la vapeur, ce n'est pas le cas non plus, les isothermes ne sont pas des verticales.
* Toutefois, si la pression est faible, on se rapproche du comportement d'un gaz parfait ; et effectivement sur le diagramme en bas à droite, les isothermes tendent à être verticales.

8) Le cycle est parcouru dans le sens trigonométrique. En effet, par exemple, sur la partie basse du cycle (de 4 à 1), le fluide est en contact avec la source froide. Or le fluide se vaporise au contact de la source froide (cf 3)), d'où le sens de parcours du cycle :

9) $1 \to 2$: $P \nearrow \Rightarrow$ compresseur
on suit une isentropique

$2 \to 3$: liquéfaction $\Rightarrow$ condenseur
$P = c^{te} \Rightarrow$ isobare

$3 \to 4$: $P \searrow \Rightarrow$ détente $\Rightarrow$ détendeur
on suit une isenthalpe

$4 \to 1$: vaporisation $\Rightarrow$ évaporateur
$P = c^{te} \Rightarrow$ isobare

10) Dans le compresseur, le fluide subit une transformation isentropique (on suit une isentropique pour aller de 1 à 2).

→ transformation adiabatique et réversible.

→ compresseur calorifugé et pas de frottements.

11) Pour le fluide traversant le compresseur, on écrit un bilan enthalpique : $\Delta h + \underbrace{\cancel{\Delta e_c} + \cancel{\Delta e_p}}_{\text{négligés}} = w_i + \underbrace{\cancel{q}}_{\text{adiabatique}}$

$\Rightarrow w_{comp} = h_2 - h_1$

lecture graphique : $h_1 = 404 \text{ kJ.kg}^{-1}$
(en extrapolant) $h_2 = 438 \text{ kJ.kg}^{-1}$

$$\Rightarrow \boxed{w_{comp} = h_2 - h_1 = 34 \text{ kJ.kg}^{-1} > 0}$$

$w_{comp} > 0$ OK car le fluide reçoit effectivement un travail.

12) Pour le fluide traversant l'évaporateur :

$\Delta h = \underbrace{\cancel{w_i}}_{\text{pas de parties mobiles}} + q \qquad \Rightarrow q_e = h_1 - h_4$

lecture graphique : $h_1 = 404 \text{ kJ.kg}^{-1}$
$h_4 = 272 \text{ kJ.kg}^{-1}$

$$\boxed{q_e = h_1 - h_4 = 132\ kJ.kg^{-1} > 0}$$

$q_e > 0$ OK car le fluide prend effectivement de l'énergie à la source froide (air de l'habitacle).

13) efficacité $e = \dfrac{\text{but}}{\text{coût}} = \dfrac{\text{prendre de l'énergie à la source froide}}{\text{travail de compression}}$

$$\boxed{e = \frac{q_e}{w_{comp}} = \frac{132}{34} = 3,9}$$

Ce résultat est tout à fait raisonnable $(3 < e < 5)$

14) * 1er principe : $\Delta U = Q_c + Q_F + W \underset{\substack{\uparrow \\ \text{cycle et U fonction d'état}}}{=} 0$

* égalité de Clausius (cas réversible) (idéal) : $\dfrac{Q_c}{T_c} + \dfrac{Q_F}{T_F} = 0$

$$e = \frac{Q_F}{W} = \frac{Q_F}{-Q_c - Q_F} = \frac{-1}{1 + \frac{Q_c}{Q_F}}$$

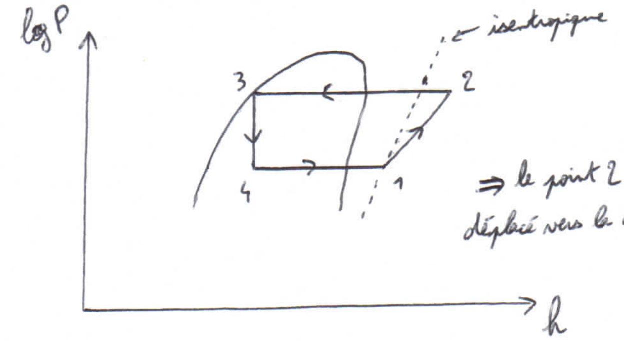
or $\dfrac{Q_c}{Q_F} = -\dfrac{T_c}{T_F} \Rightarrow e = \dfrac{-1}{1 - \frac{T_c}{T_F}} = \dfrac{T_F}{T_c - T_F}$

$T_c = T_{max} = 63°C = 336\ K \quad (= T_2)$

$T_F = T_{min} = 0°C = 273\ K \quad (= T_4)$

$\Rightarrow \boxed{e = 4,3} > 3,9$ OK car l'efficacité est maximale dans le cas réversible.

15) Si l'évolution dans le compresseur est adiabatique mais non réversible, alors $s_2 > s_1$ d'après le second principe : $s_2 - s_1 = \underset{\text{adiabatique}}{s_{échange}} + \underset{\substack{\uparrow \\ > 0 \text{ car irréversible}}}{s_{créée}}$



$\Rightarrow$ le point 2 est déplacé vers la droite

16) $P_{comp} = D_m\, w_{comp} = 0,15 \times 34 = 5,1\ kW$

or à 2400 tr/min, $P_{motrice} = 30\ kW$

surconsommation relative : $\dfrac{5,1}{30} = \boxed{17\ \%}$

ETUDE DU BLOC DETENDEUR - SONDE

(ANNEXE 2)

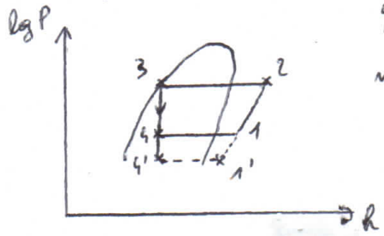
17) Si T en sortie de l'évaporateur est trop faible, c'est que l'échange de chaleur entre le fluide et l'air de l'habitacle est insuffisant. Pour que l'échange ait le temps de se faire, il faut diminuer le débit massique. D'autre part, si on diminue la basse pression, la température du fluide va diminuer, donc l'échange va augmenter entre le fluide et l'air de l'habitacle $\Rightarrow$ il faut diminuer la basse pression.

18) on veut $T_{habitacle} \searrow \Rightarrow T_{sonde} \searrow \Rightarrow P_{sonde} \searrow$ $\Rightarrow$ le diaphragme monte $\Rightarrow$ la bille monte $\Rightarrow$ la section de passage $\searrow \Rightarrow D_m \searrow$ et $P_{basse} \searrow \Rightarrow$ ça augmente l'échange thermique (cf 17)) $\Rightarrow T_{habitacle} \searrow$ OK !

19) * tendance donnée par le cas idéal (Carnot) :

$$e = \frac{T_F}{T_c - T_F} \Rightarrow \text{à } T_c = c^{te},\ \text{si } T_F \searrow,\ e \searrow$$

* ici, si on suppose que la compression se fait sur la même isentropique :



$q_e' = h_1' - h_4' < h_1 - h_4 = q_e$

$w'_{comp} = h_2 - h_1' > h_2 - h_1 = w_{comp}$

or $e = \dfrac{q_e}{w_{comp}} \Rightarrow e' < e$

$\Rightarrow$ $\boxed{\text{l'efficacité a diminué}}$

ETUDE DU DIAGRAMME ENTROPIQUE (T, s) :

20) $\Delta s_d = s_4 - s_3$

or $s_3 = s_\ell(50°C) = 1{,}245\ kJ.kg^{-1}.K^{-1}$

lecture graphique (en extrapolant) grâce aux courbes isotitres : $x_4 = 0{,}37$

or l'entropie est une fonction extensive

$$\Rightarrow s_4 = x_4\, s_v(0°C) + (1 - x_4)\, s_\ell(0°C)$$

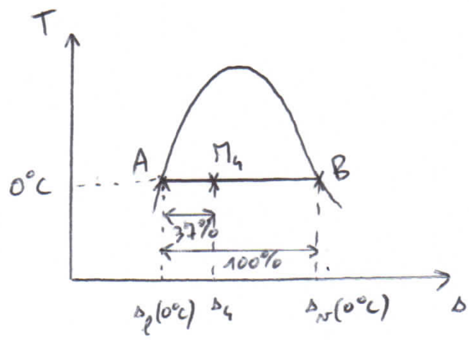
$$\Rightarrow s_4 = 0{,}37 \times 1{,}717 + (1 - 0{,}37) \times 1{,}003$$

$$s_4 = 1{,}267\ kJ.kg^{-1}.K^{-1}$$

$$\Rightarrow \boxed{s_4 - s_3 = 22\ J.kg^{-1}.K^{-1}}$$

21) On peut utiliser la règle des moments :

$$x_4 = \frac{s_4 - s_\ell(0°C)}{s_v(0°C) - s_\ell(0°C)} = \frac{AM_4}{AB}$$



22) * $2^{\text{ème}}$ identité thermo : $dh = T\,ds + v\,\underbrace{dP}_{\text{isobare}}$

* $2^{\text{ème}}$ loi de Joule (gaz parfait) : $dh = c_p\, dT$

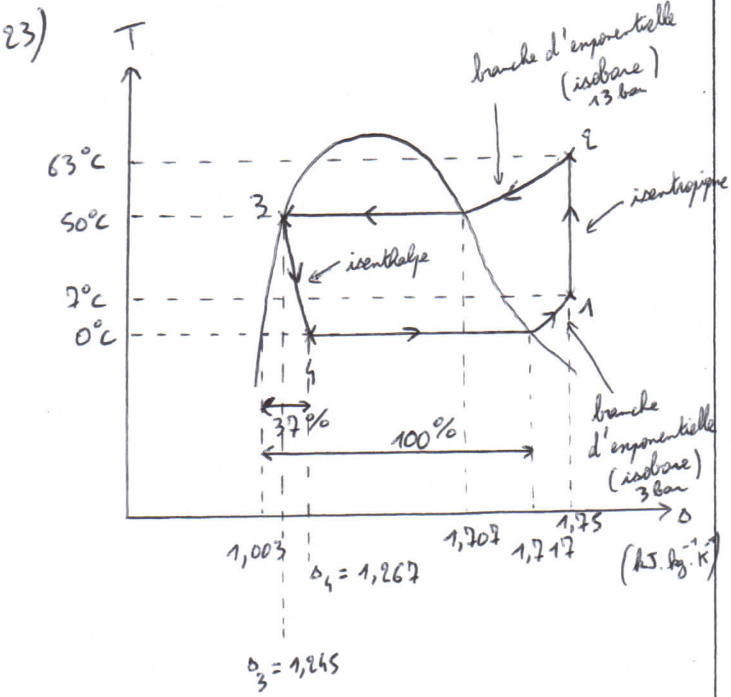
$$\Rightarrow T\,ds = c_p\, dT \Rightarrow ds = c_p \frac{dT}{T}$$

$$\Rightarrow s - s_0 = c_p \ln \frac{T}{T_0}$$

$$\Rightarrow \boxed{T = T_0 \exp\left(\frac{s - s_0}{c_p}\right)}$$

$\Rightarrow$ branche d'exponentielle.

23)



24) sens de parcours du cycle : <u>sens trigonométrique</u>

car $\int_4^1 T\,ds > 0$ car $q_F > 0$ (le fluide prend de l'énergie à la source froide).

* $\oint_{cycle} T\,ds < 0 \Rightarrow Q_{cycle} < 0$

* $\underbrace{\Delta U_{cycle} = 0}_{\substack{\text{cycle} \\ \text{et U fonction d'état}}} \underbrace{=}_{1^{\text{er}}\text{ principe}} Q_{cycle} + W_{cycle}$

$$\Rightarrow \boxed{W_{cycle} > 0}$$

OK car c'est un cycle inversé (non moteur) (climatisation). On tourne bien dans le sens trigonométrique.

ETUDE DU CIRCUIT D'AIR PULSE

25) Le fluide traversant <u>l'évaporateur</u> prend l'énergie à de l'air de l'habitacle.

$\Rightarrow$ la puissance transférée à l'air de l'habitacle par le système de climatisation est négative.

$$\mathcal{P}_{th\ \text{reçue par le fluide de 4 à 1}} = D_m\, q_e = D_m (h_1 - h_4)$$

$$= 0{,}15 \times 132 = 20\ kW$$

$$\boxed{\mathcal{P}_{\substack{\text{cédée par} \\ \text{l'air de l'habitacle}}} = 20 \text{ kW}}$$

$$\boxed{\mathcal{P}_{\substack{\text{transférée à l'air} \\ \text{de l'habitacle par la clim}}} = -20 \text{ kW}}$$

26) D'autre part, la puissance reçue par l'air de l'habitacle vaut :

$$\mathcal{P} = D_{m_{air}} \Delta h_{air} = D_{m_{air}} c_{p_{air}} \Delta T_{air}$$

(20°C − 35°C)

$$\Rightarrow \boxed{D_{m_{air}} = \frac{-D_m (h_1 - h_4)}{c_{p_{air}} \Delta T_{air}}}$$

$$= \frac{-20.10^3}{1005 \times (20-35)}$$

$$\boxed{D_{m_{air}} = 1{,}3 \text{ kg.s}^{-1}}$$

27) à 2400 tr/min, $\mathcal{P}_{motrice} = 30$ kW

surconsommation relative : $\dfrac{600}{30.10^3} = \boxed{2\ \%}$

ANNEXE 1 – DOCUMENT À JOINDRE À LA COPIE