

Etude d'un conditionnement d'air et fluide à glissement de température *(d'après Banque PT 2017)*

L'objet de ce problème est d'étudier un modèle simplifié de pompe à chaleur (PAC), destiné au conditionnement air-air et qui fonctionne avec le nouveau fluide frigorigène « R 407C », mélange de fréons dont les propriétés sont adaptées aux nouvelles exigences environnementales.

DOCUMENT 1 : la fin des fluides CFC et HCFC

Les premiers cycles de réfrigération sont réalisés vers 1875 et les substances chimiques comme l'ammoniac, le dioxyde de soufre ou le gaz carbonique sont utilisés comme fluides. Dans la première moitié du XX^e siècle, apparaissent de nouveaux fluides : les dérivés chlorofluorés du méthane et de l'éthane (chlorofluorocarbures CFC, comme le fluide R 12 de formule CCl_2F_2) et les dérivés hydrochlorofluorés (hydrochlorofluorocarbures HCFC, comme le fluide R 22 de formule H-CClF_2). Pour des raisons multiples, tant techniques que thermodynamiques ou de sécurité, ces fluides s'imposent (jusqu'à récemment) pour les cycles de réfrigération à compression de vapeur, à l'exception de l'ammoniac, toujours utilisé dans certaines installations industrielles, notamment agroalimentaires. En particulier, le CFC R 12 et le HCFC R 22 parviennent à représenter, à eux seuls, 75 % du parc de réfrigération français (date de relevé : 1998).

Deux préoccupations environnementales viennent brusquement remettre en cause l'utilisation massive de ces fluides dont une trop forte proportion gagne l'atmosphère, suite à des fuites, des accidents ou des opérations malencontreuses. Il est rapidement démontré que les atomes de chlore, libérés en altitude par les CFC et HCFC, participent fortement à la dégradation de la couche protectrice atmosphérique contre les rayons ultra-violet nuisibles du soleil (rayons UV B).

Il est de plus prouvé que les gaz CFC et HCFC participent activement au réchauffement climatique : la fuite d'un kilogramme de ces produits de synthèse, dans l'atmosphère, produit un réchauffement équivalent à celui engendré par l'émission de 10^3 à 10^4 kilogrammes de CO_2 !

Très rapidement est prise la décision d'arrêter la production de ces CFC, de prévoir l'arrêt, à court terme, des HCFC (pourtant moins chlorés) et de chercher des composés chimiques de remplacement, notamment dans la famille des HFC (hydrofluorocarbures). L'ensemble de ces mesures provoque, pour les industriels de la réfrigération, une révolution technologique majeure qui commence en 1994 et qui n'est pas terminée.

De nombreux problèmes technologiques sont à résoudre...

DOCUMENT 2 : comment remplacer les fluides HCFC les plus couramment utilisés ?

Par exemple, le R22, essentiellement utilisé comme agent frigorigène pour les installations frigorifiques et les systèmes de conditionnement d'air, est interdit au sein de l'Union Européenne en ce qui concerne son utilisation dans les appareils neufs depuis le 30 juin 2004. La maintenance, sur les appareils anciens, n'est plus tolérée depuis le 1^{er} janvier 2015. Le remplacement de ce type de fluides s'impose donc.

Les seuls fluides de substitution purs, sans atome de chlore et à potentiel de réchauffement climatique réduit, sont les fluides non halogénés comme l'ammoniac, le propane, l'isobutane (ou 2-méthylpropane), le gaz carbonique et l'eau. Ces fluides ont cependant une utilisation limitée. L'ammoniac, l'isobutane et le propane présentent de très bonnes caractéristiques thermodynamiques et constituent des alternatives très sérieuses : leur usage se développe sensiblement. 30 % du marché européen des réfrigérateurs domestiques utilisent aujourd'hui de l'isobutane, notamment en Europe du Nord. Malgré ses performances relativement faibles et les hautes pressions qu'il demande, le gaz carbonique est étudié comme fluide pour les installations de climatisation automobile, où les risques de fuite sont élevés.

Les fabricants de fluides frigorigènes considèrent en effet qu'il est maintenant peu probable de trouver des fluides purs qui possèdent des propriétés thermodynamiques leur permettant d'être de parfaits substituts aux anciens fluides. En revanche, en mélangeant des fluides purs dans des proportions bien choisies, il est possible d'obtenir des caractéristiques mieux adaptées. C'est avec le mélange R 407C de HFC (23 % de R32, 25 % de R 125 et 52 % de R 134A) qu'un bon compromis efficacité – respect de l'environnement semble actuellement trouvé. Mais le R 407C présente un rendement énergétique global plutôt inférieur à celui du R 22.

DOCUMENT 3 : mélange R 407C, fluide à « glissement de température »

Pour ce type de fluides, à pression fixée, les différences entre les températures saturantes des constituants introduisent un glissement de température dans la zone d'équilibre liquide-vapeur. Lors de l'ébullition d'un mélange à pression constante, la vapeur est toujours plus riche en constituant(s) le(s) plus volatil(s) : la température de début d'ébullition (température de bulle) est donc inférieure (d'environ 7 °C pour le R 407C) à la température de fin d'ébullition (température de rosée), alors qu'elles sont égales pour les corps purs. De ce fait, la pression et la température ne restent plus constantes, toutes les deux, lors d'une ébullition ou d'une condensation. Dans les diagrammes de Clapeyron $P = f(v)$, des frigoristes $\log P = f(h)$ et entropique $T = f(s)$, les isobares et les isothermes ne sont plus simultanément horizontales dans la zone d'équilibre liquide-vapeur.

Les documents précédents ont été établis à partir des sites Web suivants :

- « Techniques de l'Ingénieur » : <http://www.techniques-ingenieur.fr>

- « Wikipédia » : <https://fr.wikipedia.org/wiki/Chlorodifluorom%C3%A9thane>

Le principe d'une pompe à chaleur (PAC), destinée au chauffage d'une maison d'habitation, est de prélever de l'énergie dans l'atmosphère extérieure et de céder ensuite de l'énergie thermique à l'air intérieur de l'habitation (PAC air-air).

Dans cette machine, le fluide décrit un cycle à compression de vapeur, constitué des étapes décrites ci-dessous. Les valeurs numériques des principaux paramètres associés, notamment enthalpie et entropie massiques, sont précisées sur la figure f.1, pour un fonctionnement en saison hivernale.

Le système thermodynamique étudié est le fluide de la machine.

Description du cycle :

- Dans l'évaporateur F-A, le fluide achève, dans un premier temps, sa vaporisation en restant à la pression de vaporisation (ou pression de vapeur saturante) P_2 constante et se retrouve à l'état de vapeur tout juste saturante (état G). Dans un second temps, toujours à la pression P_2 , le gaz subit une élévation de température $\Delta T = +5$ K au-dessus de la température de rosée, ce qui l'amène à l'état A.
- Le mélange R 407C quitte alors l'évaporateur et rentre dans le compresseur A-B où il subit une compression. Le gaz sort du compresseur à la température T_B et à la pression P_1 (état final B).
- Dans le condenseur B-E, le fluide subit un processus entièrement isobare, à la pression de condensation (pression de vapeur saturante) P_1 constante. Le fréon gazeux se refroidit, dans un premier temps, jusqu'à la température de rosée (état C) puis, dans un second temps, se liquéfie complètement (état D) avant de subir, à l'état liquide, une baisse de température $\Delta T = -5$ K, ce qui le conduit à l'état E.
- Le corps pur, à l'état liquide (état E), pénètre dans le détendeur E-F où il subit une détente isenthalpique (ou isenthalpe), ce qui lui permet de passer de la pression P_1 à la pression P_2 . Cette détente s'accompagne d'une vaporisation partielle du liquide caractérisée par la fraction massique x_v en vapeur (avec $0 < x_v < 1$).

Hypothèses de travail :

- Les variations d'énergie cinétique macroscopique et d'énergie potentielle de pesanteur du fluide sont négligées dans tout le problème.
- L'installation fonctionne en régime permanent et stationnaire.
- La vapeur du fluide R 407C est assimilée à un gaz parfait.

→ Les calculs numériques seront menés en respectant le nombre de chiffres significatifs de l'énoncé.

Paramètres du cycle :

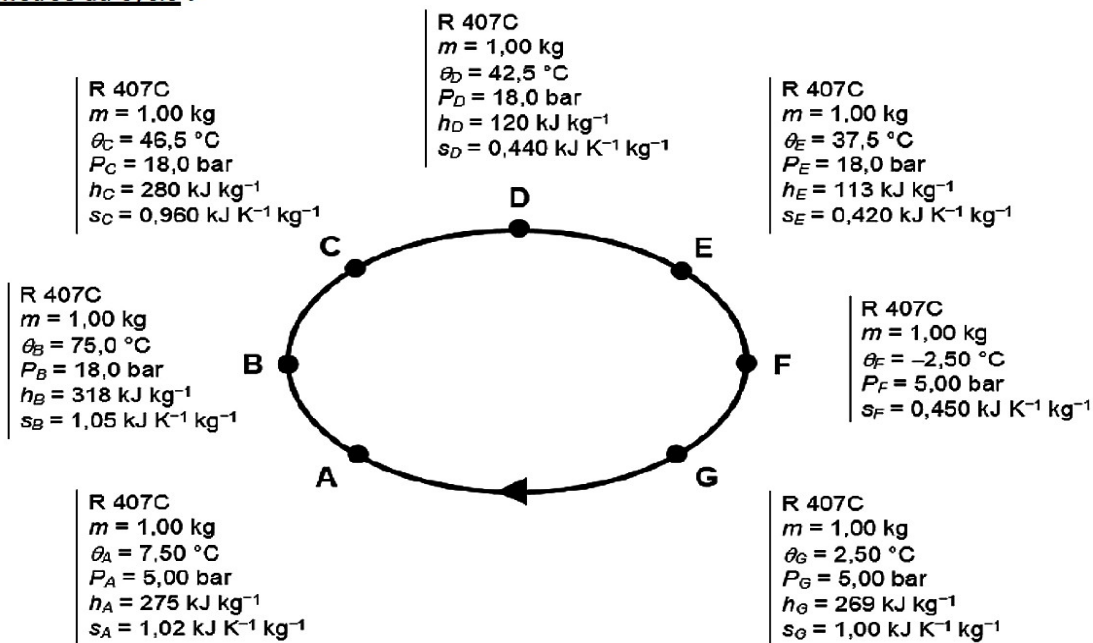


Figure f.1

Notations des constantes et formule utile:

- M (unité : $\text{kg}\cdot\text{mol}^{-1}$) : masse molaire moyenne du mélange R 407C ;
- $\gamma = \frac{C_{p,m}}{C_{v,m}}$ caractéristique énergétique du fluide gazeux, avec $C_{p,m}$ et $C_{v,m}$ (unité : $\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$), coefficients thermiques molaires (ou chaleurs molaires), respectivement à P et V constants ;
- $c_{p,vap}$ (unité : $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) : coefficient (ou capacité) thermique massique, à pression constante, du fluide gazeux ;
- R (unité : $\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) : constante du gaz parfait, avec $r = \frac{R}{M}$.
- On donne la relation de Mayer : $C_{p,m} - C_{v,m} = R$

→ De nombreuses questions peuvent être traitées de manière indépendante.

I - Analyse documentaire et culture générale

1. Les fluides frigorigènes ont une nomenclature spécifique approuvée par l'Union Internationale de Chimie Pure et Appliquée (IUPAC). Le code se compose de la lettre « R » suivie de 2 à 5 chiffres qui découlent de sa structure moléculaire (exemple : R 32). Que signifie la lettre « R » ?
2. Comment se nomme le « bouclier », certes relativement mince, mais d'une remarquable efficacité dans la filtration des UV énergétiques solaires, qui se trouve détruit par la présence des atomes de chlore libérés, en altitude, par les CFC et HCFC (réponse en deux lignes maximum) ?
3. Même si les atomes de chlore sont absents de leur formule chimique, certains fluides frigorigènes sont écartés car ils sont facteurs du changement climatique. La planète reçoit de l'énergie solaire et réémet, par rayonnement vers l'espace, de l'énergie. Simultanément, l'atmosphère absorbe et réfléchit vers la planète une partie de ces rayonnements. Mais le bilan thermique ainsi obtenu se trouve modifié si l'atmosphère s'enrichit en gaz capables d'absorber et de réémettre une partie des infrarouges, ce qui amplifie le phénomène d'élévation de la température de la surface terrestre. Comment se nomme cet effet qui contribue au réchauffement global (réponse en deux lignes maximum) ?
4. Dans la zone d'équilibre liquide-vapeur du fluide R 407C à glissement de température, sous la courbe de saturation du diagramme de Clapeyron $P = f(v)$ (avec v volume massique), les isobares forcément horizontales (c'est-à-dire parallèles à l'axe des abscisses) croisent les isothermes non horizontales. Quel est le signe de la pente de ces isothermes, considérées, en première approximation, comme des segments de droite dans ce domaine diphasé ? (Remarque : la réponse peut être présentée sous la forme d'un schéma).

II - Cycle et diagrammes

5. Quel est le rôle du condenseur ? Se trouve-t-il à l'intérieur ou à l'extérieur de l'habitation ? Justifier.

Compléter ensuite la figure **f.2** de la feuille annexe en identifiant clairement les principaux organes (numérotés de **1** à **4**) de la machine thermique : détenteur, compresseur, évaporateur et condenseur ;

(→ Feuille annexe à rendre avec la copie).

6. Pourquoi ce cycle est-il qualifié de cycle récepteur ?

7. Représenter le cycle complet du fluide R 407C sur les deux figures **f.4**, puis **f.3** des feuilles réponses annexes, en repérant, à chaque fois, les sept points représentatifs **A**, **B**, **C**, **D**, **E**, **F** et **G**. Les diagrammes à compléter sont les suivants :

a) diagramme des frigoristes $\log P = f(h)$ (figure **f.4**) ;

b) diagramme de Clapeyron $P = f(v)$ (avec v volume massique du mélange) (figure **f.3**) ;

(→ Feuille annexe à rendre avec la copie).

III - Etude de la compression

La compression est supposée adiabatique.

8. Exprimer le coefficient (ou capacité) thermique massique à pression constante $c_{p,vap}$ du fluide vapeur, en fonction de r (défini dans l'énoncé) et γ .
9. Les températures T_A et pressions P_A et P_B des états **A** et **B** étant connues, établir, dans l'hypothèse d'une compression adiabatique et réversible (compresseur dit isentrope), l'expression littérale de la température de sortie T_B du compresseur, en fonction aussi de γ .
10. Montrer que les données (numériques) ne plaident pas en faveur d'une transformation **A-B** adiabatique et réversible.
11. Pour cette question, les données de l'énoncé sont : P_A , P_B , T_A , T_B , r et γ . Établir, à l'aide de toutes ou partie de ces grandeurs, l'expression littérale de la variation d'enthalpie massique Δh_{AB} du fluide.

12. On considère le compresseur comme un système ouvert. Rappeler alors l'expression du premier principe pour un fluide en écoulement dans ce cas (sans démonstration). En déduire le travail massique indiqué $w_i = w_{AB}$ reçu par le fluide, au cours de la compression ?

13. *Application numérique* : à partir des données numériques de l'énoncé, calculer :

- le travail indiqué massique $w_i = w_{AB}$ du mélange R 407C ;
- la variation d'entropie massique Δs_{AB} correspondante.

IV - Passage dans le condenseur

Le condenseur ne comporte aucune partie mobile. L'étape BC est appelée désurchauffe et l'étape DE est un sous-refroidissement.

14. *Application numérique* : à partir des données numériques de l'énoncé, calculer :

- L'enthalpie massique de vaporisation $\Delta h_{vap}(P_1)$ du R 407C à la pression P_1 fixée (mais à température non constante) ;
- Le transfert thermique massique q_{cond} échangée par le fluide dans le condenseur. Commenter le signe.

V - Passage dans le détendeur (laminage)

Le détendeur est un tube capillaire de cuivre, de 2 à 3 m de long, indéformable et qui n'échange ni transfert thermique ni de travail, chargé de créer une grande perte de charge entre le condenseur et l'évaporateur.

15. Démontrer que la transformation (ou laminage) dans le détendeur est isenthalpique.

16. *Application numérique* : à partir des données numériques de l'énoncé, calculer la variation d'entropie massique Δs , ainsi que les entropies massiques échangées s_e et créée s_c correspondantes. Le signe de la variation d'entropie Δs était-il prévisible sans calcul ?

17. *Application numérique* : après exploitation du graphe (figure f.4), calculer la fraction massique moyenne x_v en vapeur (égale à la masse de la phase vapeur, tous constituants confondus, rapportée à la masse totale des phases liquide et vapeur) à la sortie du détendeur, sachant que les volumes massiques des phases vapeur et liquide valent respectivement $v_v = 5,00 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ et $v_l = 8,30 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ à une pression de 5 bars.

VI - Passage dans l'évaporateur

L'évaporateur ne comporte aucune partie mobile. L'étape GA est appelée surchauffe.

18. Pourquoi le fluide ne doit-il pas pénétrer dans le compresseur dès l'état G ?

Application numérique : à partir des données numériques de l'énoncé, calculer le transfert thermique massique q_{evap} échangée par le fluide dans l'évaporateur. Commenter le signe.

VII - Coefficient de performance (COP)

19. Le compresseur est entraîné par un moteur électrique de rendement électromécanique $\rho_{el} = 0,800$. Le rendement mécanique ρ_m du compresseur est supposé ici, pour simplifier, égal à 1. Comment définir, ici, l'expression du coefficient de performance (COP) de cette machine thermique en fonction des rendements nécessaires et des grandeurs précédemment calculées ?

20. Bien que le coefficient de performance dépende du type d'installations, des conditions climatiques et de nombreux paramètres, proposer un ordre de grandeur habituellement admis pour le COP des pompes à chaleur destinées au chauffage des maisons individuelles.

Application numérique : à partir des données numériques de l'énoncé (fonctionnement hivernal), calculer le COP_{hiver} de la machine.

21. Quel(s) avantage(s) présente ce chauffage par rapport au chauffage électrique ? Quels peuvent être aussi les inconvénients d'une PAC air-air ?

22. Sur le diagramme $P = f(v)$ de la figure f.3, au cycle déjà représenté dans le cadre de la question 7, superposer en pointillés le cycle du fluide imaginé sans les étapes G-A et D-E.

(→ Feuille annexe à rendre avec la copie).

D'un point de vue énergétique, montrer, sans calcul, que les étapes G-A et D-E favorisent le COP.

Principe de l'installation

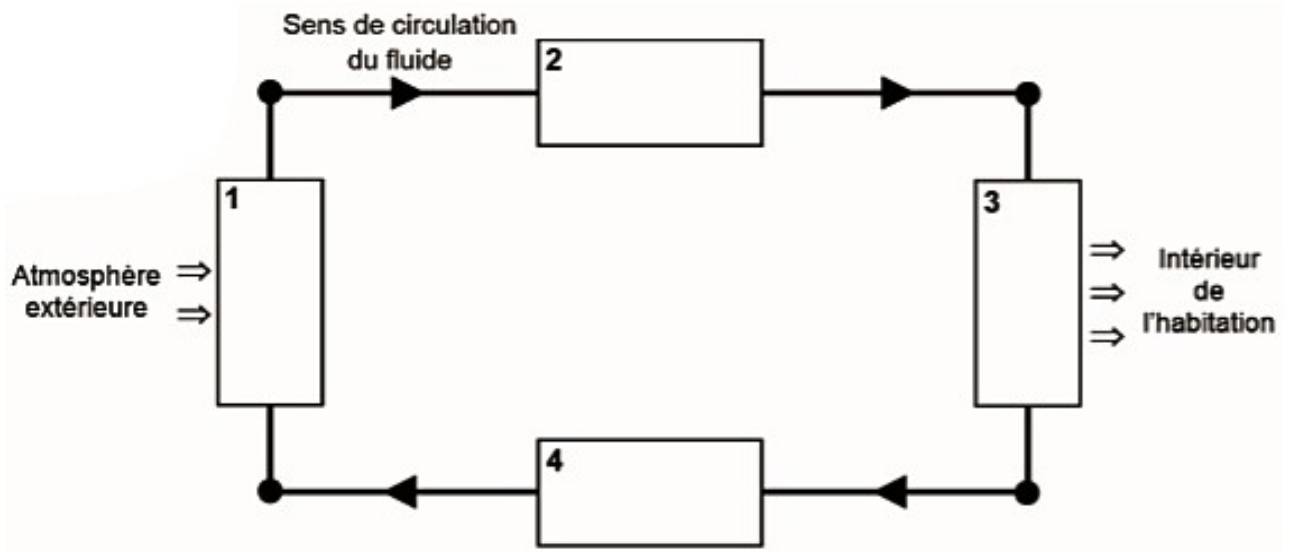


Figure f.2

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

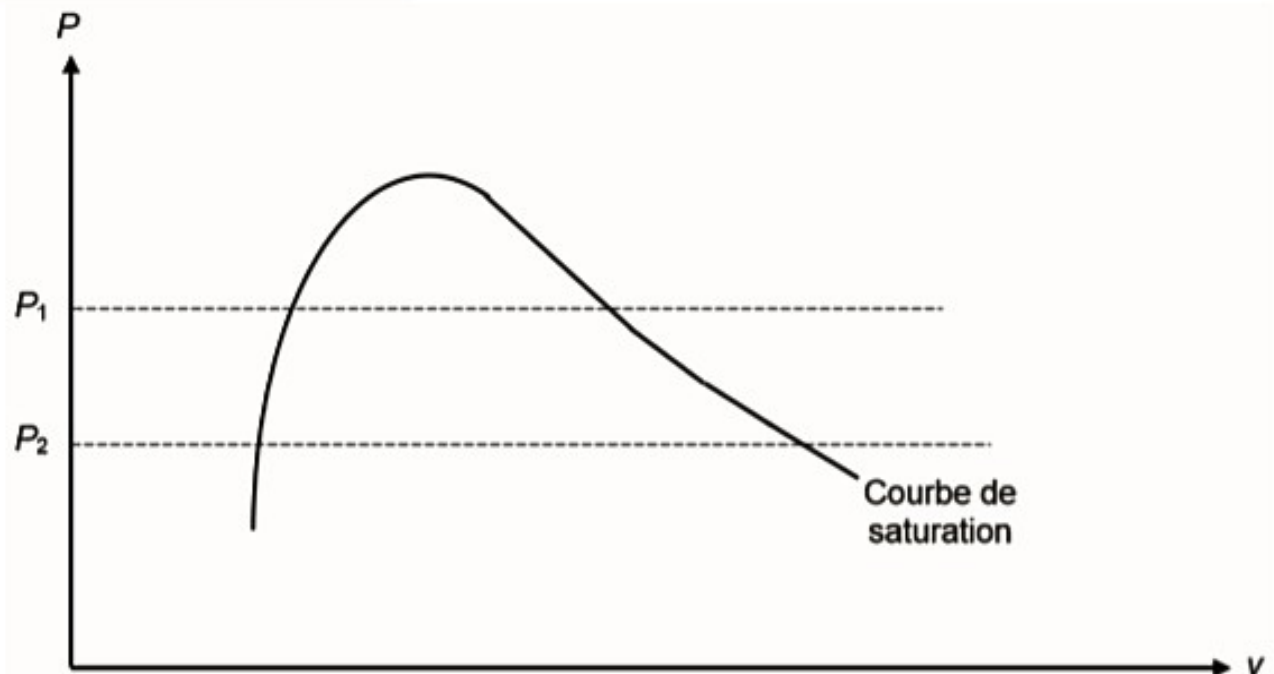
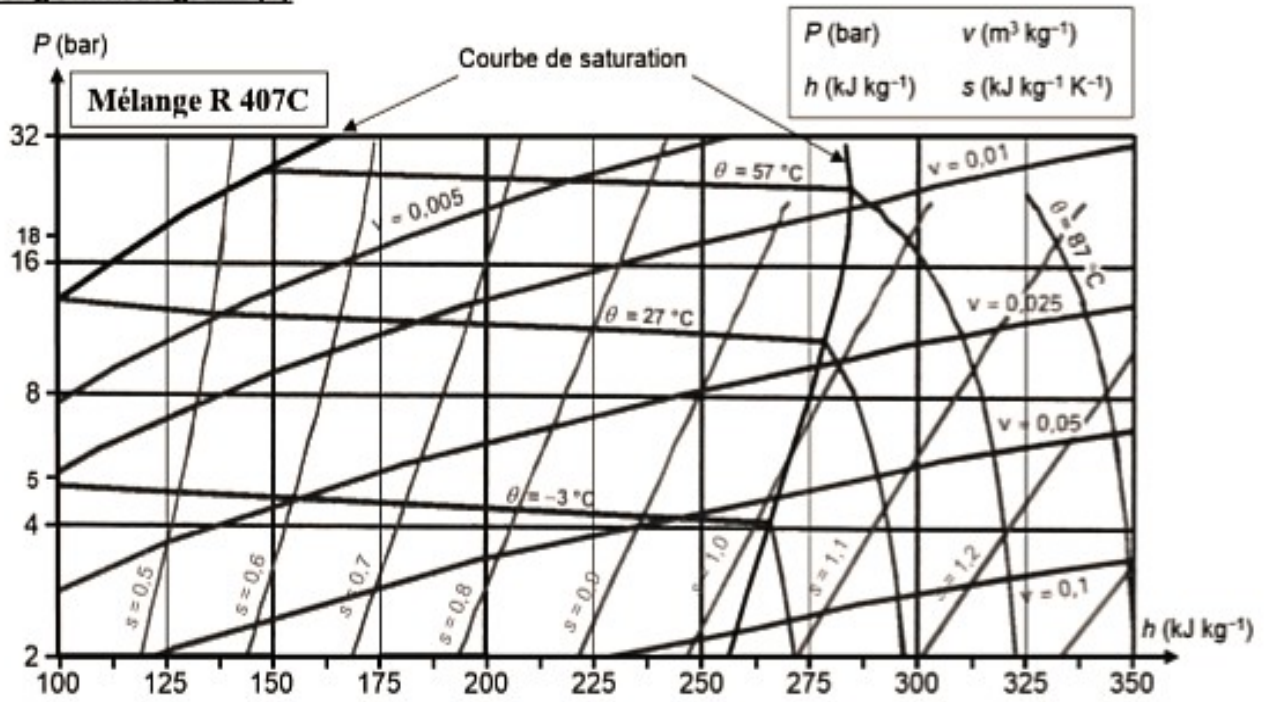


Figure f.3

Diagramme $\log P = f(h)$



Correction problème :

I - Analyse documentaire et culture générale :

1 – La lettre R signifie « **Réfrigérant** ».

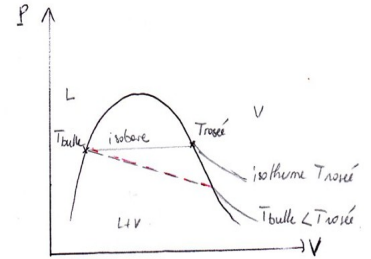
2 – Le bouclier évoqué est la **couche d'ozone**.

3 – L'effet conduisant au réchauffement climatique est **l'effet de Serre**.

4 – D'après le document 3, pour un fluide tel que le R407C, le température de début d'ébullition T_{bulle} est inférieure à la température de fin d'ébullition

$T_{rosée}$, alors que pour un corps pur elles sont égales.

Les isothermes sont donc des **courbes décroissantes à pente négative**.

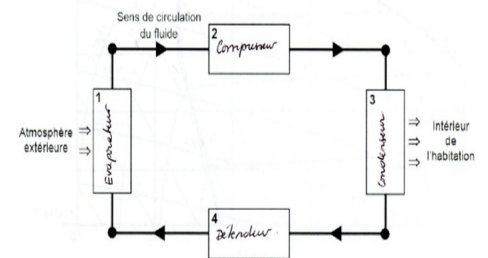


Principe de l'installation

II - Cycle et diagrammes :

5 – Le condenseur permet la **liquéfaction** du fluide R 407C. Au cours de cette transformation le désordre diminue donc $\Delta H = Q_c < 0$. Il y a donc libération d'énergie. Cette énergie libérée va permettre de chauffer l'habitation. Le **condenseur doit donc être à l'intérieur de la maison**.

D'où le diagramme ci-contre : Condenseur (3) → Détendeur (4) → Évaporateur (1) → Compresseur (2).



6 – Ce cycle est qualifié de récepteur car il nécessite l'apport extérieur de travail et **sert à fabriquer du transfert thermique** (et non du travail).

7 - Sur le diagramme du frigorigère, on reporte P et h.

Selon la position par rapport à la courbe de saturation, on en déduit l'état physique du fluide aux différents points, ce qui permet de tracer ensuite le diagramme de Clapeyron.

Diagramme $\log P = f(h)$

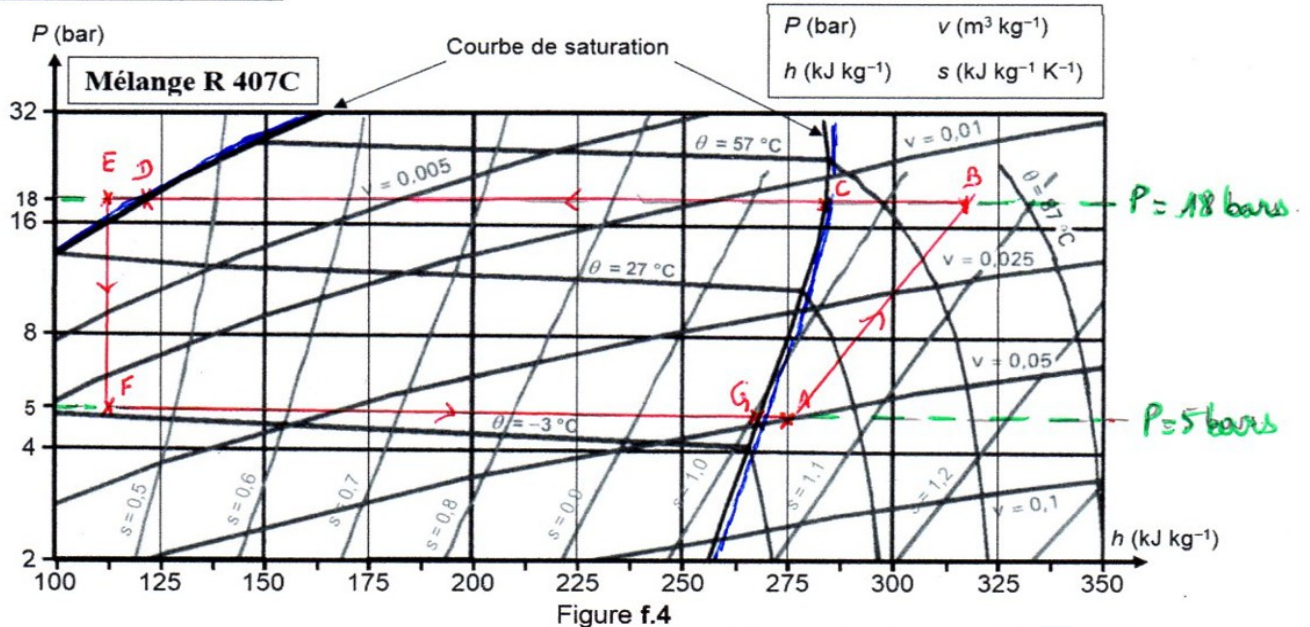


Diagramme $P = f(v)$ du R 407C

a) **P et h** sont indiquée sur la figure f1 pour chaque point, sauf h_F du point F.

D'après la description du cycle, la transformation EF est une isenthalpique, donc $h_F = h_E$.

- b) D'après la description du cycle,
- G et C sont sur la courbe de rosée.
 - D est sur la courbe d'ébullition.
 - F sous la courbe de saturation car c'est un mélange.

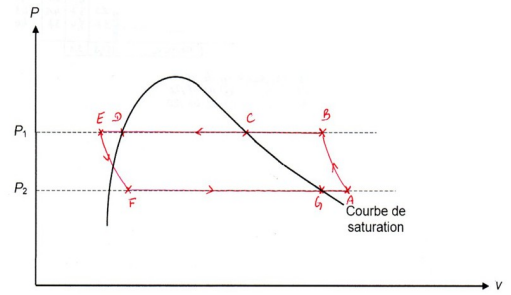


Figure 1.3

III - Étude de la compression : Transformation AB :

8 - Dans l'énoncé, il est précisé : la vapeur du fluide R 407C est assimilée à un gaz parfait.

$$\gamma = \frac{C_{p,m}}{C_{v,m}} = \frac{c_{p,vap}}{c_{v,vap}}, \text{ car } c_{p,vap} = \frac{C_{p,m}}{M} \text{ De plus, relation de Mayer : } C_{p,m} - C_{v,m} = R ;$$

$$\text{Ainsi : } c_{p,vap} - c_{v,vap} = \frac{R}{M} = r ; \text{ D'où } c_{p,vap} \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) = r ; \text{ Ou encore : } c_{p,vap} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right) = r$$

$$\text{Enfin : } c_{p,vap} = \frac{\gamma r}{\gamma-1} ;$$

9 - Entre les états A et B le fluide est gazeux, assimilé à un GP.

De plus, transformation adiabatique et réversible, on peut donc utiliser les lois de Laplace en paramètre (P ; T) :

$$T P^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \text{cste}$$

$$\text{Transformation AB : } T_A P_A^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_B P_B^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} ; \text{ Soit : } \boxed{T_B = T_A \left(\frac{P_A}{P_B}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} ;$$

10 - En observant les données numériques, on remarque que $s_A \neq s_B$; La transformation AB n'est donc pas isentropique, donc pas adiabatique et réversible.

11 - Entre les états A et B le fluide est gazeux, assimilé à un GP, ainsi $dH = n C_{p,m} dT = m c_{p,vap} dT$

$$\text{Et } dh = c_{p,vap} dT = \frac{\gamma r}{\gamma-1} dT ; \text{ Ainsi } \Delta h_{AB} = \frac{\gamma r}{\gamma-1} (T_B - T_A) .$$

12 - Dans le compresseur (système ouvert) , le 1^{er} principe pour un fluide en écoulement (en régime permanent et stationnaire comme précisé dans les hypothèses) s'écrit : $\Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p = w_u + q$

- Or dans les hypothèses de travail, il est précisé aussi que les variations d'énergie cinétique macroscopique et d'énergie potentielle de pesanteur du fluide sont négligées dans tout le problème : $\Delta e_c + \Delta e_p \ll \Delta H$.

- Que les parois sont adiabatiques $q = 0$.

- Ainsi on en déduit qu'au niveau du compresseur : $\Delta h_{AB} = w_i = w_{AB} = \frac{\gamma r}{\gamma-1} (T_B - T_A) .$

13 - $w_i = w_{AB} = h_B - h_A$; AN : $w_i = w_{AB} = 318 - 275$; On trouve : $w_i = w_{AB} = 43,0 \text{ kJ.kg}^{-1}$.

Et $\Delta s_{AB} = s_B - s_A$; AN : $\Delta s_{AB} = 1,05 - 1,02 = 0,03$; On trouve $\Delta s_{AB} = 3,00 \cdot 10^{-2} \text{ kJ.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

IV - Passage dans le condenseur : Transformation BE :

14 - D'après le diagramme du frigoriste, $\Delta h_{vap}(P_1) = h_C - h_D$ car ces points sont sur la courbe de saturation.

$$\text{AN : } \Delta h_{vap}(P_1) = h_C - h_D = 280 - 120 ; \text{ On trouve : } \Delta h_{vap}(P_1) = 160 \text{ kJ.kg}^{-1}.$$

D'après le 1er principe pour un fluide en écoulement $q = \Delta h_{BE}$ ($w_u = 0$) ainsi $q_{cond} = h_E - h_B$;

$$\text{AN : } q_{cond} = 113 - 318 \text{ On trouve : } q_{cond} = -205 \text{ kJ.kg}^{-1}.$$

$q_c < 0$ car l'agent thermique donne du transfert thermique à la source chaude.

V - Passage dans le détendeur (laminage) : Transformation EF :

15 – De nouveau, c'est un système ouvert comme décrit dans l'énoncé (tube...), le 1^{er} principe industriel (en régime permanent et stationnaire comme précisé dans les hypothèses) s'écrit :

$$\Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p = w_u + q \quad 0$$

- Or dans les hypothèses de travail, il est précisé aussi que les variations d'énergie cinétique macroscopique et d'énergie potentielle de pesanteur du fluide sont négligées, que le système n'échange ni travail, ni chaleur. Ainsi on en déduit qu'au niveau du détendeur : $\Delta h_{EF} = 0$.

Le laminage est bien isenthalpique.

16 – D'après le 2nd principe de la thermodynamique $\Delta s = s_e + s_c$;

Or ici $s_e = 0$, car le détendeur n'échange pas de transfert thermique, donc $\Delta s = s_c = s_F - s_E$

AN : $\Delta s_{EF} = s_c = 0,45 - 0,42$; On trouve : $\Delta s_{EF} = s_c = 3,00 \cdot 10^{-2} \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

$\Delta s_{EF} > 0$, Normal car $s_e = 0$ et $s_c \geq 0$. **Transformation irréversible d'un système isolé.**

17 – On ne peut pas faire le théorème des moments directement en cm sur la courbe, car la courbe de saturation n'est pas fournie en totalité. Compte-tenu des données, on le fait en volume.

$$x_v = \frac{v_F - v_l}{v_v - v_l} ; \text{ On lit sur le graphe : } v_F = 0,015 \text{ m}^3.\text{kg}^{-1}.$$

AN : $x_v = \frac{0,0150 - 0,00083}{0,05 - 0,00083}$; On trouve $x_v = 0,03$ soit **30 % de vapeur en F.**

VI - Passage dans l'évaporateur : Transformation FA :

18 – Il faut que le fluide soit totalement sous **forme de vapeur pure** pour ne pas endommager le compresseur, d'où la surchauffe.

D'après le 1er principe pour un fluide en écoulement $q = \Delta h_{FA}$; Alors $q_{\text{évap}} = h_A - h_F$;

Attention h_F n'est pas donnée, mais on a vu que $\Delta h_{EF} = 0$; Donc $h_F = h_E = 113 \text{ kJ.kg}^{-1}$.

AN : $q_{\text{évap}} = 275 - 113$; On trouve : $q_{\text{évap}} = +162 \text{ kJ.kg}^{-1}$.

Normal que $q_{\text{froide}} > 0$ **pour une machine réceptrice.**

VII - Coefficient de performance (COP) :

$$19 - COP = \left(\frac{\text{grandeur utile}}{\text{grandeur dépensée}} \right) = \frac{|q_c|}{w} \rho_{\text{él}} = \left(\frac{-q_{\text{cond}}}{w_i} \right) \rho_{\text{él}}.$$

$$\text{Ainsi : } COP = - \frac{q_{\text{cond}}}{w_i} \rho_{\text{él}}.$$

20 – L'ordre de grandeur du COP des pompes à chaleur est de **l'ordre de 4.**

Ici $COP_{\text{hiver}} = \frac{205}{43} \approx 0,8$; On trouve : $COP_{\text{hiver}} \approx 3,8$.

21 – Le principal avantage est ce **coefficient de performance élevé** qui rapporte 4 fois plus d'énergie qu'elle n'en consomme.

L'inconvénient est **le coût de l'installation.**

22 – Sans les étapes GA et DE, on aurait le graphe en pointillé ci-contre.

Et on aurait $q'_{\text{cond}} = h_D - h_B$, au lieu de

$$q_{\text{cond}} = h_E - h_B.$$

Or $q'_{\text{cond}} < q_{\text{cond}}$ et q_{cond} est au numérateur du COP.

Il y aurait donc un COP plus faible.

Ccl : Les étapes GA et DE favorisent le COP par augmentation de q_{cond} .