

Sujet d'entraînement

Bilans macroscopiques

Ce sujet comporte 3 problèmes indépendants :

- modélisation d'une machine frigorifique;
- vidange d'une citerne;
- le percarbonate de sodium.

Partie 1 — Modélisation d'une machine frigorifique

Un des enjeux majeurs de la grande distribution, de l'industrie et du tertiaire dans les années à venir sera de diviser sa consommation d'énergie de moitié. La production frigorifique d'un magasin représente entre 40 et 60 % de la consommation électrique (selon la superficie). La figure I.1 montre une implantation. La production de froid doit être efficace malgré toutes les perturbations d'ouverture et de fermeture des portes des congélateurs.



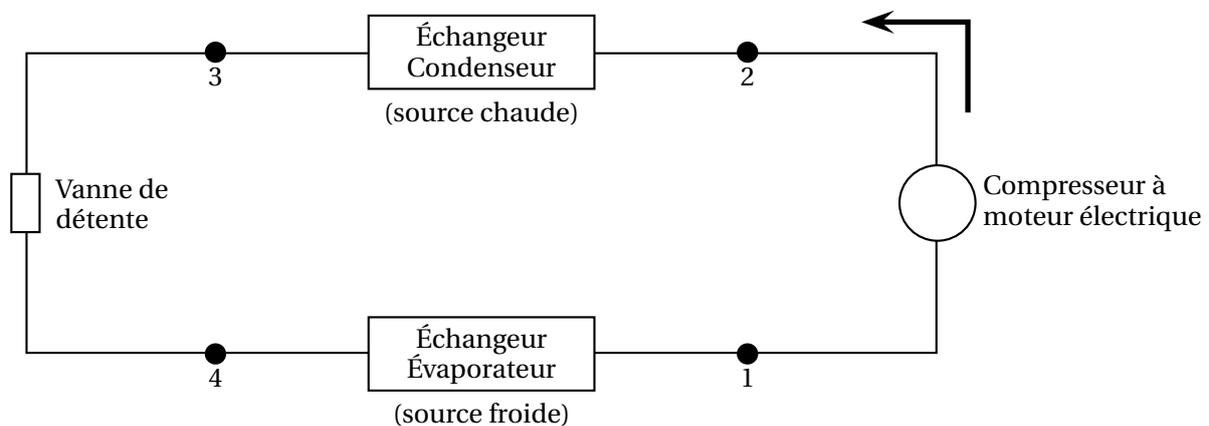
I.1 – Photographies d'un magasin de produits surgelés et d'un compresseur

Aujourd'hui, de nouveaux types de machines permettent d'adapter la puissance du compresseur aux besoins de l'installation frigorifique en effectuant un réglage en continu de la vitesse du compresseur. Ce type d'installation permet de gagner jusqu'à 25 % de consommation d'énergie.

Nous nous proposons de comprendre ici un modèle simple du cycle frigorifique et de pointer les paramètres affectant l'efficacité thermodynamique de la machine. Le contrôle en vitesse du compresseur permet de commander la puissance thermique soutirée à la source froide (nommée « puissance frigorifique »).

Dans l'énoncé du sujet, une égalité notée $\stackrel{\text{déf}}{=}$ représente une définition.

La machine frigorifique est constituée des quatre organes, représentés sur la figure I.2.



I.2 – Les quatre organes de la machine frigorifique

Le fluide frigorigène circulant entre les différents organes est le 1,1,1,2-tétrafluoroéthane, noté « R134a » par la suite.

La figure donnée I.3 représente en coordonnées (pression P , enthalpie massique h) les transformations subies par ce fluide au cours d'un cycle :

- 1 → 2 : compression isentropique du fluide par le compresseur ;
- 2 → 3 : échange thermique isobare à haute pression P_{hp} dans le condenseur ;
- 3 → 4 : détente adiabatique dans le détendeur ;
- 4 → 1 : échange thermique isobare à basse pression P_{bp} dans l'évaporateur.

En plus du cycle, d'autres courbes apparaissent sur le diagramme :

- la courbe de saturation liquide-vapeur (courbe noire en forme de cloche) ;
- un réseau d'isothermes (courbes en trait plein, tracé à $T = \text{cte}$) ;
- un réseau d'isentropiques (courbes en pointillés, tracées à entropie massique $s = \text{cte}$) ;
- un réseau d'ico-titres en vapeur à l'intérieur de la courbe de saturation (courbes en pointillés tracées à l'intérieur de la courbe de saturation, à titre en vapeur $x = \text{cte}$).

À l'intérieur de la courbe de saturation, le fluide est diphasé liquide-vapeur. À gauche de la courbe de saturation, le fluide est liquide. À droite, le fluide est gazeux.

Remarque : seul le début des courbes isothermes est représenté dans les domaines situés à gauche et à l'intérieur de la courbe de saturation. Cela permet d'alléger le diagramme, les isothermes étant horizontales à l'intérieur de la courbe de saturation et verticales à sa gauche.

Propriétés du fluide R314a

Masse volumique aux différents points du cycle (en $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) : $\mu_1 = 4,2$; $\mu_2 = 45,5$; $\mu_3 = 1,3 \times 10^3$; $\mu_4 = 12,5$.
 Ordre de grandeur des capacités thermiques massiques : $c_v \approx c_p \approx 1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ (ordres de grandeur variables pour la phase liquide et pour la phase vapeur).

On rappelle l'expression du premier principe de la thermodynamique en écoulement stationnaire appliqué à un système ouvert :

$$\Delta \left(h + \frac{1}{2} v^2 + gz \right) = w + q \quad (1)$$

- $\Delta h \stackrel{\text{déf}}{=} h_{\text{sortie}} - h_e$ est la variation d'enthalpie massique entre l'entrée et la sortie ;
- $\Delta \left(\frac{1}{2} v^2 \right)$ est la variation d'énergie cinétique massique du fluide entre l'entrée et la sortie ;
- $\Delta(gz)$ est la variation d'énergie potentielle massique de pesanteur entre l'entrée et la sortie ;
- w est le travail massique utile, apporté au fluide par toute pièce mobile en contact avec lui ;
- q est le transfert thermique massique reçu par le fluide.

On rappelle aussi l'expression du deuxième principe de la thermodynamique en écoulement stationnaire :

$$\Delta s = s_e - s_c \quad (2)$$

- $\Delta s \stackrel{\text{déf}}{=} s_{\text{sortie}} - s_{\text{entrée}}$ est la variation d'entropie massique entre l'entrée et la sortie ;
- s_e est l'entropie massique échangée et s_c est l'entropie massique créée.

On rappelle enfin la définition du titre en vapeur d'un corps diphasé liquide-vapeur : $x \stackrel{\text{déf}}{=} \frac{m_{\text{vap}}}{m_{\text{liq}} + m_{\text{vap}}}$.

Les grandeurs associées à l'état 1 du cycle sont indicées « 1 ». Les quantités échangées entre le fluide et l'extérieur au cours de la transformation 1 → 2 sont indicées par. « 12 ».

Questions préalables sur le principe de fonctionnement d'une machine frigorifique

Le principe d'une machine frigorifique ditherme est le suivant : « un fluide frigorigène circule entre les différents organes de la machine. Mis en mouvement par le compresseur, ce fluide refroidit la source froide et réchauffe la source chaude. »

1. Donner et justifier les signes des quantités algébriques suivantes : w_{12} , q_{23} et q_{41} .

2. Lors de la traversée du condenseur, la fluide frigorigène a-t-il une température supérieure ou inférieure à celle de la source chaude? Lors de la traversée de l'évaporateur, le fluide a-t-il une température supérieure ou inférieure à celle de la source froide?
3. Si l'on considère le réfrigérateur que l'on possède à la maison, où se situe la source froide? Et la source chaude?

Questions préalables sur l'expression utile du premier principe

On rappelle que le débit massique d'un fluide en écoulement à travers une section A d'une conduite est donné par $D_m = \mu S v$, où μ est sa masse volumique et v sa vitesse, considérée comme uniforme au niveau de la section de la conduite.

4. D'après les données, on remarque que la masse volumique du fluide est minimale juste avant la compression (état 1). En admettant que la section des canalisations est approximativement uniforme au cours du cycle, en déduire qu'en régime permanent, la vitesse du fluide est maximale juste avant la compression (état 1).
5. La vitesse maximale au cours du cycle est de l'ordre de $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. En prenant comme référence la variation d'enthalpie massique au cours de la compression, en déduire que les variations d'énergie cinétique peuvent être négligées dans l'expression du premier principe de la thermodynamique.
6. De la même façon, justifier que le terme (gz) peut aussi être retiré de l'expression du premier principe de la thermodynamique.

On utilisera par la suite l'expression simplifiée du premier principe en écoulement stationnaire :

$$\Delta h = w + q. \quad (3)$$

Lecture du diagramme et intérêt de la vaporisation

Pour ne pas dégrader le compresseur, il est crucial que le fluide caloporteur soit purement gazeux à l'entrée de cet organe, toute goutte de liquide entraînant son usure prématurée. C'est pourquoi le fluide à la sortie de l'évaporateur est « surchauffé » : sa température T_1 dans l'état 1 est supérieure à celle de la vapeur saturante $T_{\text{sat}}(P_{\text{bp}})$. La surchauffe est une marge de sécurité qui permet de garantir que le fluide sera bien gazeux à l'entrée du compresseur, même si le fonctionnement de la machine est perturbé.

7. Déterminer graphiquement la valeur numérique de la *surchauffe* $T_1 - T_{\text{sat}}(P_{\text{bp}})$.
8. Le fluide à la sortie du condenseur (état 3) est dit « sous-refroidi » : sa température T_3 est plus basse que la température de vapeur saturante $T_{\text{sat}}(P_{\text{hp}})$. Déterminer graphiquement la valeur numérique du *sous-refroidissement* $T_3 - T_{\text{sat}}(P_{\text{hp}})$.
9. La transformation $3 \rightarrow 4$ est une détente de Joule-Thomson. Le détendeur peut être assimilé à un simple étranglement local de la conduite. Il n'y a pas de pièce mobile et les parois sont calorifugées. Justifier que cette étape est isenthalpique.

L'enthalpie massique d'un corps pur est définie par

$$h \stackrel{\text{déf}}{=} u(T) + \frac{P}{\mu},$$

où $u(T)$ est l'énergie interne massique, supposée indépendante de la pression.

10. Dans la zone située à gauche de la courbe de saturation, les isothermes sont verticales, donc confondues avec les isenthalpiques. Le R314a étant liquide dans cette zone, cela correspond à l'approximation usuelle stipulant que $\Delta h \approx c_p \Delta T$ pour une phase condensée. On souhaite ici vérifier la validité de cette approximation sur la première phase de la détente du R413a, avant vaporisation (du point 3 jusqu'à la courbe de saturation). Déterminer numériquement la variation de température sur cette première phase et vérifier qu'une isenthalpique est effectivement assimilable à une isotherme.

11. La suite de la détente provoque une vaporisation du R314a.

Établir qu'au cours de cette vaporisation, la variation d'enthalpie massique peut s'écrire

$$\Delta h = L_{\text{vap}}(T_4) \Delta x_{\text{vap}} + c_p (T_4 - T_3) \quad (4)$$

$L_{\text{vap}}(T_4) \stackrel{\text{déf}}{=} h_{\text{vap}}(T_4) - h_{\text{liq}}(T_4)$ étant la chaleur latente de vaporisation à la température T_4 et Δx_{vap} étant la variation du titre en vapeur au cours de la vaporisation. On justifiera clairement la démarche utilisée.

12. Mesurer graphiquement $L_{\text{vap}}(T_4)$. En déduire par le calcul une valeur numérique de la variation de température ($T_4 - T_3$) attendue lors de la transformation $3 \rightarrow 4$. Cette valeur est-elle du même ordre de grandeur que celle lue sur le diagramme?

Conclusion : la vaporisation, provoquée mécaniquement, génère une chute de température du fluide frigorigène permettant d'orienter le transfert thermique dans le sens souhaité lors de son passage dans l'évaporateur, de la source froide vers le fluide.

Hypothèses simplificatrice et efficacité de la machine

13. Quel phénomène faut-il négliger pour modéliser les échanges thermiques considérés comme étant isobares?

14. Quelles hypothèses faut-il faire pour modéliser la compression comme étant isentropique?

On rappelle la définition qualitative de l'efficacité d'une machine thermique :

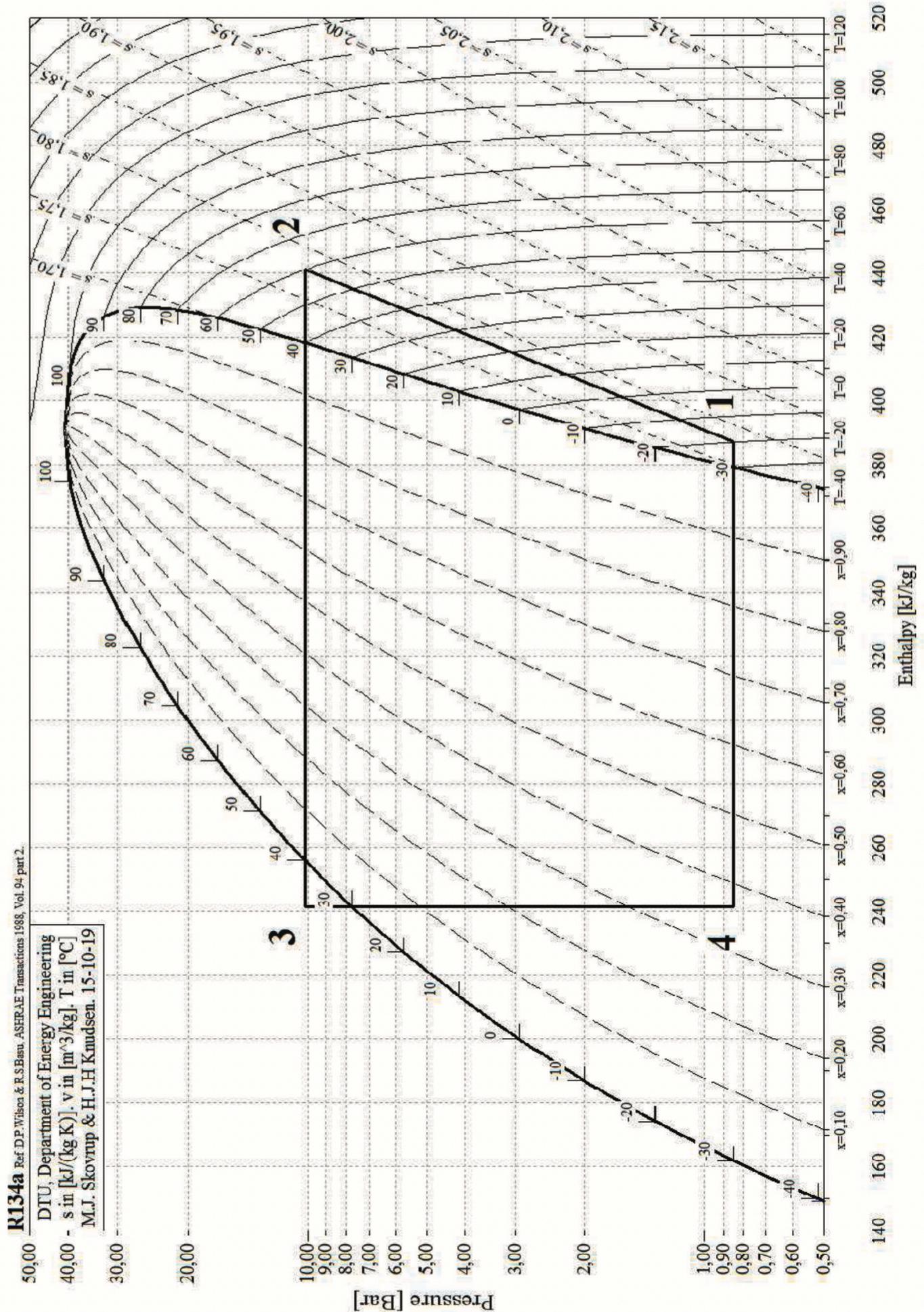
$$e \stackrel{\text{déf}}{=} \left| \frac{\text{énergie massique utile}}{\text{énergie massique coûteuse}} \right|.$$

15. À quoi correspondent ces deux termes énergétiques dans le cas de la machine frigorifique? Identifier dans le cycle la transformation associée à chacun. Déterminer leur valeur numérique par lecteur graphique sur le diagramme (P, h). En déduire la valeur de l'efficacité.

16. En appliquant à 1 kg de fluide frigorigène les deux principes de la thermodynamique sur un cycle réversible, établir l'expression de l'efficacité de Carnot en fonction des températures de la source froide et de la source chaude ($T_{\text{chaud}} = 20 \text{ °C}$ et $T_{\text{froid}} = -15 \text{ °C}$). Faire l'application numérique et comparer cette valeur à l'efficacité calculée dans le cadre du modèle étudié. Le résultat de cette comparaison était-il prévisible? Quelles sont les sources d'irréversibilité du cycle avec lequel a été modélisée la machine frigorifique?

17. Aucune transformation n'est réversible. La compression réelle qui amène le fluide de P_{bp} à P_{hp} est nécessairement irréversible, contrairement à l'hypothèse simplificatrice de notre modèle; Proposer une modification simple de l'allure de la courbe $1 \rightarrow 2$ du diagramme (P, h) pour tenir compte de l'irréversibilité. En déduire graphiquement une conséquence sur l'efficacité (l'explication sera faite sur la copie).

18. Expliquer en quoi le sous-refroidissement permet d'augmenter l'efficacité de la machine, tous les autres paramètres étant gardés identiques.



I.3 – Cycle subi par le fluide R134a, en coordonnées pression-enthalpie massique (tracé avec le logiciel CoolPack)

a

a

a

a

a