

## OPTIMISATION DE CYCLES INDUSTRIELS DE REFRIGERATION

A la fin de l'épreuve, les candidats devront joindre à leur copie, après les avoir complétés, les deux diagrammes figurant en annexes 1, 2 et 3 qui leur ont été remis avec l'énoncé.

On se propose d'étudier les performances thermodynamiques de cycles industriels de réfrigération d'un fluide diphasé.

Après avoir étudié attentivement un cycle donné pour un fluide frigorigène usuel, le Forane 502, on s'intéresse à l'influence sur les performances de ce cycle de la nature du fluide.

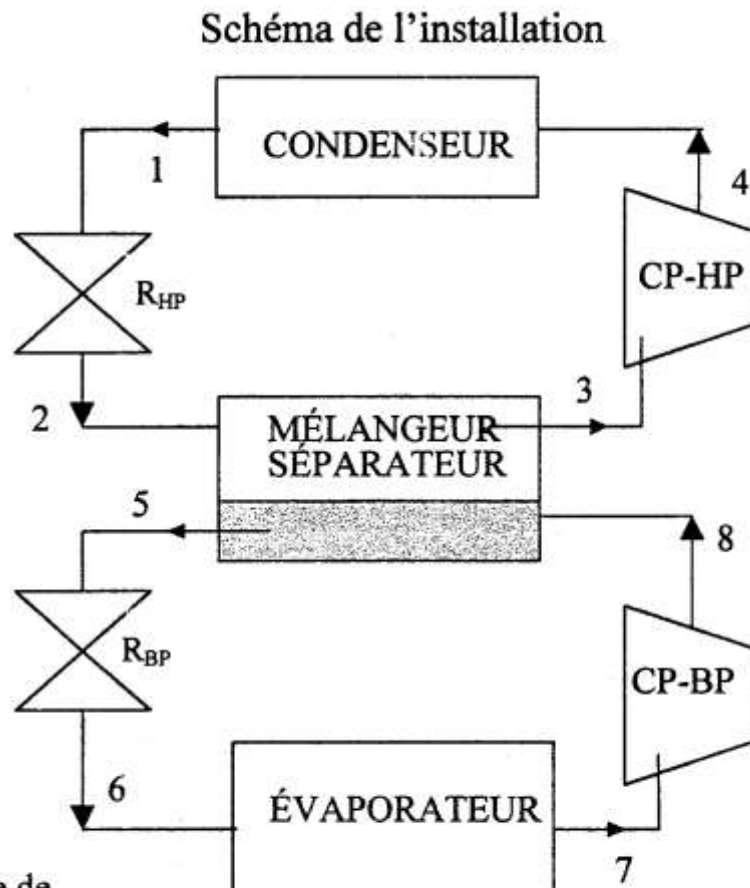


Figure 1 : cycle de réfrigération à 2 étages

Le condenseur et l'évaporateur sont des échangeurs permettant respectivement la condensation et l'évaporation totale du fluide qui les traverse; dans les états 1 et 7, le fluide est respectivement à l'état de liquide saturant et de vapeur saturante sèche.

Ces échangeurs sont calorifugés. Les évolutions du fluide y sont supposées isobares et réversibles.

$R_{HP}$  et  $R_{BP}$  sont des robinets de laminage, respectivement haute et basse pression, qui assurent, sans partie mobile, des détentes supposées adiabatiques :

- le fluide pénètre dans  $R_{HP}$  sous une haute pression égale à  $P_1$  (état 1) et en ressort sous une pression intermédiaire  $P_2$  (état 2)
- le fluide pénètre dans  $R_{BP}$  sous la pression intermédiaire égale à  $P_5$  (état 5) et en ressort sous une basse pression  $P_6$  (état 6)

CPHP et CPBP sont des compresseurs, respectivement haute et basse pression, qui assurent des compressions également supposées adiabatiques et réversibles du fluide à l'état gazeux :

- le fluide pénètre dans CPHP sous une pression intermédiaire  $P_3$  (état 3) et en ressort sous la haute pression  $P_4$  (état 4) ;
- le fluide pénètre dans CPBP sous basse pression  $P_7$  (état 7) et en ressort sous la pression intermédiaire  $P_8$  (état 8) ;

A la sortie de  $R_{HP}$  (état 2), et à la sortie de CPBP (état 8) , le fluide pénètre dans le *mélangeur - séparateur* (MS) et ressort à l'état de vapeur sèche saturante (état 3) vers CPHP et à l'état de liquide saturant (état 5) vers  $R_{BP}$ . L'échangeur MS est parfaitement calorifugé, dépourvu de partie mobile, et les évolutions du fluide y sont supposées réversibles.

## 1. Questions préliminaires :

1.1. Soit un fluide en écoulement permanent entre deux points, qualifiés d'entrée et de sortie. On note  $w_i$  le travail indiqué massique, c'est-à-dire le travail reçu par une unité de masse autre que celui des forces de pression au niveau des surfaces d'entrée et de sortie ; de même, on note  $q_e$  l'énergie thermique massique reçue pendant cet écoulement de la part du milieu extérieur.

On suppose de plus que les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle de pesanteur sont négligeables.

**Ces hypothèses sont vérifiées dans tout le problème.**

Montrer que  $w_i + q_e$  est égal à la variation d'une fonction d'état massique, que l'on identifiera.

1.2. On considère une machine frigorifique ditherme où le fluide suit un cycle réversible de Carnot entre deux sources idéales de températures constantes  $T_F$  et  $T_C$  .

Tracer le cycle correspondant dans un diagramme  $(T, s)$ .

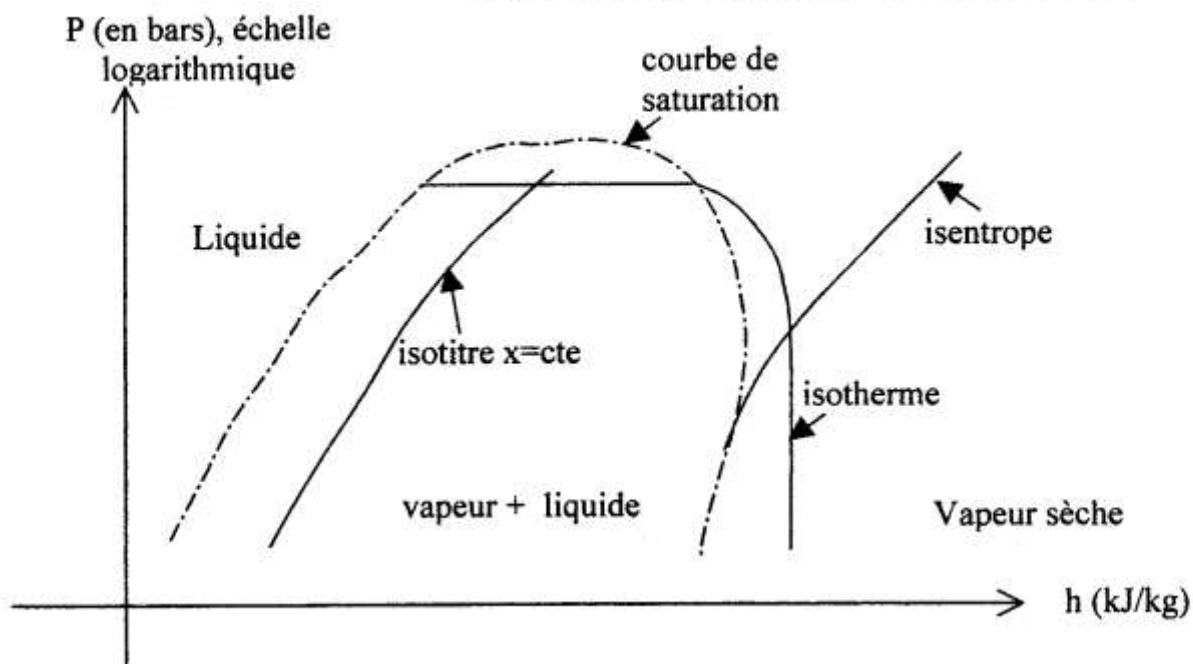
Définir le coefficient de performance (COP) ou efficacité frigorifique de la machine, et le déterminer en fonction de  $T_F$  et  $T_C$  (Relation à établir) .

**On revient maintenant à l'installation dont le schéma a été donné à la figure 1, ci-dessus.**

1.3. Montrer que les transformations dans le condenseur, l'évaporateur et le mélangeur sont isothermes.

1.4. Etude du diagramme des frigoristes :  $P = f(h)$  .

Figure 2 : allure sommaire du diagramme des frigoristes



La figure 2 ci-dessus facilite la lecture des diagrammes fournis en annexes 1 et 2, qui seront utilisés ultérieurement dans l'étude du problème. L'abscisse est l'enthalpie massique  $h$  du fluide étudié, exprimée

en  $\text{kJ.kg}^{-1}$ , avec une échelle linéaire. L'ordonnée est la pression  $P$ , exprimée en bars ( $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$ ), avec une échelle logarithmique. On note  $x$  le titre massique en vapeur dans un état donné.

1.4.1. Quelle est la forme des isothermes à l'intérieur de la courbe de saturation ? On justifiera précisément la réponse fournie.

On s'intéresse maintenant au cas particulier d'un gaz parfait ; on note  $c_P$  et  $c_V$  capacités thermiques massiques de ce gaz, supposées constantes.

1.4.2. Trouver l'équation d'une isotherme de ce gaz dans le diagramme étudié ; y a-t-il accord avec les isothermes du diagramme réel du fluide Forane 502, représentées en annexe 1 ? Discuter.

**Remarque :** sur les diagrammes fournis en annexes 1 et 2, figurent également les courbes isochores ( $v$  est donné en  $\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$ ) ; on veillera à ne pas confondre ces courbes isochores (non utilisées dans cette étude) et les courbes isentropes, de pentes plus importantes.

### Données nécessaires à la suite de l'étude :

$P_1 = 15 \text{ bars}$ ,  $P_2 = P_8 = 4 \text{ bars}$ ,  $P_6 = 1,5 \text{ bars}$ .

Débit du cycle basse pression :  $D_{BP} = 1,5 \text{ kg.s}^{-1}$

### **2. Etude du cycle haute pression (1-2-3-4) :**

Le fluide frigorigène étudié ici est le Forane 502.

2.1. Tracer le cycle 1, 2, 3, 4 sur le diagramme fourni en annexe 1 (voir feuillet mobile).

2.2. Présenter, sous forme de tableau, les caractéristiques ( $h$ ,  $P$ ,  $T$ ,  $x$ ) de chacun des états 1, 2, 3 et 4 *par lecture* sur ce diagramme ainsi complété.

### **3. Etude du cycle basse pression (5-6-7-8) :**

Le fluide frigorigène étudié est toujours le Forane 502.

On **représentera**, au fur et à mesure de la progression, le cycle 5, 6, 7, 8 toujours sur le diagramme fourni en **annexe 1**.

3.1. Déterminer les valeurs de  $P$ ,  $T$ ,  $x$  et  $h$  pour les états 5 et 6 du fluide.

3.2. Faire de même pour le fluide dans l'état 7 ; en déduire les valeurs pour l'état 8. Présenter, sous forme de tableau, les caractéristiques ( $h$ ,  $P$ ,  $T$ ,  $x$ ) de chacun des états 5, 6, 7 et 8.

3.3. A l'aide un bilan énergétique justifié au niveau du mélangeur - séparateur, déterminer la valeur du débit massique  $D_{HP}$  du fluide qui décrit le cycle haute pression.

### **4. Bilan énergétique :**

4.1. Calculer la puissance mécanique échangée dans CP-HP et CP-BP.

4.2. Calculer la puissance thermique échangée dans l'évaporateur et dans le condenseur.

4.3. Calculer le COP (coefficient de performance) de l'installation frigorifique étudiée.

4.4. Calculer le COP du cycle réfrigérant idéal de Carnot ayant mêmes températures de source froide et de source chaude. En déduire le rendement du cycle étudié par rapport au cycle de Carnot :

$$\eta = \frac{(COP)_{\text{réelle}}}{(COP)_{\text{Carnot}}}. \text{ Commenter.}$$

### **5. Optimisation du fluide frigorigène :**

Certaines installations industrielles utilisent préférentiellement l'ammoniac (R 717) comme fluide frigorigène. On se propose de dégager l'intérêt éventuel de cette technologie.

5.1. Tracer sur le diagramme de  $\text{NH}_3$  fourni en **annexe 2** un cycle similaire à celui étudié précédemment, évoluant entre les mêmes pressions (haute pression  $P_1 = 15 \text{ bars}$ , moyenne pression  $P_2 = P_8 = 4 \text{ bars}$ ,

basse pression :  $P_6 = 1,5$  bars), et en considérant que la vapeur au point 7 est surchauffée à la température  $T_7 = -10$  °C.

5.2. Dans ces conditions les débits haute et basse pression de ce cycle valent :  $D_{BP} = 1,5$  kg.s<sup>-1</sup> et  $D_{HP} = 1,94$  kg.s<sup>-1</sup>. Exprimer et calculer numériquement la puissance de réfrigération  $P_{67}$  du cycle, le COP de l'installation frigorifique étudiée, le COP du cycle réfrigérant idéal de Carnot ayant mêmes températures de source froide et de source chaude. En déduire le rendement du cycle étudié par rapport au cycle de

$$\text{Carnot} : \eta = \frac{(COP)_{\text{réelle}}}{(COP)_{\text{Carnot}}}$$

## 6. Optimisation de la compression :

On se propose de dégager l'intérêt d'une compression à deux étages, nécessitant la présence des deux compresseurs CPHP et CPBP.

Pour cela, on envisage un cycle simple de réfrigération à un étage, fonctionnant entre les mêmes pressions extrêmes  $P_1' = P_4' = 15$  bars, et  $P_6' = P_7' = 1,5$  bars.

Le fluide frigorigène est **de nouveau le Forane 502**.

Le point 1' est identique au point 1 de la figure 1. De même 7' est identique au point 7 du cycle précédent. Les éléments du cycle : compresseur CP, évaporateur, condenseur, et robinet de laminage R, ont les mêmes comportements que précédemment.

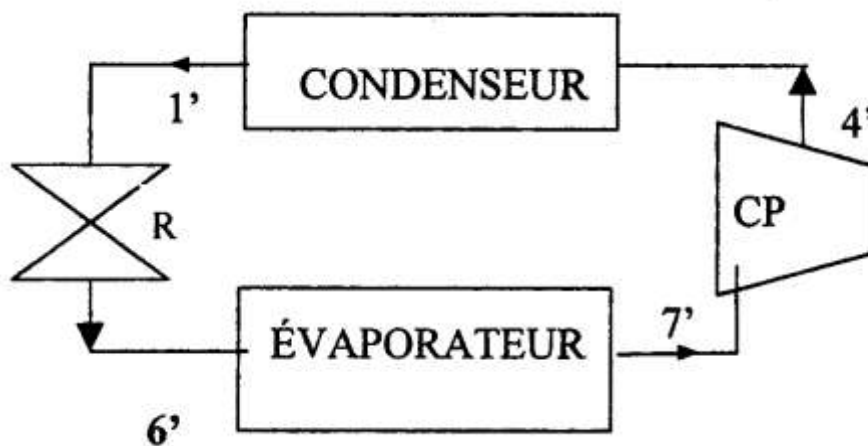


Figure 3 : cycle de réfrigération à 1 étage

6.1. Tracer le cycle correspondant sur le diagramme fourni **en annexe 3**

6.2. Calculer graphiquement les enthalpies massiques des points 6' et 4'.

6.3. En déduire l'énergie thermique massique de réfrigération de ce cycle, ainsi que le travail indiqué massique au niveau du compresseur.

6.4. Déterminer le COP de cette installation. Commenter.