

POMPE À CHALEUR MÉCANIQUE

1 Introduction

Il s'agit d'étudier un cycle frigorifique obtenu sur une pompe à chaleur mécanique fonctionnant avec le fluide frigorigène R134a. Les cycles thermodynamiques théoriques seront tracés à partir de mesures de température et de pression sur l'installation. L'influence d'un échangeur de chaleur sur la quantité de froid produite dans l'évaporateur sera également étudiée. On comparera entre eux les différents régimes de fonctionnement de l'unité expérimentale de réfrigération : température de condensation fixée et température d'évaporation fixée. Le but est ici de relier l'évolution des puissances thermiques à l'évaporateur et condenseur, et mécaniques/électriques au compresseur en fonction de la température d'évaporation ou de condensation. Les notations et appellations utilisées dans ce texte correspondent entre autres au cours de thermodynamique.

2 Rappels théoriques

2.1 Aspects thermodynamiques

La seconde loi de la thermodynamique implique qu' « *il est impossible de faire un transfert de chaleur d'une zone à basse température vers une autre, à plus haute température, sans avoir recours à un agent externe* ». Les réfrigérateurs et les pompes à chaleur sont des exemples de machines à transfert de chaleur d'une zone à basse température vers une autre à haute température, « *l'agent externe* » utilisé étant soit du travail, soit de la chaleur de haute qualité. La première loi de la thermodynamique établit que, dans un cycle, le transfert de chaleur net est égal au transfert de travail net. Dans le cas d'un réfrigérateur (ou d'une pompe à chaleur), qui utilise un apport de travail (i.e le cycle de compression de vapeur), on établit que :

Apport de chaleur à basse température + apport de travail = Rejet de chaleur à haute température

2.2 Cycles thermodynamiques

2.2.1 Cycle idéal

Le cycle idéal du R134a est représenté Figure 1 sur un diagramme (P, h) à l'aide des notations empruntées à notre manipulation (cf. Figure 6). Dans un premier temps, le fluide frigorigène en phase vapeur est aspiré à la sortie de l'évaporateur puis passe dans le compresseur où il subit une compression adiabatique réversible ($\delta Q = 0$ et $\Delta S = 0$). Sa pression augmente ainsi que son enthalpie, si la transformation est réversible elle s'effectue à entropie spécifique constante ($s = \text{cste}$). Dans la pratique c'est rarement le cas évidemment.

Il passe ensuite dans le condenseur (circuit HP) où il subit un refroidissement à pression constante (P condenseur). Dans la zone de mélange liquide+vapeur on a une zone isotherme suivie d'un sous refroidissement par rapport à la saturation. Le sous refroidissement s'effectue en phase liquide et représente la différence de température entre la sortie du condenseur et la température de saturation à la pression sortie compresseur.

Le fluide frigorifique subit une détente adiabatique par une vanne de détente dans le cas présent : baisse de pression, mais pas de récupération de travail ni d'échange de chaleur ($\delta Q = 0$ et $\delta W = 0$). Lors de cette détente le fluide repasse en basse pression (BP) en phase liquide + vapeur. Sous l'action d'un apport de chaleur, ici représenté par une résistance électrique, il reprend sa forme vapeur toujours à pression constante. A la sortie de la zone diphasique la vapeur est surchauffée par rapport à la saturation. Cette surchauffe est nécessaire au bon fonctionnement du compresseur, elle permet entre autre chose d'éviter le « coup de liquide » qui consiste en la compression de gouttelettes liquides ce qui peut provoquer la détérioration prématuée des clapets à l'entrée du compresseur. Selon le cycle présenté en Figure 1, on a les relations suivantes :

- Puissance apportée au condenseur $Q_{COND} = \dot{m}_{R134} \cdot (h_2 - h_4)$
- Puissance extraite à l'évaporateur $Q_{EVAP} = \dot{m}_{R134} \cdot (h_1 - h_4)$
- Puissance fournie par le compresseur $W_{COMP} = \dot{m}_{R134} \cdot (h_2 - h_1)$

Selon le premier principe (bilan de conservation de l'énergie) on a : $W_{COMP} + Q_{EVAP} = Q_{COND}$. Dans les équations précédentes le symbole « \dot{m} » représente le débit massique de fluide en kg/s.

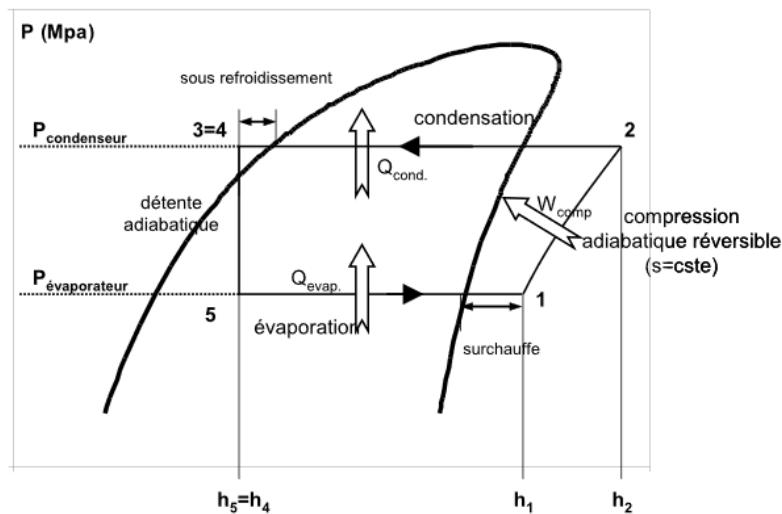


FIGURE 1 – Cycle frigorifique idéal sur diagramme (P-h)

2.2.2 Cycle réel

La description précédemment faite est celle d'un cycle idéal. Il est donc clair que pendant la séance de TP, les résultats vont légèrement différer pour différentes raisons :

- A cause du frottement, il se produit une petite chute de pression entre la sortie du compresseur, et l'entrée à la vanne de détente d'un côté et la sortie de celle-ci, puis l'aspiration du compresseur de l'autre.
- La détente dans la vanne est certes irréversible mais certainement pas adiabatique, l'enthalpie spécifique du fluide augmente mais le point d'arrivée n'est pas discernable car il se trouve dans la zone d'équilibre liquide-vapeur du diagramme.
- Le processus de compression n'est ni adiabatique, ni réversible. La différence d'enthalpie sera plus importante à cause des irréversibilités, on peut alors définir un rendement isentropique de compression :

$$\eta_{isen.} = \frac{(h_2 - h_1)_{isen.}}{(h_2 - h_1)_{rel}} \quad (1)$$

Attention : à cause de pertes de chaleur au niveau du compresseur, non quantifiable avec notre instrumentation, il se peut que l'on obtienne une valeur irréaliste. La vapeur qui sort de l'évaporateur est généralement surchauffée. Cette surchauffe est réglée par la vanne de détente, elle évite les

problèmes de coup de liquide au niveau du compresseur et améliore ses performances. Le liquide qui sort du condenseur est généralement sous-refroidi, c'est-à-dire qu'il est au-dessous de sa température de saturation correspondant à la pression condenseur. On améliore ainsi la puissance frigorifique de l'installation. Il peut y avoir un faible apport de chaleur, non souhaitable, dû à l'environnement, envers les parties du circuit qui fonctionnent au-dessous de la température ambiante.

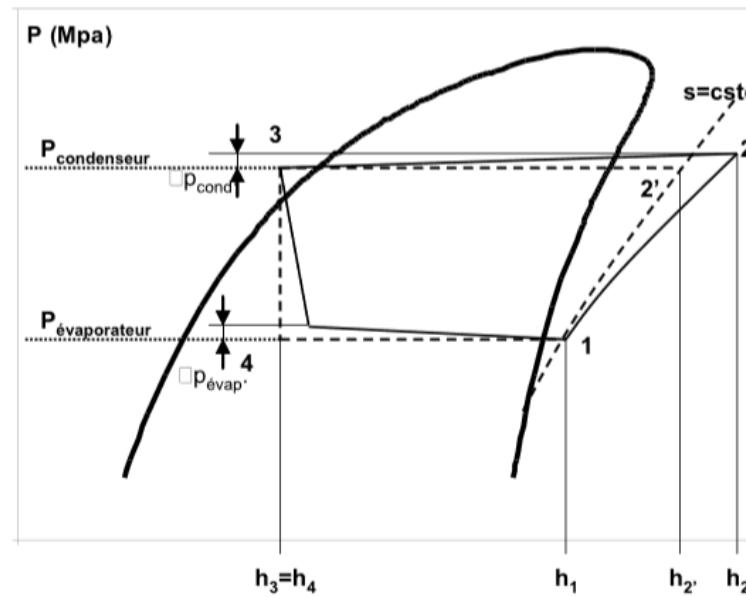


FIGURE 2 – Cycle frigorifique réel (traits pleins) comparé au cycle théorique (pointillés)

2.2.3 Cycle idéal avec échangeur de chaleur : liquide sortie condenseur/vapeur sortie évaporateur

La boucle de réfrigération utilisée contient également un échangeur à tubes concentriques en circulation contre-courant (i.e. l'entrée de fluide froid se fait du côté de la sortie du fluide chaud), placé du côté de la vapeur surchauffée (Figure 3), et associée à une vanne 4 voies. L'échangeur permet au fluide frigorigène liquide sortie condenseur d'être :

- dirigé directement au débitmètre R134 liquide et à la vanne de détente, donnant une configuration correspondant à la Figure 4 ,
- sous-refroidi par la vapeur froide sortie évaporateur en le faisant passer par l'échangeur de chaleur, cf. Figure 5.

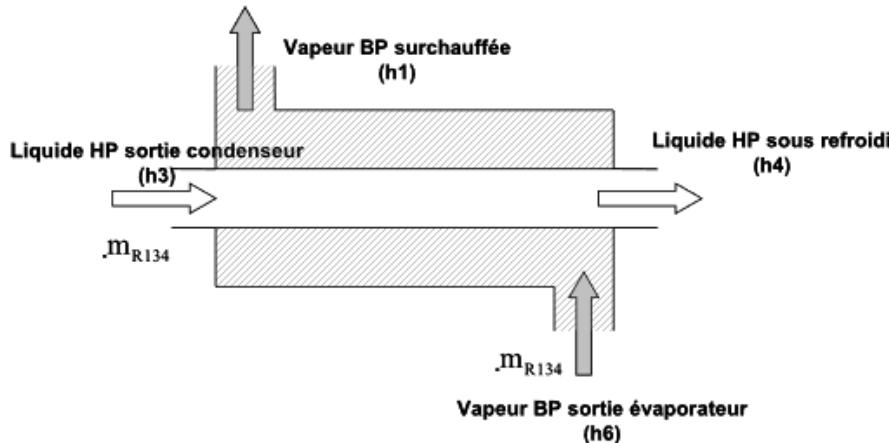


FIGURE 3 – Échangeur de chaleur en circulation parallèle inversée, à deux fluides.

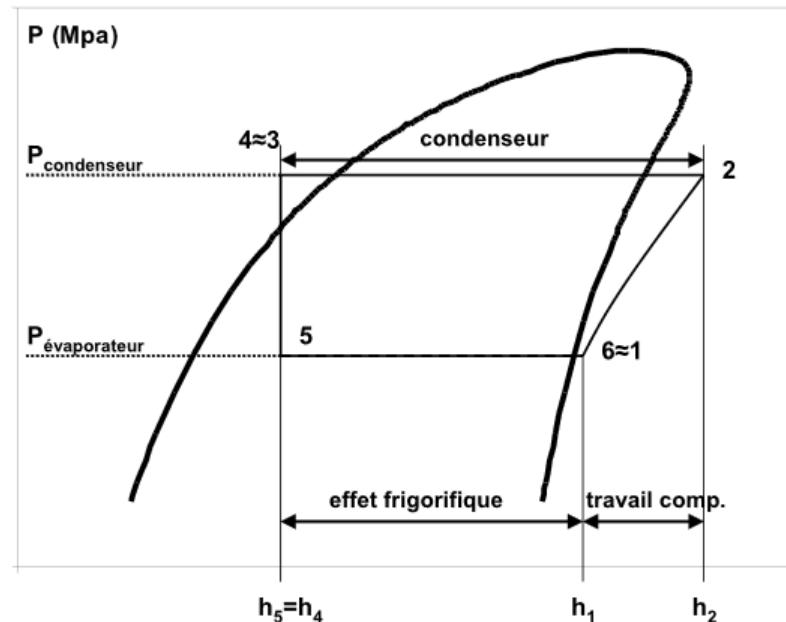


FIGURE 4 – Cycle frigorifique idéal sans échangeur

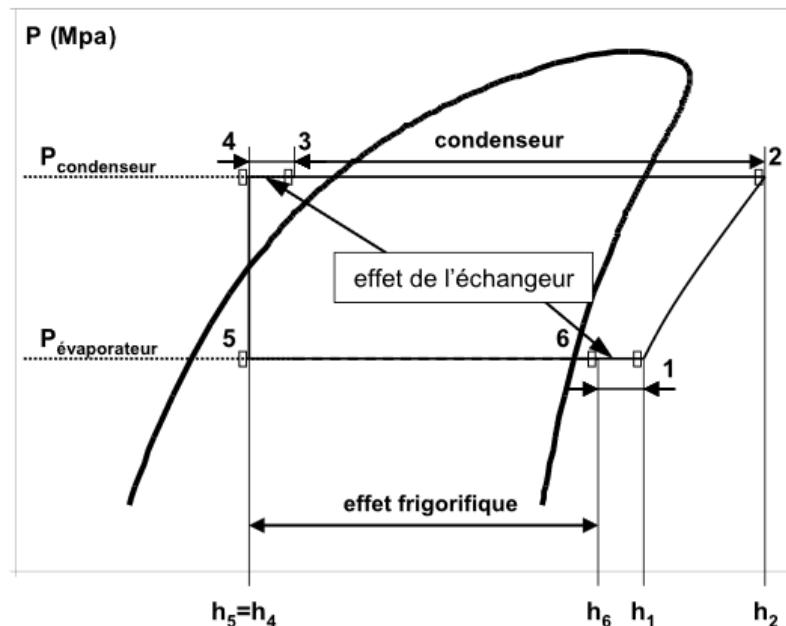


FIGURE 5 – Cycle frigorifique idéal avec échangeur.

On notera que même s'il y a une augmentation de l'effet frigorifique avec l'échangeur, les avantages principaux sont d'ordre pratique :

- un débit plus faible de fluide frigorigène pour une même puissance frigo
- une meilleure assurance de sous-refroidissement au condenseur
- l'élimination des gouttes de liquide à l'entrée du compresseur

3 Machine frigorifique : présentation

3.1 Description technique et Schémas de principe

Le banc expérimental, présenté à la Figure 6, est constitué des éléments suivants :

- un compresseur alternatif bi-cylindre, entraîné par courroie par un moteur asynchrone
- un condenseur à eau, dont le débit d'eau est contrôlé et mesuré par un debitmètre et une vanne
- un échangeur R134a/R134a, afin de sous-refroidir le liquide sortie condenseur et de surchauffer la vapeur sortie évaporateur
- un débitmètre pour le fluide frigorigène (R134a) en phase liquide
- une vanne de détente réglée pour assurer 5 °C de surchauffe en sortie évaporateur
- un évaporateur. La puissance nécessaire pour évaporer le fluide frigorigène est ici fournie par une résistance électrique alimentée à l'aide d'un auto-transformateur (cf. régulateur d'apport de chaleur sur la Figure 6).

Le fluide frigorigène utilisé dans l'installation est le R134a. Il est conforme à la législation en vigueur concernant la protection de la couche d'ozone, tout en possédant des qualités thermodynamiques (courbe de saturation et enthalpie), proches de celles du R12 qu'il a remplacé. Les courbes caractéristiques, ainsi qu'un diagramme complet, sont présentées en Annexes A.2.

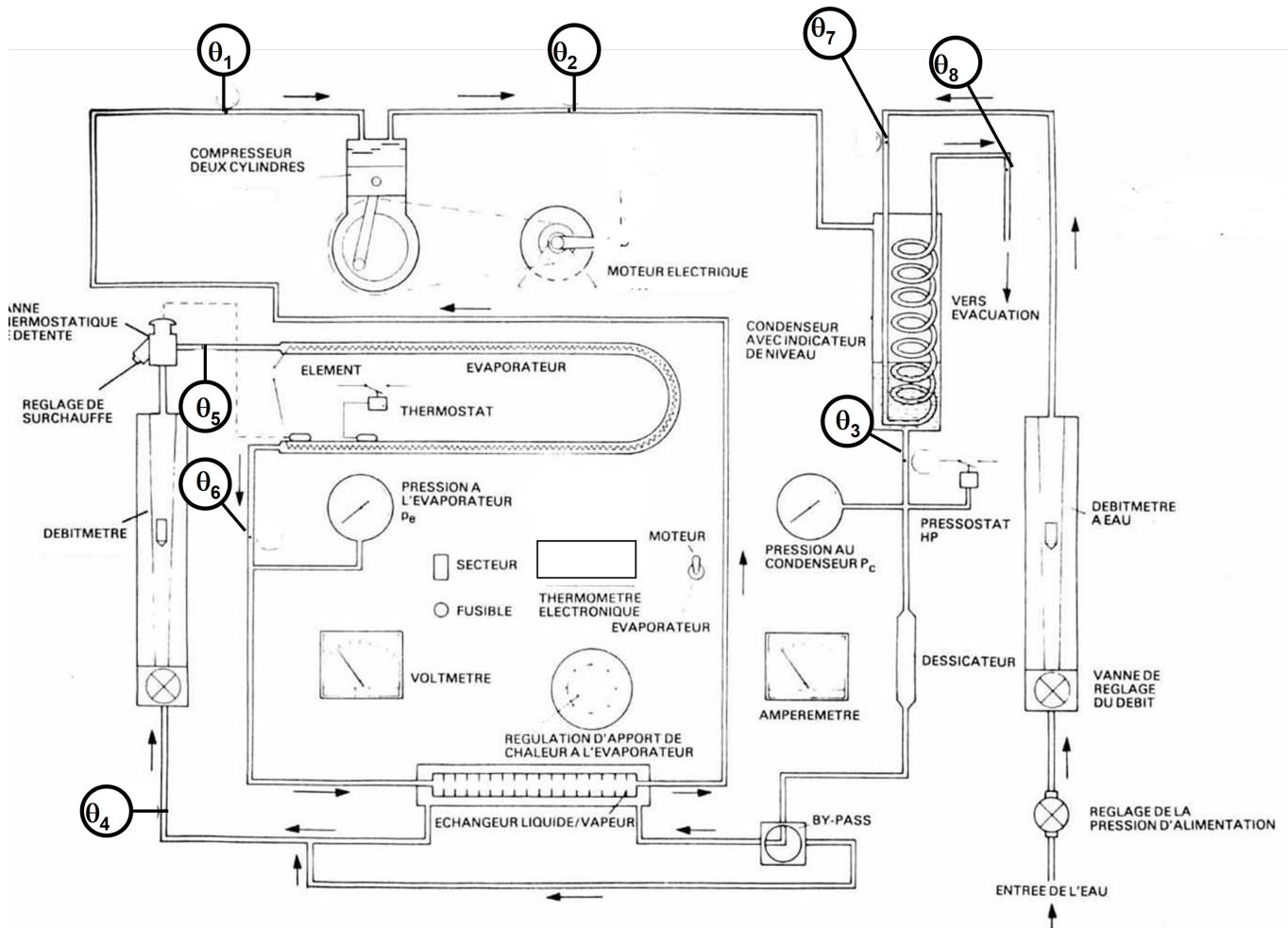


FIGURE 6 – Schéma de principe de l'installation.

L'instrumentation est quand à elle composée de :

- 8 thermocouples de type K implantés selon la Figure 6 et reliés à un sélecteur rotatif
- un indicateur pour thermocouples K au $1/10^{ime}$ de °C, compensé en température
- des manomètres, haute pression (HP) en rouge et basse pression (BP) en bleu, gradués en pressions relatives et en température de saturation pour le R134a
- un voltmètre et un ampèremètre. Un commutateur permet de mesurer la tension (U) et l'intensité (I) aux bornes de la résistance (évaporateur) ou du moteur électrique
- un tachymètre permettant de mesurer la vitesse de rotation du moteur, celle-ci permettra de déterminer le $\cos\phi$ du moteur électrique à chaque essai
- un débitmètre de fluide frigorigène étalonné pour le R134a.

Une vanne trois voies (cf. by-pass sur la Figure 6) permet de passer ou non par un échangeur R134 liquide/R134 vapeur. Cet échangeur, dont on testera l'efficacité, permet de surchauffer la vapeur sortie évaporateur et de sous refroidir le liquide sortie condenseur. Le sens de passage est indiqué par le sens d'orientation de la vanne.

Sur cette installation, il existe deux modes de fonctionnement : avec et sans échangeur. Lors du fonctionnement sans échangeur le schéma de principe de l'installation est celui décrit en Figure 7 - (a). On retrouve alors le cycle thermodynamique décrit à la Figure 4. Lorsque l'échangeur est en fonction on obtient le schéma de principe donné à la Figure 7 - (b). Dans ce cas nous n'avons plus $\theta_3 = \theta_4$ ni $\theta_6 = \theta_1$ et le cycle décrit est alors celui présenté à la Figure 5.

Compte tenu de la difficulté de mesurer une pression de refoulement du compresseur il nous sera très difficile d'estimer les pertes de charge au refoulement et dans le condenseur. Les différentes prises de pression et de température sont indiquées sur ce schéma de principe de l'installation frigorifique en symboles normalisés.

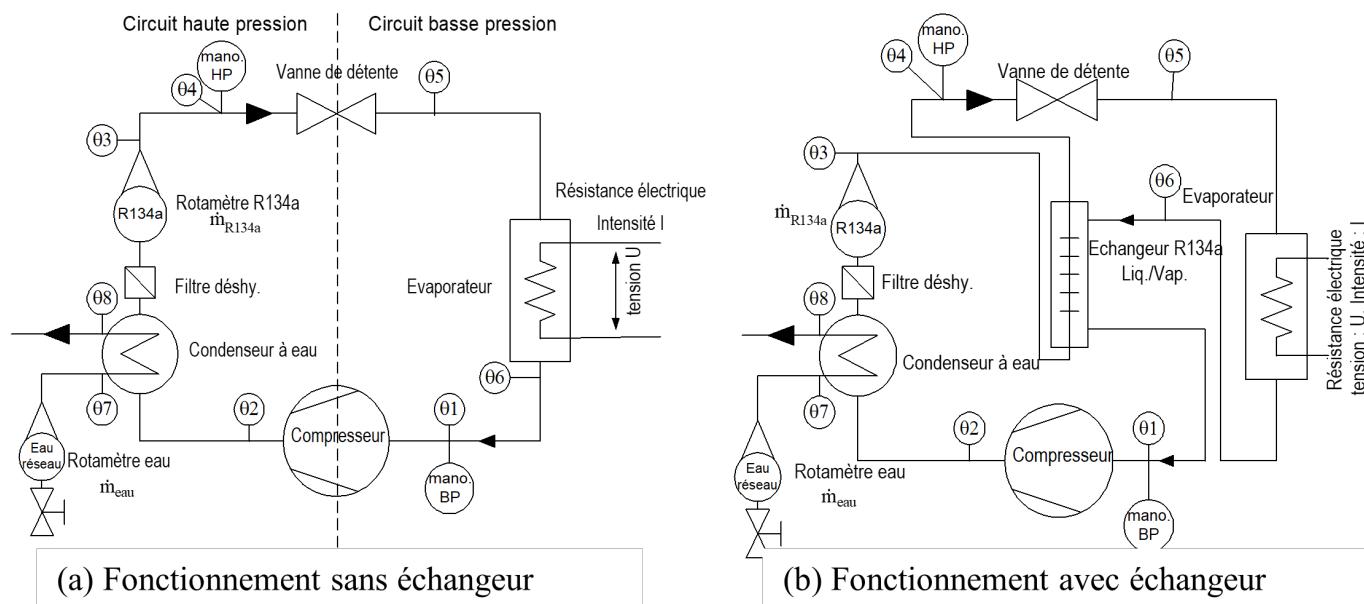


FIGURE 7 – Deux modes de fonctionnement de l'installation

3.2 Détermination des puissances et coefficients de performance (COP)

Sur l'installation on dispose de deux moyens pour déterminer les puissances mises en jeu : la mesure directe des puissances et le tracé du cycle thermodynamique sur un diagramme. Cette dernière option nécessite la connaissance du débit de fluide frigorigène.

3.2.1 Puissances « théoriques » à partir du diagramme [Log(P)-h]

En prenant l'hypothèse que la détente dans la vanne est isenthalpique ($\Delta h = 0$) et que la condensation/évaporation est isobare, on peut tracer les cycles thermodynamiques sur le diagramme de Mollier du R134a. A partir de la mesure du débit de R134a on peut obtenir la puissance avec un bilan enthalpique (attention cette puissance est reçue pour l'évaporateur et le compresseur, et elle est cédée pour le condenseur) :

$$P_{enth} = \dot{m}_{R134} \cdot (h_{sortie} - h_{entrée}) \quad (2)$$

3.2.2 Puissances expérimentales

Le banc à disposition est équipé de différents organes permettant la mesure presque directe des différentes puissances :

- bilan enthalpique sur l'eau de refroidissement pour la puissance au condenseur ;
- mesure de U et I aux bornes de la résistance pour la puissance à l'évaporateur ;
- mesure de la tension et de l'intensité aux bornes du moteur électrique entraînant le compresseur.

La valeur de ces puissances peut être différente de celle calculée à partir du cycle thermodynamique, néanmoins l'ordre de grandeur doit être respecté.

3.2.2.1 Condenseur (bilan enthalpique sur l'eau de refroidissement)

Pour un système ouvert sans changement de phase, l'eau de refroidissement, en régime permanent on a : $Q = \Delta H = m \cdot c_p \cdot (\Theta_s - \Theta_e)$. Dans cette dernière expression, Q est la quantité de chaleur en J, m la masse en kg, c_p la chaleur spécifique du fluide à pression constante en $J.kg^{-1}.K^{-1}$ et $\Theta_s(\Theta_e)$ la température du fluide à la sortie (entrée). La puissance P peut être obtenue en dérivant Q par rapport au temps, si le système est en régime permanent on obtient le résultat suivant :

$$\frac{\delta Q}{\delta t} = \frac{\Delta H}{\Delta t} = \frac{\dot{m}}{\Delta t} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta \Theta = \dot{m} \cdot c_p \cdot (\theta_s - \theta_e) \quad (3)$$

avec \dot{m} le débit massique de fluide en kg/s. Ce bilan enthalpique donne la puissance échangée entre le R134 et l'eau de refroidissement dans le condenseur, équipé d'un débitmètre à eau (cf. Figure 6). La chaleur spécifique de l'eau est donnée en Annexes A.1

3.2.2.2 Évaporateur (résistance électrique)

Aux pertes de chaleur près, la puissance à l'évaporateur est intégralement fournie par la résistance chauffante, dont la puissance est donnée par :

$$P_{résistance} = U_{résistance} \cdot I_{résistance} \quad (4)$$

3.2.2.3 Compresseur (moteur)

La puissance électrique consommée par le moteur est différente de la puissance appelée sur la ligne ; l'évaluation de la puissance « active » nécessite la connaissance du $\cos(\phi)$, cf. l'équation 5. Ce facteur de puissance est généralement donné en fonction du régime moteur sous la forme d'une

courbe $\cos(\phi) = f(N)$ avec N vitesse de rotation du moteur électrique. Cette variation correspond au glissement de la fréquence de rotation par rapport au réseau à 50 Hz.

$$P_{moteur} = U_{moteur} \cdot I_{moteur} \cdot \cos(\phi) \quad (5)$$

En l'absence de cette courbe, on prendra ici une valeur de $\cos(\phi)$ de 0.96. On pourra toutefois discuter de la pertinence de cette valeur constante selon les différents régimes de fonctionnement du moteur.

3.2.3 Coefficients de performance (COP)

Le Coefficient de Performance (COP) est le rapport de la puissance utile et de la puissance dépendue :

$$COP = \frac{P_{utile}}{P_{dépendue}} \quad (6)$$

Le COP est un réel positif pouvant être supérieur à 1, car il ne s'agit pas d'un rendement mais d'une performance par rapport à une certaine puissance dépendue. Pour les PAC mécaniques à compression de vapeur on peut définir 2 COP, l'un relatif au fonctionnement en réfrigérateur (production de froid à la puissance $P_{évap}$), l'autre est relatif au fonctionnement en pompe à chaleur (production de chaleur à la puissance P_{cond}). Le COP maximum est obtenu à partir du cycle idéal de Carnot composé de deux isothermes et deux isentropes et se calcule à partir des températures de source chaude et de source froide, i.e. Θ_{SC} et Θ_{SF} . L'expression des différents COP est donnée au Tableau 1.

Application (Exemple)	Froid (Climatisation)	Chaud (Pompe à Chaleur)
COP diagramme	$COP_{f,diag} = \frac{P_{évap}}{P_{comp}}$ (7)	$COP_{c,diag} = \frac{P_{cond}}{P_{comp}}$ (8)
COP expérimental	$COP_{f,TP} = \frac{P_{résistance}}{P_{élec,moteur}}$ (9)	$COP_{c,TP} = \frac{P_{cond}}{P_{élec,moteur}}$ (10)
COP Carnot	$COP_{f,C} = \frac{\Theta_{SF}}{\Theta_{SC} - \Theta_{SF}}$ (11)	$COP_{c,C} = \frac{\Theta_{SC}}{\Theta_{SC} - \Theta_{SF}}$ (12)

TABLE 1 – Expression des Coefficients de Performance (COP)

3.3 Procédure de mise en route

1. Ouvrir l'eau du réseau par l'intermédiaire de la vanne $\frac{1}{4}$ de tour.
2. Régler le débit d'eau à une valeur de l'ordre de 20 g/s.
3. Placer le commutateur de mesure de tension et d'intensité sur la position évaporateur.
4. Vérifier que l'autotransformateur se trouve bien en butée à gauche ($U = 0V$).
5. Démarrer l'installation à partir de l'interrupteur principal.
6. Aussitôt après avoir démarré l'installation vous devez introduire une charge au niveau de l'évaporateur telle que $U \sim 180$ V. En cas de non respect de cette consigne la pression à l'évaporateur continuerait à baisser et on risquerait de déclencher le pressostat BP. On risquerait aussi d'envoyer du liquide directement dans le compresseur ce qui serait dramatique.
7. Une fois un fonctionnement stable atteint, vous pouvez procéder à vos réglages.

3.4 Procédure en cas d'arrêt de sécurité BP ou HP - thermostat

En cas de déclenchement des pressostats de sécurité BP ou HP, il faut modifier les conditions expérimentales de manière à redémarrer dans de bonnes conditions. Il faut noter que le réarmement des pressostats après la disparition du défaut est automatique mais pas immédiat. Il faut attendre un certain temps que la pression s'éloigne de la valeur de déclenchement (curseur ΔP de droite) pour que le système redémarre. En cas de déclenchement des pressostats, il faut couper l'installation et reprendre la procédure de mise en route de manière à ne pas remonter trop haut en HP et ne pas descendre trop bas en BP.

En cas de déclenchement de la sécurité thermostatique sur la résistance chauffante (25°C), cela ne coupe que l'alimentation de la résistance. Néanmoins une absence de chauffage peut entraîner une coupure BP. Si la résistance chauffe trop il suffit simplement de diminuer la puissance imposée.

3.5 Procédure d'arrêt

1. Diminuer la tension aux bornes de la résistance à une valeur d'environ 150 V.
2. Diminuer le débit d'eau à une valeur d'environ 20 g/s.
3. Couper l'interrupteur général de mise en marche.
4. Après l'arrêt de la machine placer l'autotransformateur sur 0 % et couper l'eau.

4 Préparation - A faire avant d'arriver en séance

1. Sur le diagramme de phase fourni dans ce fascicule, repérer la courbe de saturation. Préciser quels domaines elle délimite. Tracer l'isobare $P_{abs} = 8$ bars. A cette pression, dire à quelle température se fait le changement d'état du fluide (du liquide au gaz). Conclusion. Dans la zone liquide et proche de la saturation, quelle est l'allure approximative des isothermes ?
2. Si le gaz R134a est à la pression relative $P_{rel} = 0,7\text{bars}$ et si sa température est de 20°C , quelle est son enthalpie spécifique ?
3. Donner l'expression littérale des coefficients de performance décrits au Tableau 1 . Selon les différentes expressions indiquez quels sont les paramètres, thermodynamiques, thermiques, électriques qui peuvent influer sur la valeur des COP. Pour faire cette rédaction (1/2 page max) on pourra s'appuyer sur le cours de thermodynamique.

5 Manipulations

5.1 Mise en route initiale

Pour la mise en route initiale, vous devez maintenir la boucle en marche avec des conditions imposées. Ce point initial vous permettra de vous familiariser avec l'appareillage et son comportement dynamique. Vous devez obtenir les conditions expérimentales suivantes :

- Fonctionnement en régime permanent **sans échangeur** ;
- $P_{cond.} = P_{HP} = 11$ bars (**pression absolue**) en jouant sur le débit d'eau du condenseur ;
- $P_{évap} = P_{BP} = 2.5$ bars (**pression absolue**) en jouant sur la puissance électrique de l'évaporateur.

Remarque : les manomètres installés sur les installations frigorifiques sont généralement gradués en pression relative. On peut vérifier s'il s'agit d'une pression absolue ou relative en consultant la correspondance entre la pression indiquée et la température de saturation du fluide, ici le R134a.

5.2 Travail à réaliser

5.2.1 Tracé des cycles – Fonctionnement avec et sans échangeur

A partir des conditions indiquées ci-dessous, effectuer un relevé complet de toutes les grandeurs mesurables listées dans le tableau fourni en salle de TP.

5.2.1.1 Conditions expérimentales

- Fonctionnement stable en régime permanent **sans échangeur** ;
- $P_{cond.} = 11 \text{ bars}$ (**pression absolue**), $P_{évap.} = 2.5 \text{ bars}$ (**pression absolue**).

Renouveler l'expérience et effectuer un relevé complet en régime permanent **avec échangeur**. Il est important que les pressions condenseur/évaporateur soient identiques à l'essai **sans échangeur**.

5.2.1.2 Exploitation des mesures sur les deux essais

- Sur le même diagramme [Log(P)-h] tracer les deux cycles thermodynamiques ;
- Dans les deux cas quel est le rendement isentropique de compression ? Pourquoi cette valeur est elle fausse ?
- Calculer les différentes puissances théoriques à l'aide du cycle (cf. section 3.2.1) et de la mesure du débit de R134 ;
- Calculer les COP frigo et PAC à partir des cycles. Commentaires ;
- Calculer les différentes puissances expérimentales obtenues à partir des puissances électriques et bilans enthalpiques sur l'eau de refroidissement (cf. section 3.2.2).
- Comparer ces puissances à celles obtenues à partir du cycle. Le premier principe (section 2.1) est il respecté ? Commentaires ;
- Calculer les COP frigo et PAC à partir des puissances expérimentales. Commentaires ;
- Quel est le rendement global du compresseur par rapport à la puissance électrique dépensée ?
- Vos commentaires et réflexions concernant l'utilisation d'un échangeur de sous-refroidissement.

5.2.2 Fonctionnement frigo - Évolution des puissances en fonction de la température d'évaporation

Le but de cet essai est d'étudier l'évolution de la puissance frigorifique en fonction de la température d'évaporation, à température de condensation fixée. Cet essai correspond au mode de fonctionnement « été » des installations frigorifiques industrielles où, dans le cas de condenseurs à air, la température de condensation est fixée par la température extérieure. On trouve également cette configuration lorsque l'on a une PAC avec une température de condensation fixée par une régulation, de manière à maintenir une température de condensation suffisante pour assurer le chauffage des locaux ; la température d'évaporation est alors variable avec les conditions extérieures.

On se fixe pour l'ensemble de ces essais une pression absolue condenseur de 11 bars, qui correspond à une température de condensation de 43 °C. En fonction de la température de l'eau du réseau, cette valeur peut être abaissée à 10 bars. **[Demander confirmation à l'encadrant de TP]**.

5.2.2.1 Conditions expérimentales pour les 6 relevés expérimentaux

- Régime permanent **sans échangeur** ;
- Pressions absolues : $P_{cond.} = 11 \text{ bars}$ (43 °C) et $P_{évap.}$ variable. En cas de faible température du réseau d'eau (< 11 °C), cette valeur de $P_{cond.}$ est à abaisser de 1 bar ;
- Tension aux bornes de la résistance variable de 140 V à 230 V.

5.2.2.2 Exploitation des mesures

- Sur le même diagramme [Log(P)-h], tracer les 2 cycles thermodynamiques extrêmes ;
- Vos commentaires sur l'évolution qualitative de la forme de ces cycles.



Ces cycles sont tracés de manière à observer qualitativement leur évolution.
On ne vous demande pas de les exploiter comme dans la première partie.

- Calculer les différentes puissances expérimentales (puissances électriques, bilan enthalpique sur l'eau au condenseur, cf. section 3.2.2). Rassembler les résultats dans un tableau ;
- Sur un même graphique tracer les puissances expérimentales : moteur, évaporateur et condenseur en fonction de la température d'évaporation. Étant donné le nombre limité de points ne dilatez pas vos échelles de manière exagérée.
- Commentaires sur l'évolution des puissances ;
- A partir des puissances expérimentales, calculer les COP_{frigo} et COP_{PAC} et tracer ceux-ci en fonction de $T_{acuteevap}$. Commentaires sur l'utilisation d'une PAC comme mode de chauffage, par exemple lorsque $COP_{PAC} < 1$. Commentaires sur l'évolution du COP_{frigo} .

5.2.3 Fonctionnement PAC - Evolution des puissances en fonction de la température de condensation

Le but de cet essai est d'étudier l'évolution de P_{cond} en fonction de la température de condensation, à température d'évaporation fixée. Cet essai correspond au mode de fonctionnement « hiver » des PAC, la température d'évaporation étant fixée par la température extérieure dans le cas d'évaporateur à air. On se fixe pour l'ensemble de ces essais une pression absolue à l'évaporateur de 2.5 bars, correspondant à une température d'évaporation d'environ -5 °C. De même que l'essai précédent, en fonction de la température de l'eau du réseau, cette valeur peut être modifiée. **[Merci de demander confirmation à l'encadrant de TP]**. Cette manipulation est délicate compte tenu des fluctuations de débit d'eau. Vous devez réaliser 6 relevés expérimentaux dans les conditions suivantes :

- Régime permanent sans échangeur.
- Pressions absolues : P_{vap} fixe à 2.5 bars (-5 °C), P_{cond} variable de 9 bars à 14 bars, attention cette dernière valeur est très proche de la valeur de déclenchement de la sécurité HP. En cas de faible température du réseau d'eau (~ 12 °C), ces valeurs de P_{cond} sont à abaisser de 1 bar.
- Sur le même diagramme [Log(P)-h] tracer les 2 cycles thermodynamiques extrêmes ;
- Vos commentaires sur l'évolution qualitative de la forme de ces cycles ;



Ces cycles sont tracés de manière à observer qualitativement leur évolution.
On ne vous demande pas de les exploiter comme dans la première partie.

- Calculer les différentes puissances expérimentales, voir le paragraphe 3.2.2
- Sur un même graphique, tracer les puissances moteur, évaporateur et condenseur en fonction de la température de condensation. Étant donné le nombre limité de points ne dilatez pas vos échelles de manière exagérée.
- Commentaires sur l'évolution des puissances ;
- A partir des puissances expérimentales, calculer les COP_{frigo} et COP_{PAC} et tracer ceux-ci en fonction de la température de condensation. Commentaires.

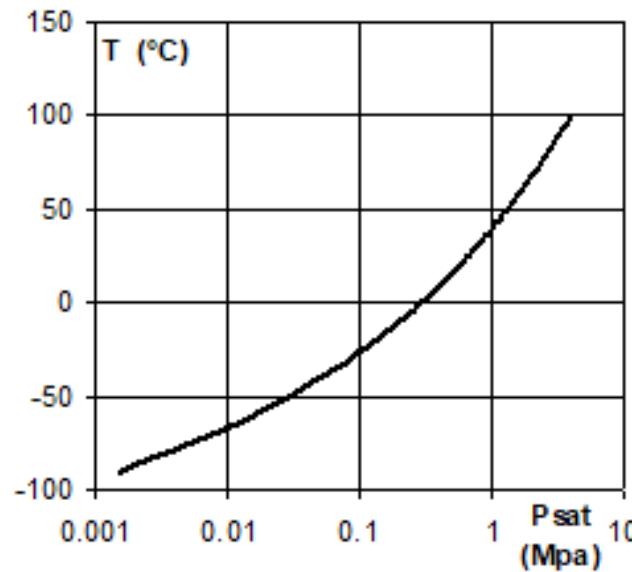
A Annexes

A.1 Propriétés thermophysiques de l'eau, à 1 bar de 273K à 370K

Formule de régression linéaire : $X(t) = \frac{X(t_1) - X(t_2)}{t_1 - t_2} \cdot (t) + X(t_1)$

T (K)	T (°C)	ρ (kg.m ⁻³)	c_p (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	μ (Pa.s)	λ (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Pr (n.a.)
275	2	1000.0	4211	1652	0.574	12.12
280	7	1000.0	4198	1422	0.582	10.26
285	12	1000.0	4189	1225	0.59	8.70
290	17	999.0	4184	1080	0.598	7.56
295	22	998.0	4181	959	0.606	6.62
300	27	997.0	4179	855	0.613	5.8
305	32	995.0	4178	769	0.62	5.18
310	37	993.0	4178	695	0.628	4.62
315	42	991.1	4179	631	0.634	4.16
320	47	989.1	4180	577	0.64	3.77
325	52	987.2	4182	528	0.645	3.42
330	57	984.3	4184	489	0.65	3.15
335	62	982.3	4186	453	0.656	2.89
340	67	979.4	4188	420	0.66	2.67
345	72	976.6	4191	389	0.668	2.44
350	77	973.7	4195	365	0.668	2.29
355	82	970.9	4199	343	0.671	2.15
360	87	967.1	4203	324	0.674	2.02
365	92	963.4	4209	306	0.677	1.90
370	97	960.6	4214	289	0.679	1.79

A.2 Courbe de saturation liquide-vapeur du R134a



A.3 Diagramme [Log(P)-h] du R134a

