

Modéliser et simuler les technologies énergétiques (extraits résumés)

8.2 Amélioration du cycle de réfrigération simple

Pour améliorer les cycles récepteurs on est ainsi conduit aussi d'une part à minimiser les irréversibilités provenant des hétérogénéités de température tant vers l'extérieur du système qu'en interne, et d'autre part à fractionner les compressions.

Commençons par étudier les échanges de chaleur de la machine de réfrigération avec les sources de chaleur auxquelles elle est connectée.

Le cycle de référence que nous considérerons est donné dans le synoptique de la figure 8.2.1. Les pressions d'évaporation et de condensation sont de 2 et 7,5 bar. Son COP vaut 4,48.

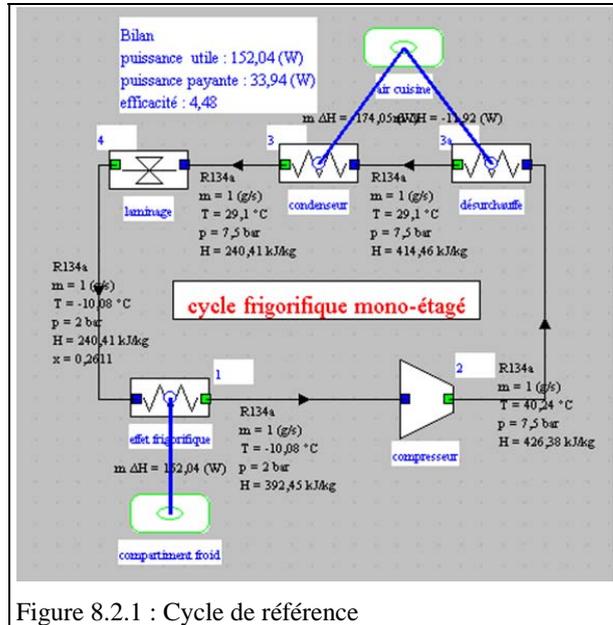


Figure 8.2.1 : Cycle de référence

Considérons la représentation graphique des échangeurs de ce cycle simple, sans surchauffe ni sous-refroidissement, dans le diagramme (T, Delta h) où l'on porte en ordonnée la température, et en abscisse les enthalpies mises en jeu (figure 8.2.2). Les flèches indiquent le sens de variation des températures.

La courbe bleue supérieure représente le refroidissement du frigorigène, avec la désurchauffe suivie de la condensation. La courbe rouge située en dessous correspond à l'échauffement de l'air dans l'échangeur.

La courbe violette en bas représente la température de l'enceinte froide, supposée isotherme à $-4 \text{ }^\circ\text{C}$, et la courbe verte l'évaporation du frigorigène, elle aussi isotherme à $-10 \text{ }^\circ\text{C}$.

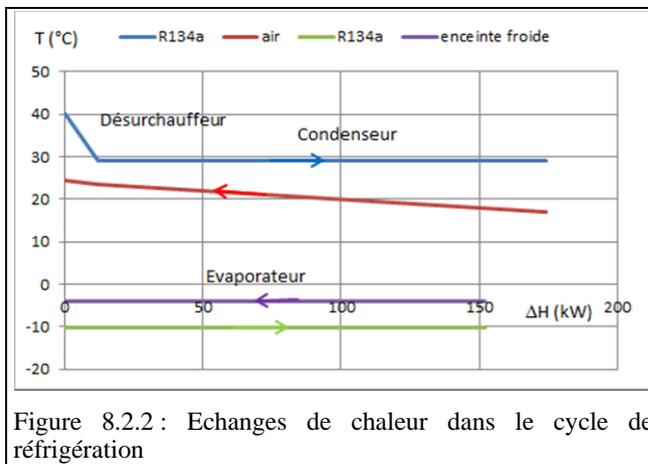


Figure 8.2.2 : Echanges de chaleur dans le cycle de réfrigération

On voit clairement que les écarts de température sont minimaux dans l'évaporateur, et que dans le condenseur ils dépendent surtout du niveau de la surchauffe atteinte en sortie de compresseur. En dehors de limiter la température de fin de compression, il est difficile de réduire ces écarts. Une modification de l'architecture du cycle n'aura que peu d'influence sur ces irréversibilités par hétérogénéité de température.

Toutefois, si l'on a recours à la surchauffe préventive à l'entrée du compresseur, destinée à éviter que le compresseur n'aspire du liquide, et au sous-refroidissement permettant d'augmenter l'effet utile, la situation se détériore un peu, comme le montre la figure 8.2.3 : en sortie de condenseur et d'évaporateur, les écarts de température diminuent et peuvent devenir insuffisants.

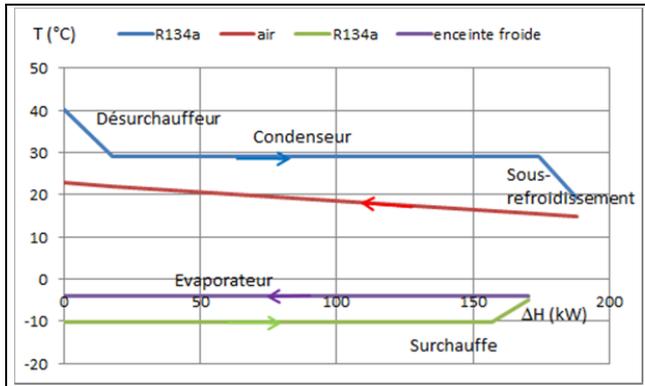


Figure 8.2.3 : Echanges de chaleur dans le cycle de réfrigération avec surchauffe et sous-refroidissement

Pour réaliser la surchauffe, on se contente généralement de surdimensionner légèrement l'évaporateur, ou de laisser non isolée une certaine longueur de tube en sortie d'évaporateur.

Pour le sous-refroidissement, grâce auquel l'amélioration des performances est obtenue, tout dépend de la température de la source chaude avec laquelle la partie du cycle à haute pression échange de la chaleur.

Si sa température est suffisamment basse pour que le sous-refroidissement puisse être réalisé, il suffit de surdimensionner légèrement le condenseur.

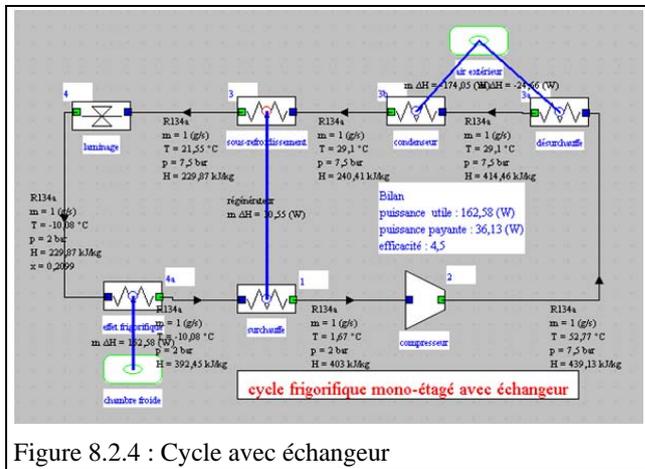


Figure 8.2.4 : Cycle avec échangeur

Modéliser et simuler les technologies énergétiques (extraits résumés)

Si elle est trop élevée, deux possibilités existent pour sous-refroidir le fluide : soit par échange avec une autre source extérieure s'il en existe une, soit par échange avec le fluide en sortie d'évaporateur, en réalisant un échange interne assurant à la fois le sous-refroidissement et la surchauffe.

Une amélioration du cycle consiste alors à insérer un échangeur supplémentaire pour assurer cet échange interne comme le montre le synoptique de la figure 8.2.4.

Analysons maintenant les autres améliorations possibles du cycle de réfrigération.

Les expressions du cycle de Carnot inverse montrent que la valeur du COP se détériore lorsque l'écart de température ($T_1 - T_2$) augmente.

Il est clair que la valeur du COP est d'autant plus grande que l'écart ($T_1 - T_2$) est faible.

Lorsque cet écart augmente, le rapport de compression croît en conséquence, ce qui a pour effet de :

- faire chuter le rendement isentropique. ;
- faire croître la température de sortie du compresseur jusqu'à des valeurs très élevées, avec risque de décomposition de l'huile.

Nous savons qu'un fractionnement de la compression avec refroidissement intermédiaire permet de réduire le travail de compression.

Cette complication du cycle se justifie lorsque l'écart de température ($T_1 - T_2$) augmente.

En pratique, dès que le taux de compression dépasse 6, le cycle mono-étagé atteint ses limites et doit être remplacé par des cycles multi-étagés. Dans la plupart des cas, les installations frigorifiques sont bi-étagées.

8.3 Cycles bi-étagés

Nous avons montré que, dès lors qu'il est nécessaire de fractionner une compression, il peut être intéressant de refroidir le fluide entre deux étages. Lorsque le cycle frigorifique doit opérer avec un rapport de compression élevé, une variante du cycle de base consiste précisément à faire cela.

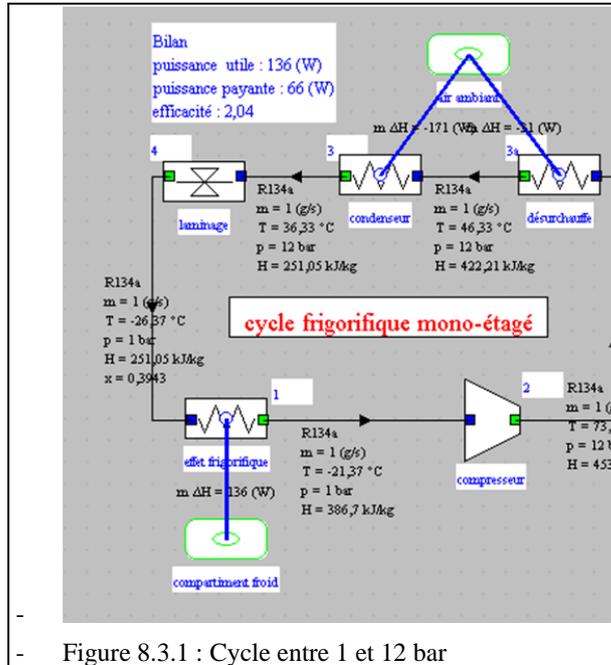


Figure 8.3.1 : Cycle entre 1 et 12 bar

Le refroidissement peut être assuré par la source de chaleur externe du condenseur, ou bien une autre source plus froide s'il en existe une.

Considérons le cycle précédent, c'est-à-dire avec sous-refroidissement de 10 °C et surchauffe de 5 °C, et travaillant cette fois entre 1 et 12 bar.

Son COP est égal à 2, la production frigorifique étant de 135,6 W, et la puissance de compression de 66,5 W.

La superposition dans le diagramme des frigoristes de ce cycle et de celui de référence tracé en bleu conduit à la figure 8.3.2, qui fait bien apparaître l'augmentation du travail de compression et la réduction de l'effet frigorifique.

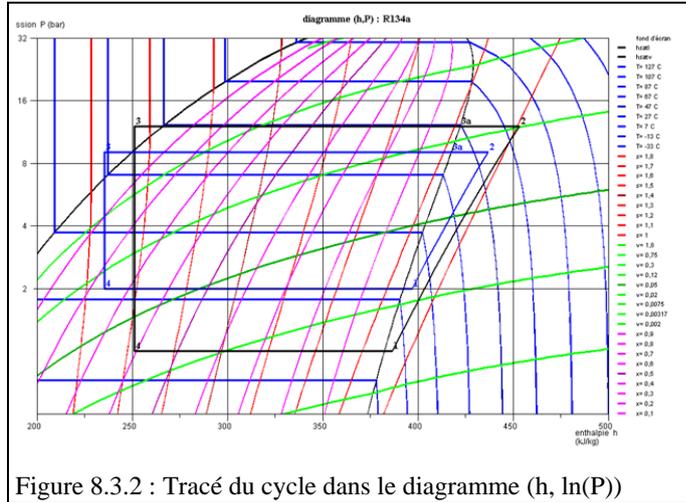


Figure 8.3.2 : Tracé du cycle dans le diagramme (h, ln(P))

Examinons ce qu'il est possible de faire en fractionnant la compression.

Le rapport de compression mono-étagé étant égal à 12, la pression intermédiaire peut être choisie en première approximation égale à 3,5 bar.

En conservant un rendement isentropique égal à 0,8, la température de fin de compression est égale à 23,6 °C, c'est-à-dire inférieure à celle de l'air de refroidissement du condenseur (supposé être à 25 °C).

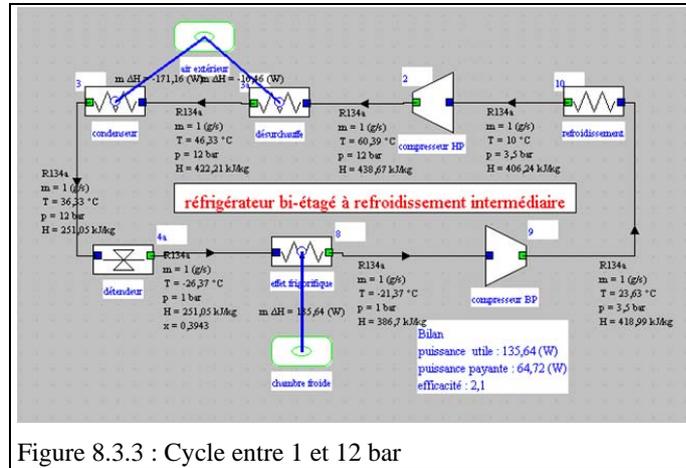


Figure 8.3.3 : Cycle entre 1 et 12 bar

Modéliser et simuler les technologies énergétiques (extraits résumés)

Avec un refroidissement intermédiaire de 24 °C à 10 °C, le COP est légèrement amélioré et passe à 2,1. Le gain reste faible, et ce cycle ne fonctionne pas sans source froide complémentaire (figure 8.3.3).

Pour pouvoir d'une part assurer en interne le refroidissement des vapeurs sortant du compresseur basse pression, et d'autre part augmenter le palier de vaporisation, il est intéressant de fractionner aussi la détente. Le cycle le plus simple et le plus performant est appelé cycle à injection totale (figure 8.3.4).

Dans ce cycle, les vapeurs sortant du compresseur BP et le fluide diphasique sortant du détendeur HP sont mélangés dans une bouteille intermédiaire, qui agit comme une capacité et un séparateur, la phase vapeur étant aspirée par le compresseur HP, tandis que la phase liquide traverse le détendeur BP.

Il en résulte une amélioration notable du cycle frigorifique, dont le COP atteint la valeur de 2,34, soit 17 % de mieux que le cycle mono-étagé.

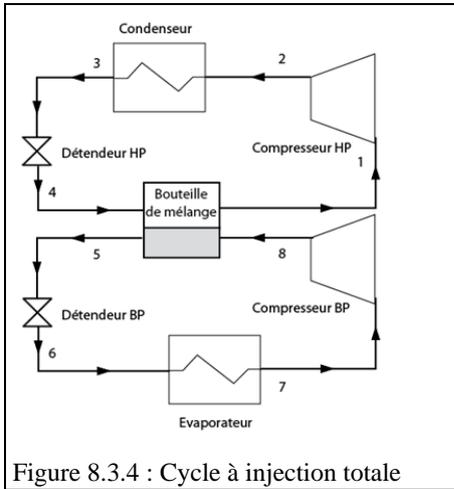


Figure 8.3.4 : Cycle à injection totale

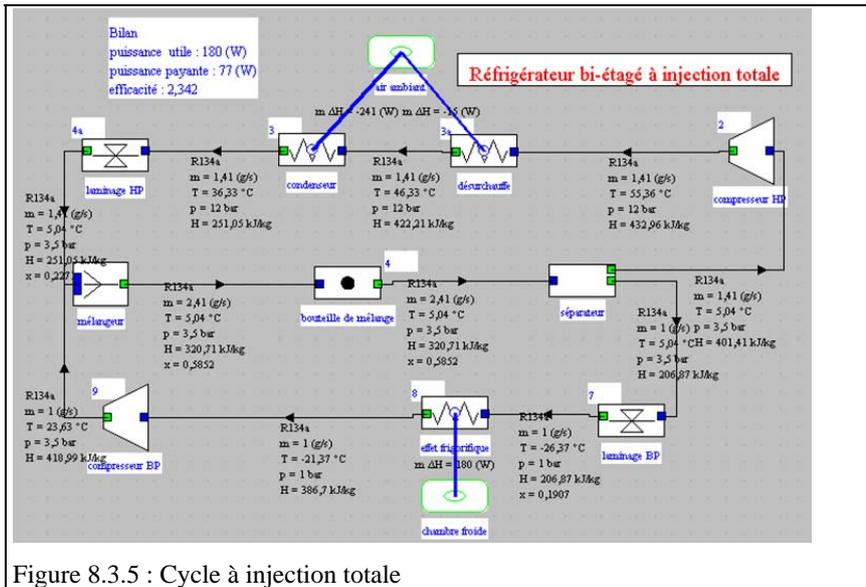


Figure 8.3.5 : Cycle à injection totale

La production frigorifique est de 180 W, pour une puissance de compression de 76,8 W. Cette dernière est plus importante que dans le cycle de base, du fait de la circulation,

dans le cycle HP, d'un débit-masse de 1,4 kg/s supérieur à celui du cycle BP qui est de 1 kg/s (figure 8.3.5).

La figure 8.3.6 montre le tracé de ce cycle dans le diagramme des frigoristes. Vous l'étudierez dans une exploration dirigée (C-M3-V3).

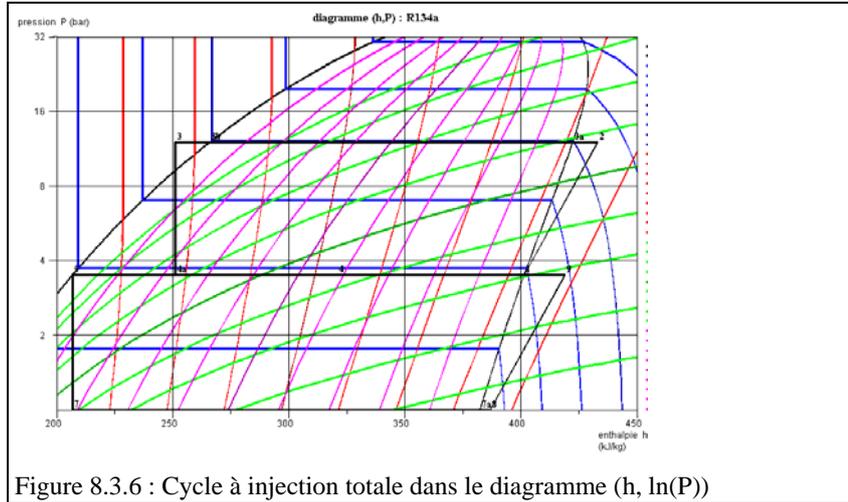


Figure 8.3.6 : Cycle à injection totale dans le diagramme (h, ln(P))

D'autres variantes de ce cycle peuvent être utilisées, comme le cycle à injection partielle et le cycle à évaporateur à moyenne pression (figure 8.3.7).

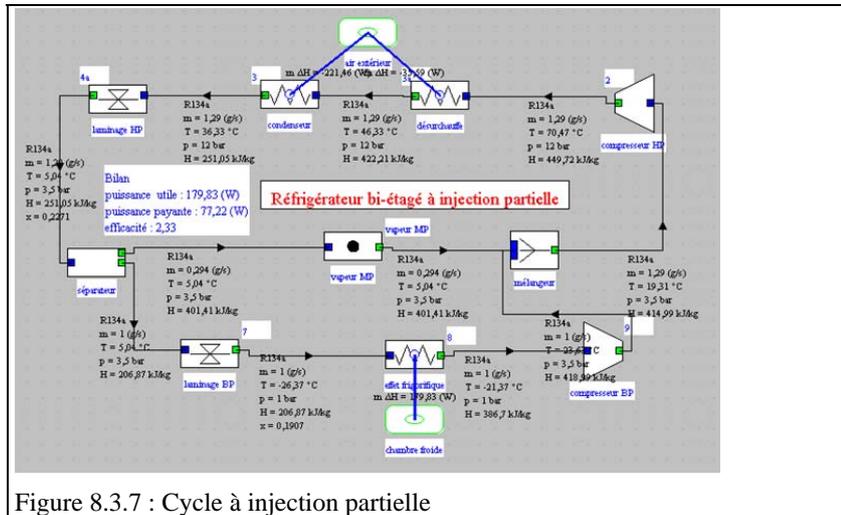


Figure 8.3.7 : Cycle à injection partielle

Dans le cycle à injection partielle (figure 6.3.7), seule la phase vapeur issue du détendeur haute pression est mélangée à la vapeur sortant du compresseur basse pression.