

Cycle thermodynamique d'un congélateur

I - Présentation du système

1 - En utilisant la résistance thermique équivalent des parois du congélateur,

$$\Phi_{\text{ext}} = \frac{T_c - T_f}{R_{\text{th}}} = 200 \text{ W} \quad \text{d'où} \quad \Phi_0 = 5\Phi_{\text{ext}} = 1 \text{ kW}.$$

II - Première approche du cycle thermodynamique

2 - Le détendeur permet de baisser la température (et la pression, mais ce n'est pas ce qui est intéressant ici) du fluide sans échange ni de travail ni de chaleur. Le compresseur permet l'inverse, c'est-à-dire d'augmenter la température (et la pression) du fluide en lui apportant un travail. L'évaporateur est un échangeur dans lequel le fluide se vaporise en prélevant de l'énergie à son environnement : le but étant de prélever de l'énergie à la zone réfrigérée du congélateur, c'est là qu'il doit se trouver. Le condenseur est un échangeur dans lequel le fluide se liquéfie en cédant de l'énergie à son environnement, il se trouve au contact de la cuisine (source chaude). La structure de l'installation est représentée figure 1.

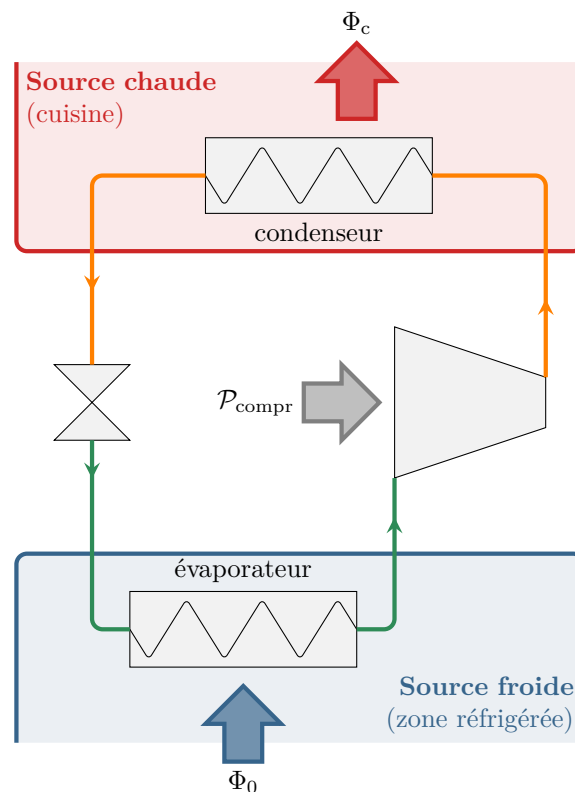


Figure 1 – Structure du congélateur.

3 - $P_1 = 1,06 \text{ bar}$ et $P_2 = 10,16 \text{ bar}$.

4 - Le cycle est représenté figure 2.

5 - L'efficacité est définie par

$$e = \frac{\text{puissance prélevée à la source froide}}{\text{puissance mécanique fournie au compresseur}} = \frac{\Phi_0}{\mathcal{P}_{\text{compr}}}$$

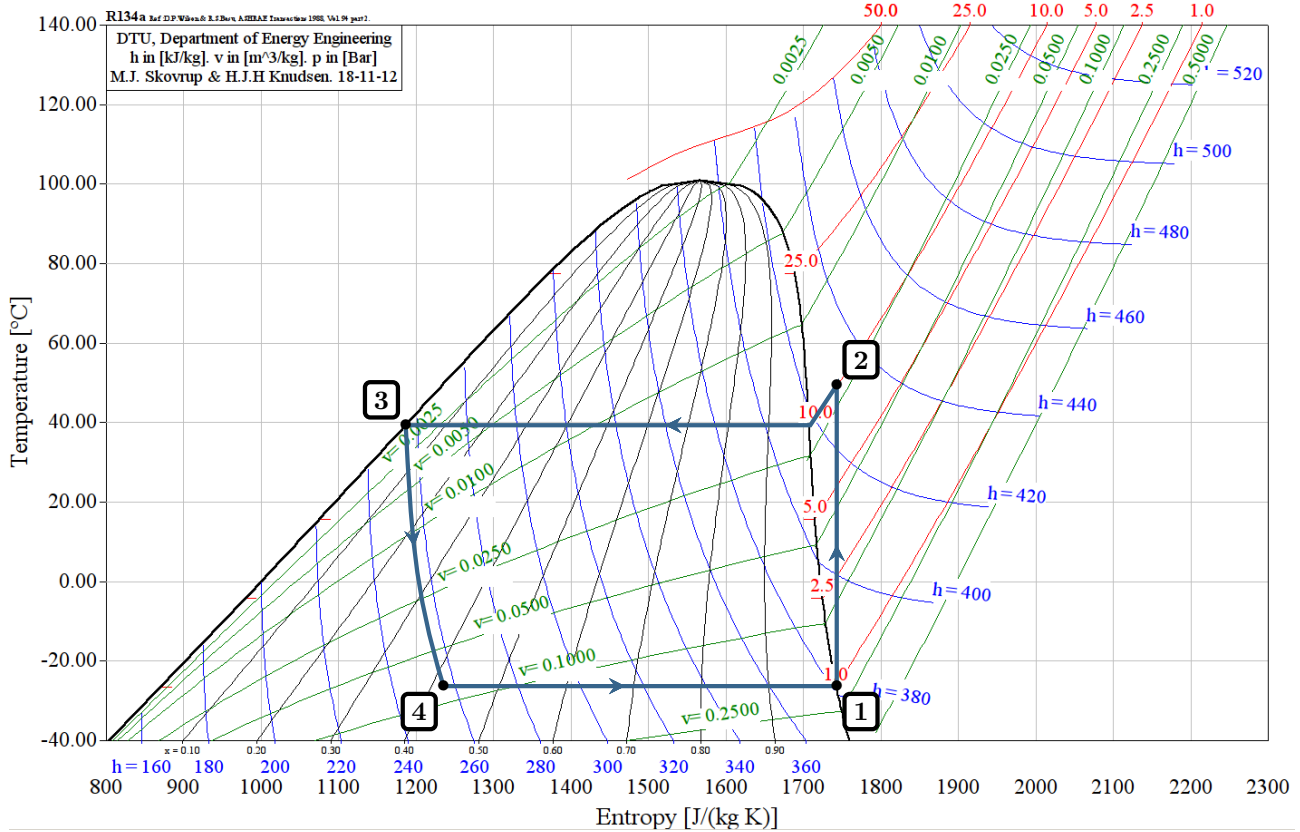


Figure 2 – Cycle du congélateur dans le diagramme entropique.

Efficacité de Carnot :

$$e_{\max} = \frac{T_f}{T_c - T_f} = 5,1.$$

Si on reprend la définition de l'efficacité en termes de puissance,

$$e_{\max} = \frac{\Phi_0}{\mathcal{P}_{\text{compr},\min}} \quad \text{d'où} \quad \mathcal{P}_{\text{compr},\min} = \frac{\Phi_0}{e_{\max}} = 196 \text{ W}.$$

Le flux Φ_0 étant imposé, on constate que la puissance fournie au compresseur ne dépend que de l'efficacité.

6 - Φ_0 est la puissance thermique échangée dans l'évaporateur (étape 4-1), donc d'après le premier principe

$$D_m(h_1 - h_4) = \Phi_0 + 0 \quad \text{d'où} \quad D_m = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_4} \quad \text{soit} \quad D_m = \frac{\Phi_0}{h_v(T_{\text{év}}) - h_l(T_{\text{cond}})} = 7,93 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Le flux Φ_0 étant imposé, on constate que le débit massique requis ne dépend que des enthalpies aux points 4 et 1.

III - Choix des températures de condensation et d'évaporation

7 - Un échange thermique n'est réversible que s'il n'y a pas d'inhomogénéités de température ... il faudrait donc avoir égalité entre la température de la source et celle du fluide, ce qui est impossible en pratique car l'échange serait alors infiniment long.

8 - Puissance totale échangée dans l'évaporateur :

$$\mathcal{P}_{\text{évap}} = h(T_f - T_{\text{évap}}) 2\pi r L$$

On constate qu'elle est proportionnelle à L . La puissance que le fluide reçoit dans l'évaporateur doit au moins être égale à la puissance Φ_0 prélevée au compartiment réfrigéré, d'où

$$\mathcal{P}_{\text{évap}} \geq \Phi_0 \quad \text{soit} \quad T_f - T_{\text{évap}} \geq \frac{\Phi_0}{2\pi r L h} \quad \text{d'où} \quad T_{\text{évap}} < T_f - \frac{\Phi_0}{2\pi r L h}.$$

Avec les valeurs données, on obtient $T_{\text{evap}} < -22^\circ\text{C}$. Il y a inhomogénéités de température, donc le COP diminue.

9 - « Il suffit » de choisir les pressions de sortie du compresseur et du détendeur comme étant les pressions de saturation à ces températures.

10 - Le problème éventuel se poserait au niveau du condenseur : si la température extérieure devient supérieure à la température choisie de condensation, alors le fluide ne peut plus céder d'énergie à l'extérieur mais il en reçoit ... et donc il ne se condense plus ! Le congélateur peut donc fonctionner jusqu'à 40°C maximum ... mais il rencontrera des problèmes avant compte tenu de la longueur finie du condenseur.

IV - Modifier le cycle pour améliorer l'efficacité

Cycle	COP	$\mathcal{P}_{\text{méca}}$ (kW)	D_m ($\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$)
Simplifié	2,70	0,371	7,93
+ surchauffe 5 K	2,71	0,369	7,68
+ sous-refroidissement 5 K	2,87	0,349	7,27
+ $\eta_S = 0,9$	2,58	0,388	7,27
+ pertes de charge	2,27	0,440	7,35

13 - L'effet de la surchauffe est minime sur le COP. Son rôle est de protéger le compresseur, qui doit absolument être alimenté en vapeur sèche : une entrée de liquide dans le compresseur entraîne de la casse, on parle de « coup de liquide ». La surchauffe permet donc de sécuriser l'installation et de la rendre plus robuste aux fluctuations du cycle, notamment lors des phases transitoires (ouverture de la porte, ajout de nouveaux aliments à congeler, etc.).

15 - La température en sortie du condenseur ne peut physiquement pas être inférieure à la température T_c de la cuisine. Ainsi,

$$T_{\text{cond}} - \Delta T_{\text{ss-ref}} \geq T_c \quad \text{d'où} \quad \Delta T_{\text{ss-ref}} \leq T_{\text{cond}} - T_c.$$

16 - Si la température de la cuisine diminue, alors la puissance échangée avec le fluide est plus élevée. Cela permet de le liquéfier totalement au bout d'une longueur de condenseur plus faible, et donc d'utiliser une longueur de condenseur plus grande pour obtenir un sous-refroidissement plus important, bénéfique au COP ... et en plus, d'après la question précédente, ce sous-refroidissement peut atteindre des valeurs plus élevées.

17 - Utiliser un compresseur non-isentropique diminue le COP, ce qui est cohérent : cela ajoute des irréversibilités au cycle. La température maximale atteinte au cours du cycle augmente. Cela signifie que de l'énergie est mal utilisée : au lieu de permettre la compression, elle est utilisée pour échauffer le fluide.

18 - Il faut modifier les températures de changement d'état jusqu'à $T_{\text{evap}} = -28^\circ\text{C}$ et $T_{\text{cond}} = 45^\circ\text{C}$. On comprend bien sur le diagramme pourquoi le COP diminue : les point 3 et 4 sont en fait quasiment fixés, et les deux chutes de pression dans le condensateur et l'évaporateur vont devoir être compensées par le compresseur, qui va donc devoir fournir plus de travail pour une même puissance Φ_0 prélevée dans l'évaporateur ... ce qui fait inévitablement diminuer le COP.

19 - Il faut que tout au long du condenseur la température du fluide soit suffisamment élevée, or c'est en sortie du condenseur qu'elle est minimale : imposer une contrainte sur la température de sortie permet de garantir qu'elle sera partout vérifiée. De même, la température du fluide doit être suffisamment faible tout au long de l'évaporateur et c'est en entrée de l'évaporateur qu'elle est la plus élevée.