

ChE-203 TP-3 Réfrigérateur et pompe à chaleur

mode d'emploi, printemps 2025



Responsable du TP:

Pratap Narayan Soni
pratap.soni@epfl.ch

Responsable du cours:
RAFFAELLA BUONSANTI
raffaella.buonsanti@epfl.ch

1. Théorie

1.1. Les machines thermiques

Les machines thermiques ont pour but de convertir, de manière cyclique, de la chaleur en travail (centrale thermique, moteur thermique, etc.), ou bien de convertir du travail en échange de chaleur (climatisation, réfrigérateur, pompe à chaleur, etc.). Dans le premier cas, on utilise le transfert spontané d'énergie thermique d'une source chaude vers une source froide pour générer un travail moteur, tandis que le second type de machine (on parle de machine frigorifique), le travail, cette fois reçu par le système, est utilisé pour transférer de la chaleur d'une source froide vers une source chaude (phénomène non-spontané).

Une machine thermique ditherme peut être schématisée de la manière suivante :

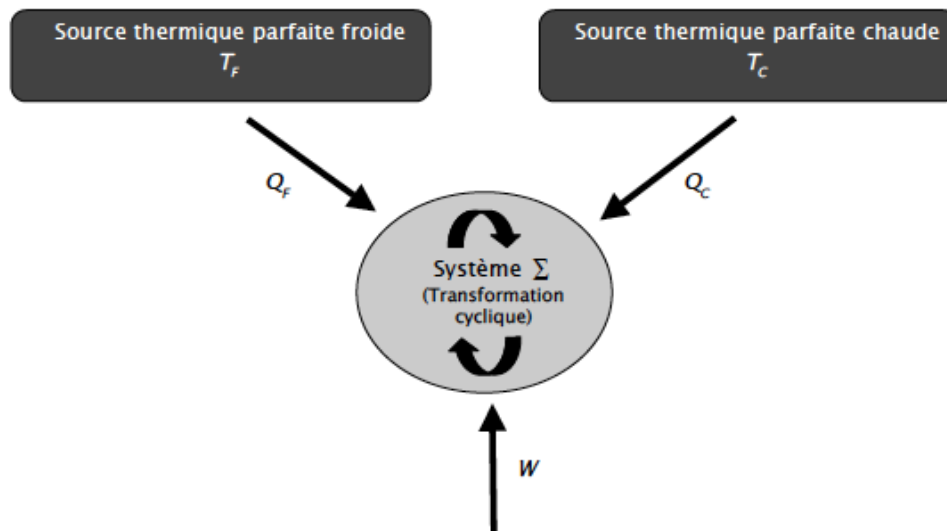


Schéma d'une machine thermique ditherme

Les signes de Q_F , Q_C et W dépendent de la nature de la machine :

- pour un moteur : $Q_C > 0$, $Q_F < 0$ et $W < 0$
- pour une machine réfrigérante : $Q_C < 0$, $Q_F > 0$ et $W > 0$

1.2. L'inégalité de Clausius

Le système Σ subit une transformation cyclique, au cours de laquelle il reçoit (algébriquement) Q_F et Q_C par échange de chaleur (avec la source froide et la source chaude respectivement), et W par échange de travail. Par définition la température de la source chaude est supérieure à la température de la source froide : $T_C > T_F$.

Le premier principe de la thermodynamique impose que, pour une transformation cyclique, la variation d'énergie interne du système est nulle :

$$\Delta U = W + Q_C + Q_F = 0$$

d'autre part, le second principe de la thermodynamique impose, d'une part, que la variation d'entropie pour une transformation cyclique est elle aussi nulle et, d'autre part, que cette variation peut se décomposer comme la somme d'un terme échangé et d'un terme créé, strictement positif :

$$\Delta S = 0 = S_{créée} + S_{échangée}$$

avec :

$$S_{créée} \geq 0 \text{ et } S_{échangée} = \frac{Q_F}{T_F} + \frac{Q_C}{T_C}$$

Par conséquent,

$$\frac{Q_F}{T_F} + \frac{Q_C}{T_C} \leq 0$$

Cette inégalité est connue sous le nom d'inégalité de Clausius. Elle doit son nom au physicien qui énonça, en 1850, que la chaleur passe spontanément du corps chaud au corps froid dans le système précédent. Ce résultat se retrouve en prenant un travail nul et en combinant le premier principe à l'inégalité précédente.

1.3. Analyse théorique d'un réfrigérateur (ou d'une pompe à chaleur)

Un réfrigérateur capte de la chaleur à une source froide (compartiment du réfrigérateur), de telle sorte à ce que celle-ci reste froide. De la même manière, une pompe à chaleur cède de la chaleur à une source chaude (intérieur d'une habitation), de telle sorte à ce que celle-ci reste chaude. Nous allons voir que ces deux actions sont effectuées simultanément par une seule et même machine, dont le nom dépend seulement du point de vue de l'utilisateur.

D'après le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta U = W + Q_C + Q_F$$

donc

$$Q_C = -Q_F - W$$

et d'après l'inégalité de Clausius :

$$S_{échangée} = \frac{Q_F}{T_F} + \frac{Q_C}{T_C} \leq 0$$

donc

$$Q_F \left(\frac{1}{T_F} - \frac{1}{T_C} \right) \leq \frac{W}{T_C}$$

Or on souhaite que le réfrigérateur capte de l'énergie à la source froide, donc $Q_F > 0$, et comme $T_C > T_F$ par définition, on obtient que :

$$Q_F > 0 \Rightarrow Q_C < 0 \text{ et } W > 0$$

La machine reçoit donc du travail de l'extérieur pour capter de la chaleur à une source froide et la céder à une source chaude. Le système Σ est appelée fluide réfrigérant, la source chaude est l'intérieur de la pièce où se trouve la machine, et la source froide est l'intérieur du réfrigérateur, ou l'extérieur de la pièce, dans le cas d'une pompe à chaleur. Dans le cadre du montage que nous allons étudier, les sources chaudes et froides correspondent aux écoulements d'eau traversant les serpents.

L'efficacité thermodynamique, ou coefficient de performance COP, du système est définie par le rapport de ce que l'on « gagne » (ou « utilise ») sur ce que l'on fournit au système. Dans le cas d'un réfrigérateur, on a donc :

$$COP = \frac{Q_F}{W}$$

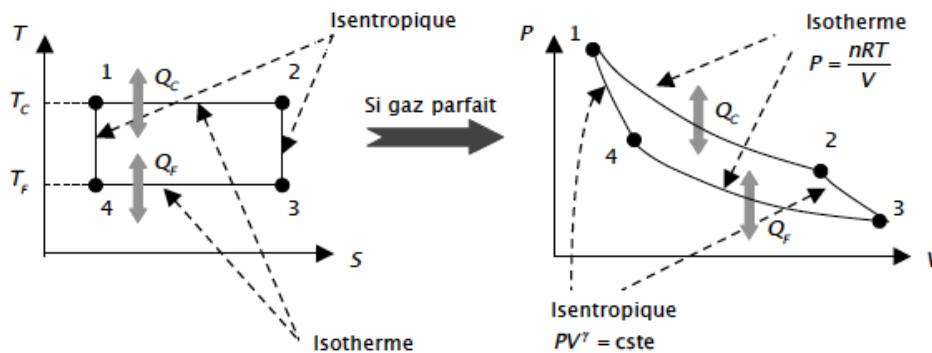
D'après l'inégalité de Clausius,

$$COP = \frac{Q_F}{W} \leq \frac{1}{T_C} * \frac{T_F T_C}{T_C - T_F} \text{ donc } COP \leq \frac{T_F}{T_C - T_F}$$

De même, pour une pompe à chaleur, on a :

$$COP = \frac{-Q_C}{W} \leq \frac{T_C}{T_C - T_F}$$

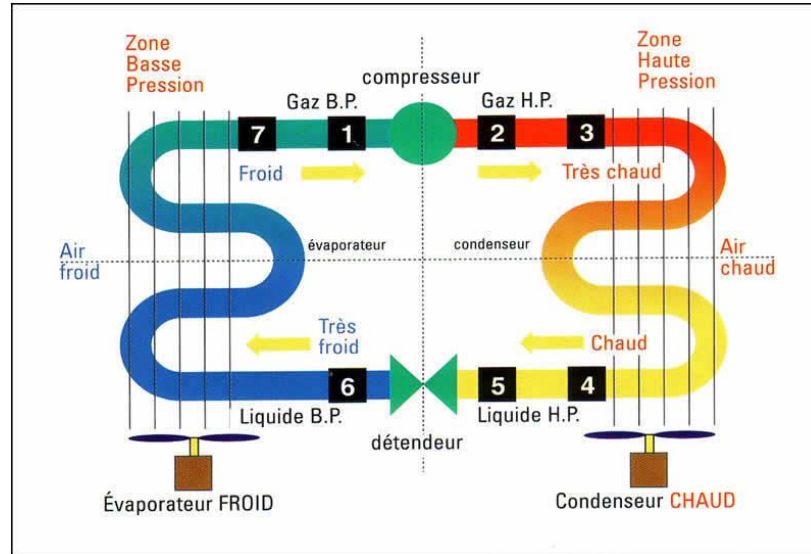
La valeur maximale de ce coefficient est obtenue pour un cycle complètement réversible (ou cycle de Carnot). Un tel cycle est représenté par deux transformations isothermes et deux transformations isentropiques :



Cycle de Carnot

Il est intéressant de noter que le COP n'est pas forcément inférieur à 1, contrairement au rendement d'un moteur, car la chaleur fournie par la source froide au système est ensuite transmise à la source chaude.

1.4. Cycle de Hirn et cycle réel



Au cours de l'expérience pratique que vous allez réaliser, le fluide réfrigérant s'écoule en circuit fermé et subit un cycle de Hirn, au cours duquel il passe alternativement de l'état liquide à l'état gazeux. Le schéma de l'appareil est décrit ci-dessus (à l'exception du fait que l'on utilisera de l'eau et non de l'air comme source de chaleur).

Le cycle correspond théoriquement à 2 transformations isobares (BC et DA), une transformation isentropique (AB) et une transformation isenthalpique (CD). Un tel cycle est facilement représenté sur un diagramme de Mollier :

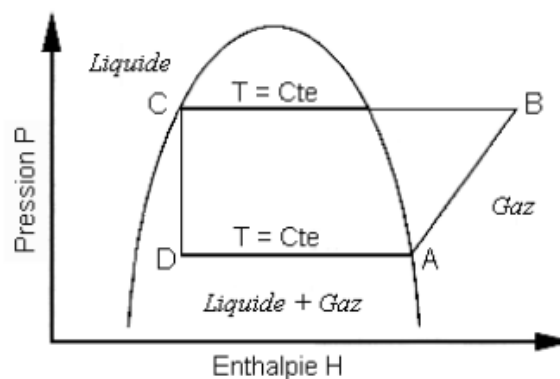


Diagramme de Mollier théorique du cycle du réfrigérateur

Sur ce diagramme, A correspond à la sortie de l'évaporateur/entrée du compresseur, B à la sortie du compresseur/entrée du condenseur, C à la sortie du condenseur/entrée du détenteur, et D à la sortie du détenteur/entrée de l'évaporateur.

Cependant, dans la pratique, le cycle réel s'écarte légèrement du cycle théorique. La température du fluide en sortie de l'évaporateur est différente de celle de l'évaporateur,

et le point correspondant n'est pas situé sur la courbe de saturation, mais dans la zone « vapeur » du diagramme. En outre il y a surchauffe de la vapeur en sortie de l'évaporateur, et on a une température plus élevée à l'entrée du compresseur (A) qu'à la sortie de l'évaporateur (A'). Cela permet de s'assurer que le fluide est bien complètement à l'état de vapeur dans le compresseur. Ensuite le compresseur ne réalise pas une compression totalement isentropique et on obtient une température de sortie (B) différente de la température d'entrée (B'). En sortie du condenseur on se situe en réalité dans la région « liquide » du diagramme (C) : le liquide est sous-refroidi. Enfin il y a une différence entre l'état du fluide en sortie de valve (D') et en entrée d'évaporateur (D), même si ces deux points sont situés sur la même enthalpie.

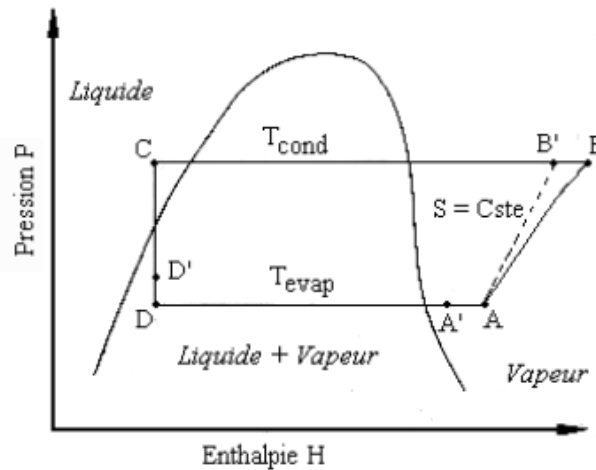


Diagramme de Mollier réel du cycle du réfrigérateur

On peut alors écrire le COP en fonction du diagramme de Mollier (**en supposant que toute la chaleur échangée l'est avec les sources chaudes et froides**) :

$$COP = \frac{h_A - h_D}{h_B - h_A} \text{ (pour un réfrigérateur)}$$

$$COP = \frac{h_B - h_C}{h_B - h_A} \text{ (pour une pompe à chaleur)}$$

En effet la variation d'enthalpie sur AB correspond au travail fourni par le compresseur au système, la variation d'enthalpie sur DA correspond à la quantité de chaleur absorbée à la source froide, et la variation d'enthalpie sur BC correspond à la chaleur cédée par le fluide.

2. Partie expérimentale

L'appareil se compose d'un évaporateur, d'un condenseur, et d'un compresseur. Une vanne à flotteur, située à la base du condenseur, fait office de détendeur. Le circuit fermé qui relie ces quatre éléments est rempli d'un fluide caloporteur (SES36) non toxique. Deux circuits d'eau indépendants, comprenant un serpentin pour maximiser la surface de

contact avec le réfrigérant, traversent l'évaporateur et le condenseur. Lorsque le compresseur est mis en marche, le réfrigérant commence à bouillir dans l'évaporateur, et la vapeur formée se condense dans le condenseur.

Prenez le temps d'observer et de comprendre le fonctionnement du montage, ainsi que la position des différents senseurs de température et de pression. Les paramètres que l'on peut modifier sont : les débits des circuits d'eau, la mise en marche/arrêt du compresseur, et éventuellement la température de l'eau.

Une fois que c'est fait, Si le système ne fonctionne pas encore, mettre le système en fonctionnement en suivant les étapes suivantes :

- Allumer l'interface et l'ordinateur
- Ouvrir la vanne du circuit d'eau
- Lancer le logiciel et appuyer sur Start
- Mettre le compresseur en marche

Purge du système (si nécessaire, demandez à l'instructeur):

- Fermer la vanne du circuit d'eau du condenseur et ouvrir celle de l'évaporateur au maximum.
- Lorsque la pression augmente dans le condenseur, soulever doucement la vanne de purge située au sommet du condenseur tout en gardant le compresseur en fonctionnement.
- Attendre que la pression décroisse et se stabilise
- Relâcher la vanne de purge et répéter la purge deux ou trois fois
- Eteindre le compresseur
- Ouvrir le circuit d'eau dans le condenseur
- Rallumer le compresseur
- Si l'intérieur du condenseur est toujours « brumeux », recommencer la purge

Une fois le système en fonctionnement normal, laissez-le atteindre son état d'équilibre (15 - 20 minutes environ). Pour cela il est conseillé d'utiliser un débit d'environ **0.7 l/min dans le condenseur** et un débit situé **entre 0.5 et 1 l/min dans l'évaporateur.**

Vous pouvez faire varier température et pression du fluide réfrigérant en agissant sur le débit du circuit d'eau (SC1 et SC2). Vous pouvez observer l'évolution des différentes températures (ST1 à ST11) et pressions (SP1 et SP2) à différents endroits du système. **Il est nécessaire d'attendre en moyenne 10 minutes après chaque changement de débit pour que le système atteigne un état stationnaire.** Dans ce TP on se concentrera principalement sur l'étude des variations de température et pression dans le condenseur, car elles sont plus notables que dans l'évaporateur.

Une fois le TP terminé, ne pas oublier de fermer la vanne d'arrivée d'eau.

3. Compte-rendu

On vous demande, en tant qu'ingénieur, d'étudier cette machine thermique, et, si possible de l'améliorer. Pour cela vous allez devoir non seulement déterminer l'efficacité

du système, mais aussi le plus grand nombre possible de caractéristiques du cycle thermodynamique qu'il met en jeu.

1. Une fois que vous avez purgé le système et qu'il a atteint un état stationnaire, relever la valeur des paramètres indiqués par le logiciel pour différentes valeurs de SC2 (ne pas oublier la puissance du compresseur W2).

Dans la première mesure il vous faudra relever les valeurs ST-1, ST-2, ST-3, ST-4, ST-5, ST-6, ST-7, ST-8, ST-9, SP-1, SP-2, SC-1, SC-2 et W.

Puis lorsque vous variez le débit SC-2, seules les valeurs ST-3, ST-4, ST-5, ST-6, ST-7, SP-2, SC-2 et W sont importantes.

Il est conseillé de démarrer avec un débit d'environ 0.7 l/min, et d'aller en décroissant jusqu'à un débit de 0.15 l/min. Si possible, réaliser 10 à 15 mesures différentes, avec des mesures plus rapprochées au fur et à mesure que le débit est diminué.

Organiser ces mesures dans un tableau. A partir de ces mesures, il vous faut étudier le cycle thermodynamique de la machine, et les transferts d'énergie correspondants.

2. **Dessiner le schéma du système étudié comme un cycle de Hirn** (voir schéma plus haut). Placer les différents capteurs sur ce schéma, cela permettra de définir le rôle et ce que mesure chaque capteur.
3. Pour la première mesure, **tracer le cycle thermodynamique de la machine sur le diagramme de Mollier** correspondant.

On considérera que la pression est uniforme dans toute la zone de basse pression, et de même dans la zone à haute pression. En outre, on supposera que la détente est isenthalpique (détente de Joule-Thomson). Enfin, les isothermes dans la zone « liquide » ne sont pas tracées, mais seront considérées comme verticales (l'enthalpie du liquide est indépendante de la pression à une température donnée).

Identifier les différences entre votre cycle réel et le cycle de Hirn théorique.

4. Calculer le **coefficient de performance théorique de la pompe à chaleur** pour le cycle précédemment tracé, en vous basant sur les valeurs d'enthalpie obtenues mesurées sur le graphique directement. Vérifier que celui-ci est inférieur au **COP de Carnot**.
5. La chaleur spécifique à pression constante de l'eau est $C_p = 4.18 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$. A partir de cette valeur et de la formule si dessous, déterminer le **COP réel de la machine pour 5 débits différents** dont le débit utiliser dans la question 4. **Comparer le COP théorique au COP réel** (uniquement pour les valeurs utilisées

dans la question 3). **Justifier la différence observée** en identifiant les sources de perte du système. **Expliquer l'évolution du COP réel avec le débit.**

$$\Delta Q_{eau} = m_{eau} C_{p,eau} \Delta T_{eau}$$

6. A partir des valeurs de pression de vapeur saturante et de température relevées dans la question 1, **déterminer, en utilisant la formule de Clapeyron, la valeur de la chaleur latente de condensation du fluide caloporteur.**

Formule de Clapeyron intégrée pour un gaz parfait:

$$\ln(P_{eq}) = - \left(\frac{L_v}{R} \right) \frac{1}{T_{eq}}$$

Avec R la constante des gaz parfait, L_v la chaleur latente du gaz, P_{eq} et T_{eq} respectivement la pression et la température d'équilibre du gaz. On suppose que L_v est indépendant de la température. La masse molaire du gaz est 184.5 g/mol.

Note : La formule de Clapeyron définit l'évolution de la pression d'équilibre en fonction de la température d'équilibre d'un corps pur durant un changement de phase.

Comment aurait-on pu directement **extraire cette valeur du cycle thermodynamique** ?

Comparer cette valeur à celle de différents gaz (en kJ/kg): Ammoniac 1425 ; Eau 2253 ; Ethanol 903 ; Freon 215.9.


Est-il préférable d'avoir une chaleur latente élevée ou faible pour le fonctionnement d'une machine thermique ?

Quelle **autre caractéristique physique importante** doit-on prendre en compte pour choisir un bon fluide caloporteur ?

Si l'on prend en compte cette caractéristique, en plus de la chaleur latente spécifique, quel est ou **quels sont les meilleurs candidats** dans la liste de gaz précédemment donnée (celui étudié dans le TP compris) ?

Quel autre facteur est-il important de spécifier pour le consommateur ?

7. A partir des questions précédentes, donner les conditions optimales de fonctionnement du système et proposer des améliorations à apporter au système.



Solkane® SES36

— Isotherme [°C]

— Isochore [m³/kg]

— Isentrope [kJ/kgK]

SOLVAY

