

LP14 - MACHINES THERMIQUES RÉELLES

10 juin 2021

Deleuze Julie & Jocteur Tristan

Niveau : jsp

Bibliographie

- ♣ *Physique tout-en-un PCSI 5e édition, Salamito* (Premier principe industriel, fri-goristes p. 979, Stirling p. 992)
- ♣ *Mystère, ARchambault* Un livre Cap Prépa peut être
- ♣ *Thermodynamique, une approche pragmatique, Cengel*

Table des matières

| | | |
|----------|--|----------|
| 1 | Notion de machine thermique | 2 |
| 1.1 | Généralités | 2 |
| 1.2 | Machine thermique ditherme | 3 |
| 2 | Les moteurs réels | 5 |
| 2.1 | Une tentative de moteur réversible : le moteur de Stirling | 5 |
| 2.2 | Le moteur à explosion | 6 |
| 3 | machines frigorifiques réelles | 8 |
| 3.1 | Fluide caloporteur | 8 |
| 3.2 | Premier principe industriel | 10 |
| 3.3 | Diagramme des frigoristes | 11 |

Remarques sur les leçons précédentes

- **2017** : L'utilisation de diagrammes enthalpiques peut permettre de discuter de façon quantitative l'irréversibilité d'une machine réelle et, en plus, d'éviter de se contenter du modèle du gaz parfait. Le jury rappelle en outre que les machines thermiques ne se limitent pas aux moteurs.
- **2016** : Au-delà des modèles classiques, le candidat s'appuiera sur des diagrammes de fluides réels. Jusqu'en 2016, le titre était : Applications des deux premiers principes de la thermodynamique au fonctionnement des machines thermiques.
- **2015** : Les diagrammes thermodynamiques, exploités dans les programmes de CPGE, sont trop rarement présentés et utilisés.

Globalement on veut du vrai : le message clé de la leçon c'est que le rendement ne suffit pas à caractériser une machine thermique, il faut parler de la puissance fournie et de ce qui la limite. Dans une première partie on présente les machines thermiques réversibles et le rendement de Carnot. Le pb c'est que si on veut être réversible il faut aller doucement et on fournit aucune puissance. On passe à la description des machines réelles, tout le monde fait le(s) moteur(s), au moins Stirling pour pouvoir faire une expérience et ça serait bien d'en présenter un autre, le moteur à explosion et le cycle de Beau de Rochas par exemple les Cléments discutent bien les pertes, et ensuite le frigo comme ça on utilise les diagrammes de frigoristes qui montre un autre écart à l'idéalité (la loi de Joule n'est plus vérifiée, le modèle du gaz parfait tombe en défaut) et "les machines thermiques ne se limitent pas aux moteurs. cf Francis et les Cléments.

Introduction

Généralité la révolution industrielle

1 Notion de machine thermique

1.1 Généralités

➤ Diu p 103

Soit un système thermodynamique \mathcal{S} qui effectue une transformation cyclique : il revient, après contacts et échanges avec le milieu extérieur, dans un état final (f) identique à son état initial (i) :

$$(f) \equiv (i) \iff \text{cycle}$$

Si les caractéristiques du milieu extérieur sont rétablies à l'identique par l'opérateur, ce processus cyclique peut recommencer et se poursuivre indéfiniment, toujours semblable à lui-même. On dit alors que le système \mathcal{S} constitue une machine.

Lorsqu'une machine ne reçoit de l'extérieur que du travail mécanique et de la chaleur, on la qualifie de thermique. Une machine thermique qui fournit du travail à l'extérieur (c'est-à-dire qui en reçoit un travail négatif) est appelée un moteur thermique. Le fluide qui circule dans le serpentin d'un réfrigérateur constitue une machine thermique : il subit une série de compressions et détentes (échanges de travail mécanique avec le compresseur, lui-même actionné par un moteur électrique extérieur), et échange de la chaleur tant avec l'intérieur du réfrigérateur qu'avec l'air ambiant extérieur.

Une centrale électrique utilise elle aussi une machine thermique, plus précisément un moteur thermique. Dans une centrale nucléaire, par exemple, la « machine », qu'on appelle plutôt le « fluide porteur », est constituée par de l'eau, ou de la vapeur d'eau, ou encore du sodium liquide. Ce fluide est confiné dans des tuyaux parfaitement étanches qui l'empêchent de se répandre à l'extérieur. La chaleur lui est fournie par la cuve où se produisent les réactions nucléaires ; le travail mécanique qu'on en tire actionne des turbines qui le transforment en énergie électrique.

En revanche un moteur électrique n'est pas une machine thermique : c'est de l'énergie électrique qu'il convertit en travail mécanique.

On considère que les sources de chaleur sont des thermostats, c'est à dire des systèmes extérieurs à la machine susceptibles de lui fournir de la chaleur tout en gardant une température constante.

Au tableau : Schéma des échanges de chaleur et de travail du système (la machine) avec plusieurs sources.

Appliquons le premier et le second principe de la thermodynamique à la machine thermique au cours d'un cycle :

$$\begin{cases} \Delta U = 0 = \sum_i W_i + \sum_j Q_j = W + Q \\ \Delta S = 0 = \sum_j \frac{Q_j}{T_j} - S_{c,j}, S_{c,j} \text{ sont les entropies créées } \geq 0 \end{cases}$$

On peut faire les commentaires suivants :

- Dans le cas d'une machine fonctionnant avec deux sources thermiques de températures T_f, T_c avec $T_c > T_f$ alors la chaleur fournie par la source chaude est entièrement restituée à la source froide : le résultat est le même que si on avait mis en contact les deux sources par une paroi diatherme.
- En rajoutant à la remarque précédente le second principe, on constate que le transfert thermique en sens inverse est impossible. C'est l'énoncé de Clausius : "il est impossible de réaliser un processus dont le seul résultat serait le transfert d'une quantité de chaleur d'un corps plus froid à un corps plus chaud". Pour produire ce résultat, il faut rajouter une source de travail (cas des machines frigorifiques que nous aborderons en 3ème partie).

1.2 Machine thermique ditherme

➤ BUP 749, Diu p 111

Considérons une machine \mathcal{S} qui est en contact avec une source de chaleur unique, de température invariable T^{ex} . Si cette machine fonctionnait en moteur, elle devrait fournir du travail à l'extérieur (c'est-à-dire recevoir un travail négatif) :

$$W < 0$$

la chaleur Q qu'elle recevrait au cours d'un cycle serait donc positive (premier principe) :

$$Q > 0$$

Or, le second principe exige que cette chaleur soit négative ; en effet, dans ces circonstances simples où n'intervient qu'une source de chaleur, l'inégalité de Clausius s'écrit :

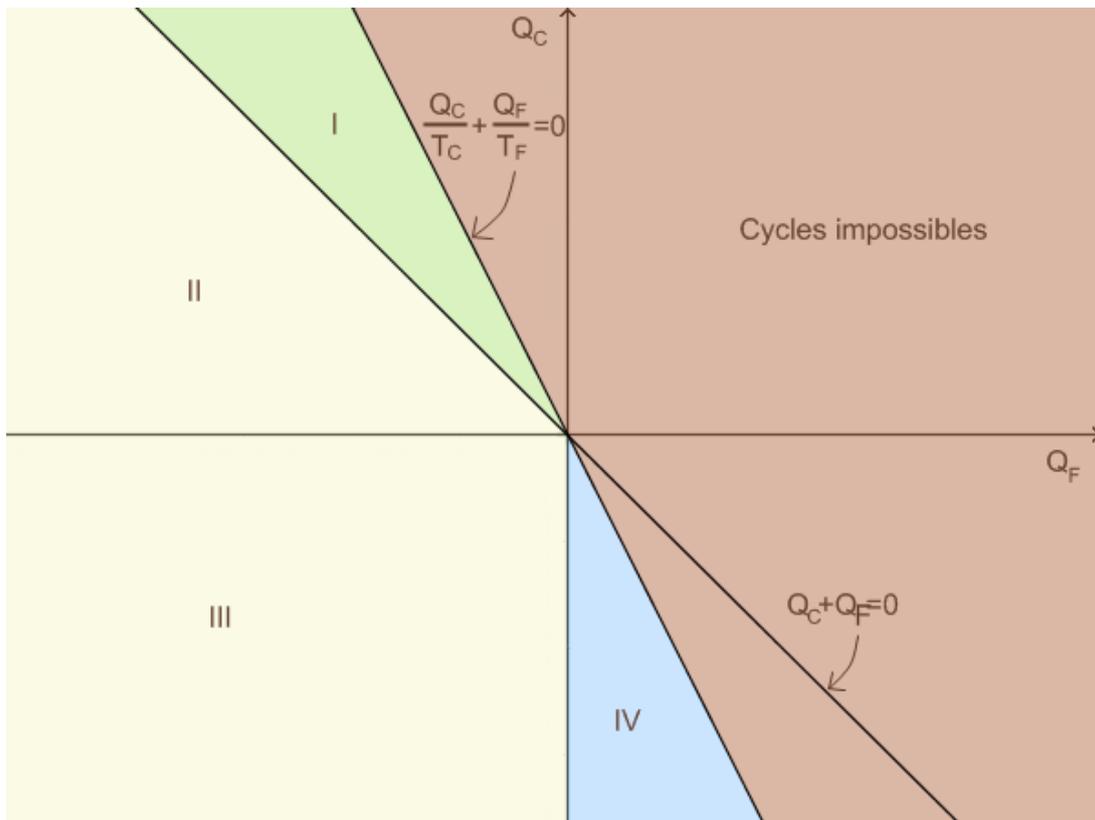
$$\Delta S = 0 \geq \frac{Q}{T^{ex}}$$

Ce résultat donne lieu à l'« énoncé de Kelvin-Planck », équivalent à celui de Clausius : il est impossible de réaliser un processus dont le seul résultat serait la transformation intégrale en travail d'une quantité de chaleur fournie par un thermostat unique. Par contre, une machine qui reçoit du travail peut le restituer sous forme de chaleur à un nombre quelconque de sources.

On va donc s'intéresser à des machines dans lesquels les transformations mettent en jeu du travail W et deux échanges thermiques Q_C et Q_F avec deux thermostats tels que $T_F < T_C$. On a alors :

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

On peut alors tracer deux droites dans un diagramme (Q_F, Q_C) , dit diagramme de Raveau, la droite $Q_C = -Q_F$ et $Q_C = -\frac{T_C}{T_F} Q_F$



Interprétation :

- Zone rouge : Impossible, ne respecte pas le second principe
- Zone I : $Q_F < 0, Q_C > 0, Q_C + Q_F > 0$ donc $W < 0$, On prend de la chaleur à la source chaude pour fournir du travail, Cas des moteurs
- Zone II : $Q_F < 0, Q_C > 0, W > 0$, peu intéressant car peut être réalisé sans fournir de travail (mais peut permettre de l'accélérer)
- Zone III : $Q_F < 0, Q_C < 0, W > 0$. On fournit du travail pour fournir de la chaleur, peu intéressant, se rapproche des moteur monothermes
- Zone IV : $Q_F > 0, Q_C < 0, W > 0$. On fournit du travail pour chauffer la source chaude et refroidir la source froide. Principe de la pompe à chaleur ou du réfrigérateur.

Alors il nous reste à définir une grandeur importante pour les machines thermiques : le rendement est le rapport entre l'énergie fournie à la machine et l'énergie qu'elle fournit à l'extérieur.

Dans le cas d'un moteur, on utilise le transfert reçu par la source chaude ($Q_c > 0$) pour créer du travail ($W < 0$) ainsi le rendement est

$$\eta = \frac{|W|}{|Q_c|} = -\frac{W}{Q_c} = \frac{Q_c + Q_f}{Q_c}$$

Or grâce à l'inégalité de CLAUSIUS, on peut majorer ce rendement :

$$\eta \leq 1 - \frac{T_f}{T_c}$$

Ici le rendement ne peut pas atteindre la valeur de conversion totale 1. On a une limitation propre aux machines thermiques et d'origine entropique. Dans le cadre de cette leçon, il est important de constater que c'est l'irréversibilité qu'il va falloir limiter. Dans le cas de transformations réversible, le rendement maximal est appelé rendement de Carnot et la machine décrit un cycle de Carnot.

Dans le cas d'une pompe à chaleur ou d'une machine frigorifique, on parle plutôt d'efficacité car le rapport peut dépasser 1. On ne prend pas en compte la chaleur fournie à la source chaude, on cherche à optimiser le flux de chaleur avec la source froide par rapport au travail fourni. L'efficacité atteint également sa valeur maximale pour un fonctionnement réversible.

| Moteur | PAC | Frigo |
|--------------------------------|-------------------------------|-------------------------|
| $\eta = -\frac{W}{Q_c}$ | $e = -\frac{Q_c}{W}$ | $e = \frac{Q_f}{W}$ |
| $\eta_c = 1 - \frac{T_f}{T_c}$ | $e_c = \frac{T_c}{T_c - T_f}$ | $\frac{T_f}{T_c - T_f}$ |

Il faut donc des différences de températures significatives pour qu'un moteur atteigne un bon rendement, et une PAC/machine frigorifique sera d'autant plus efficace qu'elle fonctionne dans un environnement de température proche de la source qu'elle réchauffe/refroidit.

ODG

Par exemple pour un frigo qui conserve les aliments à 6°C dans une pièce à 20° , l'efficacité de Carnot vaut $e_c = 279/(20 - 6) \sim 20$.

Théorème du travail maximal. Dire comment obtenir W à partir du graphe (P, V) .

Les rendements sont maximisés dans un cadre bien précis : la réversibilité. Le problème, c'est que des échanges réversibles sont nécessairement lents. On comprend facilement qu'une machine réversible ne fournira quasiment aucune puissance. Étudions donc des machines réelles, qui fonctionnent de manière non réversible mais fournissent de la puissance

2 Les moteurs réels

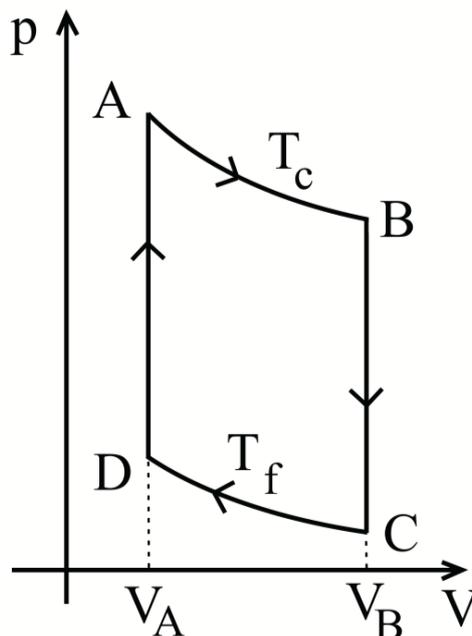
2.1 Une tentative de moteur réversible : le moteur de Stirling

☛ BUP 824 (1) pour la puissance fournie, BUP 864

Le moteur Stirling est un moteur thermique ditherme dans lequel un fluide, de l'air par exemple, décrit un cycle modélisé par deux transformations isothermes (une compression AB et une détente CD) et deux transformations isochores (un réchauffement BC et un refroidissement DA), idéalement toutes réversibles.

Étapes :

- **AB** : Le gaz sur la source chaude est en expansion isotherme. Augmentation du volume.
- **BC** : Transformation très rapide à volume constant, le gaz est envoyé sur la source froide, baisse de la pression à volume constant.
- **CD** : Compression isotherme au contact de la source froide.
- **DA** : Repassage au niveau de la source chaude.



Cycle du moteur de Stirling



tracé du cycle en live.

On voit qu'on s'écarte du cycle théorique, essayons de comprendre pourquoi.

La vitesse de rotation de ce modèle est de quelques tours par seconde, alors que les constantes de temps caractéristiques des échanges sont de l'ordre de la seconde : les températures des deux sources ne sont donc pas atteintes. Le rôle de l'échangeur est d'ailleurs d'augmenter la vitesse et le volume des échanges avec les sources afin d'augmenter la puissance du moteur. De A à B, l'échangeur est en contact avec la source froide par l'intermédiaire du piston de travail ; ainsi, lorsque le gaz traverse l'échangeur de B à C, il échange indirectement de la chaleur avec la source froide. De C à D, l'échangeur est directement en contact avec la source chaude ; de fait, lorsque le gaz traverse l'échangeur de D à A, il échange indirectement de la chaleur avec la source chaude ; il semble donc nécessaire de tenir compte de la chaleur reçue au cours de cette phase pour le calcul du rendement.

De plus, la mécanique du système impose des contraintes qui éloignent encore le cycle réel du cycle théorique : le mouvement idéal n'est pas réalisé par le système bielles-manivelles lié aux pistons. Les mouvements sont deux mouvements sinusoidaux déphasés de $\pi/2$. Ceci implique que le piston échangeur ne reste jamais immobile au cours des phases de masquage (AB et CD). Il y a donc un mélange des phases de contact entre sources chaude et froide induisant une perte de rendement et un arrondissement du cycle réel (*cf.* figure 13) nécessairement inscrit dans le cycle théorique : les volumes extrêmes ne peuvent être dépassés et les températures des sources ne peuvent être atteintes.



Calcul de la puissance de la machine de Stirling

🔧 Poly TP EM



On calcule l'aire d'un cycle. Comparer à la puissance théorique si possible.

En charge le moteur de Stirling c nul : il ne permet pas des variations rapides de vitesse. D'autres moteurs ont été développés, comme le moteur à explosion



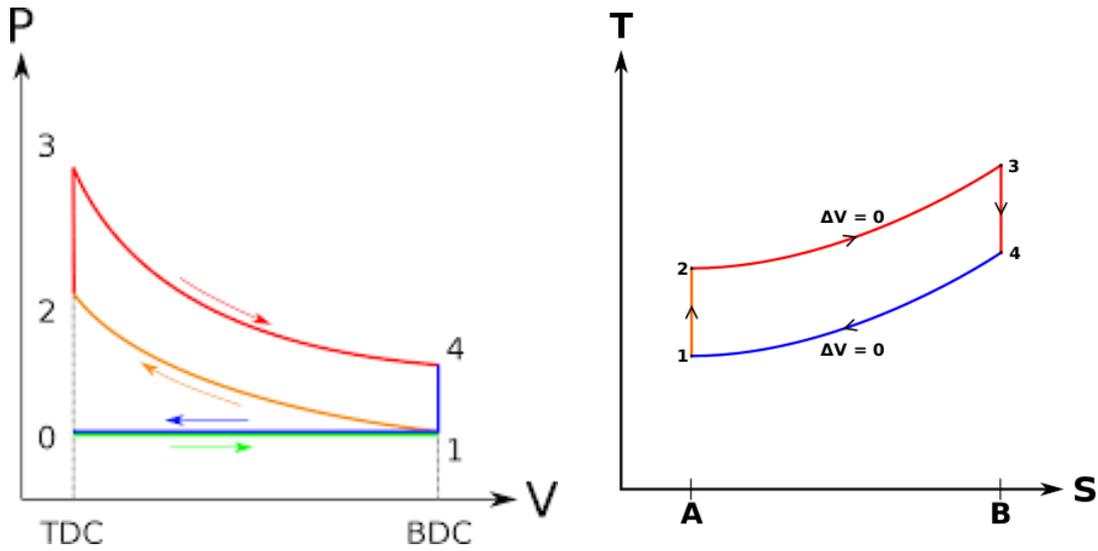
2.2 Le moteur à explosion

🔧 BUP 824 (1), https://fr.wikipedia.org/wiki/Cycle_de_Beau_de_Rochas, Cengel p419, p423.

On modélise ce cycle en étapes :

- 0 -1 : Admission à pression constante, de V_0 à V_1
- 1 - 2 : Compression supposée adiabatique et réversible (isentropique, on néglige les frottements et la diffusion thermique (temps assez courts))
- 2 - 3 : Combustion des gaz à volume constant (combustion rapide)
- 3-4 : Détente supposée adiabatique et réversible (isentropique)
- 4-1 : Ouverture de la soupape d'échappement, détente isochore
- 1 - 0 : Échappement à pression constante

On décrit le cycle :



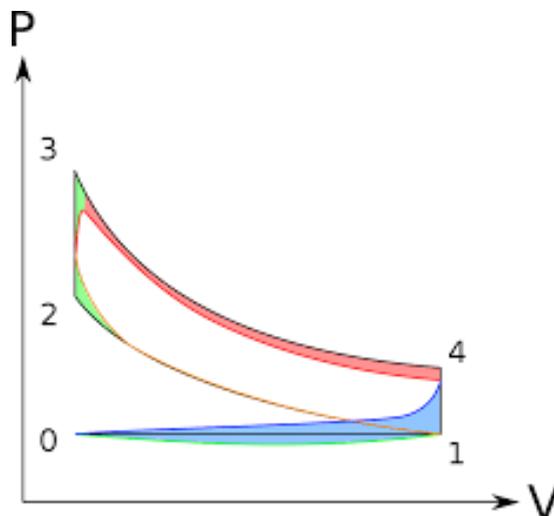
On cherche alors à calculer le rendement sous les hypothèses que l'air est assimilé à un gaz parfait : $\eta = \frac{-W}{Q_C} = 1 + \frac{Q_F}{Q_C}$. Et on a :

- 0 - 1 et 1 - 0 se compensent
- 1 - 2 : isentropique, $T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_0^{\gamma-1}$
- 2 - 3 : $Q_C = C_v (T_3 - T_2)$
- 3 - 4 : isentropique, $T_3 V_0^{\gamma-1} = T_4 V_1^{\gamma-1}$
- 4 - 1 : $Q_F = C_v (T_1 - T_4)$

donc $\eta = 1 + \frac{C_v(T_1-T_4)}{C_v(T_3-T_2)} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}$ où $r = \frac{V_1}{V_0}$ est le rapport de compression. Plus ce rapport est grand, plus le rendement est grand ³. Pour un moteur à essence typique, $r = 8$, soit en prenant $\gamma = 1.4$, $\eta = 0.56$. On peut comparer au rendement du cycle de Carnot en contact avec des thermostats à températures : $T_C = 1200^\circ\text{C}$ et $T_F = 25^\circ\text{C}$, soit $\eta^{rev} = 1 - \frac{T_F}{T_C} = 0.8$. Les moteurs thermiques sont donc peu efficaces.

Remarque On remarque que le rendement augmente avec le taux de compression. On pourrait alors augmenter η en augmentant α . Le problème est que qu'à partir d'une certaine valeur de α , le gaz s'enflamme spontanément. Ce phénomène n'est pas voulu dans ce moteur de Beau de Rochas mais mis à profit dans le cycle de Diesel.

De même qu'avec le moteur de Stirling, il y a des sources d'irréversibilité, ce qui déforme le cycle, le rendement est généralement de 25% à 30% on obtient :



On s'aperçoit que l'admission/échappement des gaz entre 1 et 5 ne se compensent plus, ce qui crée un travail reçu qui n'est pas moteur. L'aire du cycle est moins grande ce qui traduit une diminution du travail massique délivré par le moteur.

Explication des écarts à l'idéalité :

- Les étapes d'admission et d'échappement du mélange entre 1 et 5 ne se compensent plus : il y a un petit cycle parcouru dans le sens anti-horaire, ce travail n'est donc pas moteur, c'est le travail de pompage.
- Les étapes de combustion et d'évacuation de la chaleur ne sont pas instantanées donc pas à volume constant, par exemple l'allumage des bougies doit se faire un peu avant que le piston n'atteigne son Point Mort Haut. Cela se traduit sur le cycle par une courbure des isochores, donc une diminution de l'aire et donc une diminution du travail fourni.
- Dans le moteur réel, les gaz chauds transmettent une quantité importante de chaleur aux parois du cylindre. Les lignes de compression et de détente ne sont plus adiabatiques donc plus modélisables par la loi de Laplace mais par une évolution polytropique $PV^n = C^C$, $n \neq \gamma$
- Les gradients de pression et de température entraînent des irréversibilités qui diminuent le rendement obtenu.
- Les capacités thermiques des gaz augmentent avec la température donc l'écriture de $Q_C = c_v (T_3 - T_2)$ n'est plus valable.

Finalement, on peut comparer le rendement théorique de 0.76 à un rendement réel. Expérimentalement, on trouve $\eta = 0.2 - 0.3$, ce qui est encore plus éclaté au sol. On distingue bien le facteur 2 qui marque la distinction théorique/réel.

↓ Voyons un autre type de machine thermique, qui correspond à une autre zone du diagramme de Raveau : la machine frigorifique

3 machines frigorifiques réelles

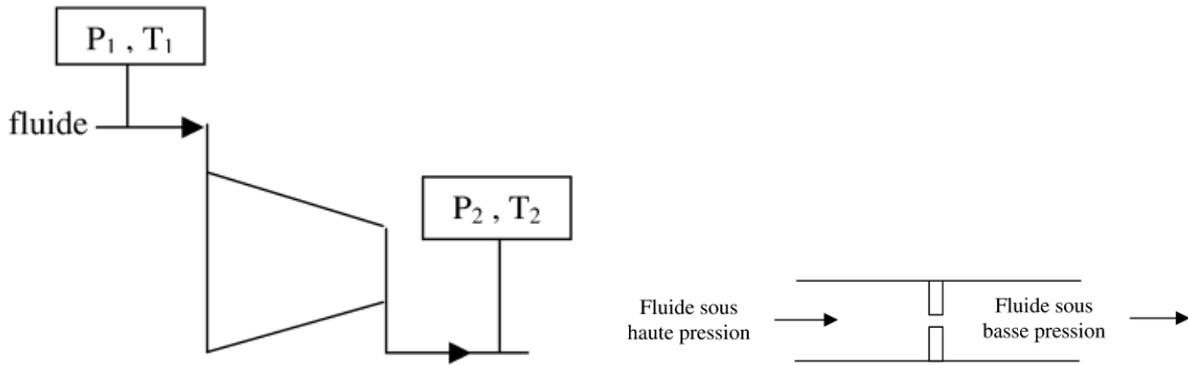
Je pense que c'est bien de parler des approximations qu'on fait dès le début et dire leur influence car on aura probablement pas le temps d'arriver à la fin

3.1 Fluide caloporteur

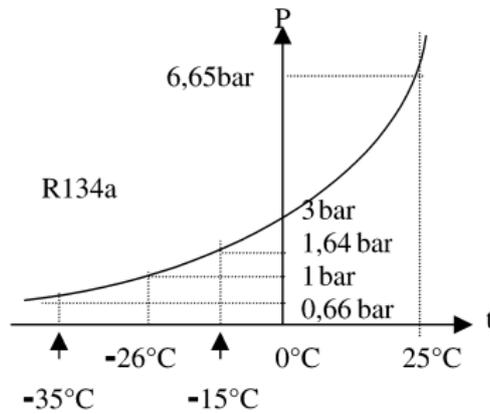
➤ BUP 832

La plupart des machines frigorifiques et des pompes à chaleur basent leur principe sur la circulation d'un fluide dit caloporteur qui va échanger de la chaleur avec les milieux qu'il rencontre. Une façon efficace pour un fluide d'échanger de la chaleur avec son milieu est par changement d'état. On peut aussi envisager simplement le fait d'une différence de température avec le milieu extérieur sans changement d'état mais cela est beaucoup moins avantageux énergétiquement. Prenons par exemple le cas de l'eau sous pression atmosphérique : Pour élever de 1°C la température de 1 kg d'eau liquide, il faut lui fournir une énergie de 4,18 kJ. Par contre pour faire passer 1 kg d'eau à 100°C de la phase liquide en phase gazeuse il faut fournir environ 2260 kJ. L'énergie mise en jeu est environ 540 fois plus élevée au cours du changement d'état.

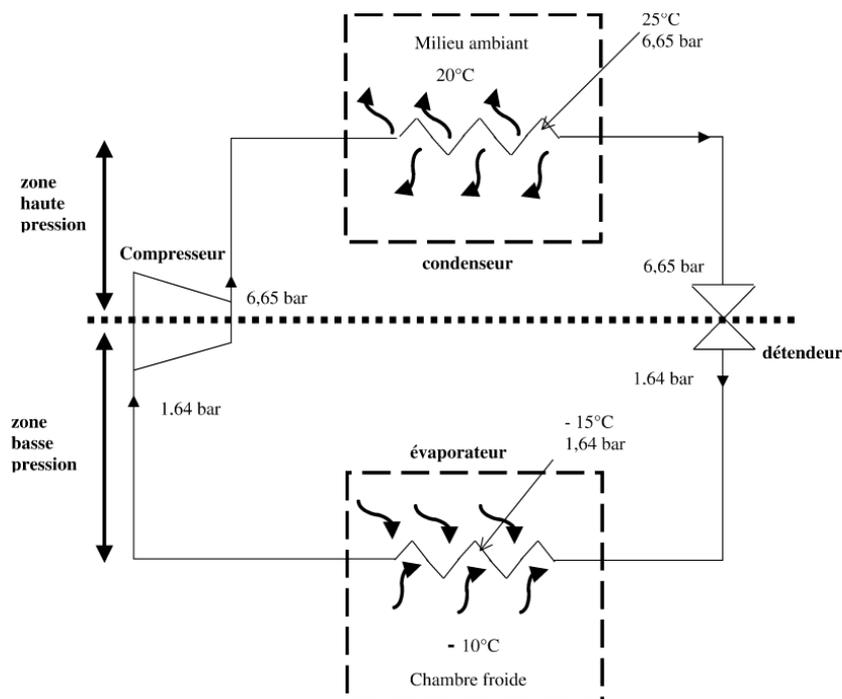
L'idée derrière la circulation du fluide caloporteur est alors la suivante : on va lui faire prendre de la chaleur au milieu intérieur en le vaporisant afin d'abaisser la température de celui-ci. Une fois cela fait, pour pouvoir recycler le fluide et donc lui faire parcourir un cycle il faut le recondenser et qu'il restitue l'énergie qu'il a emmagasiné lors de la vaporisation. Pour ce faire, il est alors condensé en contact avec le milieu extérieur qui correspond ici en général à l'air ambiant. On a ainsi un échange de chaleur de la source froide vers la source chaude ! Pour permettre la vaporisation et la condensation aux températures souhaitées il faut être capable de modifier la pression du fluide au cours du cycle. Cette opération est réalisée par un compresseur et un détendeur :



Mais alors comment choisir notre fluide caloporteur ? Il faut qu'il se vaporise à des pressions raisonnables pour une température légèrement inférieure à celle du milieu intérieur que l'on supposera à -10 . Disons -15 allez. Pour l'eau bah c'est pas trop possible à ces températures on est en-dessous du point triple donc à la limite on aura de la sublimation mais vas-y pour faire avancer des glaçons dans ta tuyauterie. Un bon candidat est le fluide R134a ou CF_3CH_2F qui est assez peu dangereux et dont la courbe de changement d'état est la suivante :



On peut donc le vaporiser à -15 sous $1,64$ bar franchement ça va. Pour ce qui est de la condensation, il faut qu'elle se fasse à une température légèrement supérieure à celle du milieu extérieure qu'on supposera à $+20$. Disons $+25$ allez. A cette température on a une condensation possible sous $6,65$ bar c'est faisable ! Allez on prend lui alors. Le cycle décrit par le fluide est alors le suivant :



- Compression du fluide de 1,64 bar à 6,65 bar dans le compresseur : on le prépare à la condensation. Le compresseur est un système piston-cylindre, on échange du travail avec le fluide.
- Condensation dans le condenseur en contact avec l'air extérieur : on réchauffe la pièce. C'est simplement un échangeur de chaleur (serpentin)
- Détente dans le détendeur : on prépare le fluide à l'évaporation. C'est un dispositif sans pièce mobile (voir schéma précédent) et calorifugé donc on n'échange ni travail ni chaleur ici.
- Évaporation dans l'évaporateur : on refroidit l'intérieur du frigo. C'est encore une fois simplement un échangeur.

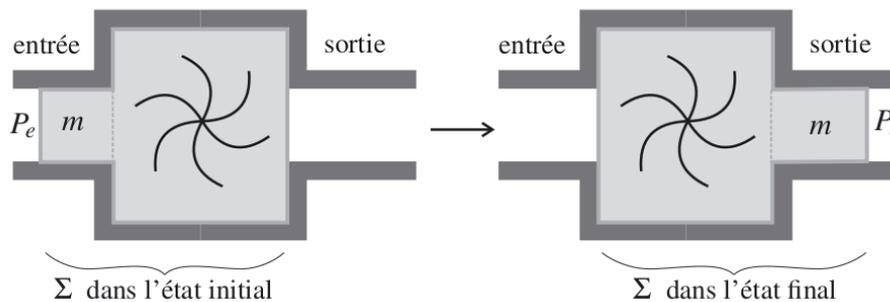
On voit bien ce qu'il se passe avec les mains, les échanges de travail et de chaleur, mais difficile d'appliquer le premier principe ici pour un système en mouvement, comment faire ?

3.2 Premier principe industriel

On peut aussi le balancer

↪ J'intègre p.979

Pour obtenir une relation faisant apparaître les échanges énergétiques dans l'un des éléments du circuit (compresseur, condenseur, détendeur ou évaporateur), il faut appliquer le premier principe pour un fluide en écoulement dont la démonstration est donnée ci-après. On considère, de manière générale, un fluide en écoulement lent, passant dans un élément actif à l'intérieur duquel il peut échanger du travail et/ou du transfert thermique. Entre l'entrée et la sortie de cet élément, les grandeurs thermodynamiques massiques du fluide, enthalpie massique h , énergie interne massique u , volume massique v changent. On note ces grandeurs à l'entrée avec un e en indice, et à la sortie avec un s en indice. On note aussi P_e et P_s les pressions à l'entrée et à la sortie. Soit w et q le travail et le transfert thermique reçus par l'unité de masse de fluide qui traverse l'élément actif. Le travail w est échangé par le fluide avec des pièces mobiles, à l'intérieur de l'élément actif.



On considère un système Σ fermé. Dans l'état initial, Σ contient une masse m de fluide située devant l'entrée de l'élément actif ainsi que le fluide qui remplit l'élément actif. Dans l'état final, Σ contient la même masse m de fluide à la sortie de l'élément actif et le fluide qui remplit l'élément actif. On suppose l'écoulement permanent : l'état du fluide en un point donné de la canalisation est le même à chaque instant (même si, à deux instant différents, ce n'est pas le même fluide puisqu'il s'écoule). Ainsi, dans Σ à l'état final, le fluide qui est à l'intérieur de l'élément actif a exactement les mêmes propriétés que celui qui se trouve au même endroit, dans Σ à l'état initial.

Quelle est la variation d'énergie interne de Σ entre l'état initial et l'état final ? La différence provient de la masse m de fluide qui, dans l'état initial, a une énergie interne massique u_e et, dans l'état final, a une énergie interne massique u_s , donc :

$$\Delta U = mu_s - mu_e$$

Pour simplifier, on fait l'hypothèse que le fluide s'écoule lentement et que la variation d'énergie cinétique est négligeable devant la variation d'énergie interne précédente. On fait donc l'approximation :

$$\Delta E_c \simeq 0$$

Au cours de sa transformation le système Σ reçoit un travail de la part des forces de pression, qui le poussent à l'entrée et le repoussent à la sortie :

$$W_{\text{pression}} = P_e (mv_e) - P_s (mv_s)$$

Ce travail n'est pas le seul reçu par Σ et ce n'est pas non plus le plus intéressant, car il s'agit d'un travail de forces internes au fluide. Σ reçoit dans l'élément actif un travail appelé travail utile donné par :

$$W_u = mw_u$$

Il reçoit aussi un transfert thermique :

$$Q = mq$$

Ainsi, le premier principe pour Σ , entre l'état initial et l'état final considérés, s'écrit :

$$\Delta U + \Delta E_c = W_{\text{pression}} + W_u + Q$$

soit :

$$mu_s - mu_e = P_e (mv_e) - P_s (mv_s) + mw_u + mq$$

donc finalement :

$$\Delta h = w_u + q \tag{1}$$

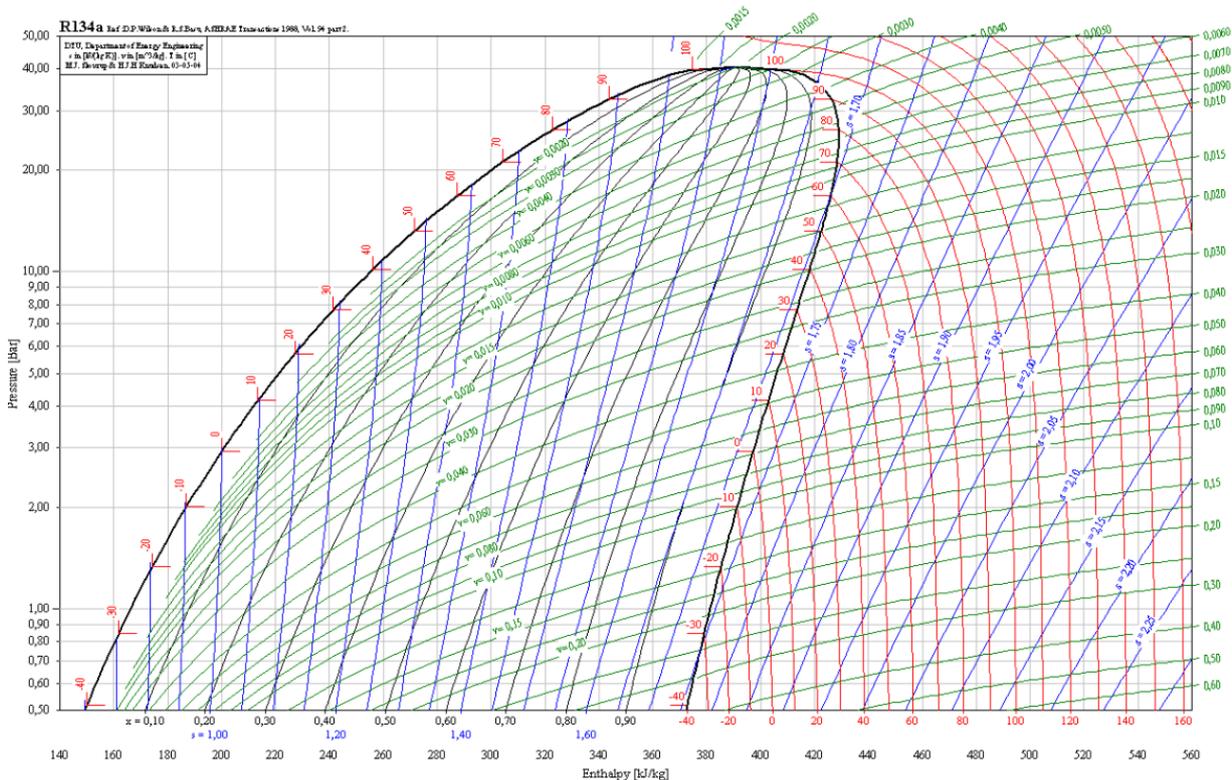
On appelle cette relation le premier principe industriel.

↓
 Tout est donc affaire de variation d'enthalpie à la traversée d'un élément, un diagramme cool pour représenter ce cycle est donc le diagramme des frigoristes

3.3 Diagramme des frigoristes

➤ BUP 832, Archambault p. 9

Le diagramme des frigoristes c'est le diagramme $(\log(P),h)$. On va présenter celui du fluide R134a mais ils ont tous la même forme :



On a trois zones : une à gauche où le fluide est sous forme liquide, une à droite où le liquide est sous forme vapeur et une à gauche où le fluide est diphasé. Cette zone est alors striée d'isotitres, i.e. courbe de fraction massique gaz/liquide constante. A part ça on a :

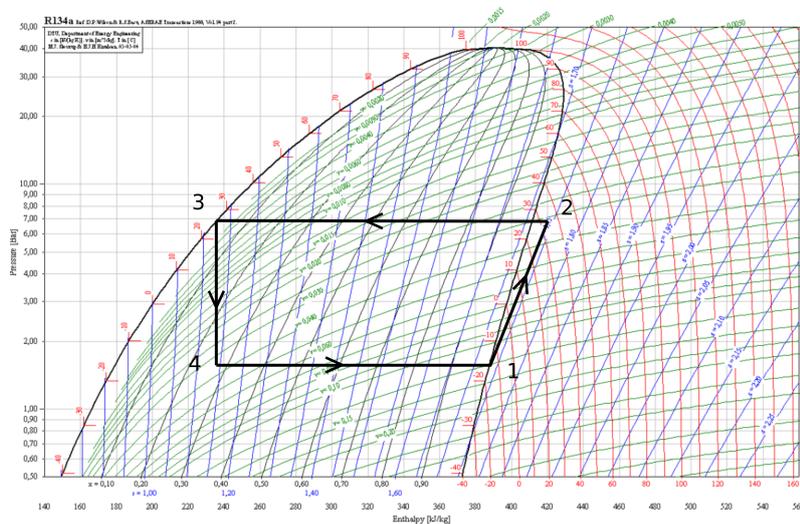
- Les isentropes en bleu
- les isothermes en rouge
- isenthalpes bah verticales
- isobares bah horizontales

Pour le système diphasé, les isobares sont confondues avec les isothermes bien entendu.

Traçons alors le cycle parcouru par le fluide dans le frigo, pour ça on a besoin de faire quelques approximations tout d'abord :

- Dans le compresseur, on suppose que la compression du fluide est adiabatique. Ce n'est pas ridicule puisqu'elle est très rapide par rapport au temps d'échange thermique. De plus on va négliger les frottements et la viscosité du fluide afin de considérer la transformation réversible. On a alors une transformation isentropique : le fluide suit une isentropique.
- Dans le condenseur, qui est simplement un échangeur, on va négliger la perte de charge de l'écoulement en négligeant la viscosité d'une fluide une nouvelle fois. On a alors une transformation isobare. On suppose par ailleurs qu'on condense tout.
- Dans le détendeur, comme on l'a mentionné précédemment on a ni échnage de travail ni échange de chaleur donc la détente est isenthalpique : on va suivre une isenthalpe.
- Enfin dans l'évaporateur même remarque, on est donc isobare et on dit qu'on évapore tout.

Dans ces conditions on décrit alors le cycle suivant :



Définissons alors l'efficacité associée à ce cycle. On a :

$$e = \frac{Q_f}{W} \tag{2}$$

Ici Q_f correspond à la chaleur échangée avec le milieu intérieur, donc dans l'évaporateur. Étant donné que la transformation est isobare on a alors directement :

$$Q_f = h_1 - h_4 \tag{3}$$

Quant à W , cela correspond au travail utile que l'on a fourni pour opérer ce transfert. Il est fourni au niveau du seul dispositif comportant une pièce mobile : le compresseur. La compression ayant été supposée adiabatique on a par application du premier principe directement :

$$W = h_2 - h_1 \quad (4)$$

L'efficacité de la machine frigorifique est donc :

$$e = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (5)$$

On comprend alors bien l'intérêt du diagramme des frigoristes, non seulement il permet une représentation aisée du cycle mais en plus l'efficacité résultante peut se calculer directement par des lectures d'abscisses ! On a alors ici :

$$\begin{aligned} q_f &= h_1 - h_4 = 390 - 232 = 158 \text{ kJ kg} \\ w &= h_2 - h_1 = 418 - 390 = 28 \text{ kJ kg} \end{aligned}$$

Donc

$$e = \frac{q_f}{w} = 5.64$$

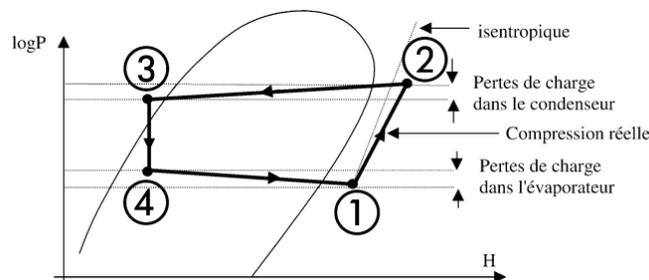
On peut comparer à l'efficacité de Carnot qui n'est pas très loin :

$$e = \frac{T_f}{T_c - T_f} = 6.45$$

Bon en réalité ça c'est un cycle théorique parfait (pas réversible cependant) mais dans la pratique on n'a pas trop ça. L'avantage du diagramme des frigoristes c'est qu'on s'affranchit ici d'une quelconque approximation sur le fluide : c'est une évolution expérimentale vraie. Mais cependant nos autres approximations sur les transformations ayant lieu dans les différents éléments peuvent être remises en cause :

- La viscosité du fluide n'est pas négligeable, surtout dans les petits tuyaux comme ça. On a donc des pertes de charge dans les échangeurs de chaleur donc les évolutions ne sont pas isobares.
- Au niveau du compresseur, si l'évolution adiabatique est plutôt bonne, les frottements, la viscosité et les échanges par conduction thermique rendent la transformation irréversible. On gagne donc en entropie.

Le cycle réel a alors la tête suivante :



Grossomodo on a h_1 qui diminue et h_2 qui augmente donc une baisse globale de notre efficacité car le travail à fournir au compresseur augmente.

Conclusion

Dans le cas des moteurs électriques on n'est pas limité par le rendement de Carnot. Parler de qualité de l'énergie (fossile...).