LP14 - Machines thermiques réelles

April 22, 2019

Contents

1 Machines thermodynamique industrielle **2**
- 1.1 réécriture industrielle des principes de la thermodynamique . . . 3
  - 1.1.1 Premier principe . . . 3
  - 1.1.2 Second principe . . . 5
  - 1.1.3 Moteur monotherme impossible ; Inégalité de Clausius-Carnot . . . 5
- 1.2 Rendement et efficacité . . . 6
  - 1.2.1 Rendement d'un moteur : . . . 6
  - 1.2.2 Efficacité des pompe à chaleur : . . . 7
  - 1.2.3 Irréversibilité et rendement . . . 7

2 Application(s) **8**
- 2.1 Réfrigérateur . . . 8
  - 2.1.1 Fonctionnement . . . 8
  - 2.1.2 Diagramme de Mollier et efficacité idéale . . . 9
- 2.2 Processus irréversibles et conséquences . . . 10
- 2.3 Le moteur à essence . . . 11
  - 2.3.1 Cas idéal . . . 11
  - 2.3.2 Irréversibilités . . . 12

3 Annexe **13**
- 3.1 Machine à vapeur : cycle de Rankine . . . 13
- 3.2 Le Cycle diesel . . . 13
- 3.3 Centrales thermiques . . . 13

- 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.
- 2014 : Les moteurs thermiques ne sont pas réalisés en visant uniquement un rendement optimal.
- 2009 : Les applications ne se limitent pas au moteur de Stirling et doivent rester concrètes.

- 2003 : Au delà de l'exposé classique que l'on trouve toujours, il faut discuter les causes d'irréversibilité. Par ailleurs, les moteurs réversibles ont forcément un fonctionnement lent : comment peut-on alors récupérer de la puissance avec une telle machine thermique ? Il est intéressant d'évoquer également la nature des fluides subissant les cycles.

Connaître bien le nom de toutes les courbes sur un diagramme de Raveau

Prerequis

- Principes de la thermodynamique
- théorie cinétique des gaz / gaz parfait
- capacité calorifique et chaleur latente
- transformations en thermodynamique

Références :

- *J'intègre tout en un Physique PCSI* par Salamito
- *Thermodynamique une approche pragmatique* par Cengel

Remerciement :

Je tiens à remercier Corentin Pacary pour son aide sur cette leçon.

Introduction

On a vu les principes de la thermodynamique. Pouvons nous les appliquer à la vie courante ?

1 Machines thermodynamique industrielle

Machine thermique

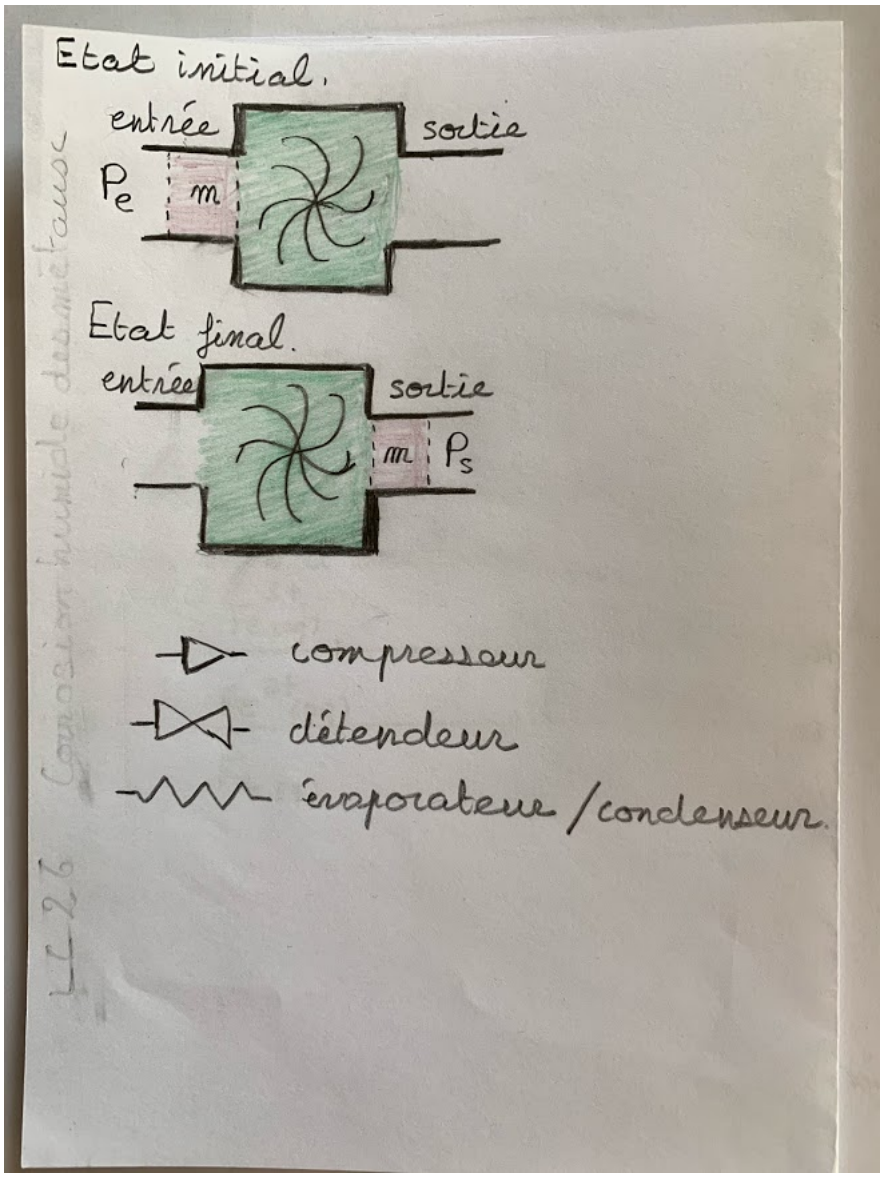
Il s'agit de systèmes effectuant des transformations cycliques en échangeant transport et chaleur.
Une machine thermique est constituée d'éléments actifs ouverts qui assurent les échanges. thermiques avec L'Extérieur.
Les premier et second principes sont exprimés en système fermés et ne sont pas très adaptés pour une utilisation industrielle. Il nous faut donc les reformuler

NB : On distingue :

- un système ouvert qui est perméable (échange de matière avec le milieu extérieur) et diatherme (échange de travail et/ou de chaleur avec le milieu extérieur).
- un système fermé qui est imperméable et diatherme.
- un système isolé qui est imperméable, adiabatique et indéformable.

1.1 réécriture industrielle des principes de la thermodynamique

On considère **en régime permanent** un fluide qui passe au travers d'un élément actif avec lequel il peut échanger un travail W ou de la chaleur Q
Toutes les grandeurs minuscules considérées sont massiques.
On considère comme système ouvert$\Sigma(u, s, ...)$ le fluide en vert appelé **Volume de contrôle**.
On considère le système $\Sigma^*(u^*, s^*, ...)$ constitué de Σ et du fluide en rouge. Σ^* est donc par définition fermé. Ce que l'on veut récupérer ce sont les relations sur le système rouge.



1.1.1 Premier principe

Ce clcul est inspiré de *J'intègre tout en un Physique PCSI* **p960 − 961** Un bilan d'énergie interne U donne sur Σ^* **fermé** :

$$\Delta U^* \underbrace{=}_{(1)} \Delta U + \underbrace{m \times u_e}_{\text{energie entrante}} - \underbrace{m \times u_s}_{\text{energie sortante}} \underbrace{=}_{(2)} 0 + m \times u_e - m \times u_s \quad (1)$$

(1) est dû à l'extensivité de S.
(2) Comme on est en régime permanent, **les propriétés du fluide dans la zone verte ne**

changent pas au cours du temps (même si le fluide en lui même s'écoule).

On applique alors le 1^{er} principe au système **fermé** Σ^* :

$$\Delta(E_c^* + E_p^* + U^*) = m \times \underbrace{(w_m + q_m)}_{(a)}) + m \times \underbrace{(P_e\nu_e - P_s\nu_s)}_{(b)} \tag{2}$$

où :
(a) correspond au travail w_m et transfert thermique q_m fournie (< 0)/reçu (> 0) par unité de masse au fluide.
(b) correspond au travail des forces de pressions (interne au système). (ν_s, $\nu_e$désignent les volumes massiques)

NB : Vérification du signe du travail des forces de pression. $w > 0$ correspond à un travail reçu qui est égale à $-P\Delta V$. Pour l'entrée, $\Delta V > 0$ donc $w < 0$.

NB : En plus de l'énergie interne, nous devons tenir compte des énergies macroscopiques (énergie cinétique E_c pour tenir compte par exemple de la vitesse initiale du fluide entrant et de la vitesse du fluide sortant et énergie potentielle E_p pour tenir compte par exemple de la différence d'altitude entre l'entrée et la sortie) puisque le système est ouvert.

Ce qui nous donne pour une énergie e_{pi} (énergie potentiel en i massique) uniforme et v_i la vitesse en i :

$$m \times \left[\left(\underbrace{u_e - P_e\nu_e}_{h_e} + \frac{v_e^2}{2} + e_{pe} \right) - \left(\underbrace{u_s - P_s\nu_s}_{h_s} + \frac{v_s^2}{2} + e_{ps} \right) \right] = m \times (q_m + w_m) \tag{3}$$

Que l'on réécrit (en posant h l'enthalpie massique du fluide) comme :

$$\Delta \left(h + \frac{v^2}{2} + e_p \right) = q_m + w_m \tag{4}$$

C'est le premier principe industriel.
De plus, si les tuyaux ont des diamètres très proches, on peut estimer que les variations de vitesse sont faibles et que $\Delta v^2 = 0$ (conservation du débit massique).
De plus si on n'a pas de variation d'énergie potentielle entre l'entrée et la sortie, on a $\Delta e_p = 0$.

Dans toute la suite de la leçon, on se place dans cette approximation. Donc :

$$\Delta h = q_m + w_m \tag{5}$$

où Δh est bien la variation d'enthalpie massique entre le fluide entrant et le fluide sortant.

Regardons comment s'écrira ce premier principe pour les différents dispositifs composant les machines thermodynamique que nous étudierons dans les applications :

- **Compresseur** : on reçoit du travail et il n'y a pas d'échange thermique. D'où $q_m = 0$ et $\Delta h = w_m > 0$.
- **Détendeur** : on ne reçoit ni travail ni transfert thermique. D'où $w_m = 0$ et $q_m = 0$ donc$\Delta h = 0$.
- **évaporateur** on reçoit du transfert thermique (resp. **Condenseur** on cède du transfert thermique) : $w_m = 0$ et $\Delta h = q_m(s) > 0$ (resp. $\Delta h = q_m(s) < 0$)

1.1.2 Second principe

Ce calcul est développé dans *Thermodynamique une approche pragmatique* **p321 – 322**.

Le bilan d'entropie (s désigne l'entropie massique) donne :

$$m \times \Delta s^* \underbrace{=}_{(1)} m \times \Delta s + \underbrace{m \times s_e}_{\text{entropie entrante}} - \underbrace{m \times s_s}_{\text{entropie sortante}} \tag{6}$$

(1) est dû à l'extensivité de S.

Second principe : **Pour un système fermé, l'entropie est égale à l'entropie créée** $m \times s_c \geq 0$ **plus l'entropie qui traverse les frontières du système,** $m \times s_Q$

On fait l'hypothèse que les parois du dispositif actif sont un thermostat à la température T.

Donc $m \times s_Q = m \times \frac{q}{T}$

Du coup, le second principe sur le système fermé Σ^* vaut :

$$m \times \Delta s^* = m \times \frac{q_m}{T} + m \times s_c \tag{7}$$

Par hypothèse de régime permanent,on a $\Delta s = 0$.

On a donc le deuxième principe en régime permanent :

$$m \times \frac{q}{T} + m \times s_c = m \times s_e - m \times s_s \tag{8}$$

Comme $s_c \geq 0$:

$$s_e - s_s - \frac{q}{T} \geq 0 \tag{9}$$

1.1.3 Moteur monotherme impossible ; Inégalité de Clausius-Carnot

Les grandeurs d'état apparaissant dans le premier et le second principe (U et S) dont des grandeurs extensives. Par ailleurs, nous allons travailler sur un cycle, donc par définition leur variation sur un cycle sont nulles puisqu'elles ne dépendent que de l'état initial et l'état final. Par conséquent, pour une machine réelle constituée d'une suite de d'éléments actifs indexés par i sans entrée et sortie de matière, on peut écrire :

$$0 = \sum_i q_m^i + w_m^i \tag{10}$$

et

$$\sum_i \frac{q_m^i}{T^i} \leq 0 \quad \text{inégalité de Clausius-Carnot} \tag{11}$$

Arrêtons nous un instant sur le sens de cette dernière relation. Elle **interdit un moteur monotherme** : si il n'y a qu'une seule source de chaleur, alors $q_m \leq 0$ donc $w \geq 0$. Ce n'est pas un moteur ...

Considérons une machine ditherme : avec deux sources de chaleur T_F et T_C. le second principe devient :

$$\frac{q_{mF}}{T_F} + \frac{q_{mC}}{T_C} \leq 0 \tag{12}$$

Et bien sùr :

$$w = Q_{mC} + Q_{mF} \tag{13}$$

Diagramme de Raveau :

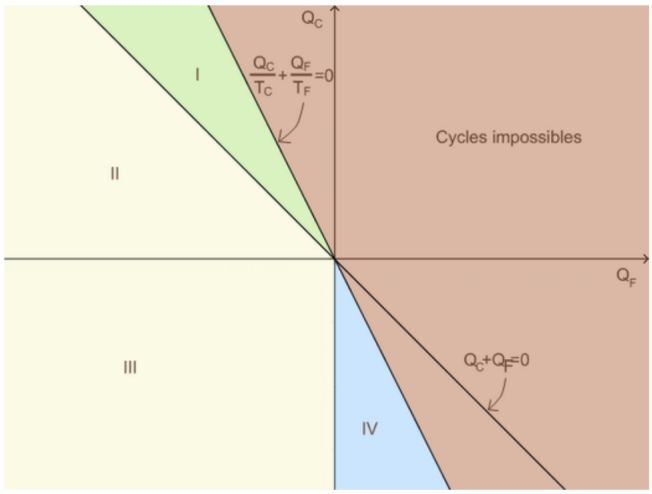


Figure 1: Diagramme de Raveau (source Wikipédia, libre de partage et d'utilisation)

- Zone rouge : Impossible, ne respecte pas le second principe (droite sur le graphique).
- Zone I : $q_{mF} < 0$, $q_{mC} > 0$, $q_{mC} + q_{mF} > 0$ (droite sur le graphique) (chaleur reçu par le système) donc $w_m < 0$ (travail cédé par le système), On prend de la chaleur à la source chaude pour fournir du travail, Cas des moteurs
- Zone II : $q_{mF} < 0$, $q_{mC} > 0$, $w_m > 0$, peu intéressant car peut être réalisé sans fournir de travail (mais peut permettre d'accélérer l'échange de chaleur)
- Zone III : $q_{mF} < 0$, $q_{mC} < 0$, $w_m > 0$. On fournit du travail au système pour qu'il puisse à son tours fournir de la chaleur, peu intéressant, se rapproche des moteur monothermes
- Zone IV : $q_{mF} > 0$, $q_{mC} < 0$, $w_m > 0$. On fournit du travail pour chauffer la source chaude et refroidir la source froide. Principe de la pompe à Chaleur ou du réfrigérateur.

1.2 Rendement et efficacité

1.2.1 Rendement d'un moteur :

Dans le cas d'un moteur, le rendement s'écrit :

$$\eta = \frac{energie\ utile}{energie\ fournie} = \frac{w_m}{q_{mC}} = \frac{-q_{mC} - q_{mF}}{q_{mC}} = \frac{q_{mF}}{q_{mC}} + 1 \tag{14}$$

Par ailleurs, l'inégalité de Clausius-Carnot nous donne :

$$\frac{q_{mF}}{q_{mC}} \leq -\frac{T_F}{T_C} \tag{15}$$

D'où :

$$\eta \leq 1 - \frac{T_F}{T_C} \tag{16}$$

On remarque immédiatement que pour un moteur $\eta < 1$

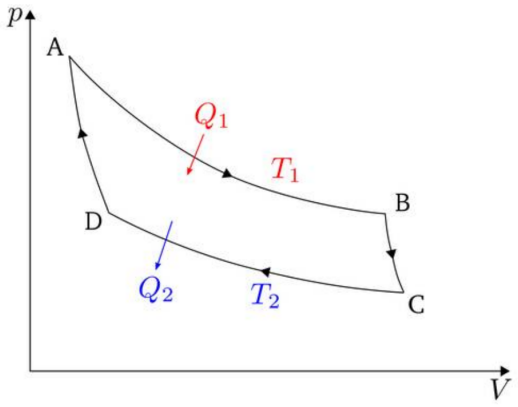


Figure 2: Cycle de Carnot dans le diagramme de Clapeyron. (source : Wikipédia, libre de partage et d'utilisation)

Les machines thermiques ont une efficacité maximum qui est atteinte pour une série de transformations réversibles. Dans un moteur idéal, le fluide peut par exemple parcourir le cycle de Carnot composé de deux isothermes et de deux isentropiques (à entropie constante) (2).

1.2.2 Efficacité des pompe à chaleur :

Pour les pompes à chaleur, on parle d'efficacité ou de coefficient de performance :

$$e = \frac{energie\ utile}{energie\ couteuse} \tag{17}$$

Pour une pompe à chaleur, on parle parfois de coefficient de performance :

$$COP = e = \frac{q_{mF}}{w_m} \leq \frac{T_C}{T_C - T_F} \tag{18}$$

NB : Le travail est fournit par le compresseur.

Pour un frigo :

$$e = \frac{q_{mF}}{w_m} \leq \frac{T_F}{T_C - T_F} \tag{19}$$

On remarque cette fois-ci que $e > 1$ est possible.
Une fois encore, l'égalité et donc l'efficacité maximale sont atteintes pour un cycle réversible.

1.2.3 Irréversibilité et rendement

Le rendement ou l'efficacité de la machine réelle se voit en fait diminuée par des phénomènes dissipatifs (frottements, diffusion thermique)...
Comme on l'a vu,pour un rendement maximal, il faudrait exécuter les transformations de manière réversible. **Cependant parcourir ce type de cycle est très long et ne fournit donc que peu de puissance** $\mathbf{P = \frac{energie\ utile}{dure\ d'un\ cycle}}$ Il faut donc trouverun omprmois entre rendement et puissance.
De plus, on a ici parlé du premier principe de la thermodynamique pour un système fermé, mais lorsque l'on étudiera une machine, on la décomposera en étapes et on appliquera à chacun le premier principe en réacteur ouvert. Par conséquent Δh ne sera plus nul et nous redevrons repartir de la formule générale, à savoir : $\Delta h = w_m + q_m$.

2 Application(s)

Par simplicité, on considérera des machines dithermes

2.1 Réfrigérateur

Notre système est le fluide caloporteur. On souhaite être dans la partie IV du diagramme de Raveau : $w_m > 0$ (travail reçu par le fluide), $q_{mC} < 0$ (fluide calo fournie de la chaleur à la source chaude) et $q_{mF} > 0$ (fluide calo reçoit de la chaleur de la source froide).

Dans le cas du réfrigérateur, le fluide qui subit les transformations cycliques ne sort pas de la machine.

2.1.1 Fonctionnement

- 1 :On a une compression isentropique de 1.64 bar à 6.65 bar.
- 2 : Puis une liquéfaction à pression constante dans le condenseur.
- 3 : À la sortie du condenseur, le fluide subit une détente isenthalpique de 6.65 bar à 1.64 bar.
- 4 : On a évaporation à pression constante qui permet de refroidir le réfrigérateur. On cherche à retourner à l'état initial, et surtout à bien évaporer tout le fluide car le liquide (incompressible) pourrait endommager le compresseur.

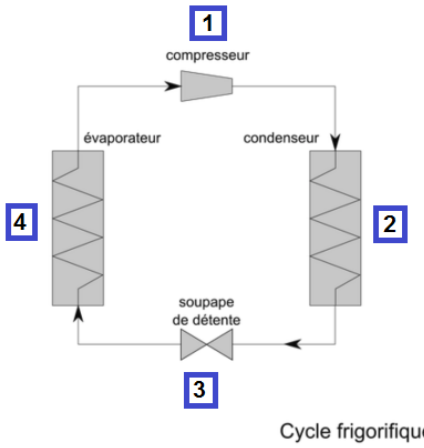


Figure 3: schéma de principe du réfrégirateur

Pour l'eau, il faut 4.18 kJ pour chauffer 1 kg d'eau, mais 2265 kJ pour en évaporer la même quantité. Ce résultat est assez général : le changement d'état permet un plus grand échange d'énergie qu'une élévation de température. L'évaporation est endothermique, la liquéfaction exothermique, le fluide doit donc s'évaporer au contact de la source froide et se condenser au contact de la source chaude.
Pour cela, il faut un fluide qui puisse s'évaporer à -10 $C°$ et se condenser à 25 $C°$. Or on sait que les températures de vaporisation de de liquéfaction sont strictement égales à Pression donnée, il va donc falloir changer la pression entre les deux échangeurs thermiques, c'est la que l'on va fournir du travail. Il faut un compresseur avant le condenseur et un détendeur avant

l'évaporateur.
On choisi le fluide calorifique R134a, qui est le 1,1,1,2-Tétrafluoroéthane (F_3C-CH_2F) car il se vaporise à $-10\ C°$ à $1.64\ bar$ et se liquéfie à $25\ C°$ à $6.65\ bar$, possède une capacité calorifique ($c \simeq 1.3\ kJ$) [1] et une enthalpie de liquéfaction ($l \simeq 225\ kJ$) relativement élevées, et ne détruit pas la couche d'ozone (mais est à effet de serre).

2.1.2 Diagramme de Mollier et efficacité idéale

On peut représenter le cycle parcouru par le fluide dans un **diagramme de Mollier : ln(P) en fonction de H**, qui permet de visualiser les différentes transformations.

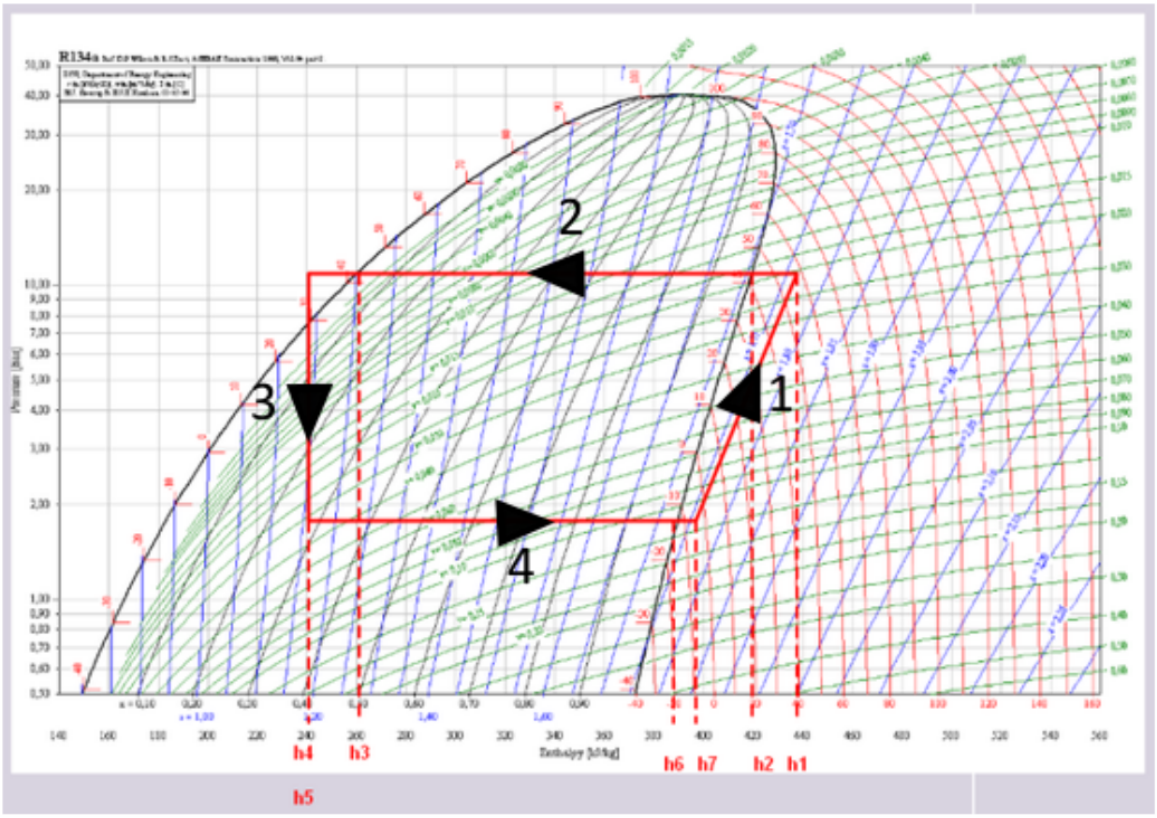


Figure 4: Cycle idéal d'un réfrigérateur. (Source : http://ecoconstruction.rpn.univ-lorraine.fr/res/R134correction.png, libre de modification, de partage et d'utilisation.)

Cette représentation nous permet de calculer l'efficacité du réfrigérateur :

- L'énergie utile est celle qui est reçue dans l'évaporateur : $q_{mF} = \Delta h^{(4)} = 158\ kJ/kg$.
- Le travail fourni est celui fourni au compresseur et au détendeur (ici seulement au compresseur) : $w = \Delta h^{(1)} = 28\ kJ/kg$.

Donc :

$$e = \frac{q_{mF}}{w_m} = 5.64 \tag{20}$$

[1] ref : THERMODYNAMIC PROPERTIES OF R134a (1,1,1,2-TETRAFLUOROETHANE) Marcia L. Huber and Mark 0. McLinden

Pour 1 kJ d'énergie dépensée, on soutire 5.64 kJ à l'intérieur du réfrigérateur. Cependant cette valeur est à comparer avec l'efficacité maximale suivant un cycle de Carnot, elle est : $e^{rev} = \frac{T_F}{T_C - T_F} = 6.45$. On en est pas trop éloignés.

2.2 Processus irréversibles et conséquences

Causes d'irréversibilités

En réalité :

- Dans les échangeurs(évaporateurs et condenseurs), on veut maximiser la surface d'échange donc on les fabrique en forme de serpentins. Le fluide qui les traverse est visqueux et va diffuser sa quantité de mouvement aux parois. Ceci a également pour effet de réduire la pression avec la distance parcourue.
- Dans les systèmes mécaniques, il y a des parties mécaniques qui tournent. On a des frottements mécaniques qui dissipent 'énergie dans le système. Le compresseur ne soit pas isentropique.

On doit alors proposer le cycle réaliste en noir. On constate alors une augmentation du travail à fournir pour obtenir le même refroidissement.

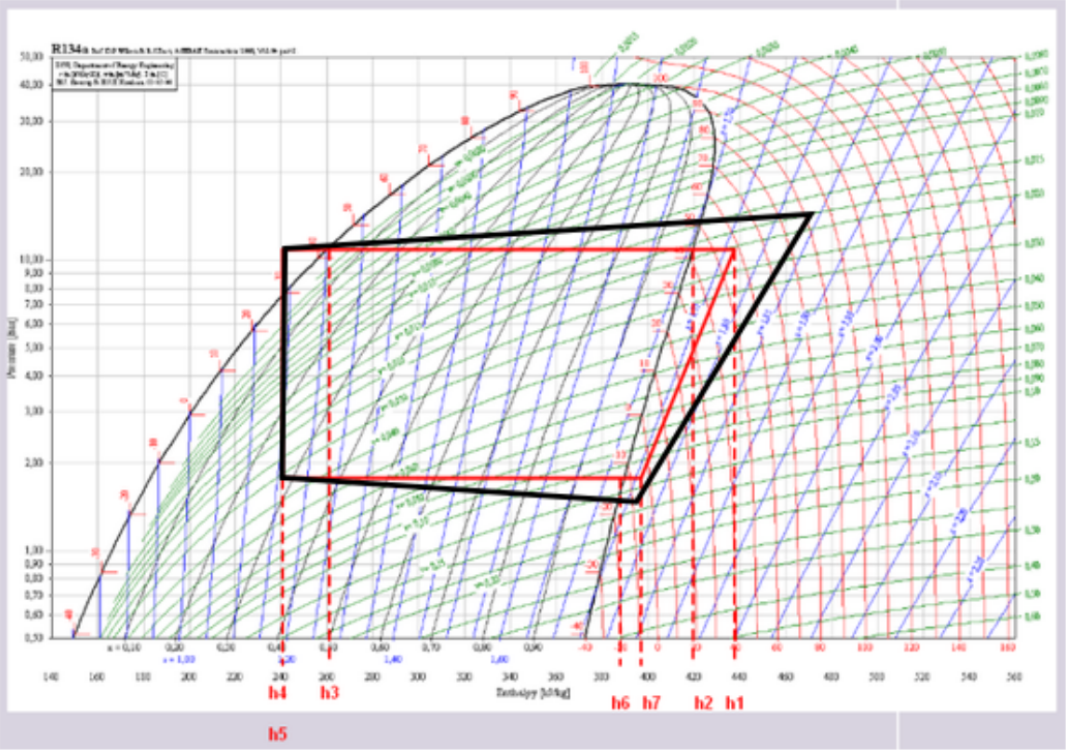


Figure 5: Modification du cycle frigorifique en prenant en compte certaines causes d'irréversibilité. On devrait aussi avoir disparition des points anguleux. (Source : http://ecoconstruction.rpn.univ-lorraine.fr/res/R134correction.png, libre de modification, de partage et d'utilisation.)

Améliorations

Il est à noter qu'il existe de nombreuses améliorations possibles (Cengel parle de cycles frigorifiques innovants) comme la réfrigération en cascade ou la réfrigération à compression étagée.

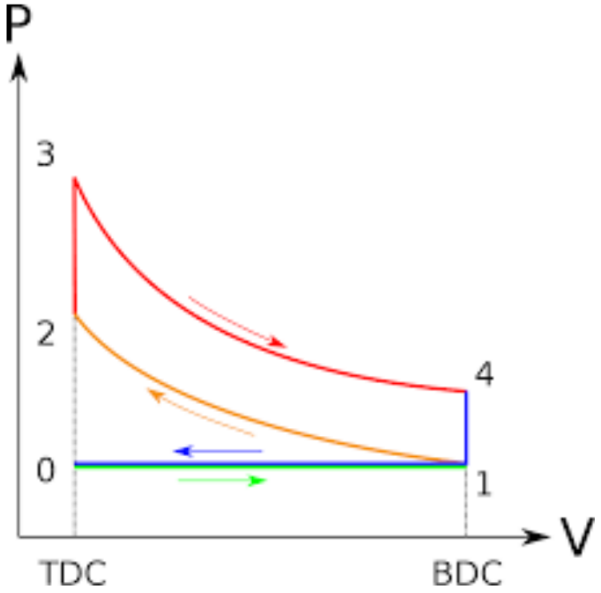
Nous avons étudié le fonctionnement d'un réfrigérateur réel simplifié.
L'autre partie intéressante du diagramme de Raveau est la zone I, où l'on utilise l'énergie de la source chaude pour produire un travail. Il existe de nombreux types de telles machines : Moteur de Stirling, centrales thermiques (cycle de Rankine), propulsion par jet, cycle de Brayton (turbine à gaz), moteurs à combustion. (voir Cengel). Nous allons maintenant étudier un cycle utilisé pour les moteurs à combustion, le cycle du moteur essence.

2.3 Le moteur à essence

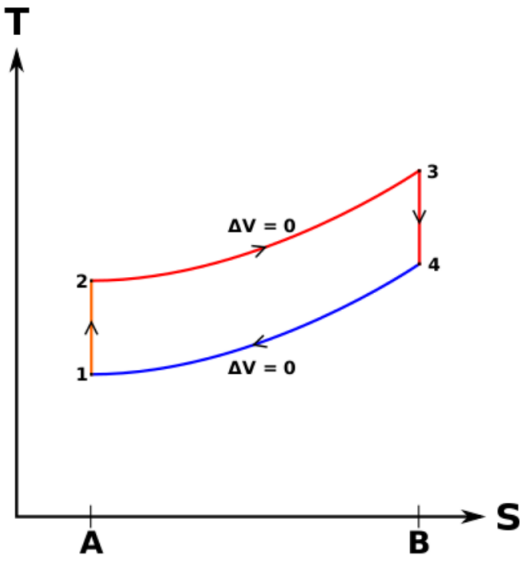
Tous les cycles sont détaillés et traités dans j'intègre tout en un $p \approx 973$. **Expérience : on peut sortir le moteur de Stirling de l'ENS** Le cycle de Stirling consiste en :
compression isotherme réversible → échauffement isochore → détente isotherme réversible → refroidissement isochore

2.3.1 Cas idéal

Le système que l'on étudie est le fluide qui va rentrer dans le moteur en un cycle. On prend le mélange air carburant qui est absorbé ainsi que le mélange qui s'échappe On va étudier fonctionnement du moteur à 4 temps : https://fr.wikipedia.org/wiki/Cycle_de_Beau_de_Rochas On modélise ce cycle en étapes :



Cycle de Beau de Rochas ou Cycle Otto. BDC = bottom dead centre (source : commons.wikimedia, libre d'utilisation) ou voir Cengel p419



Cycle de Beau de Rochas ou Cycle Otto dans le diagramme T-S (source : wikipédia, libre d'utilisation)

- 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 la masse m d'air entrant est assimilé à un gaz parfait : $\eta = \frac{-w_m}{q_{mC}} = 1 + \frac{q_{mF}}{q_{mC}}$. Et on a :

- 0-1 et 1-0 se compensent
- 1-2 : isentropique, $T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_0^{\gamma-1}$ (loi de Laplace)
- 2-3 : $q_{mc} \times m = C_v(T_3 - T_2)$
- 3-4 : isentropique, $T_3 V_0^{\gamma-1} = T_4 V_1^{\gamma-1}$
- 4-1 : $q_{mF} \times m = C_v(T_1 - T_4)$

Donc

$$\eta = 1 + \frac{C_v(T_1 - T_4)}{C_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \tag{21}$$

où $r = \frac{V_1}{V_0}$ est le rapport de compression. Plus ce rapport est grand, plus le rendement est grand[2]. 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 : $T_C = 1200\ C°$ et $T_F = 25\ C°$, soit :

$$\eta^{rev} = 1 - \frac{T_F}{T_C} = 0.8 \tag{22}$$

Les moteurs thermiques sont en général peu efficaces.

2.3.2 Irréversibilités

De même qu'avec le réfrigérateur, il y a des sources d'irréversibilité, ce qui déforme le cycle, le rendement est généralement de 25% à 30%. On obtient alors le résultat donné en figure 6.

On voit apparaître un comportement récepteur lors de l'échappement-admission (d'où l'association par paires) et la réduction de l'aire (réduction de travail fourni par les frottements et la création d'entropie) (discussion poussée Cengel p 423).

[2] Il est à noter qu'il existe une valeur maximale à ce taux de compression pour éviter que le mélange ne s'auto-allume pas avant que le piston ne soit en bout de course.

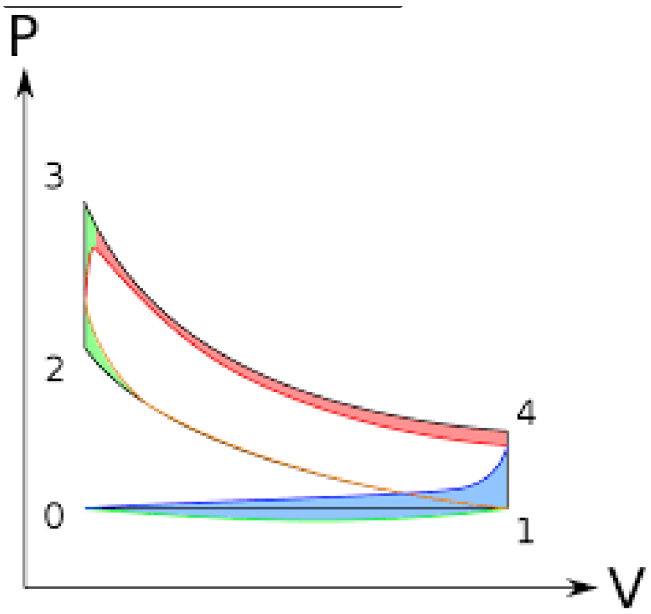


Figure 6: Cycle de Beau de Rochas plus réaliste. (source : commons.wikimedia.org, libre de partage et d'utilisation), voir Cengel p419 pour un schéma plus complet

3 Annexe

3.1 Machine à vapeur : cycle de Rankine

cf j'intègre tout en un PCSI p987

isentrope $\longrightarrow$ **isobarre** $\longrightarrow$ **isenthalpe** $\longrightarrow$ **isobarre**
$\eta = 28\%$

3.2 Le Cycle diesel

La différence principale avec le moteur à essence est que l'on comprime l'air seul, **puis** qu'on injecte le combustible, la combustion s'effectue en partie pendant la détente. Cela permet d'atteindre des **rapports de compression plus élevés** (jusqu'à 24). Donc même si il est à rapport égal moins efficace, au prix d'un moteur **plus lourd et plus cher**, on peut avoir un **meilleur rendement** avec un moteur diesel. On obtient typiquement des rendement de 35% à 45%.De plus, **le diesel peut accepter des hydrocarbures plus lourds grâce à sa pression plus élevée**.

3.3 Centrales thermiques

Si on a le temps on peut présenter le cycle de Rankine (Cengel p469, et il y a plein de complexification possible : surchauffe, régénération) où la propulsion jet (système ouvert) en une sorte d'approche documentaire.

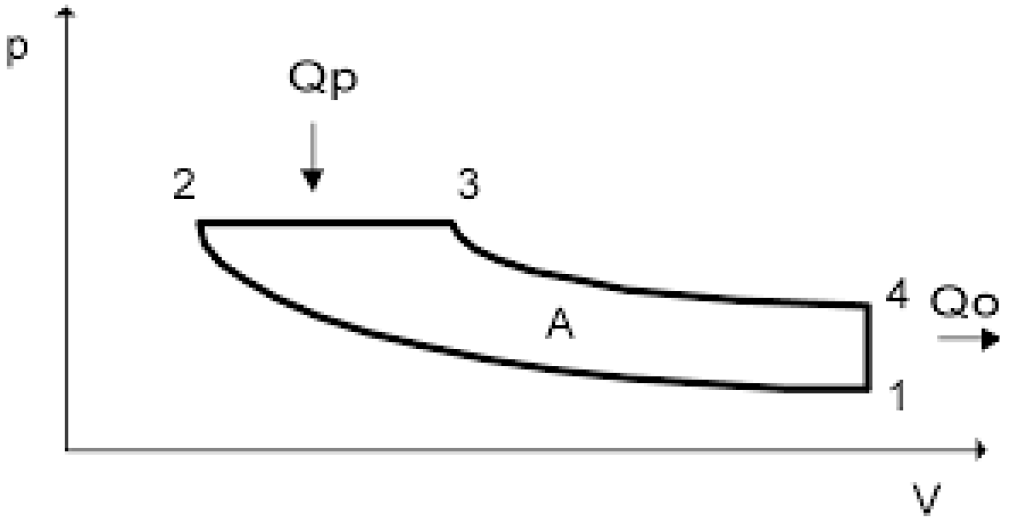


Figure 7: Cycle diesel