

LP14 – MACHINES THERMIQUES RÉELLES

24 juin 2020

Aurélien Goerlinger & Yohann Faure

Commentaires du jury

- **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.

Niveau : L1 / L2 si on fait un bilan en système ouvert

Bibliographie

- ♣ *Thermodynamique, une approche pragmatique*, **Cengel** → Très complet sur les aspects pratiques
- ♣ *Thermodynamique*, **Diu** → Point théorie
- ♣ *Le réfrigérateur*, **BUP 832, Martin** → Partie sur les machines frigorifiques
- ♣ *Diagrammes thermodynamiques de fluides purs*, **BUP 894, Picard** → moins essentiel mais intéressant
- ♣ *Physique PCSI*, **Grécias** → Point prépa

Prérequis

- Transformations d'un système
- Premier et second principes de la thermodynamique pour des systèmes fermés et ouverts
- Capacité calorifique, chaleur latente
- Gaz parfait

Expériences



Table des matières

1	Notion de machine thermique	3
1.1	Définition du système	3
1.2	Les deux principes de la thermodynamique	3
1.3	Machines dithermes	4
1.4	Rendement et Coefficient de Performances (COP)	5
1.5	Cycle de Carnot	7
2	Réfrigérateur	7
2.1	Premier principe en réacteur ouvert	7
2.2	Application au climatiseur	8
2.3	Diagramme de Mollier	9
2.4	Diagramme de Mollier du frigo	9
2.5	Processus irréversibles et conséquences	10
3	Moteurs thermiques	11
3.1	Moteur à explosion	11
3.2	Moteur Diesel	14
3.3	Centrales thermiques	15

Introduction

Au cours du XIXe siècle, l'essor de la thermodynamique a permis l'exploitation de sources de chaleur pour faire tourner des roues. C'est l'essor des machines à vapeur et le début de la révolution industrielle qui a tout accéléré. Depuis, on a améliorés ces procédés mais les machines thermiques font toujours partie de notre quotidien (moteurs, réfrigérateurs). Il est donc important de s'intéresser à leur fonctionnement, et cela permet de mettre en application les notions vues précédemment en thermodynamique.

1 Notion de machine thermique

1.1 Définition du système

Soit un système thermodynamique Σ qui effectue une transformation **cyclique**. Son état final est donc le même que son état initial, après contact et échanges avec le milieu extérieur.

Si les caractéristiques du milieu extérieur sont invariantes, ou renouvelées par l'expérimentateur pour être toujours les mêmes, le processus peut se reproduire indéfiniment, identique à lui-même.

On dit que le système Σ constitue une **Machine**. Lorsque la Machine reçoit de l'extérieur uniquement du travail et de la chaleur, on parle de **machine thermique**.

Remarques : Généralement c'est un fluide qui subit les transformations en circulant dans un circuit fermé. Le système est donc composé du fluide ET des organes de la machines. Il est à noter que les machines peuvent aussi fonctionner en circuit ouvert, comme on le verra plus tard.

Sur un cycle, du fait que c'est un cycle, on a $\Delta U = 0$ et $\Delta S = 0$. Il en va de même pour toutes les fonctions d'état.

Exemples de machines thermiques : Réfrigérateur, le système c'est le fluide de la canalisation. Moteur à explosion ? Oui mais en système ouvert. Moteur électrique ? NON !

La façon idéale de traiter ces systèmes, pour lesquels la thermodynamique a été inventée, c'est d'exprimer les deux principes sur un cycle !

1.2 Les deux principes de la thermodynamique

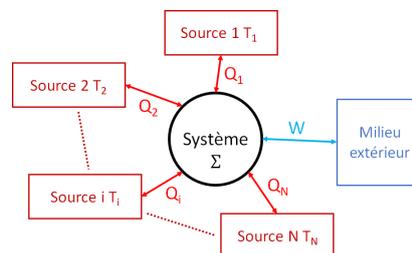


FIGURE 1 – Schéma général d'une machine thermique

On se place, bien sûr, dans la convention récepteur. C'est positif quand c'est reçu ! Écrivons alors les deux principes :

- $\Delta U = 0 = W + \sum_i Q_i$
- $\Delta S = 0 \geq \sum_i \frac{Q_i}{T_i}$ (Clausius, 1850.)

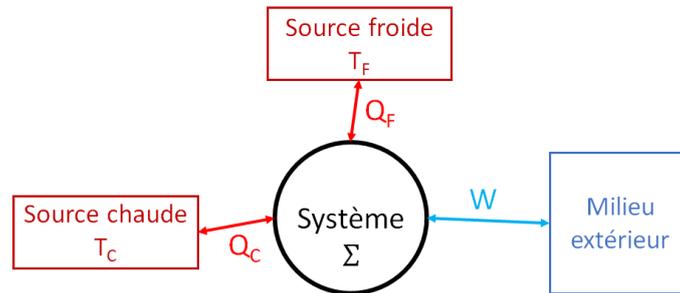
1.3 Machines dithermes

Maintenant on veut voir à limiter le nombre de sources thermiques, parce qu'on veut une machine simple ! Essayons la machine monotherme :

$$0 \geq \frac{Q}{T} \quad (1)$$

Ainsi on a forcément $Q \leq 0$, la machine chauffe le réservoir de température. $W + Q = 0$, donc $W \geq 0$, on doit donner du travail à la machine. Cette... chose... consomme du travail et produit de la chaleur¹ et n'est donc d'une utilité que négligeable², puisqu'on sait très bien comment faire du chaud...

"Une machine monotherme ne peut pas être motrice", Lord Kelvin.



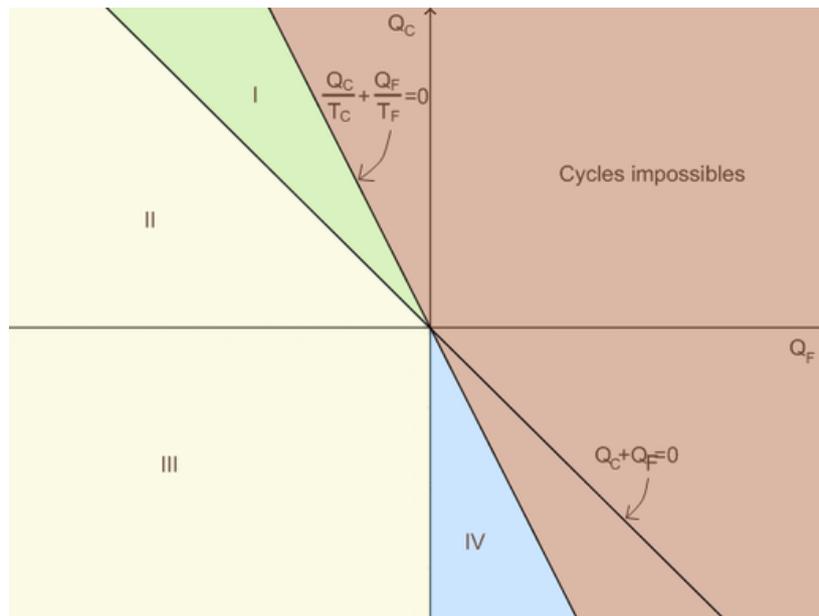
Passons à la machine ditherme. Il s'agit, on va le voir, de la machine la plus simple pour extraire, au choix, du froid ou du travail d'un cycle.

On a pour cette machine une source chaude, T_c , et une source froide, T_f . On a donc, d'après les équations suivantes, 4 cas à considérer.

$$\begin{cases} 0 &= Q_f + Q_c + W \\ 0 &\geq \frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_c}{T_c} \end{cases} \quad (2)$$

On peut représenter ces 4 cas sur un diagramme de Raveau.

-
1. Comme toi Timéo.
 2. Comme toi Timéo.



Su ce diagramme sont représentées 5 zones, dont nous allons détaillé les propriétés. On trace les droites du premier et du second principe : $\frac{Q_C}{T_C} + \frac{Q_F}{T_F} = 0$ et $Q_C + Q_F = 0 = -W$.

- 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 machines 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**.

Maintenant que l'on sait comment faire théoriquement pour fabriquer une pompe à chaleur ou un moteur, évaluons le rendement théorique maximal de ces engins.

1.4 Rendement et Coefficient de Performances (COP)

On définit le rendement comme le rapport entre la quantité que l'on veut récupérer et la quantité que l'on fourni au système, en valeur absolue. Ainsi pour un moteur, on veut récupérer le travail, et on fournit de la chaleur (par explosion au chauffage par exemple).

$$\eta_{\text{moteur}} = \frac{-W}{Q_c} \quad (3)$$

Pour une pompe à chaleur, on fourni du travail, et on cherche à récupérer le flux thermique chaud, pour un réfrigérateur, le flux thermique froid.

$$\text{Pompe : } COP = \frac{-Q_c}{W} \quad \text{frigo : } COP = \frac{Q_f}{W} \quad (4)$$

Il est possible de MAJORER les rendements définis ci-dessus, grâce aux principes de la thermo. En effet $-W = Q_c + Q_f$, donc $\eta = 1 + \frac{Q_f}{Q_c}$. De plus $0 \geq \frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_c}{T_c}$, donc

$$\eta \leq \eta_c = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad (5)$$

De même pour la pompe à chaleur et le réfrigérateur, on peut écrire

$$COP_{\text{pompe}} \leq COP_{\text{pompe,c}} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad COP_{\text{frigo}} \leq COP_{\text{frigo,c}} = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (6)$$



Déterminer le rendement du moteur de Stirling

Voir le MP35.

Remarque avant de continuer

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.

1.5 Cycle de Carnot

L'efficacité maximale pour ces machines est atteinte dans le cas d'une évolution réversible, donc isentropique, tout le long du cycle. Le cycle qui est alors décrit est appelé cycle de Carnot. C'est un cas idéal, composé de deux isothermes et de deux isentropiques (fig 3). Cependant parcourir ce type de cycle est très long (pour avoir des transformations réversibles) et ne développe donc que peu de puissance.

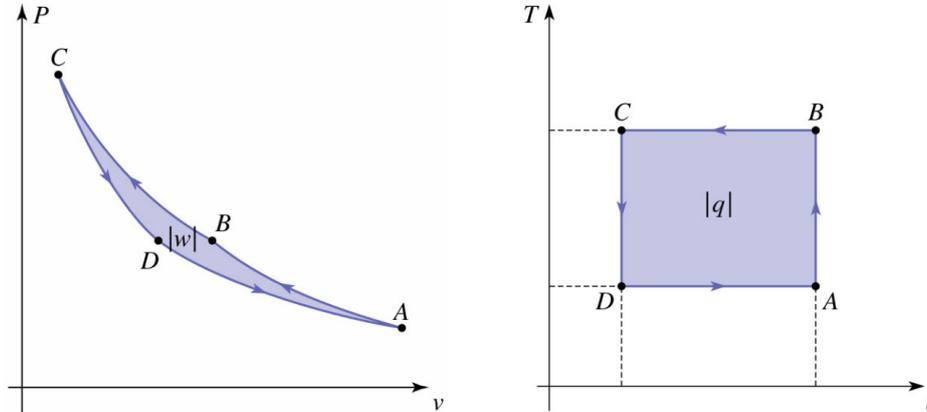


FIGURE 2 – Cycle de Carnot d'un GP récepteur, avec deux isentropiques et deux isothermes.

L'aire définie par le cycle dans le diagramme TS est égale à la quantité de chaleur telle que :

$$|Q| = \oint_{\text{cycle}} T dS \quad (7)$$

L'aire définie par le cycle dans le diagramme de Clapeyron est égale au travail :

$$|W| = \oint_{\text{cycle}} P dV \quad (8)$$

Si le cycle est parcouru dans le sens horaire, $W < 0$, la machine fournit du travail, le cycle est dit "moteur".

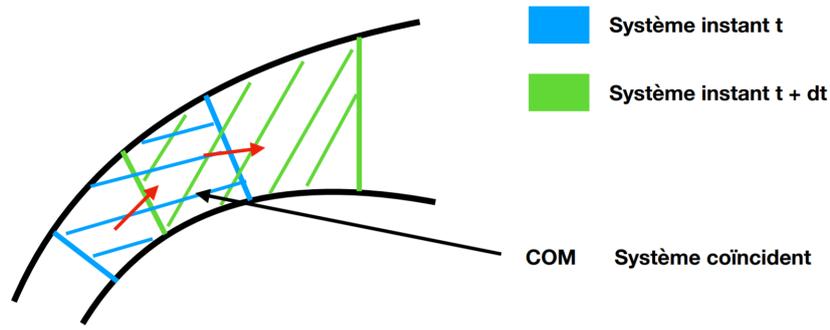
Les cycles décrits réellement correspondent à des machines dont le rendement maximal est nécessairement inférieur à celui de Carnot. On va donc voir comment décrire une machine thermique un peu plus réelle. De plus, on a ici parlé du premier principe de la thermodynamique pour un système fermé, mais lorsque l'on étudiera une machine, on la décomposera en étapes et on appliquera à chacun le premier principe en réacteur ouvert : $\Delta h = w + q$.

2 Réfrigérateur

Jusqu'à présent on a appliqué le premier principe sur des systèmes isolés, puis fermés. Il est temps de regarder des systèmes ouverts, dans lequel le fluide est en écoulement.

2.1 Premier principe en réacteur ouvert

Quand on s'intéresse à une transformation dans un réacteur, on se heurte à un premier problème : **le système est ouvert** ! En effet, on a une arrivée et une sortie de fluide dans le réacteur.



On règle ce problème aisément : par la pensée, on suit un système fermé de fluide en écoulement permanent. Le système à l'instant $t + dt$ (zone verte) est donc le fluide composant le système à l'instant t (zone bleue) mais s'étant déplacé pendant dt . On remarque qu'il y a une zone commune, notée COM , entre les deux zones. On a alors, pour ce système :

$$\begin{cases} (U + E_p + E_c)(t + dt) = (U + E_p + E_c)_{COM}(t + dt) + (U + E_p + E_c)_s \\ (U + E_p + E_c)(t) = (U + E_p + E_c)_{COM}(t) + (U + E_p + E_c)_e \end{cases} \quad (9)$$

avec $(U + E_p + E_c)_{COM}(t + dt) = (U + E_p + E_c)_{COM}(t)$ en régime permanent. Le premier principe donne alors

$$\begin{aligned} (U + E_p + E_c)(t + dt) - (U + E_p + E_c)(t) &= \delta W + \delta Q \\ (U + E_p + E_c)_s - (U + E_p + E_c)_e &= \delta W + \delta Q \\ dt D_m [u + e_p + e_c]_e^s &= \delta W + \delta Q \end{aligned} \quad (10)$$

avec D_m le débit massique et en notant en minuscule les grandeurs massiques. Or $\delta Q = \mathcal{P}_{th} dt$ et $\delta W = \mathcal{P}_u dt - P_s \vec{S}_s \cdot d\vec{l}_s + P_e \vec{S}_e \cdot d\vec{l}_e = \mathcal{P}_u dt + dt D_m (P_e v_e - P_s v_s)$ en notant v_e et v_s les vitesses du fluide à l'entrée et à la sortie du réacteur ainsi que \mathcal{P}_u la puissance des forces autres que celles de pression.

On obtient *in fine* le premier principe industriel

$$D_m [u + Pv + e_p + e_c] = \mathcal{P}_{th} + \mathcal{P}_u \iff D_m [h + e_p + e_c] = \mathcal{P}_{th} + \mathcal{P}_u = q + w_u \quad (11)$$

2.2 Application au climatiseur

On cherche à faire un réfrigérateur, on souhaite donc se placer dans la partie IV du diagramme de Raveau : $Q_F > 0$, $Q_C < 0$, $W > 0$. On va fournir du travail pour refroidir l'intérieur du réfrigérateur et évacuer cette énergie dans l'air extérieur.

Or on sait que 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 et 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 choisit 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 ($\simeq 1.3 \text{ kJ}$)³ et une enthalpie de liquéfaction ($\simeq 225 \text{ kJ}$) relativement élevées, et ne détruit pas la couche d'ozone (mais est à effet de serre).

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

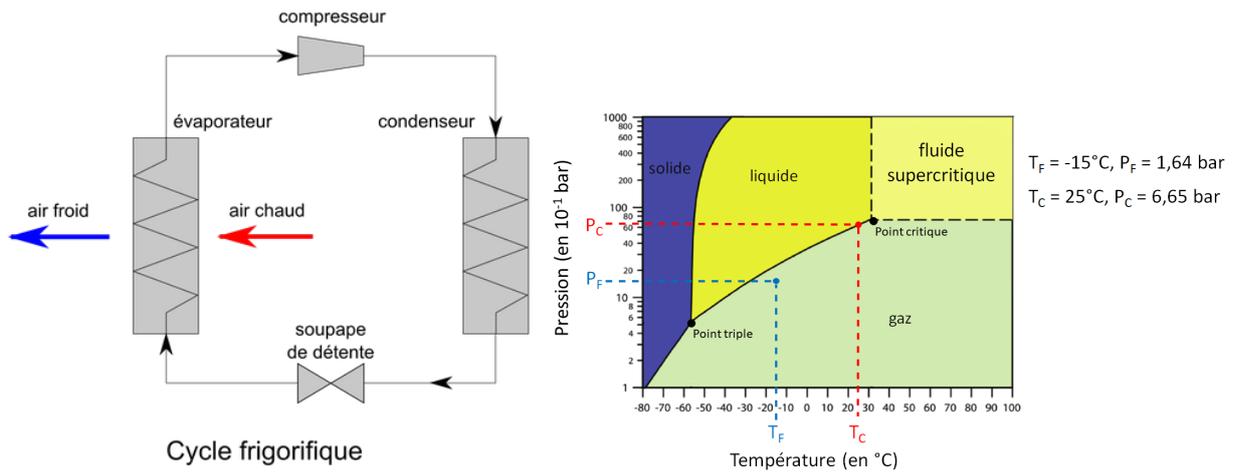
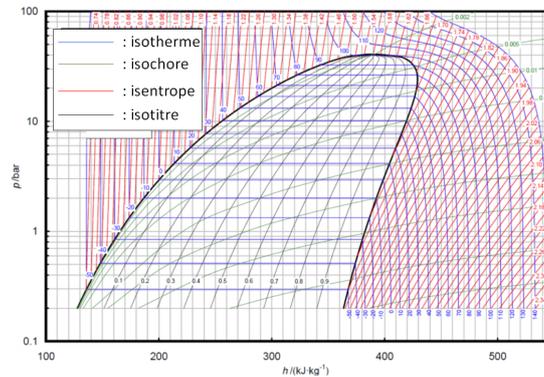


FIGURE 3 – Schéma de fonctionnement d'un cycle frigorifique, et diagramme de phases du R134a.

2.3 Diagramme de Mollier



Un diagramme de Mollier, ou diagramme des frigoristes, est une représentation pratique des cycles de machines thermiques. On y représente $\ln(P)$ en fonction de h .

Dans un diagramme de Mollier, on met la courbe d'ébullition et de rosée, comme dans un Clapeyron. On trace ensuite l'ensemble des transformations subies par le système. Par exemple :

- Isobare : droite horizontale, graduée en log.
- Isenthalpique : droite verticale
- Isotherme : Comme dans clapeyron, isenthalpe dans la zone diphasée
- les autres : elles sont représentées sur l'abaque !

2.4 Diagramme de Mollier du frigo

- 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.

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

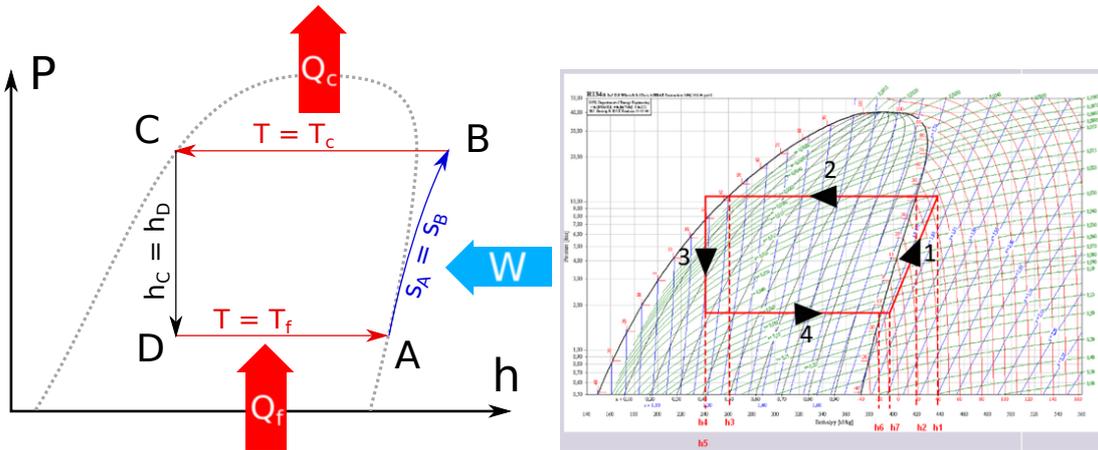


FIGURE 4 – Cycle idéal d'un réfrigérateur.

Cette représentation nous permet de calculer le *COP* du réfrigérateur.

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

Cela donne une efficacité $e = \frac{q_F}{w} = 5.64$. 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 éloigné.

2.5 Processus irréversibles et conséquences

On a fait des hypothèses pour pouvoir écrire le cycle précédent. On a notamment négligé la perte de pression lors du passage du fluide dans la tuyauterie, le fait que le compresseur ne soit pas isentropique : il y des frottements donc diffusion de température et donc irréversibilité. On doit alors modifier le cycle obtenu. On constate alors une augmentation du travail à fournir pour obtenir le même refroidissement.

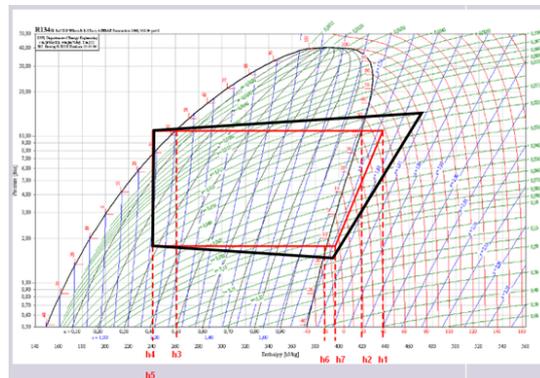


FIGURE 5 – Modification du cycle frigorifique en prenant en compte certaines causes d'irréversibilité. On devrait aussi avoir disparition des points anguleux.

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.

remarque : L'aire du diagramme n'a ici pas de sens.

Nous avons étudié le fonctionnement d'un réfrigérateur réel simplifié. L'autre partie intéressante du diagramme de Paveau 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.

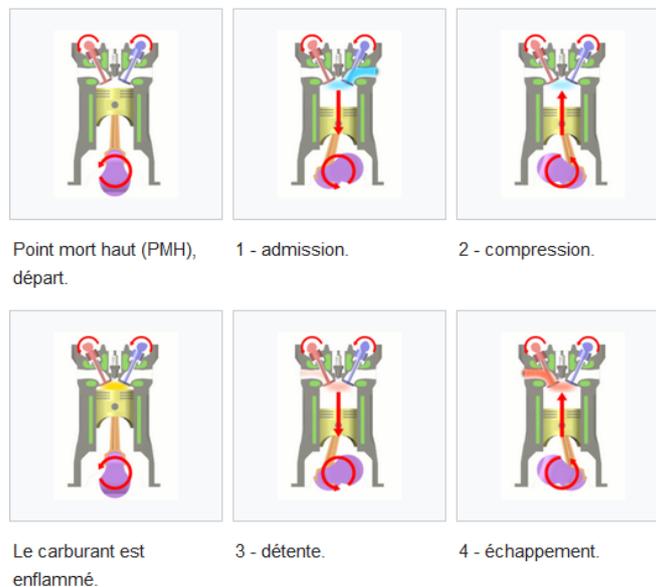
3 Moteurs thermiques

Une utilisation également très connue des machines thermiques est le moteur thermique que l'on peut trouver dans tous les véhicules imaginables.

3.1 Moteur à explosion

Intéressons-nous en premier au moteur à explosion (ou moteur à essence, moteur à 4 temps). C'est un moteur dont le fonctionnement peut être décrit par la succession d'étapes⁴ suivantes :

- 0 \rightarrow 1 : admission isobare de V_{\min} à V_{\max}
- 1 \rightarrow 2 : compression supposée adiabatique réversible donc isentropique (frottements et diffusion négligés car étape rapide)
- 2 \rightarrow 3 : combustion isochore des gaz (combustion rapide)
- 3 \rightarrow 4 : détente supposée adiabatique réversible donc isentropique
- 4 \rightarrow 1 : ouverture de la soupape d'isolement : évacuation isochore de la chaleur
- 1 \rightarrow 0 : échappement isobare



On modélise cette succession d'étapes par le **cycle de Beau de Rochas** (1862), aussi appelé cycle d'Otto :

4. On peut trouver un gif à https://fr.wikipedia.org/wiki/Moteur_à_combustion_et_explosion#/media/Fichier:4-Stroke-Engine.gif

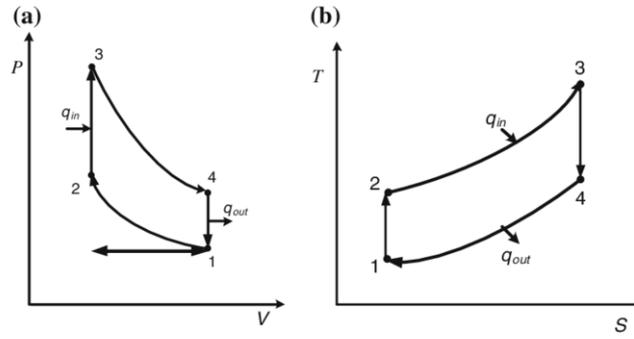


FIGURE 6 – Cycle de Beau de Rochas dans le diagramme de Clapeyron (P, V) et le diagramme entropique (T, S).

On veut déterminer le rendement de ce moteur. On fournit de l'énergie Q_c 3 au système {air + essence} lors de l'étape $2 \rightarrow$ et on le système fournit un travail $-W$ au cours du cycle, donc le rendement s'écrit

$$\eta = \frac{-W}{Q_c} \quad (12)$$

Remarque

L'air du cycle dans le diagramme de Clapeyron vaut $\mathcal{A} = \oint PdV = -W!$

On peut décrire ce qu'il se passe thermodynamiquement durant les étapes pour exprimer Q_c et W , on considérant que l'air est un gaz parfait diatomique de coefficient adiabatique $\gamma = \frac{7}{5} = 1.4$:

- $0 \rightarrow 1$: se compense avec $1 \rightarrow 0$
- $1 \rightarrow 2$: évolution isentropique \Rightarrow loi de Laplace $T_1 V_{\max}^\gamma = T_2 V_{\min}^\gamma$
- $2 \rightarrow 3$: apport de chaleur par combustion $Q_c = \Delta U_{23} = C_v(T_3 - T_2)$
- $3 \rightarrow 4$: évolution isentropique \Rightarrow loi de Laplace $T_3 V_{\min}^\gamma = T_4 V_{\max}^\gamma$
- $4 \rightarrow 1$: évacuation de chaleur $Q_f = \Delta U_{41} = C_v(T_1 - T_4)$
- $1 \rightarrow 0$: se compense avec $0 \rightarrow 1$

Le bilan d'énergie interne sur le cycle donne également $0 = \Delta_{\text{cycle}} U = -W + Q_c + Q_f$ En en déduit que

$$\eta = \frac{-W}{Q_c} = \frac{Q_c + Q_f}{Q_c} = 1 + \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} \quad (13)$$

Il reste à exprimer ce rapport de température. Pour cela, on peut profiter des étapes isentropiques qui, à travers la loi de Laplace, donnent

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \right)^{\gamma-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

Avec ces égalités, on peut aisément montrer que

$$\frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} = -\frac{T_1}{T_2} = -\left(\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \right)^{\gamma-1} = -\left(\frac{1}{\alpha} \right)^{\gamma-1} = -\alpha^{1-\gamma}$$

en notant $\alpha = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$ le *rapport de compression*, on obtient finalement

$$\eta = 1 - \alpha^{1-\gamma} \quad (14)$$

Remarque

On remarque que le rendement augmente avec le taux de compression. On pourrait alors augmenter η en augmentant α . Le problème est 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.

Pour un moteur à explosion typique, $\alpha = 8$. Ayant $\gamma = 1.4$, on peut conclure que $\eta = 0.56$. Le rendement de Carnot d'un moteur thermique vaut $\eta_{\text{carnot}} = 1 - \frac{T_f}{T_c} = 0.76$ avec $T_f = 25^\circ\text{C}$ et $T_c = 950^\circ\text{C}$. Le rendement du cycle de Beau de Rochas n'est donc pas vraiment bon, sachant qu'en réalité le cycle n'est pas parfait et donc le rendement est encore plus faible.

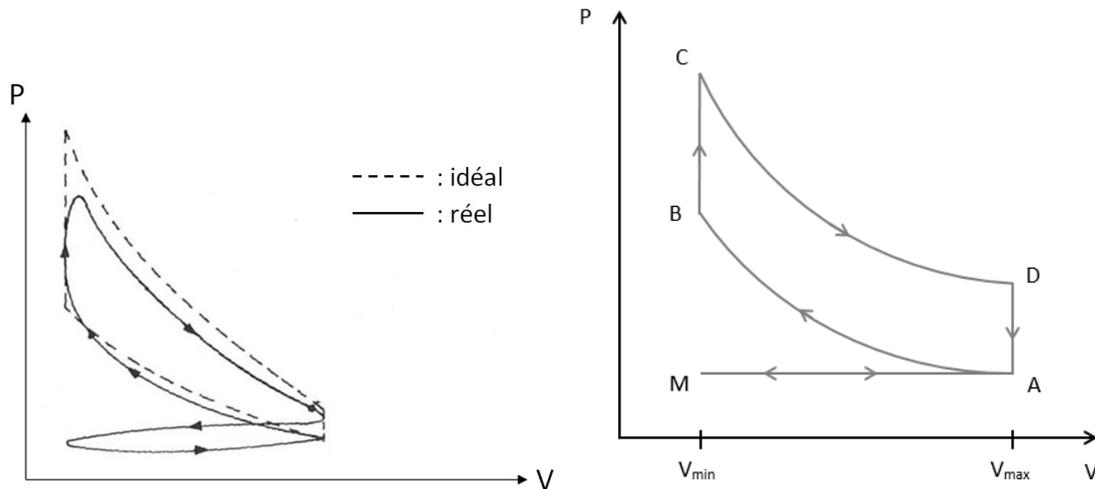


FIGURE 7 – Cycle de Beau de Rochas réel (à gauche) et idéal (à droite).

On remarque les différences suivantes :

- les étapes d'admission $0 \rightarrow 1$ et d'échappement $1 \rightarrow 0$ ne se compensent plus : on voit un cycle parcouru dans le sens antihoraire donc qui correspond à un travail qui n'est pas moteur. il s'agit du *travail de pompage* (c'est celui que l'on donne à la tondeuse en tirant sur le fil).
- 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 :

$$PV^n = \text{cste} \quad \text{avec} \quad n \neq \gamma$$

- 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

Toutes ces différences nous font passer d'un rendement idéal de 0.56 à un maigre rendement réel de 0.2-0.3, ce qui pour le coup est vraiment faible par rapport au rendement de Carnot.

On a mentionné précédemment qu'on augmente η en augmentant α , ce qui a comme conséquence une explosion spontanée du gaz. C'est ce qui est mis à profit dans les moteurs Diesel.



3.2 Moteur Diesel

Le moteur/cycle de Diesel (R. Diesel 1893) est une variante du cycle de Beau de Rochas, toujours à 4 temps. Le changement réside dans l'allumage de la combustion : l'air seul subit d'abord une compression élevée puis on injecte le carburant. Sur le cycle, cette différence est visible sur la portion $2 \rightarrow 3$ qui était une isochore et qui devient une isobare puisque dans le moteur Diesel le combustible est injecté sous pression au point 2 du cycle, de façon assez progressive.

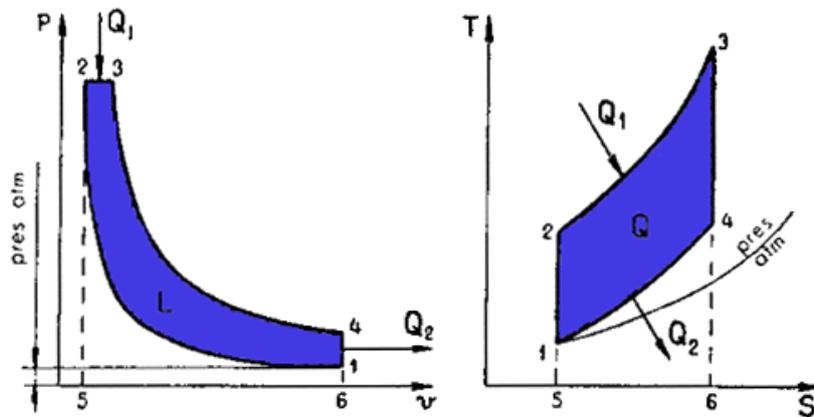


FIGURE 8 – Cycle de Diesel dans le diagramme de Clapeyron (P, V) et le diagramme entropique (T, S).

Les étapes du cycle sont donc

- $0 \rightarrow 1$: admission isobare de V_{\min} à V_{\max}
- $1 \rightarrow 2$: compression supposée adiabatique réversible de l'air **seul** donc isentropique (frottements et diffusion négligés car étape rapide) + injection du carburant
- $2 \rightarrow 3$: combustion **isobare** (et non plus isochore) des gaz (combustion rapide)
- $3 \rightarrow 4$: détente supposée adiabatique réversible donc isentropique
- $4 \rightarrow 1$: ouverture de la soupape d'isolement : évacuation isochore de la chaleur
- $1 \rightarrow 0$: échappement isobare

Calculons le rendement de ce cycle. Pour cela, on peut reprendre les calculs menés pour le cycle de Beau de Rochas en faisant attention à deux différences :

- l'étape $2 \rightarrow 3$ n'étant plus isochore mais isobare, l'égalité $Q_c = \Delta U_{23} = C_v(T_3 - T_2)$ n'est plus valable.

Pour trouver Q_c , il faut écrire le premier principe en système **ouvert**, aussi connu sous le nom de premier principe industriel. On obtient alors pour une transformation isobare

$$Q_c = \Delta h_{23} = C_p(T_3 - T_2)$$

Le fait que cette étape soit isobare permet également d'écrire $\frac{T_2}{V_{\min}} = \frac{T_3}{V_3}$ (gaz parfait).

- on n'a plus 2 volumes caractéristiques V_{\min} et V_{\max} , on en a 3 : V_{\min} , V_{\max} et V_3 . On écrit donc pour les étapes isentropiques :

$$T_1 V_{\max}^{\gamma-1} = T_2 V_{\min}^{\gamma-1} \quad \text{et} \quad T_3 V_3^{\gamma-1} = T_4 V_{\max}^{\gamma-1}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{1}{\alpha} \right)^{\gamma-1} = \alpha^{1-\gamma} \quad \text{et} \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_{\max}} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{1}{\beta} \right)^{\gamma-1} = \beta^{1-\gamma}$$

avec toujours $\alpha = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$ le rapport de compression et $\beta = \frac{V_{\max}}{V_3}$ le rapport de détente.

On peut remarquer que le rapport des volumes avant et après compression vaut $\frac{V_3}{V_{\min}} = \frac{V_3}{V_{\max}} \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{\alpha}{\beta}$. Or

$$\frac{T_2}{V_{\min}} = \frac{T_3}{V_3} \quad \text{donc}$$

$$T_3 = T_2 \frac{V_3}{V_{\min}} = T_2 \frac{\alpha}{\beta}$$

Le rendement vaut donc :

$$\begin{aligned} \eta_{\text{diesel}} &= 1 + \frac{Q_f}{Q_c} \\ &= 1 + \frac{C_v T_1 - T_4}{C_p T_3 - T_2} \\ &= 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \\ &= 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_3 \beta^{1-\gamma} - T_2 \alpha^{1-\gamma}}{T_3 - T_2} \\ &= 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_2 \frac{\alpha}{\beta} \beta^{1-\gamma} - T_2 \alpha^{1-\gamma}}{T_2 \frac{\alpha}{\beta} - T_2} \\ &= 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\frac{\alpha}{\beta} \beta^{1-\gamma} - \alpha^{1-\gamma}}{\frac{\alpha}{\beta} - 1} \\ &= 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\beta^{-\gamma} - \alpha^{-\gamma}}{\beta^{-1} - \alpha^{-1}} \end{aligned} \quad (15)$$

Pour $\gamma = 1.4$, $\alpha = 14$ et $\beta = 9$, on trouve $\eta_{\text{diesel}} = 0.62$, ce qui est mieux que pour le cycle de Beau de Rochas.

Remarque

Pour les moteurs actuels, la portion isobare $2 \rightarrow 3$, est remplacée par une étape isochore $2 \rightarrow 2,5$ puis une étape isobare $2,5 \rightarrow 3$ car l'injection du combustible est avancé. On parle alors de *cycle mixte*.

3.3 Centrales thermiques

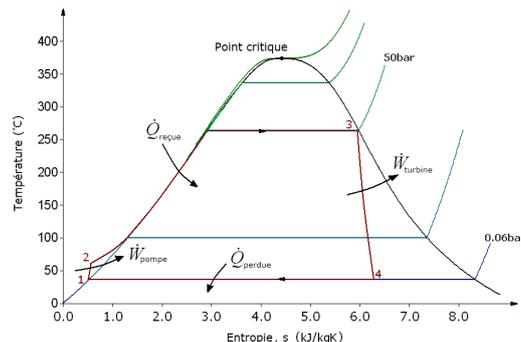


FIGURE 9 – Le cycle de Rankine, https://en.wikipedia.org/wiki/Rankine_cycle

Dans les centrales électriques à base de générateurs thermiques, comme les centrales à charbon, on convertit de l'énergie chimique en énergie thermique, puis en énergie mécanique via le cycle de Rankine.

Le cycle de Rankine est un cycle endoréversible, c'est-à-dire que les seules irréversibilités proviennent des échanges, ici de chaleur, avec l'extérieur. Au contraire, les transformations dites fermées sont considérées comme réversibles. Le cycle, parcouru dans le sens moteur, est composé des quatre transformations suivantes :

- 1→2 : Compression adiabatique et réversible (isentropique).
- 2→3 : Vaporisation isobare et irréversible⁵.
- 3→4 : Détente adiabatique et réversible (isentropique).
- 4→1 : Liquéfaction isobare et irréversible.

Le cycle de Carnot est un cycle idéal réversible qui, pour deux sources de chaleur données, est le plus efficace. En réalité, les phases de compression, de détente et de condensation sont trop délicates d'un point de vue technique. De plus, la notion de réversibilité des transferts de chaleur et de travail implique des surfaces d'échanges infiniment grandes et des transformations infiniment lentes qui ne sont pas réalisables en pratique. Le cycle de Rankine, physiquement réalisable, est le cycle thermodynamique qui se rapproche le plus du cycle de Carnot.

Dans le cycle de Rankine, contrairement au cycle de Carnot, la condensation est totale. La compression qui suit nécessite un travail moindre car le fluide est sous forme liquide. Cette amélioration fait qu'une pompe, peu consommatrice d'énergie, peut être utilisée comme compresseur et que le travail utile produit est plus important que pour le cycle de Carnot. Néanmoins, le surplus de chaleur nécessaire pour évaporer le liquide fait que le rendement du cycle de Rankine reste inférieur à celui du cycle de Carnot.

De manière générale, l'efficacité du cycle de Rankine est dans le cadre d'un cycle idéal réversible :

$$\eta_{\text{rank}} \approx \frac{W_{\text{turb}}}{Q} = \eta_{\text{carnot}}$$

Conclusion

Dans le cadre de machines thermiques dithermes, on a vu quels étaient les régimes de fonctionnement possibles (moteur, récepteur, organisation des transferts thermiques) et les rendements maximaux espérables. De façon plus détaillée, nous avons vu comment mettre en oeuvre de telles machines et surtout les écarts à la théorie que les cycles réels présentent, ainsi que leurs origines physiques et leurs conséquences pratiques. Les notions de rendement et d'efficacité constituent notamment des discussions importantes.

On peut envisager une étude des machines employant plus de deux sources thermiques, et en particulier se poser la question du dépassement du rendement de Carnot dans ce cas. *Alerte spoiler* : il se trouve que multiplier les sources ne permet pas de dépasser le rendement de Carnot !

5. L'évaporation isobare du fluide peut être divisée en deux étapes successives : chauffe du liquide de façon isobare uniquement puis évaporation isobare et isotherme.