# LP14 – Machines thermiques réelles

2 février 2017

Jérémy Sautel & Alexandre Michel

*A nos femmes, à nos chevaux, et à ceux qui les montent !*
Jacques CHIRAC

## Niveau : L2

## Commentaires du jury

Il ressort que le jury souhaite que l'étude inclue des machines thermiques **réelles**, en particulier une discussion des causes d'irréversibilité dans les transformations subies par le fluide caloporteur. Un soin particulier doit également être apporté aux diagrammes thermodynamiques des fluides utilisés, et à leur exploitation.

## Bibliographie


- ✍ *Thermodynamique*, **BFR** ⟶ Toujours utile, notamment ici sur le diagramme de Raveau.
- ✍ *Thermodynamique*, **Faroux, Renault** ⟶ Parce que la contribution de M. Bertin s'avère parfois négative.
- ✍ *Thermodynamique*, **Sarmant, Gié** ⟶ Très bien fait, informations sur les cycles réels.
- ✍ *Physique PCSI*, **Sanz** ⟶ Bon traitement des moteurs, notamment le cycle Beau de Rochas.
- ✍ *Physique de la conversion d'énergie*, **Jean-Marcel Rax** ⟶ A bouquiner sur les quais, ou dans son bain, que ce soit dans le cadre de cette leçon ou non.


## Prérequis

- ➢ Eléments de thermodynamique (fonctions d'état, transformations, capacité calorifique, chaleur latente) ;
- ➢ Premier et deuxième principes de la thermodynamique ;
- ➢ Notions de mécanique.

## Table des matières


**1 Fondements** **2**
- 1.1 Transformations cycliques et principes de la thermodynamique . . . 2
- 1.2 Théorème de Carnot . . . 3

**2 Moteurs thermiques** **4**
- 2.1 Cycle de Beau de Rochas . . . 5
- 2.2 Cycle Diesel . . . 6
- 2.3 D'autres cycles théoriques pour les moteurs thermiques . . . 7

**3 Machines frigorifiques** **8**
- 3.1 Choix du fluide caloporteur et principe . . . 8
- 3.2 Etude thermodynamique, diagramme des frigoristes . . . 9

# Introduction

De nombreuses machines de la vie quotidienne fondent leur principe de fonctionnement sur des cycles de transformations subies par des fluides. Les applications sont nombreuses, notamment dans les domaines de la motorisation non électrique, et de la réfrigération. L'idée-force de cette leçon va être l'étude de ces transformations cycliques.

# 1 Fondements

## 1.1 Transformations cycliques et principes de la thermodynamique

✍ BFR, Gié

Le premier principe de la thermodynamique appliqué à un système bien défini (ici, le fluide caloporteur d'une machine thermique) entre deux instants $t_1$ et $t_2$ donne la relation :

$$\Delta U = W + Q \tag{1}$$

où $U$ est l'énergie interne du fluide, $W$ le travail reçu et $Q$ le transfert thermique reçu, tous deux entre les instants $t_1$ et $t_2$. Par ailleurs, le deuxième principe de la thermodynamique appliqué au même système entre les deux mêmes instants donne quant à lui :

$$\Delta S = S_{éch} + S_{créée} \tag{2}$$

où $S$ est l'entropie du fluide, $S_{éch}$ la quantité d'entropie échangée avec le reste de l'univers et $S_{créée}$ la quantité d'entropie créée lors des transformations subies, toutes deux entres $t_1$ et $t_2$. On a $S_{créée} = 0$ si l'évolution est réversible et $S_{créée} > 0$ si elle est irréversible.

Or nous allons, dans le cadre de notre étude des machines thermiques réelles, considérer des transformations cycliques, c'est-à-dire qu'après un enchaînement de plusieurs transformations, le fluide considéré revient à son état initial. Sur un tel cycle, les fonctions d'état ne varient donc pas et on a $\Delta U = 0$ et $\Delta S = 0$. Par ailleurs, on peut décomposer le transfert thermique $Q$ reçu sur le cycle en la somme de plusieurs transferts thermiques $Q_i$ reçus lors de différents échanges aux températures de contact $T_i$. Sachant cela, les deux premiers principes appliqués au fluide d'une machine thermique réelle durant un cycle de fonctionnement se réécrivent :

$$W + \sum_i Q_i = 0. \tag{3}$$

$$\sum_i \frac{Q_i}{T_i} \leq 0. \tag{4}$$

Considérons alors le cas d'une machine monotherme, c'est-à-dire que le fluide n'échange de la chaleur qu'avec une seule source, à la température $T_1$. On a alors $W + Q_1 = 0$ et $Q_1/T_1 \leq 0$. On en déduit aisément que $Q_1 \leq 0$ et donc que $W \geq 0$. Le travail reçu est donc positif, ce qui veut dire que le fluide reçoit effectivement un travail. Par conséquent, il est récepteur (et non moteur) et il en découle la **non-existence de moteurs monothermes**. Remarquons enfin que dans une telle machine, le fluide reçoit du travail et chauffe une source thermique (puisque le transfert thermique reçu est négatif, ce qui veut dire que le fluide cède effectivement de la chaleur). En fait, on a examiné le cas d'un radiateur.

Maintenant, on envisage une machine ditherme : au cours de son cycle de transformations, le fluide échange de la chaleur avec deux sources thermiques, aux températures $T_1$ et $T_2$ (on prendra dans la suite $T_1 > T_2$). On a alors :

$$W + Q_1 + Q_2 = 0. \tag{5}$$

$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} \leq 0. \tag{6}$$

Envisageons tous les cas possibles pour les signes de $W$, $Q_1$ et $Q_2$ :

$$\text{Cycle moteur, } W < 0 \rightarrow \left\{ \begin{array}{ll} Q_1 > 0 \rightarrow & \left\{ \begin{array}{l} Q_2 > 0 \\ Q_2 < 0 \end{array} \right\} \\ Q_1 < 0 \rightarrow & \left\{ \begin{array}{l} Q_2 > 0 \\ Q_2 < 0 \end{array} \right\} \end{array} \right\}$$

$$\text{Cycle récepteur, } W>0 \rightarrow \left\{ \begin{array}{ll} Q_1>0 \rightarrow & \left\{ \begin{array}{l} Q_2>0 \\ Q_2<0 \end{array} \right\} \\ Q_1<0 \rightarrow & \left\{ \begin{array}{l} Q_2>0 \\ Q_2<0 \end{array} \right\} \end{array} \right\}$$

D'ores et déjà, on peut éliminer les cas 4 et 5 puisque $W$, $Q_1$ et $Q_2$ ne peuvent être non nuls et de même signe, car leur somme est nulle. Pour examiner les 6 cas restants, on s'aide d'un diagramme de Raveau : $Q_1$ est représenté en ordonnée, et $Q_2$ en abscisse. La droite d'équation $Q_1 = -Q_2$ correspond à $W = 0$ et délimite les cas 1, 2 et 3 des cas 6, 7 et 8. Par ailleurs, la droite d'équation $Q_1 = -(T_1/T_2)Q_2$ délimite les zones autorisées des zones interdites, au sens de l'inégalité (6).

Les cas 1 et 3 se retrouvent alors complètement exclus, et une certaine sous-partie du cas 2 se retrouve permise. Elle reste d'ailleurs la seule partie autorisée avec un $W < 0$ : il s'agit de la zone de fonctionnement en **moteur**.

Le cas 6 est autorisé, il se fait à $W > 0$, $Q_1 > 0$ et $Q_2 < 0$ : on est en train de travailler pour qu'un transfert se fasse de la source chaude vers la source froide (rappelons que l'on travaille à $T_1 > T_2$). Autant enfoncer des portes ouvertes : c'est **inutile**.

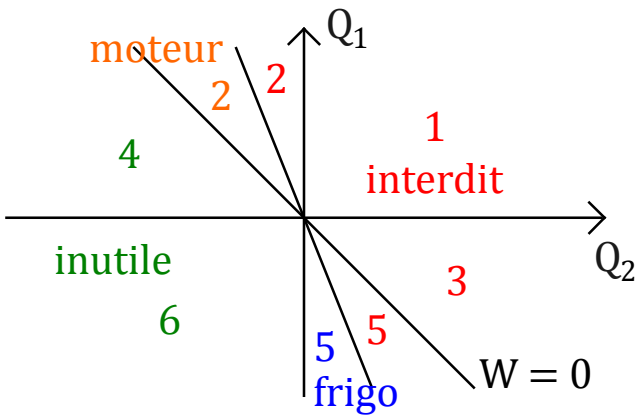


Figure 1 – Diagramme de Raveau, avec $T_1 > T_2$. En rouge les zones interdites, en orange la zone des moteurs, en bleu celle des réfrigérateurs et en vert les zones inutiles ici.

Le cas 7 se voit coupé en deux par la droite $Q_1 = -(T_1/T_2)Q_2$. Sa partie autorisée correspond à $W > 0$, $Q_1 < 0$ et $Q_2 > 0$ : on travaille pour qu'un transfert se fasse de la source froide vers la source chaude. C'est ici que se situent les **réfrigérateurs**, pompes à chaleurs et autres climatisations...

Le cas 8 est autorisé, il se fait à $W > 0$, $Q_1 < 0$ et $Q_2 < 0$ : on est en train de travailler pour chauffer deux sources différentes. C'est en quelque sorte un système à chauffage central, que nous ne détaillerons pas plus avant.

*Nous avons mis en exergue deux modes de fonctionnement pour les machines thermiques dithermes que nous considérons comme utiles. Or, pour pouvoir les utiliser dans des conditions acceptables, il faut examiner leurs rendements...*

## 1.2 Théorème de Carnot

On considère dans un premier temps un moteur, c'est-à-dire une machine dans laquelle le système (fluide) reçoit de la chaleur de la source chaude ($Q_1 > 0$), en cède à la source froide ($Q_2 < 0$) et fournit un travail mécanique à l'extérieur ($W < 0$). On définit le rendement de ce moteur par :

$$\eta = \left| \frac{E_{utile}}{E_{dépensée}} \right| = \frac{-W}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1}.$$

Or on a que $\dfrac{Q_1}{T_1} + \dfrac{Q_2}{T_2} \leq 0$, d'où $\dfrac{Q_2}{Q_1} \leq -\dfrac{T_2}{T_1}$ et donc en réinjectant :

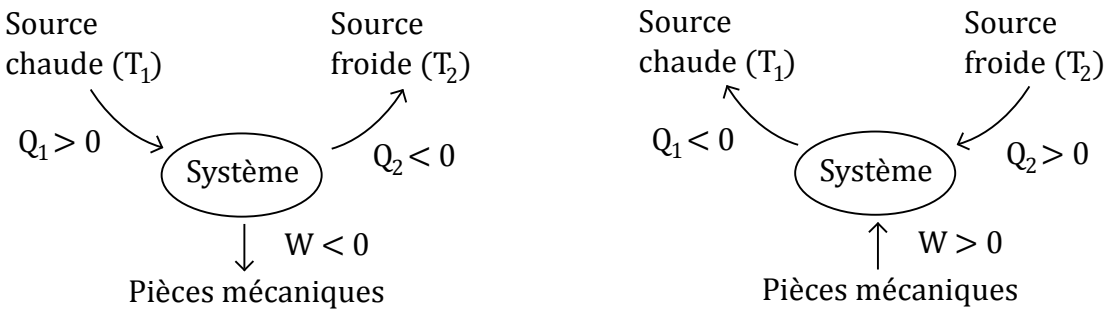


FIGURE 2 – Schéma des transferts énergétiques vus par le système (le fluide) dans le cas d'un moteur (à gauche) et d'une machine frigorifique (à droite).

$$\boxed{\eta \leq 1 - \frac{T_2}{T_1}} \tag{7}$$

Le rendement maximal atteignable, dans le cas où toutes les transformations du cycle seraient réversibles, est appelé rendement de Carnot et vaut donc $\eta_{Carnot} = 1 - \dfrac{T_2}{T_1} < 1$.

**Remarque**

On a ici parlé de « rendement » et obtenu un résultat de toute évidence inférieur à 1. C'est bien normal puisqu'on a rapporté $-W$ à $Q_1$ et que le transfert physique peut être résumé par $Q_1 \to Q_2 + W$.

On considère maintenant un réfrigérateur, c'est-à-dire une machine dans laquelle le système (fluide) reçoit un travail mécanique ($W > 0$) en vue d'extraire de la chaleur à la source froide ($Q_2 > 0$) pour la céder à la source chaude ($Q_1 < 0$). On définit l'efficacité de ce réfrigérateur par :

$e = |\dfrac{E_{utile}}{E_{dépensée}}| = \dfrac{Q_2}{W}$.

Or on a que $\dfrac{Q_1}{T_1} + \dfrac{Q_2}{T_2} \leq 0$ et $W + Q_1 + Q_2 = 0$, d'où en fait $0 \leq W + Q_2 \left(1 - \dfrac{T_1}{T_2}\right)$. Ainsi, on a :

$$\boxed{e \leq \frac{T_2}{T_1 - T_2}} \tag{8}$$

L'efficacité maximale atteignable, dans le cas où toutes les transformations du cycle seraient réversibles, est appelée efficacité de Carnot et vaut donc $e_{Carnot} = \dfrac{T_2}{T_1 - T_2}$.

**Remarque**

On a ici parlé d' « efficacité » et obtenu un résultat pouvant *a priori* être supérieur à 1. C'est attendu puisqu'on a rapporté $Q_2$ à $W$, alors que le transfert physique se résume en fait par $W + Q_2 \to Q_1$.

*Après ces conditions générales et somme toute très théoriques sur les machines thermiques, il est temps de se pencher sur le fonctionnement réel d'un moteur thermique.*

# 2 Moteurs thermiques

✍ FR, Sanz

## 2.1 Cycle de Beau de Rochas

Ce moteur est du à Alphonse Eugène Beau de Rochas, né à Digne-les-Bains (RPZ le 04 !).

Dans le cycle de Beau de Rochas théorique, le mélange de gaz constituant le fluide de la machine thermique subit 4 transformations : 2 sont isentropiques et 2 sont isochores. Au démarrage, on effectue une première étape isobare avant de rentrer dans le cycle. Ainsi, si on se reporte au diagramme de Clapeyron $(P, V)$ de ce cycle, on a :

- $A \to B$ : injection de combustible à pression constante. La soupape d'injection est ouverte, le piston descend ;
- $B \to C$ : compression adiabatique réversible. Les soupapes sont fermées, le piston remonte ;
- $C \to D$ : la bougie d'allumage provoque l'explosion du mélange air-combustible comprimé, alors que le piston passe par sa position haute. On a une compression isochore. Ici le fluide reçoit $Q_1 > 0$ ;
- $D \to E$ : les produits de l'explosion subissent une détente adiabatique réversible. Les soupapes sont fermées, le piston descend. Ici le fluide reçoit $W < 0$, il fournit un travail aux pièces mécaniques ;
- $E \to B$ : l'ouverture de la soupape d'échappement provoque une détente isochore du mélange, alors que le piston passe par sa position basse. Ici le fluide reçoit $Q_2 < 0$, il fournit de la chaleur à l'atmosphère.

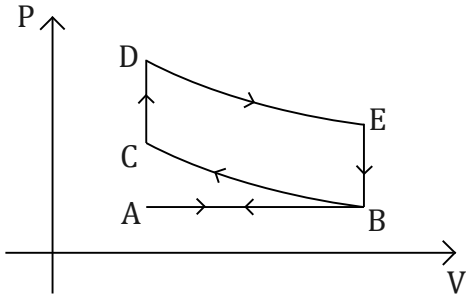


FIGURE 3 – Diagramme de Clapeyron d'un cycle de Beau de Rochas théorique.

On peut calculer le rendement du cycle de Beau de Rochas, en assimilant le fluide à un gaz parfait :

$\eta = \dfrac{-W}{Q_1} = \dfrac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \dfrac{Q_2}{Q_1} = 1 + \dfrac{C_V(T_B - T_E)}{C_V(T_D - T_C)} = 1 + \dfrac{T_B - T_E}{T_D - T_C}$ car on a des isochores.

Et sur les isentropiques, on a $TV^{\gamma-1} = cste$, d'où $T_C {V_C}^{\gamma-1} = T_B {V_B}^{\gamma-1}$ et $T_D {V_D}^{\gamma-1} = T_E {V_E}^{\gamma-1}$.

Alors $\eta = 1 + \dfrac{T_B - T_E}{T_E(V_E/V_D)^{\gamma-1} - T_B(V_B/V_C)^{\gamma-1}} = 1 + \dfrac{T_B - T_E}{T_E a^{\gamma-1} - T_B a^{\gamma-1}}$ où $a = \dfrac{V_{max}}{V_{min}} = \dfrac{V_B}{V_C} = \dfrac{V_E}{V_D}$.

On arrive finalement à :

$$\boxed{\eta = 1 - a^{1-\gamma}} \tag{9}$$

Néanmoins, un cycle de Beau de Rochas réel présente un diagramme de Clapeyron quelque peu différent :

- $B \to C$ : la compression n'est en réalité ni adiabatique, ni réversible. D'une part, même avec d'épais dépôts de calamine dans les cylindres, il y aura toujours une quantité de chaleur (même infime) transférée du fluide vers les parties mécaniques. D'autre part, l'irréversibilité tient au fait que le système { piston + fluide } dissipe de l'énergie par frottement contre le corps du cylindre ;
- $C \to D$ : l'explosion a beau être brève devant les temps typiques de course du piston, celui-ci a le temps d'amorcer sa redescente. Il en résulte un écart, certes faible, au caractère idéalement isochore de cette étape ;
- $D \to E$ : cette détente n'est ni adiabatique, ni réversible, en vertu des raisons déjà citées dans le cas de l'étape $B \to C$ ;
- $E \to B$ : l'ouverture de la soupape d'échappement provoque certes une détente du mélange, par mise à l'atmosphère, mais pendant que celle-ci se fait, le piston remonte pour ensuite redescendre lors de la ré-injection de carburant. Ainsi, cette étape est très loin d'être isochore dans la réalité !

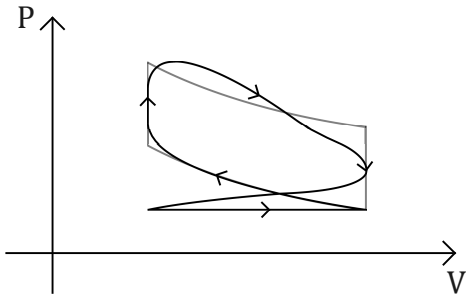


FIGURE 4 – Diagramme de Clapeyron d'un cycle de Beau de Rochas réel (le cycle théorique est représenté en grisé, pour comparaison).

Les multiples écarts à la théorie constatés ci-dessus sont de nature à abaisser le rendement bien en-dessous du rendement de Carnot, d'une part à cause de l'irréversibilité de certaines transformations, qui impose une limite plus basse encore au rendement envisageable, et d'autre part à cause des frottements mécaniques qui consomment une partie du travail fourni par le fluide lors de l'étape $D \to E$.

*Ce cycle correspond dans l'idée à un moteur à essence (injection sans préchauffage, bougies d'allumages, condos ?). Quid du moteur Diesel ?*

## 2.2 Cycle Diesel

Ce moteur est du à Rudolf Christian Karl Diesel, ingénieur allemand (pour ceux qui suivent). Son cycle se compose des étapes suivantes :

- $A \to B$ : compression adiabatique réversible. Les soupapes sont fermées, le piston remonte ;
- $B \to C$ : la combustion du mélange air-combustible démarre et le piston redescend. On a une détente isobare. Ici le fluide reçoit $Q_1 > 0$ ;
- $C \to D$ : les produits de combustion subissent une détente adiabatique réversible. Les soupapes sont fermées, le piston poursuit sa descente. Ici le fluide reçoit $W < 0$, il fournit un travail aux pièces mécaniques ;
- $D \to A$ : l'ouverture de la soupape d'échappement provoque une détente isochore du mélange, alors que le piston passe par sa position basse. Ici le fluide reçoit $Q_2 < 0$, il fournit de la chaleur à l'atmosphère.

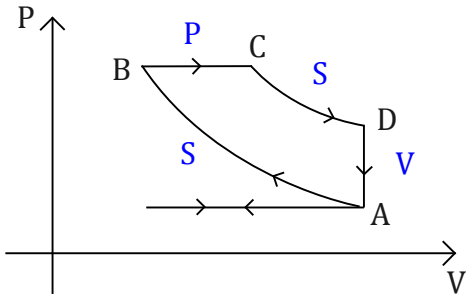


FIGURE 5 – Diagramme de Clapeyron d'un cycle Diesel théorique.

On peut à nouvau calculer le rendement de ce cycle, toujours en assimilant le fluide à un gaz parfait :

$\eta = 1 + \dfrac{Q_2}{Q_1} = 1 + \dfrac{C_V(T_A - T_D)}{C_P(T_C - T_B)} = 1 + \dfrac{1}{\gamma}\dfrac{T_A - T_D}{T_C - T_B}$ car on a une isochore pour $Q_2$ et une isobare pour $Q_1$.

Sur les isentropiques, on a $TV^{\gamma-1} = cste$, d'où $T_A {V_A}^{\gamma-1} = T_B {V_B}^{\gamma-1}$ et $T_C {V_C}^{\gamma-1} = T_D {V_D}^{\gamma-1}$. Alors :

$$\eta = 1 + \frac{1}{\gamma}\frac{T_B(V_B/V_A)^{\gamma-1} - T_C(V_C/V_D)^{\gamma-1}}{T_C - T_B} = 1 + \frac{1}{\gamma}\frac{T_B a^{1-\gamma} - T_C b^{1-\gamma}}{T_C - T_B} \text{ où } a = \frac{V_A}{V_B} = \frac{V_D}{V_B} \text{ et } b = \frac{V_D}{V_C} = \frac{V_A}{V_C}.$$

Donc $\eta = 1 + \frac{1}{\gamma}\frac{a^{1-\gamma} - (T_C/T_B)b^{1-\gamma}}{T_C/T_B - 1}$ et $\frac{T_C}{T_B} = \frac{P_C V_C}{P_B V_B} = \frac{V_C}{V_B} = \frac{V_C}{V_D}\frac{V_D}{V_B} = \frac{a}{b}$ car $B \to C$ est isobare.

On arrive finalement à :

$$\boxed{\eta = 1 - \frac{1}{\gamma}\frac{a^{-\gamma} - b^{-\gamma}}{a^{-1} - b^{-1}}} \tag{10}$$

Ceci étant, un cycle Diesel réel présente un diagramme de Clapeyron quelque peu différent :

- $A \to B$ : la compression n'est en réalité ni adiabatique, ni réversible. Les raisons en sont les mêmes que dans le cas du moteur de Beau de Rochas ;
- $B \to C$ : ici, contrairement au moteur Beau de Rochas, la combustion est trop rapide pour que l'on puisse avoir une parfaite détente isobare. Aussi a-t-on dans un premier temps un début de compression quasi-isochore puis un infléchissement vers une détente effectivement quasi-isobare ;
- $C \to D$ : cette détente n'est à nouveau ni adiabatique, ni réversible ;
- $D \to A$ : Pour les mêmes raisons que dans le cas du cycle Beau de Rochas, cette étape est très loin d'être isochore sur une machine réelle, comme votre Xantia diesel, ou celle de vos parents.

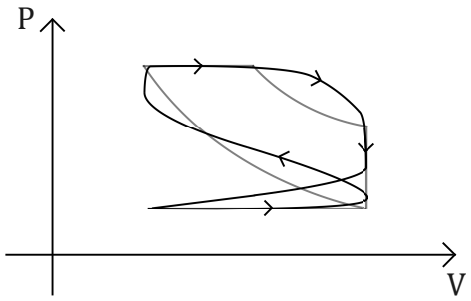


FIGURE 6 – Diagramme de Clapeyron d'un cycle Diesel réel (le cycle théorique est représenté en grisé, pour comparaison).

A nouveau, ces écarts à la théorie font que les moteurs Diesel ont un rendement plus faible encore que le rendement prévu par Carnot dans le cas idéal...

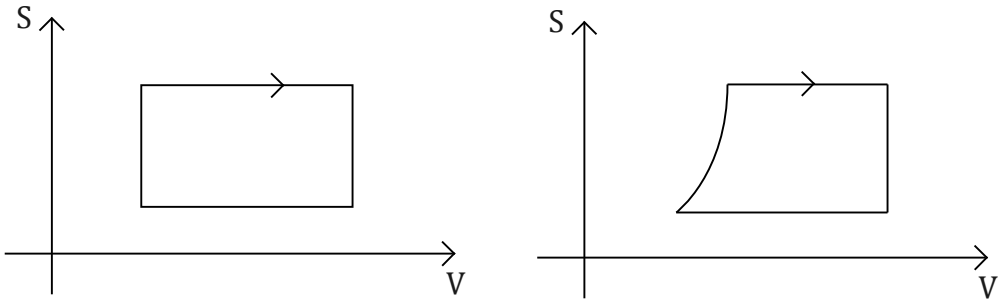


FIGURE 7 – Comparaison essence/gazole : diagramme de Michel d'un cycle de Beau de Rochas théorique (à gauche) et Diesel théorique (à droite).

## 2.3 D'autres cycles théoriques pour les moteurs thermiques

Entre autres possibilités de brûler des dérivés pétroliers, signalons les cycles de :

- Carnot, constitué de deux isothermes et deux isentropiques, qui constitue donc le modèle théorique pour lequel le rendement de Carnot est atteint ;

- Stirling, constitué de deux isothermes et de deux isochores, qui présente la particularité de fonctionner en circuit fermé (typiquement, il n'y a aucun échange de fluide par des soupapes). Son principal avantage est donc que n'importe quel combustible fait l'affaire pour constituer une source chaude ;
- Brayton-Joule, constitué de deux isobares et de deux isentropiques. Il est en particulier utilisé pour la propulsion des fusées, car aisé à mettre en oeuvre dans un contexte d'atmosphère raréfiée.

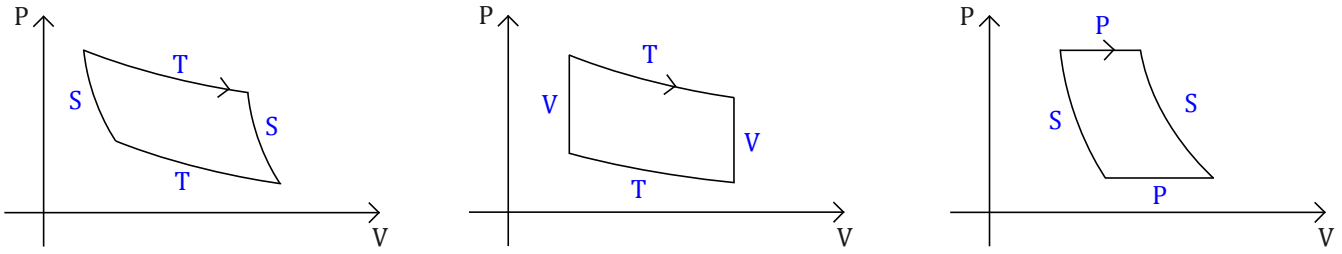


FIGURE 8 – De gauche à droite : diagrammes de Clapeyron des cycles de Carnot, Stirling et Brayton-Joule.

*Passons maintenant au second type de machines thermiques « utiles » envisagé précédemment : les machines frigorifiques.*

# 3 Machines frigorifiques

✍ Gié

## 3.1 Choix du fluide caloporteur et principe

On l'a vu plus haut, toutes les transformations sur lesquelles reposent le fonctionnement des machines thermiques dithermes sont appliquées à un fluide, nommé fluide caloporteur, car il assure entre autres des transferts thermiques. C'est notamment le cas dans les machines frigorifiques, qui ont pour but de prendre de la chaleur à une source froide (généralement, une enceinte donnée que l'on veut maintenir au frais) pour la reverser à une source chaude (généralement, l'air environnant).

Pour ce faire, il est intéressant d'utiliser un fréon, typiquement $CF_2Cl_2$. En effet, celui-ci présente l'avantage d'être peu réactif, ce qui fait qu'il ne va pas se dégrader rapidement, permettant ainsi un usage sur de longues durées de la machine. Par ailleurs, il a une faible pression de vapeur saturante (quelques bars) à température ambiante, et de fortes capacité calorifique massique et chaleur latente massique de vaporisation. Ceci en fait un candidat tout désigné pour porter de grosses quantités de chaleur *via* un cycle ou il va être amené à changer d'état. **Son emploi** comme fluide caloporteur **prend alors tout son sens, et est loin d'être fictif** (contrairement à Pénélope).

Seulement voilà, en vertu du théorème bien connu de Philippe Odier, « on ne peut pas gagner partout ». Aussi, il apparaît que les fréons ont des effets néfastes sur la couche d'ozone (certes, avec tout le pétrole brûlé dans la section précédente, on n'est plus à ça près...). C'est pourquoi on leur préfère désormais d'autres fluides caloporteurs, dont l'ammoniac $NH_3$.

Considérons néanmoins dans la suite une machine frigorifique au fréon. Le cycle des transformations subies par celui-ci se décrit de la façon suivante :

- $A \to B$ : compression adiabatique réversible. Ici le fluide reçoit un travail $W > 0$, fourni par le secteur EDF qui alimente la machine, typiquement (ou par un alternateur de voiture dans le cas d'une climatisation automobile). A noter qu'en $A$ on a un équilibre liquide-gaz, et en $B$ du gaz seul ;
- $B \to C$ : condensation isotherme. Ici le fluide reçoit un transfert de chaleur $Q_1 < 0$, il chauffe la source chaude. Ainsi, il ne reste en $C$ que du liquide ;
- $C \to D$ : détente isenthalpique. En $D$, on retrouve un équilibre liquide-gaz ;

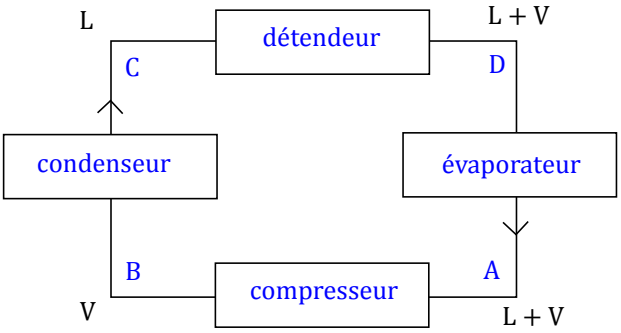


FIGURE 9 – Schéma d'un principe d'un réfrigérateur, avec le détail des différentes phases en présence (L pour liquide, V pour vapeur).

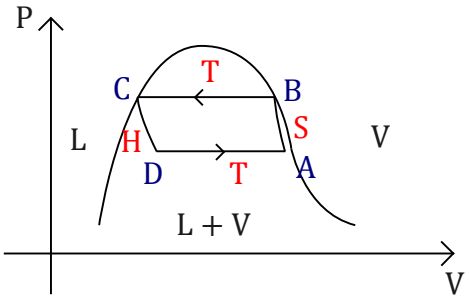


FIGURE 10 – Diagramme de Clapeyron théorique du cycle frigorifique étudié. La courbe de changement d'état y est représentée.

- $D \to A$ : évaporation partielle isotherme. Ici le fluide reçoit un transfert de chaleur $Q_2 > 0$, il refroidit la source froide.

A noter qu'en ajoutant une surchauffe à l'issue de l'évaporateur partiel, on peut ne récupérer que du gaz en $A$. Une telle modification est visible sur le diagramme de Clapeyron du cycle.

## 3.2 Etude thermodynamique, diagramme des frigoristes

On peut représenter les étapes précédemment décrites dans le diagramme des frigoristes. Celui-ci consiste à représenter l'enthalpe massique $h$ en abscisse et la pression $P$ en ordonnée. La courbe d'équilibre liquide-vapeur y apparaît (comme dans le diagramme de Clapeyron) et on peut y tracer plusieurs isentropiques.

L'intérêt est de faire ressortir ici la caractère isenthalpique du passage dans le détendeur et isentropique du passage dans le compresseur. Si on reporte en plus le diagramme des frigoristes d'une machine réelle, on constate d'ailleurs que de $A$ à $B$, on s'élève plus en enthalpie massique que ce que prévoyait la théorie. Ceci revient à quitter l'isentropique sur laquelle on se déplaçait. Une fois de plus, les hypothèses d'adiabaticité et de réversibilité sont mises à mal lors de l'étude de machines avec des fluides réels. Ceux-ci peuvent d'ailleurs également être le siège de phénomènes de diffusion en tous genres (thermique, de quantité de mouvement) qui font qu'un cycle donné peut-être moins efficace que prévu.

Calculons toutefois l'efficacité d'un tel réfrigérateur :

$$e = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{-Q_1 - Q_2} \simeq \frac{l(263)}{l(303) - l(263)} = \frac{117,7}{139 - 117,7} \simeq 5,52.$$

En effet, on a $Q_2 \simeq ml(263)$ car le fréon s'évapore quasi-totalement à 263 K au contact de la source froide, et $-Q_1 = ml(303)$ car le fréon condense totalement à 303 K au contact de la source chaude.

# 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

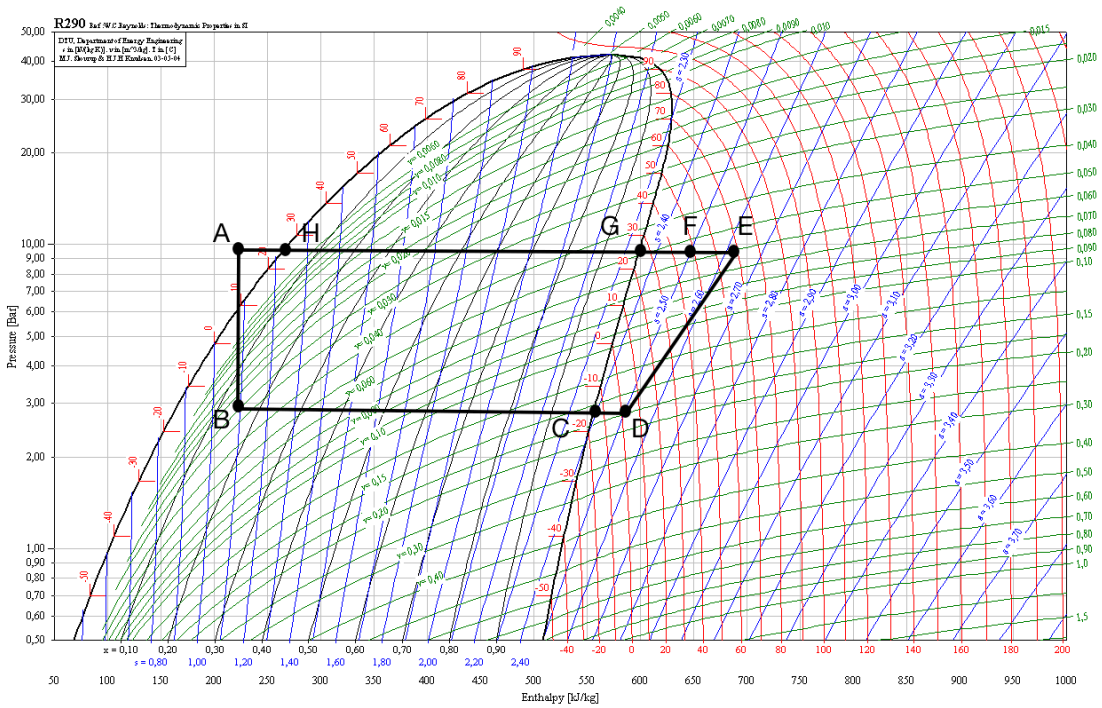


FIGURE 11 – Diagramme des frigoristes réel pour un fluide caloporteur type fréon. Pour info, le point D de ce diagramme correspond à notre A, E à notre B, A à notre C et B à notre D. Tout ceci bien sûr dans un souci de clarté évident.

cycles réels présentent, ainsi que leurs origines physiques et leurs conséquences pratiques. Les notions de rendement et d'efficacité constituent notamment des discussions importantes.

**Ouverture :**

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.