

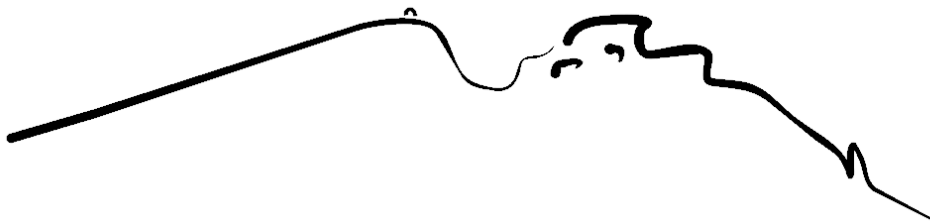
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ORAN
ENP D'ORAN « MAUYRICE AUDIN »

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



SUPPORT DE COURS N° 2

Complément de Master
MACHINES THERMIQUES
MOTEUR A COMBUSTION INTERNE



Enseignant : M. Sid Ali LITIM

I. Introduction aux machines thermiques

On appelle machine thermique tout dispositif capable de convertir de l'énergie thermique en énergie mécanique (et inversement) et subissant une transformation cyclique. Cela suppose que le système revient, après diverses transformations, dans son état initial. Nous allons restreindre notre étude aux cas particulier mais fondamental des machines thermiques dithermes. Il s'agit de machines thermiques qui au cours d'un cycle vont être en contact successivement avec deux sources thermiques parfaites, une source dite froide à T_F et une source dite chaude à T_C .

I.1 Machines monothermes

On considère un système échangeant du travail avec l'extérieur (W à chaque cycle) et de la chaleur avec une source unique dont la température est T (Q par cycle).

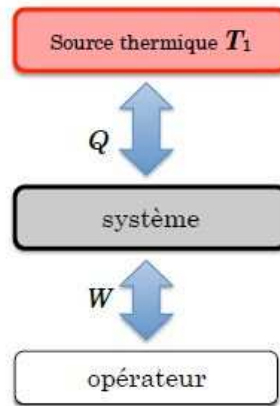


Figure 1 : Machine thermique monotherme

En utilisant les 1^{er} et 2^{ème} principes, on constate toujours que : $Q < 0$ et $W > 0$. Le système cède de la chaleur et reçoit du travail de l'extérieur, ce n'est donc pas un moteur.

I.2 Machines dithermes

I.3 Classification des machines thermiques

On sait, d'après la formulation de Thomson du second principe, que l'on ne peut pas fournir de travail avec une machine monotherme (c'est le bateau qui avance en rejetant de la glace !). Il faut donc au moins deux sources, et les machines les plus courantes sont les machines dithermes cycliques :

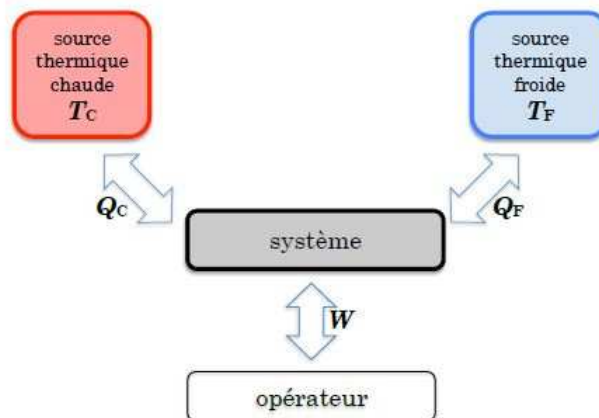


Figure 2 : Machine thermique ditherme cyclique

La machine échange une quantité de chaleur Q_C avec la source chaude, Q_F avec la source froide, et un travail W avec l'extérieur.

Deux cas sont intéressants :

- Les machines motrices
- Les machines réceptrices

I.3.1 Les machines motrices (Moteur)

Les machines motrices reçoivent de la chaleur de la source chaude, en rendent une partie à la source froide et fournissent du travail à l'extérieur.

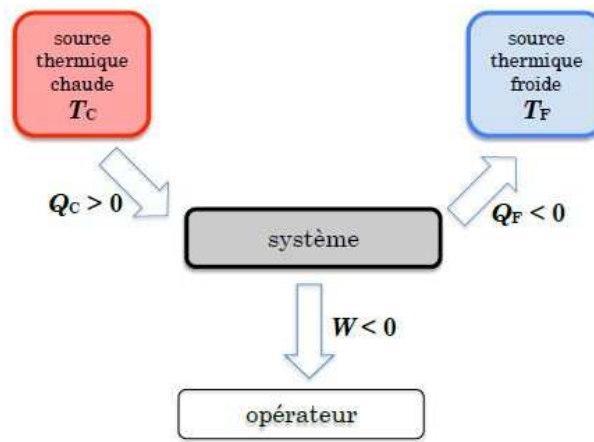


Figure 3 : Moteur thermique ditherme

I.3.2 Les machines réceptrices (Réfrigérateurs et pompes à chaleur)

Les machines réceptrices reçoivent de la chaleur de la source froide, du travail de l'extérieur et rendent le tout à la source chaude.

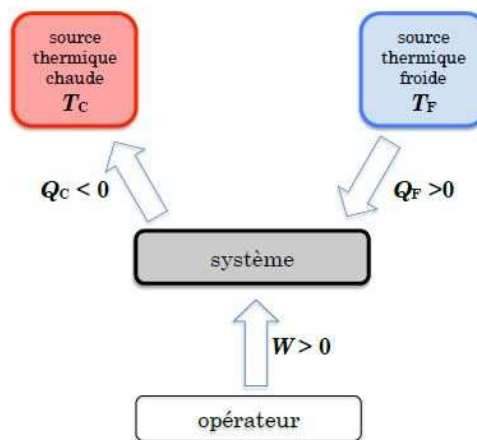


Figure 4 : Réfrigérateur ou pompe à chaleur

Pour le réfrigérateur, on s'intéresse à la chaleur enlevée à la source froide (le freezer) ; quant à la pompe à chaleur, on s'intéresse à la chaleur récupérée à la source chaude (l'intérieur de la maison).

II Bilans énergétique et entropique

Écrivons les deux principes pour une machine thermique : au cours d'un cycle où l'on revient au point de départ, le premier principe s'écrit :

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

Le second principe s'écrit, puisque l'entropie est une fonction d'état

$$\Delta S = 0 \Rightarrow S_{\text{échangée}} + S_{\text{Produite}} = 0$$

$$\Rightarrow \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_F}{T_F} + S^P \text{ avec } S^P \geq 0$$

d'où

$$\frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_F}{T_F} \leq 0$$

C'est l'inégalité de Carnot-Clausius, avec le signe < si la transformation est irréversible, et = si elle est réversible.

De façon générale, avec n sources, l'inégalité de Carnot-Clausius s'écrit

$$\sum_i \frac{Q_i}{T_i} \leq 0$$

III Cycle de Carnot

C'est le cycle décrit par une machine ditherme, constitué de 2 portions d'isothermes lorsque la machine est en contact avec les sources, et de 2 portions d'adiabatiques lorsque la machine passe d'une source à l'autre.

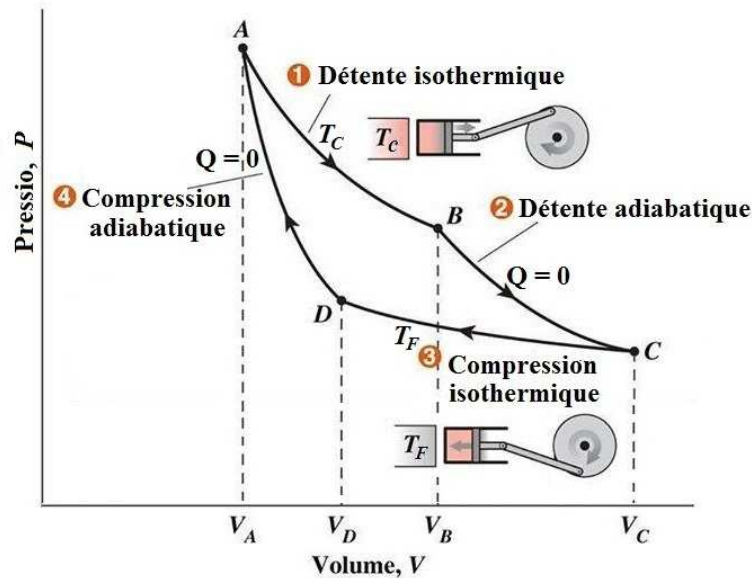


Figure 5 : Description du cycle de Carnot

Le cycle de Carnot est réversible si les isothermes et adiabatiques sont elles-mêmes réversibles.

On peut représenter le cycle réversible dans le diagramme de Clapeyron (P, V) et le diagramme entropique (T, S) :

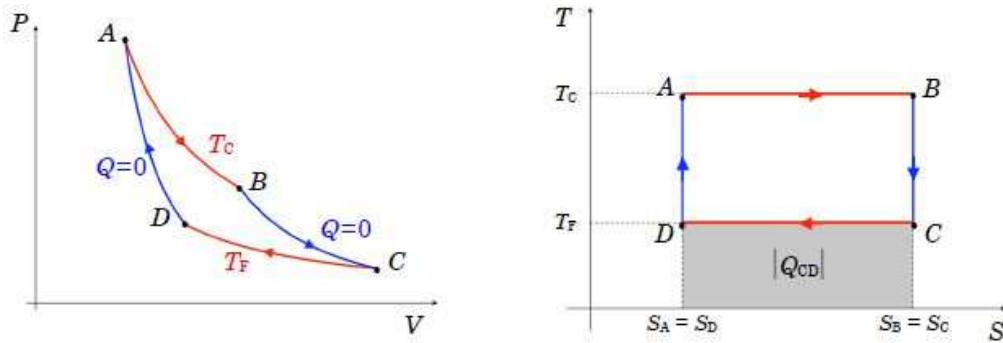


Figure 6 : cycle de Carnot dans les diagrammes de Clapeyron et entropique

Dans le sens des aiguilles d'une montre (horaire), on a $W = - \int_C p dV < 0 \Rightarrow Q > 0$ le cycle est moteur.

Dans le sens trigonométrique (antihoraires), on a $Q = \int_C T dS < 0 \Rightarrow Q < 0$ le cycle est résistant.

III.1 Rendement d'un moteur

La notion générale de rendement est le rapport de deux transferts d'énergie, celui qui est utile, compte tenu de la vocation de la machine, sur celui qui est dépensé pour la faire fonctionner. Pour un moteur, le rendement est défini, puisque $W < 0$, par

$$\eta_{th} = \frac{\text{énergie utile}}{\text{énergie consommée}} = \frac{-W}{Q_{ch}}$$

Le rendement est une notion plus économique que physique, car on ne tient pas compte de la chaleur rejetée Q_F qui est à l'origine d'une pollution thermique.

$$\text{On a } \eta = \frac{-W}{Q_C} = \frac{Q_C + Q_F}{Q_C} = 1 + \frac{Q_F}{Q_C}$$

D'après la relation de Carnot-Clausius, $\frac{Q_C}{T_C} + \frac{Q_F}{T_F} \leq 0 \Rightarrow \frac{Q_F}{Q_C} \leq -\frac{T_F}{T_C}$ et

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

Cette relation constitue le théorème de Carnot : tous les moteurs dithermes ont le même rendement maximal, correspondant au moteur réversible de Carnot, qui ne dépend que de la température des sources, égal à

$$1 - \frac{T_F}{T_C}$$

Pour une machine à vapeur typique, $T_F = 300 \text{ °k}$ (atmosphère) et $T_C = 400 \text{ °k}$ (chaudière). Cela donne un rendement maximal de 0,25, ce qui veut dire que plus des 3/4 de la chaleur est rejetée dans l'atmosphère. Pour un moteur à explosion, le rendement est meilleur du fait que la température de la source chaude au

moment de l'explosion est plus forte ; avec $T_C = 1200 \text{ °k}$ on trouve un rendement maximal de 0,75. Le rendement réel est plus proche de 40% pour un moteur récent en bon état. Le rendement maximal de Carnot est bien sûr une conséquence du second principe, qui interdit une transformation intégrale de chaleur en travail, c'est-à-dire du désordre en l'ordre.

III.2 Efficacité d'une machine frigorifique

Pour une machine frigorifique, on s'intéresse à la chaleur enlevée à la source froide (intérieur de réfrigérateur) et on fournit un travail W , en général sous forme électrique. On définit l'efficacité de la machine frigorifique par

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

avec Q_F et $W > 0$ On a

$$\eta = \frac{Q_F}{W} = \frac{Q_F}{-Q_C - Q_F} = \frac{Q_F}{-Q_C - Q_F} = \frac{1}{-1 - \frac{Q_C}{Q_F}} ; \text{ l'efficacité maximale est obtenue pour}$$

$$\frac{Q_C}{Q_F} = -\frac{T_C}{T_F} \quad \text{et} \quad \eta = \frac{1}{\frac{T_C}{T_F} - 1} = \frac{T_F}{T_C - T_F}$$

Donnons un ordre de grandeur : avec $T_F = 260 \text{ °k}$ et $T_C = 300 \text{ °k}$ (atmosphère), on a $\eta = \frac{260}{300-260} = 6,5$ On retire 6,5 joules de chaleur de la source froide quand on fournit un travail électrique de 1 joule.

III.3 Efficacité d'une pompe à chaleur

On s'intéresse à la chaleur récupérée à la source chaude ; $Q_C < 0$ et $W > 0$ On définit :

$$\eta = \frac{-Q_C}{W} = \frac{-Q_C}{-Q_C - Q_F} = \frac{1}{1 + \frac{Q_F}{Q_C}}$$

L'efficacité maximale est obtenue pour $\frac{Q_F}{Q_C} = -\frac{T_F}{T_C}$ soit $\eta = \frac{1}{1 - \frac{T_F}{T_C}} = \frac{T_C}{T_C - T_F}$

Si $T_F = 263 \text{ °k}$ (température extérieure) et $T_C = 293 \text{ °k}$ (température intérieure de la pièce), on a $\leq 9,77$; d'où l'intérêt par rapport à un convecteur électrique qui transforme directement le travail en chaleur : avec 1 joule de travail, on fournit 9,77 joules de chaleur. C'est cependant une efficacité théorique, l'efficacité réelle étant plus proche de 3 à 5.

IV. Moteur à combustion interne

Un moteur à combustion interne est un organe transformateur d'énergie. Il transforme l'énergie thermique produite par la combustion (carburant + comburant) en énergie motrice mécanique.

Un moteur est dit à combustion interne si la combustion se fait à l'intérieur du moteur. On parle de moteur à combustion externe si l'énergie est transportée par un fluide caloporteur à l'extérieur de celle-ci. Cas d'une turbine à vapeur par exemple.

Il existe deux grands types de moteurs à combustion interne:

1. Les moteurs fournissant un couple sur un arbre.
 - Moteurs thermiques à combustion interne à pistons alternatifs
 1. Moteurs à allumage commandé (moteurs à essence)
 2. Moteurs Diesel.
 - Moteurs thermiques à combustion interne à Pistons Rotatifs (Wankel)
 - Turbines à gaz.
2. Les moteurs à réaction.
 - § Turboréacteurs
 - § Statoréacteurs
 - § Pulsoréacteurs
 - § Moteur-fusée

IV.1 Définition du cycle à 4 temps

On appelle cycle l'ensemble des phases qui se succèdent dans le moteur. Dans notre cas, le cycle comprend quatre phases ou temps:

1. **Temps admission** : aspiration d'air ou de mélange air-essence.
2. **Temps compression** : de l'air ou du mélange.
3. **Temps combustion-détente** : inflammation rapide du mélange provoquant une brusque montée en pression des gaz puis leur détente.
4. **Temps échappement** : évacuation des gaz brûlés.

On constate que seul le troisième temps fournit de l'énergie, c'est le temps moteur, les trois autres temps sont résistants.

IV.2 Principaux cycles du moteur à combustion interne

Les trois (03) principaux types du moteur à combustion interne peuvent être résumés de la manière suivante:

1. Cycle de **BEAU DE ROCHAS** (cycle à apport de chaleur à volume constant) utilisé dans les moteurs à allumage commandés (**Fig.A**).
2. Cycle **diesel pur** (cycle à apport de chaleur à pression constante) concerne les moteurs à allumage par compression (**Fig.B**).
3. Cycle de **SABATHE** ou cycle **mixte** appelé aussi cycle de **SEILIGER**. C'est une combinaison des cycles de **BEAU DE ROCHAS** et **DIESEL pur** (**Fig-C**).

L'étude de ces cycles peut être effectuée à l'aide du diagramme (P, V) et c'est ce type de diagramme que nous utiliserons.

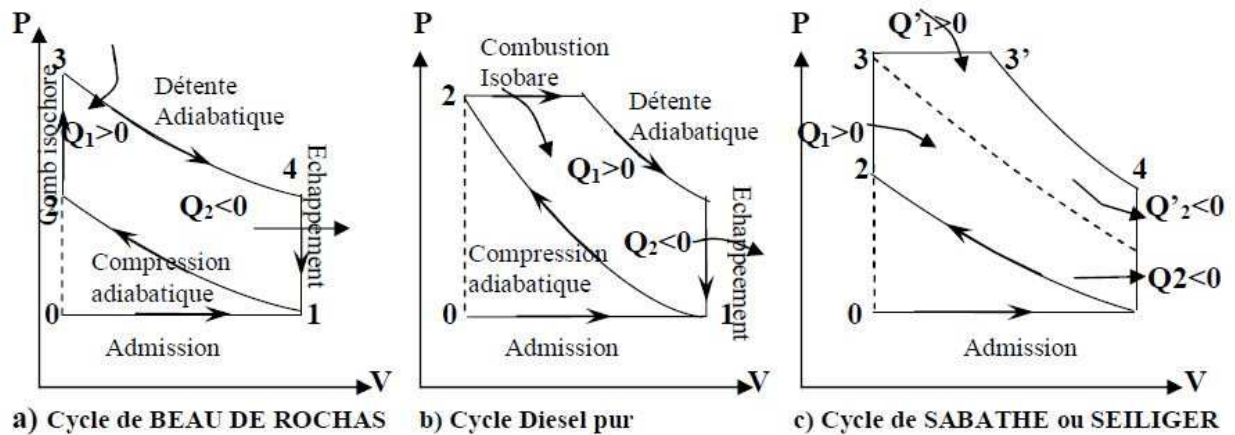


Figure 7 : Différents cycles de combustion interne à quatre temps [1]

$v_0 = v$: Volume mort ou volume des gaz emprisonnés dans la chambre de combustion.

$$V_1 = V_0 + v \quad (V_0 : \text{cylindrée unitaire} = V_u = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot C)$$

Avec : (C) est la course du piston.

IV.3 Cycle à 2 temps

Fonctionnement sur 1 seul tour vilebrequin

- Phase de compression \Rightarrow Lors de la remontée du piston !!!
- Phase de combustion et détente \Rightarrow Lors de la descente du piston !!!

Renouvellement de la charge fraîche possible uniquement vers le PMB

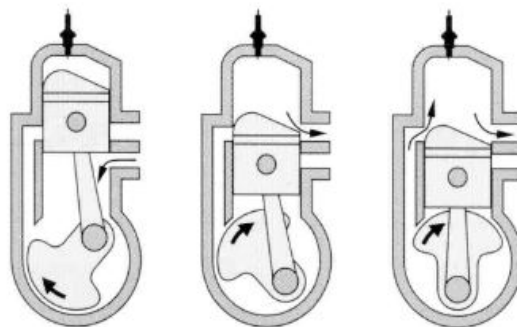


Figure 8 : Fonctionnement du moteur à deux temps

Condition indispensable au fonctionnement : $P_{adm} > P_{éch}$

Un cycle nécessite un processus de balayage afin de transférer les gaz frais de L'admission à l'échappement.

IV.4 Définition et notation d'un moteur à combustion interne

- D : Alésage
- L : Course
- R : Rayon de manivelle $\Rightarrow R = L/2$
- P_{MH} : Point mort haut
- P_{MB} : Point mort bas
- V_0 : Volume mort $\Rightarrow V_0 = VP_{MH}$
- V_U : Cylindrée unitaire $\Rightarrow V_U = L \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} =$ Volume balayé par le piston
- V_C : Volume total maximal $\Rightarrow V_C = VP_{MB} = V_0 + V_U$
- n : Nombre de cylindres
- V_{cyl} : Cylindrée totale du moteur $\Rightarrow V_{cyl} = n \cdot V_U$
- ε : Rapport volumétrique de compression $\Rightarrow \varepsilon = \frac{V_U + V_0}{V_0}$

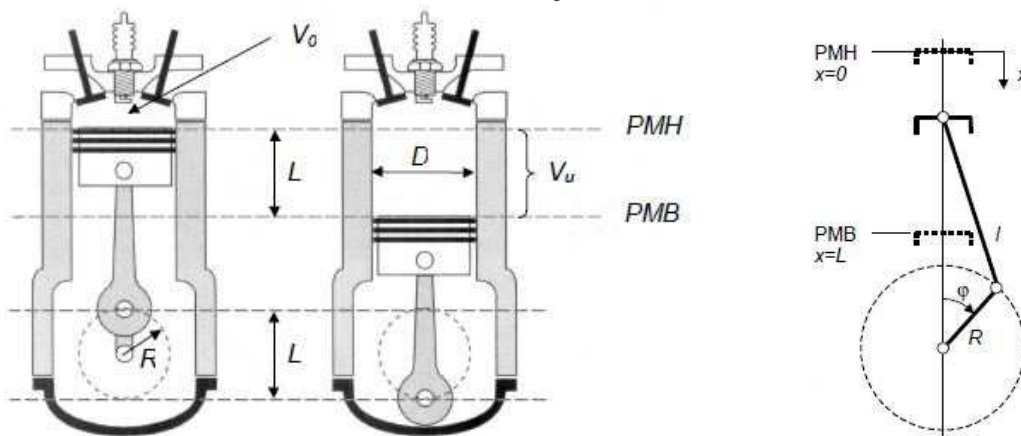


Figure 9 : Notation du moteur à combustion interne

IV.5 Cinématique d'un moteur alternatif

- φ : Angle de manivelle ou angle vilebrequin (α_{vil})
- l : Longueur de bielle
- λ : Coefficient de bielle $\Rightarrow \lambda = \frac{R}{l}$ (Rapport manivelle / bielle)
- $x = f(\varphi)$: Équation du mouvement du piston \Rightarrow
- $x = R \cdot \left(1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2(\varphi) \right) = R \cdot \left(1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda}{4} - \frac{\lambda}{2} \cdot \cos(2\varphi) \right)$
- ω : Vitesse angulaire $\Rightarrow \varphi = \omega \cdot t$ avec $\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60}$ N en [1/min]
- c : Vitesse du piston $\Rightarrow \dot{x} = c = R \cdot \omega \left(\sin(\omega t) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2\omega t) \right)$
- c_{moy} : Vitesse moyenne du piston $\Rightarrow c_{moy} = \frac{2 \cdot R \cdot \omega}{\pi} = \frac{L \cdot \omega}{\pi} = \frac{L \cdot N}{30}$
- a : Accélération du piston $\Rightarrow \ddot{x} = a = R \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos(\omega t) + \lambda \cdot \cos(2\omega t) \right)$

IV.6 Moteurs thermiques à explosion ou à allumage commandé (Moteurs à essence)

Le moteur à explosion est un moteur à combustion interne, principalement utilisé pour la propulsion des véhicules de transport (avion à hélice, automobile, moto, camion, bateau), pour une multitude d'outils mobiles (tronçonneuse, tondeuse à gazon) ainsi que pour des installations fixes (groupe électrogène, pompe). Il s'agit de tous les moteurs utilisant comme carburant de l'essence, de l'alcool, voire un gaz (GPL) ou autre, et dont la combustion doit être déclenchée par une source d'énergie externe (bougie).

Ces moteurs transforment l'énergie potentielle chimique stockée dans un carburant en travail (énergie mécanique) grâce à des combustions très rapides, d'où le terme « d'explosion ». Ils sont constitués d'un ou plusieurs cylindres confinant les combustions. Dans chaque cylindre, un piston coulisse en un mouvement rectiligne alternatif. Ce mouvement est transformé en rotation par l'intermédiaire d'une bielle reliant le piston au vilebrequin, un assemblage de manivelles sur un axe. Le cycle de fonctionnement se décompose analytiquement en quatre temps ou phases.

IV.6.1 Cycle de BEAU-ROCHAS (Otto)

Alphonse de Beau de Rochas, Ingénieur français (1815-1908) Alors que Lenoir avait construit le premier moteur à explosion à gaz (1859), il établit le cycle thermodynamique idéal des moteurs à explosion à quatre temps (1862), à allumage extérieur. Ses idées furent appliquées et développées par Otto (1876). Une querelle d'antériorité eut d'ailleurs lieu.

0 1 : Admission des gaz carburés (air + carburant) ($m_a + m_c$).

1 2 : Compression adiabatique du mélange. Fermeture de la soupape d'admission, puis remontée du piston qui comprime le mélange jusqu'à 30 bars et 400 à 500 °C dans la chambre de combustion :

$$P \cdot V^\gamma = \text{Cte} \Rightarrow P_1 \cdot V_1^\gamma = P_2 \cdot V_2^\gamma \Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \left(\frac{V + V_0}{V_0}\right)^\gamma$$

On pose : $\varepsilon = \frac{V+V_0}{V_0}$: rapport volumétrique de compression (taux de compression.)

$$T \cdot V^{\gamma-1} = \text{Cte} \Rightarrow T_1 \cdot V_1^{\gamma-1} = T_2 \cdot V_2^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \quad \text{Soit} \quad \begin{cases} \frac{P_2}{P_1} = \varepsilon^\gamma \\ \frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{\gamma-1} \end{cases}$$

2 3 : Combustion à volume constant (explosion).

Apport de chaleur par combustion de m_c en présence de l'oxygène de m_a .

$$Q_1 = (m_a + m_c) \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) = m_c \cdot P_{ci}$$

d'où :

m_a : Masse d'air.

m_c : Masse du carburant.

P_{ci} : Pouvoir calorifique du carburant.

3 4 : Détente adiabatique des gaz (Temps moteur).

Les gaz chauds à une pression de 40 à 60 bars repoussent le piston, vers le point mort bas (PMB) initiant le mouvement :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \varepsilon^{\gamma-1}$$

4 5 : Échappement des gaz brûlés.

Remontée du piston vers le point mort haut (PMH) en chassant les gaz brûlés détendus dans le collecteur d'échappement avec dégagement de chaleur Q_2 ,

$$\text{d'ou : } Q_2 = (m_a + m_c) \cdot C_v \cdot (T_1 - T_4)$$

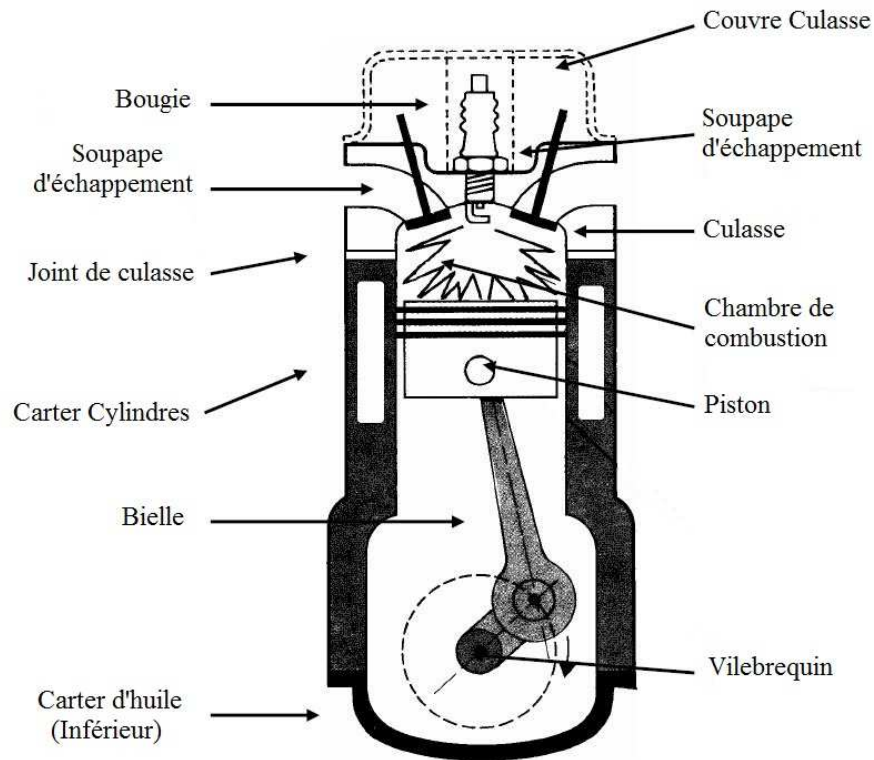


Figure 10 : Description du moteur à 4 temps

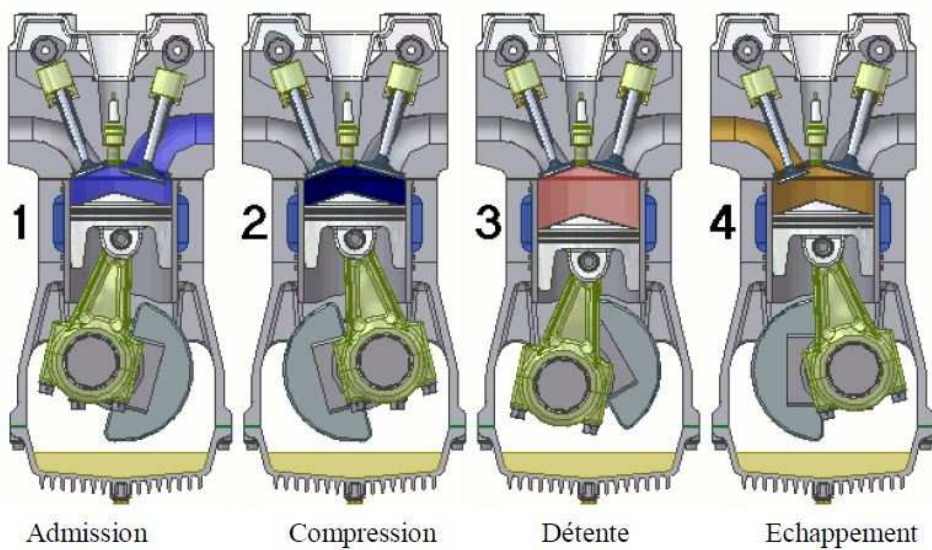


Figure 11 : Fonctionnement d'un moteur 4 temps

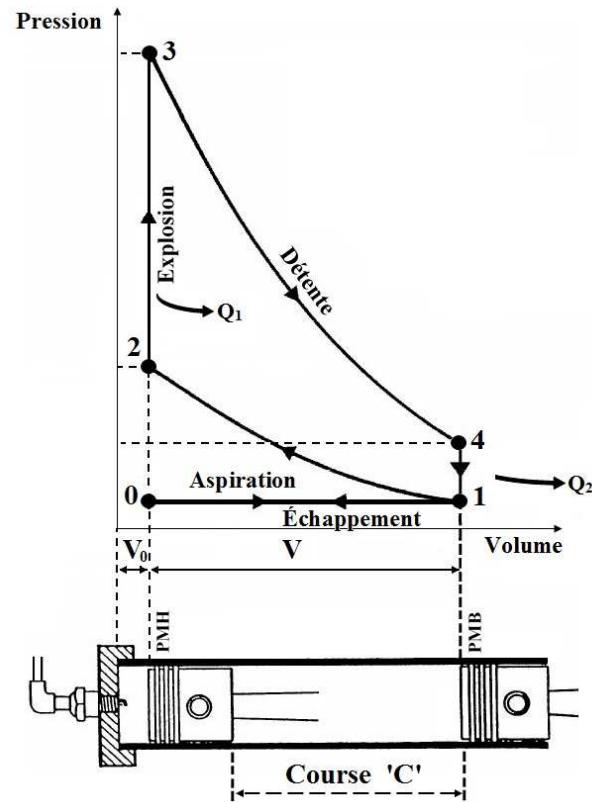


Figure 12 : Cycle de BEAU DE ROCHAS.

$$Q_1 = (m_a + m_c) \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) = m_c \cdot P c_i$$

$$Q_2 = (m_a + m_c) \cdot C_v \cdot (T_1 - T_4)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}}$$

IV.6.2 Rendement théorique du cycle de Beau de Rochas

$$\eta_{th} = \frac{W_e}{Q_1} = -\frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{(m_a + m_c) \cdot C_v \cdot (T_1 - T_4)}{(m_a + m_c) \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2)}$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad \text{Or} \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \Rightarrow T_4 = \frac{T_1 \cdot T_3}{T_2}$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{\left(\frac{T_1 \cdot T_3}{T_2} - T_1\right)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \cdot T_3 - T_1 \cdot T_2}{T_2(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \cdot (T_3 - T_2)}{T_2 \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}}$$

IV.6.3 Représentation du cycle réel d'un moteur à essence [2]

La représentation ci-dessous est qualitative car il est extrêmement difficile (impossible ?) de trouver de véritables cycles tracés dans le diagramme de Watt.

la pression est celle régnant dans la chambre alors que le volume est celui de la chambre.

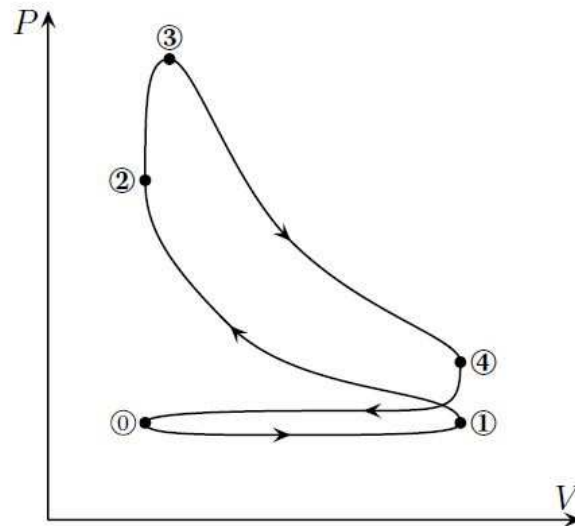


Figure 13 : Cycle réel d'un moteur à essence

Au point 0, le piston est à son point mort haut. il est à sa position la plus haute possible, le volume à l'intérieur de la chambre est alors très faible mais pas nul.

Lors de l'admission 0 → ① le volume augmente et il y a à l'intérieur de la chambre une très légère dépression due au passage du gaz par l'étroit passage laissé par l'ouverture des soupapes.

Lorsque le piston est à son point mort bas, le volume de la chambre est maximal et les soupapes se ferment (point ①).

La compression ① → ② correspond au 2e temps. Le volume diminue, la pression augmente.

Lorsque le piston a de nouveau atteint son point mort haut (volume minimal) en ②, une bougie crée une étincelle qui provoque la combustion très rapide des gaz (explosion) entre les points ② et ③.

Lors de cette combustion, le piston n'est que très peu descendu.

Lors de la détente ③ → ④, le piston descend jusqu'à son point mort bas, ie. jusqu'à ce que le volume de la chambre soit minimal.

Lorsque les soupapes s'ouvrent (en ④) le contact direct entre les gaz déjà échappés et les gaz brûlés dans la chambre provoque un refroidissement brutal.

Le mouvement du piston vers le haut (diminution du volume) permet d'évacuer les gaz brûlés de ④ à 0 et un nouveau cycle peut recommencer.

Finalement, nous pouvons voir que ce diagramme s'il représente une évolution cyclique, ne représente pas l'évolution cyclique d'un système fermé.

IV.7 Moteurs thermiques DIESEL ou à combustion par compression

Dans les moteurs à allumage par compression, le carburant est du gazole. On l'injecte sous pression dans la chambre de combustion contenant de l'air, préalablement comprimé et chaud, au contact duquel il s'enflamme spontanément. Ces moteurs sont appelés moteur Diesel [3].

IV.7.1 Cycle diesel pur (combustion à pression constante)

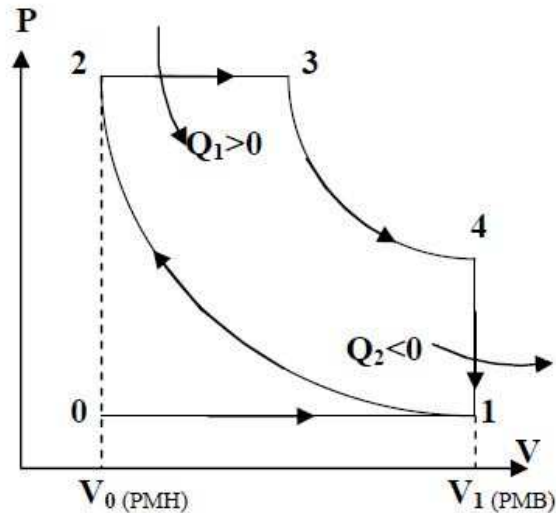


Figure 14 : Cycle diesel [3]

0 1 : Admission de l'air.

1 2 : Compression adiabatique de l'air

$$\begin{cases} \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \varepsilon^\gamma \\ \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \end{cases}$$

2 3 : Combustion isobare, apport de chaleur

$$Q_1 = (m_a + m_c) C_p (T_3 - T_2) = m_c \cdot P_{ci}$$

0 4 : Détente adiabatique des gaz.

$$\begin{cases} \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^\gamma = \varepsilon'^\gamma \\ \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon'^{\gamma-1} \end{cases}$$

4 1 : Échappement des gaz brûlés. La chaleur dégagée est :

$$Q_2 = (m_a + m_c) C_v (T_1 - T_4)$$

V.7.2 Rendement théorique du cycle diesel

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{(m_a + m_c) \cdot C_v \cdot (T_1 - T_4)}{(m_a + m_c) \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2)}$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{1(T_4 - T_1)}{\gamma(T_3 - T_2)}$$

L'équation d'état des gaz parfait : $P.V = m.r.T \Rightarrow T = \frac{P.V}{m}$

D'où

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1(P_4V_4 - P_1V_1)}{\gamma(P_3V_3 - P_2V_2)}$$

Avec $P_2 = P_3$ (Isobare) et $V_1 = V_4$ (Isochore)

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1V_1(P_4 - P_1)}{\gamma P_2(V_3 - V_2)} = 1 - \frac{1\left(\frac{P_4}{P_2} - \frac{P_1}{P_2}\right)}{\gamma\left(\frac{V_3}{V_1} - \frac{V_2}{V_1}\right)}$$

Or, on sait que :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{P_4}{P_2} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{1}{\varepsilon'^{\gamma}} \text{ et } \frac{P_1}{P_2} = \frac{1}{\varepsilon^{\gamma}} \\ \frac{V_3}{V_1} = \frac{V_3}{V_4} = \frac{1}{\varepsilon'} \text{ et } \frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{\varepsilon} \end{array} \right. \Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \left[\frac{\left(\frac{1}{\varepsilon'}\right)^{\gamma} - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma}}{\frac{1}{\varepsilon'} - \frac{1}{\varepsilon}} \right]$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \left[\frac{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma} \left(\frac{\left(\frac{1}{\varepsilon'}\right)^{\gamma}}{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma}} - 1 \right)}{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right) \left(\frac{\left(\frac{1}{\varepsilon'}\right)}{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)} - 1 \right)} \right]$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\varepsilon \left[\left(\frac{\varepsilon'}{\varepsilon}\right)^{\gamma} - 1 \right]}{\varepsilon' \left[\left(\frac{\varepsilon'}{\varepsilon}\right) - 1 \right]}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \\ \varepsilon' = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_3} \end{array} \right. \Rightarrow \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} = \frac{V_1}{V_2} \cdot \frac{V_3}{V_1} = \frac{V_3}{V_2} = \delta$$

Finalement on obtient :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \cdot \frac{\delta^{\gamma} - 1}{\delta - 1}$$

Le rendement de ce moteur dépend du rapport volumétrique de compression ε et du rapport δ qui caractérise la durée de l'injection ou de la combustion.

IV.8 Cycle de Sabathé ou mixte [4]

Le cycle de Sabathé est un cycle thermodynamique pour moteurs à combustion interne dans lequel la combustion a lieu en partie à pression constante et en partie à volume constant. Le cycle Sabathé est aussi appelé cycle mixte Sabathé, double combustion ou pression limitée ou mixte ou Trinkler ou Seiliger. Les conditions de fonctionnement réelles des moteurs diesel diffèrent nettement de celles représentées dans les cycles idéaux Otto et Diesel. Pour les moteurs diesel, le processus de combustion s'approche d'une transformation de pression constante uniquement dans le cas de moteurs exceptionnellement gros et lents.

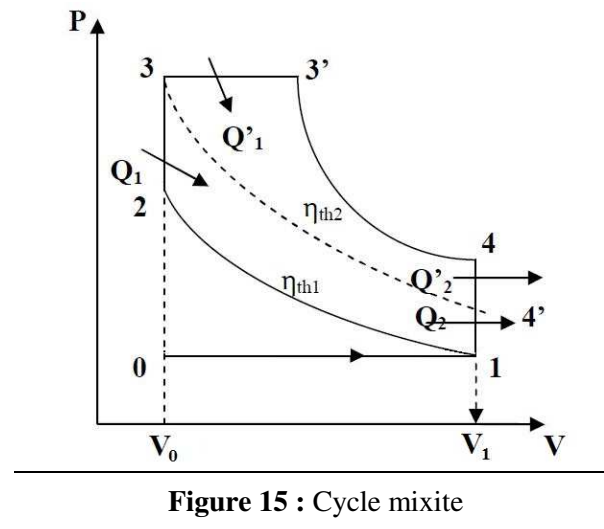


Figure 15 : Cycle mixte

$$\eta_{th} = \frac{(Q_1 + Q_2) + (Q'_1 + Q'_2)}{(Q_1 + Q'_1)} ; \quad Q_2, Q'_2 < 0$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 \left(1 + \frac{Q_2}{Q_1}\right) + Q'_1 \left(1 + \frac{Q'_2}{Q'_1}\right)}{(Q_1 + Q'_1)}$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 \eta_{th1} + Q'_1 \eta_{th2}}{(Q_1 + Q'_1)}$$

Rendement du cycle de Sabathé.

η_{th1} : rendement théorique du cycle de Beau de Rochas

η_{th2} : rendement théorique du cycle diesel pur.

IV.9 Définitions de quelques caractéristiques thermodynamiques

IV.9.1 Pression moyenne indiquée

La pression moyenne indiquée P_{mi} d'un cycle est une pression supposée constante pendant la course de détente qui donnerait la même aire, donc le même travail que le cycle envisagé [5].

Pour un moteur de cylindrée unitaire V_0 , le travail indiqué W_i correspond à l'aire du cycle réel est donnée par la relation :

$$W_i = P_{mi} \cdot V_0$$

D'où, la puissance indiquée pour un moteur à 4 temps est :

$$P_i = P_{mi} \cdot \frac{V \cdot N}{900} \text{ en CV avec : } \begin{cases} V = V_0 \times \text{nb de cylindres en litre} \\ N : \text{nb de } \frac{\text{tours}}{\text{min}} \\ P_{mi} \text{ en } \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \end{cases}$$

Où :

$$P_i = P_{mi} \cdot \frac{V \cdot N}{120} = 4 \cdot W_i \cdot \frac{N}{120} \text{ en Watts avec : } V \text{ en m}^3 \text{ et } P_{mi} \text{ en N/m}^2$$

IV.9.2 Pression moyenne effective

Même définition que pour la pression moyenne indiquée sauf que le travail indiqué est remplacé par le travail disponible sur l'arbre W_e avec : $W_e = P_{me} \cdot V_0$

La puissance effective (réelle) est donc :

$$P_e = P_{me} \cdot \frac{V \cdot N}{120} = 4 \cdot W_e \cdot \frac{N}{120} \text{ en Watts avec : } V \text{ en m}^3 \text{ et } P_{mi} \text{ en N/m}^2$$

La puissance de frottement P_f est donc la différence entre la puissance indiquée et la puissance effective.

IV.9.3 Le couple moteur

$$C = \frac{P_{eff}}{\omega}$$

Remarque : le couple moteur Diesel > couple moteur essence.

IV.9.4 Puissance fiscale d'un moteur

Formule française (avant juillet 98) : $P = k \cdot n \cdot d^2 \cdot C \cdot \omega$

$k = 0.00015$ moteurs essence et Diesel 2 temps

$k = 0.00015 * 0.7$ Diesel 4 temps

$k = 0.00015 * 0.9$ Moteur GPL

n : nombre de cylindres

d : Alésage piston cm

C : course en cm

$\omega = 1200$ tr/min si $M > 2250$ Kg

$\omega = 1800$ tr/min si $M < 2250$ Kg

IV.9.5 Récapitulatif des Rendements

Soient :

Q_1 : Quantité de chaleur que fait apparaître la combustion.

W_{th} : Le travail correspond à l'air du cycle théorique.

W_i : Le travail correspond à l'air du cycle réel.

W_e : Le travail effectif sur l'arbre du moteur.

On peut définir :

- Le rendement théorique : $\eta_{th} = \frac{W_{th}}{Q_1}$
- Le rendement Indiqué : $\eta_i = \frac{W_i}{Q_1}$
- Le rendement interne : $\eta_{int} = \frac{W_i}{W_{th}}$
- Le rendement Mécanique : $\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{P_e}{P_i}$
- Le rendement global : $\eta_g = \frac{W_e}{Q_1} = \eta_i \cdot \eta_m$

IV.9.6 Consommation spécifique du combustible

La consommation spécifique du combustible est le rapport entre la consommation horaire (g/h) et la puissance réelle en (Cv ou kw).

Cs : (Ch / Prélle) en g/Cv.h ou g/kwh.

Ou

$$C_s = \frac{3600}{\eta_g \cdot P_{ci}} \text{ en kg/kw.h}$$

V. Exercices corrigés

V.1. Exercice n° 1 (Moteur à essence)

Le fonctionnement du moteur à explosion peut être modélisé par le cycle théorique de Beau de Rochas. Ce cycle représenté dans un diagramme de Clapeyron, peut se décomposer en quatre temps :

1. premier temps, est une **compression adiabatique réversible** AB du mélange combustible avec un rapport volumique $a = V_A/V_B$.
2. le deuxième temps est une **compression isochore** BC, résultant de la combustion du mélange.
3. le troisième temps est une **détente adiabatique réversible** selon CD. En D, le piston est au point mort bas: $V_D = V_A$.
4. le quatrième temps est un **refroidissement isochore** DA.

La quantité de carburant injecté étant peu importante par rapport à celle de l'air aspiré, on la négligera devant cette dernière.

On assimile le mélange des gaz à une mole de gaz parfait, le cycle est caractérisé par le rapport volumétrique $a = 7$. La constante des gaz parfaits $R = 8,32 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$ et la capacité thermique molaire de l'air à pression constante $C_p = 29 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$ d'où $\gamma = C_p/C_v = 1,4$

Les valeurs de la pression et de la température aux extrémités du cycle sont :

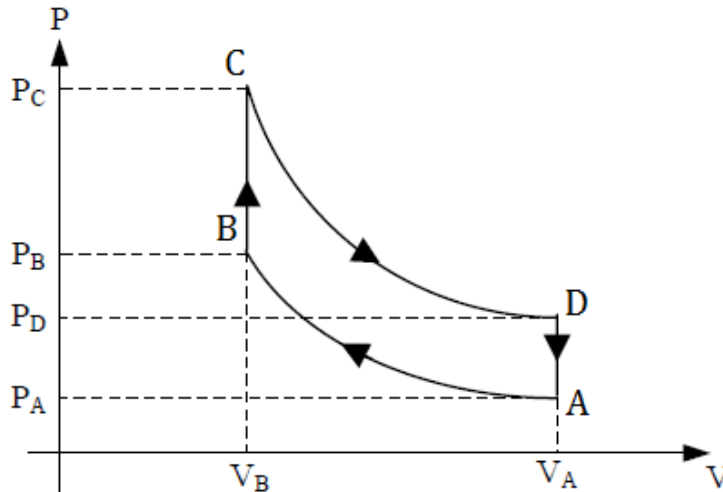
$$P_A = 10^5 \text{ Pa} \quad ; \quad P_C = 62 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad ; \quad P_D = 4,08 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$
$$T_A = 300 \text{ K} \quad ; \quad T_C = 2650 \text{ K} \quad ; \quad T_D = 1210 \text{ K}$$

Questions :

- 1- Compléter l'allure du cycle.
- 2- Déterminer la valeur des volumes V_A et V_B aux points A et B.
- 3- Calculer la pression P_B et la température T_B au point B
- 4- Exprimer, en fonction des températures aux extrémités du cycle, les quantités de chaleur algébriques Q_{AB} , Q_{BC} , Q_{CD} , Q_{DA} , échangées avec le milieu extérieur au cours de chacune des quatre phases. Calculer leurs valeurs numériques. En déduire par application du premier principe de la thermodynamique, la valeur algébrique W du travail fourni à l'air au cours du cycle.
- 5- Déduire l'expression du rendement du cycle et calculer sa valeur numérique.

Solution de l'Exercice

1)



2)

$$P_A \cdot V_A = R \cdot T_A \text{ pour une mole, d'où } V_A = R \cdot T_A / P_A \approx (8,32 \times 300) / (1.10^5) \approx 25 \text{ litres}$$

$$V_B = V_A / a = 3,5 \text{ litres}$$

3)

A → B est adiabatique, d'où

$$P_A \cdot V_A^\gamma = P_B \cdot V_B^\gamma \quad \rightarrow \quad P_B = P_A \cdot \left(\frac{V_A}{V_B} \right)^\gamma \approx 1.10^5 \times 7^{1,4} \approx 15.10^5 \text{ Pa} = 15 \text{ bars}$$

$$P_B \cdot V_B = R \cdot T_B \quad \rightarrow \quad T_B = P_B \cdot V_B / R \approx 15.10^5 \times 3,5.10^{-3} / 8,32 \approx 653 \text{ K}$$

4)

$$Q_{AB} = 0 \quad \text{et} \quad Q_{CD} = 0 \quad (\text{transformations adiabatiques})$$

$$Q_{AB} = C_V(T_C - T_B) \quad \text{et} \quad Q_{DA} = C_V(T_A - T_D) \quad (\text{transformations isochores})$$

On a $C_V = Cp / \gamma$ d'où :

$$Q_{BC} = Cp / \gamma \times (T_C - T_B) \quad \text{et} \quad Q_{DA} = Cp / \gamma \times (T_A - T_D)$$

On trouve

$$Q_{BC} = 29 / 1,4 \times (2650 - 653) \approx 41 \text{ kJ}$$

et

$$Q_{DA} = 29 / 1,4 \times (300 - 1210) \approx -22 \text{ kJ}$$

D'après le 1^{er} principe de la thermodynamique on a $W + Q = 0$ sur un cycle $\rightarrow W = -Q$

$$W = Q_{BC} + Q_{DA} \approx -(41 \cdot 10^3 - 19 \cdot 10^3) \approx -19 \text{ kJ}$$

$$Q_{DA} = 29 / 1,4 \times (300 - 1210) \approx -22 \text{ kJ}$$

5)

$$\eta = \frac{W}{Q_{BC}} = \frac{-19 \times 10^3}{41 \times 10^3} \approx 0,463 \approx 46,3\%$$

Le signe (-) signifie que le cycle est un cycle moteur.

V.2. Exercice n° 2 (Moteur Diesel)

Le cycle d'un moteur à combustion interne Diesel peut décrire les quatre temps suivants:

- 1) Un cylindre admet l'air seul à travers une soupape d'admission dans un volume V_A (portion IA du cycle);
- 2) les soupapes sont fermées. L'injection de combustible démarre au point B et est progressive jusqu'à un point C de sorte que la pression reste constante ;
- 3) les soupapes sont toujours fermées et les produits de la combustion subissent une détente isentropique en repoussant le piston jusqu'à sa position initiale (portion CD);
- 4) La soupape d'échappement s'ouvre : la pression chute brutalement (portion DA), et les gaz brûlés sont évacués.

On assimile le mélange des gaz à une mole de gaz parfait, le cycle est caractérisé par le taux de compression volumétrique $\alpha = V_A/V_B$ et le rapport de détente préalable $\beta = V_C/V_B$.

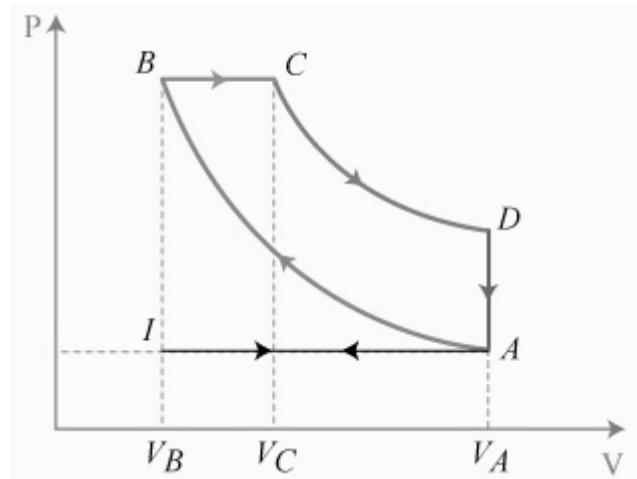
On considère $\gamma = C_p/C_v = 1,4$, $\alpha = 14$ et $\beta = 1,55$. Les températures du mélange en A et C valent $T_A = 293 \text{ K}$ et $T_C = 1220 \text{ K}$.

Questions :

- 1) Tracer schématiquement ce cycle de Diesel dans le diagramme de Clapeyron, en faisant figurer les 5 points I, O, A, B, C, et D.
- 2) D'après le cycle, identifier les quantités de chaleur échangées et leurs signes, les travaux fournis et leurs signes. D'après le premier principe de la thermodynamique écrire le bilan thermique sur un cycle.
- 3) Donner l'expression des quantités de chaleur échangées et l'expression du rendement thermique η de ce moteur en fonction de ces quantités.
- 4) Montrer que le rendement η thermique de ce moteur ne dépend que du taux de compression α et du rapport de détente β . Calculer le rendement thermique η .

Solution de l'exercice n°2

1) Schématiquement, le cycle d'un moteur à combustion interne Diesel peut être décrit comme suit :



2-a) Sur les deux isentropiques AB et CD, aucune chaleur n'est échangée par définition. Le mélange reçoit de la chaleur ($Q_C > 0$) au cours de la combustion isobare (portion BC), et perd de la chaleur ($Q_f < 0$) lors de la détente isochore (portion DA).

2-b) Sur un cycle, du travail est fourni $W_{\text{total}} < 0$ (le cycle est parcouru dans le sens horaire ; c'est un cycle moteur) et il résulte d'un travail $W_{AB} > 0$ fourni au gaz au cours de sa compression entre A et B, et d'un travail $W_{CD} < 0$ que génère le gaz entre C et D.

2-c) D'après le premier principe de la thermodynamique, le bilan thermique sur un cycle est le suivant :

$$\Delta U = W_{AB} + Q_{\text{chaude}} + W_{CD} + Q_{\text{froide}} = 0 \quad \text{soit} \quad W_{\text{total}} = W_{AB} + W_{CD} = -(Q_{\text{chaude}} + Q_{\text{froide}})$$

3) Au cours de la transformation isobare, la quantité de chaleur échangée est égale à la variation d'enthalpie du gaz (en effet $dH = d(U + PV) = \delta Q + VdP$), dont l'expression est simple, soit :

3- a)

$$Q_C = \Delta H_{B \rightarrow C} = C_P (T_C - T_B) \quad \text{et} \quad Q_f = \Delta U_{D \rightarrow A} = C_V (T_D - T_A)$$

Au cours de la transformation isochore, la quantité de chaleur échangée est égale à la variation d'énergie interne du gaz, dont l'expression est simple, soit : $Q_f = \Delta U_{D \rightarrow A} = C_V (T_D - T_A)$

3-b)

Le rendement η de ce moteur thermique est donnée par :

$$\eta = \frac{|W|}{Q_C} = \frac{Q_C + Q_f}{Q_C} = 1 + \frac{Q_f}{Q_C} = 1 + \frac{C_V (T_A - T_D)}{C_P (T_C - T_B)}$$

4) Puisque les transformations AB et CD sont deux isentropiques, et en considérant que le mélange air/carburant est un fluide parfait, on a :

$$\frac{T_A}{T_B} = \left(\frac{V_B}{V_A}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{1}{\alpha}\right)^{\gamma-1} \quad \text{et} \quad \frac{T_C}{T_D} = \left(\frac{V_D}{V_C}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_A}{V_B} \frac{V_B}{V_C}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)^{\gamma-1}$$

Alors, le rendement s'écrit :

$$\eta = 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{T_B \times \alpha^{1-\gamma} - T_C \times \alpha^{1-\gamma} \beta^{\gamma-1}}{T_C - T_B}$$

Par ailleurs, la transformation entre B et C est une isobare.

D'après la loi des gaz parfaits, on peut écrire qu'alors :

$$\frac{T_C}{V_C} = \frac{T_B}{V_B} \left(\frac{V_B}{V_A}\right)^{\gamma-1} \quad \text{soit} \quad T_C = \frac{V_C}{V_B} \times T_B = \beta \times T_B.$$

En remplaçant T_C par son expression dans l'équation précédente, on obtient :

$$\eta = 1 + \frac{1}{\gamma} \times \frac{T_B \times \alpha^{1-\gamma} (1 - \beta^\gamma)}{T_B \times (\beta - 1)} = 1 - \frac{1}{\gamma \cdot \alpha^{\gamma-1}} \times \frac{1 - \beta^\gamma}{1 - \beta}$$

Numériquement,

$$\eta = 1 - \frac{1}{1,4 \times 14^{0,4}} \times \frac{1 - 1,55^{1,4}}{1 - 1,55} = 0,617 = 61,7\%.$$

Ce rendement est généralement supérieur à celui obtenu dans le cas de moteur à explosion.

VI. Références bibliographiques

[1] HENNI MANSOUR Z, "Moteurs thermiques Chapitre III/ Thermo propulsion",
<https://www.yumpu.com/fr/document/view/16564265/chapitre-iii-moteurs-thermiques>
Dernière consultation : le 22 janvier 2021

[2] Olivier Cleynen, "Chapitre 10 du Cycles moteurs à gaz / Les mugissements de la de la machine à air,
Avril 2015
<http://thermodynamique.ninja/>
Site web consulté le 23 Octobre 2018

[3] GUESMI Lamine & ZITOUNI Sabri, " Cours - Généralités sur les Moteurs Thermiques / Moteur
thermique", ISET du Kef

[4] Irwin GAFNER, "Énergétique avancée et moteurs", École Polytechnique Fédérale de Lausanne EPFL,
EPFL – STI – ISE – LENI, 2007-2008

[5] "Notions de base sur la combustion Moteurs thermiques - Turbines à gaz et à vapeur". Moteurs à essence
et Diesel, Techniques de l'ingénieur, Réf : BE8068 v1, 10 mars 2020