

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
Université de Jijel
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique



Support de Cours

Destiné aux étudiants de 3^{ème} Année Génie Mécanique
Option : Energétique, Construction Mécanique

MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

Dr. Taqiy Eddine BOUKELIA
E-mail: taqy25000@gmail.com

A.U 2019/2020

CHAPITRE I. GENERALITES SUR LES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE.

I.1. Introduction

I.1.1. Moteurs à combustion interne

I.1.2. Moteurs à combustion externe

I.2. Constitution d'un moteur

I.2.1. Les organes fixes :

I.2.2. Les organes mobiles :

I.3. Dimensions caractéristiques du moteur

I.3.1. Alésage

I.3.2. Course

I.3.3. Cylindrée unitaire

I.3.4. Cylindrée totale

I.3.5. Volume mort (Chambre de combustion)

I.3.6. Taux volumétrique de compression

I.4. Classification des moteurs à combustion interne :

I.5. Principe de fonctionnement des moteurs à combustion interne :

I.5.1. Cycle à 4 temps

I.5.2. Cycle à 2 temps

I.6. Carburants des moteurs à combustion interne

I.6.1. Types du carburant pour les moteurs à combustion interne:

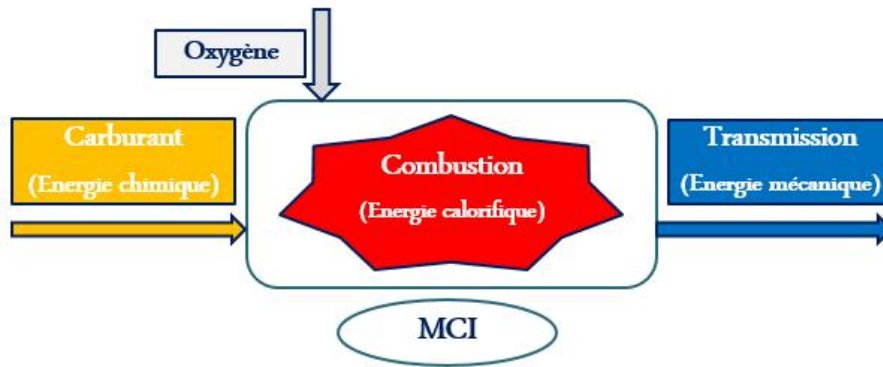
I.6.2. Production des carburants par raffinage du pétrole

I.6.3. Pouvoir calorifique du carburant

I.1. Introduction

Les moteurs thermiques ou à combustion sont des machines qui transforment l'énergie chimique d'un carburant en énergie thermique puis en énergie motrice mécanique par la combustion (carburant+ air).

Energie chimique (Carburant + Air) → Energie thermique → Energie mécanique



Ils sont généralement distingués en deux types :

I.1.1. Moteurs à combustion interne (MCI): Tous les processus de transformation ont lieu dans un espace de travail à l'intérieur du moteur où le système est renouvelé à chaque cycle. Étant donné le fait que la force/l'énergie à l'intérieur du cylindre est transmise par un volume variable, les moteurs à combustion interne font partie des machines motrices volumétriques.

I.1.2. Moteurs à combustion externe (MCE): Où le système (air) est recyclé sans renouvellement, la chaleur dégagée par la combustion est transportée par un fluide caloporteur (eau, air, huile..) à l'extérieur de celle-ci, qui est le fluide générateur de travail mécanique. (Ex : le moteur Stirling, turbine à vapeur).

Il existe deux grands types de moteurs à combustion interne.

A. Les moteurs fournissant un couple sur un arbre.

- Moteurs thermiques à combustion interne à pistons alternatifs
 - ✓ Moteurs à allumage commandé (moteurs à essence)
 - ✓ Moteurs Diesel
- Moteurs thermiques à combustion interne à pistons rotatifs
- Turbines à gaz.

B. Les moteurs à réaction.

Turboréacteurs, Statoréacteurs, Pulsoréacteurs, Moteur-fusée.

Ce cours ne concerne que les moteurs à combustion interne à pistons alternatifs regroupés en deux familles :

- ✓ Moteurs à explosion ou à allumage commandé (moteurs à essence)
- ✓ Moteurs à combustion par compression (moteurs à diesel).

Dans les moteurs à allumage commandé, un mélange convenable essence obtenu à l'aide d'un carburateur, est admis dans la chambre de combustion du cylindre où l'inflammation est produite par une étincelle. Par contre, 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.

I.2. Constitution d'un moteur

Les sous ensembles d'une automobile sont :

- ✓ La motorisation qui comprend un moteur à combustion interne,
- ✓ Le système d'alimentation en air et en carburant (d'injection)
- ✓ Le système d'allumage (moteur essence).
- ✓ Le système de transmission.
- ✓ Le système de freinage.
- ✓ Le système de suspension.
- ✓ Le système de direction
- ✓ L'équipement électrique.

Dans ce module, nous sommes intéressés dans l'étude du système de motorisation et le système d'alimentation en air/carburant, où le moteur thermique reçoit un mélange préparé (air/combustible) du système d'alimentation, pour réaliser la combustion grâce à une compression. Cette combustion est déclenchée par le système d'allumage (moteur essence). On générale, le moteur comporte trois parties principales :

- ✓ Les organes fixes.
- ✓ Les organes mobiles.
- ✓ Les organes annexes.

I.2.1. Les organes fixes :

a. Le bloc-moteur (Block)

C'est "le châssis" du moteur: il comporte les cylindres. Il sert de support à tous les organes du moteur tels que ; le piston, vilebrequin, ...etc.



b. La culasse (head): est la pièce assurant la fermeture et regroupant certaines fonctions, d'un moteur à pistons alternatifs. Elle ferme le haut des cylindres. Sur certains moteurs, les soupapes d'admission et d'échappement y sont logées.



c. Le carter (crankcase- oil pan): est une enveloppe protégeant un organe mécanique, souvent fermée de façon étanche, et contenant le lubrifiant nécessaire à son fonctionnement ou des organes qui doivent être isolés de l'extérieur.



d. Le joint culasse (head gasket): Il assure l'étanchéité entre culasse et bloc-moteur (gaz et liquide).



I.2.2. Les organes mobiles :

a. Le piston (piston): Il comprime les gaz frais grâce à la force de la bielle, et transforme de la pression des gaz brûlés en une force mécanique qui permet au moteur de fournir le travail.



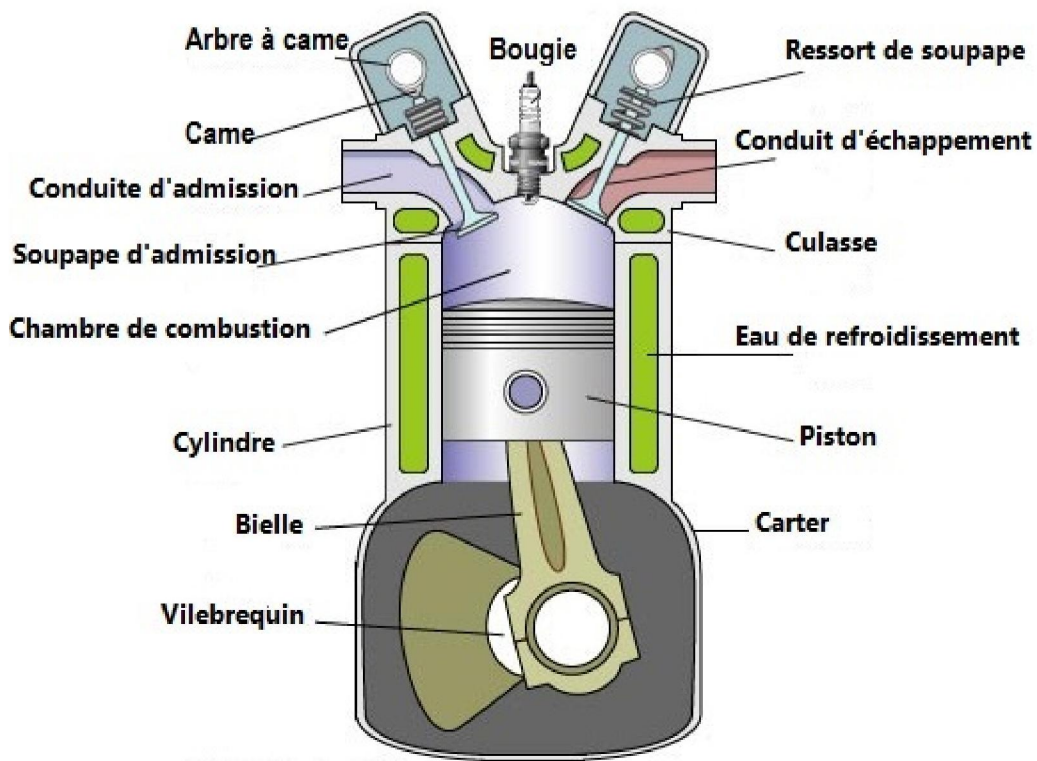
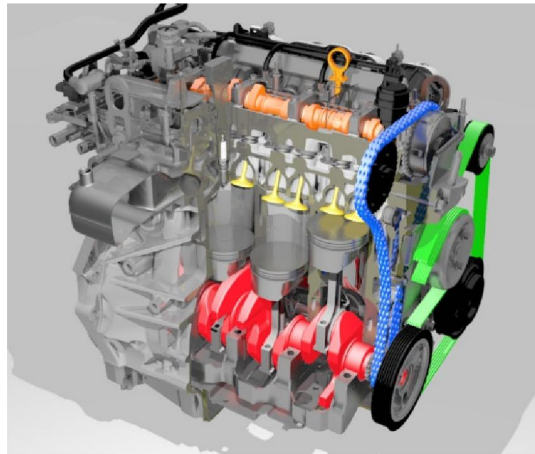
b. Le vilebrequin (crankshaft) et le volant moteur : est un dispositif mécanique qui assure la transmission de l'énergie de combustion du carburant dans les cylindres en énergie mécanique disponible sur l'arbre moteur. Le volant moteur régularise le mouvement de rotation.



c. **La bielle (connecting rod):** Liaison entre le piston et le vilebrequin.



d. **La distribution :** Il gère l'ouverture et la fermeture des soupapes (valves) donc l'entrée et la sortie du mélange (air/gaz). La distribution est composée d'un arbre à came (camshaft) entraîné par le vilebrequin, de soupapes actionnées à l'ouverture par une came (cam).



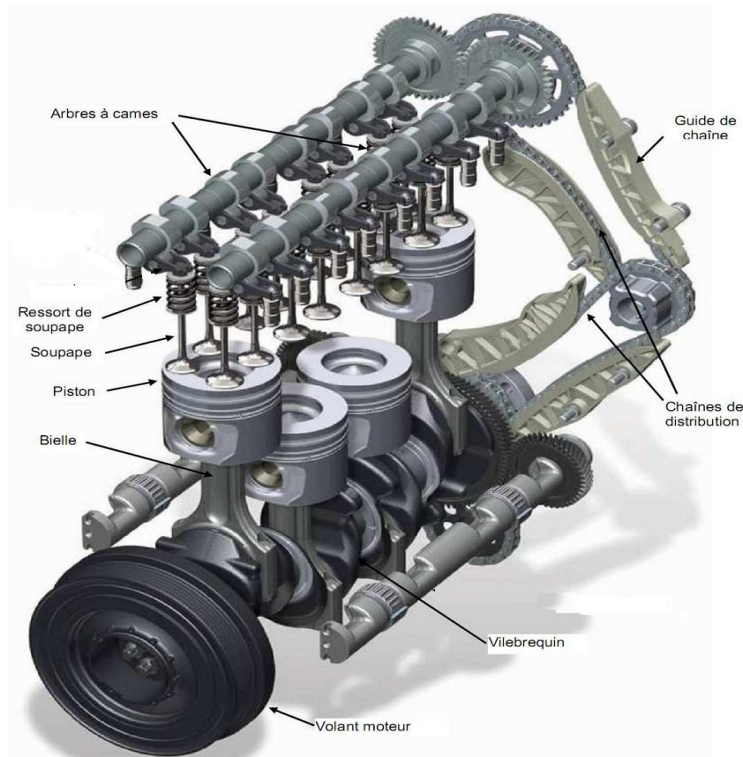


Figure I.1. Description d'un moteur à combustion interne.

I.3. Dimensions caractéristiques du moteur

I.3.1. Alésage D (Bore) [cm]: diamètre de cylindre.

I.3.2. Course C (stroke) [cm]: Distance parcourue par le piston entre le Point Mort haut (PMH) et le Point Mort Bas (PMB) [mm].

I.3.3. Cylindrée unitaire V_U (Displacement volume) [cm³]: C'est le volume défini entre le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB), ou le volume balayé par le piston lors de la course C.

$$V_U = \frac{\pi \times D^2}{4} \times C$$

I.3.4. Cylindrée totale V_{cyl} [cm³]: Lorsqu'il y a plusieurs cylindres, la cylindrée totale du moteur (volume totale) est le produit de la cylindrée unitaire par le nombre de cylindres (n).

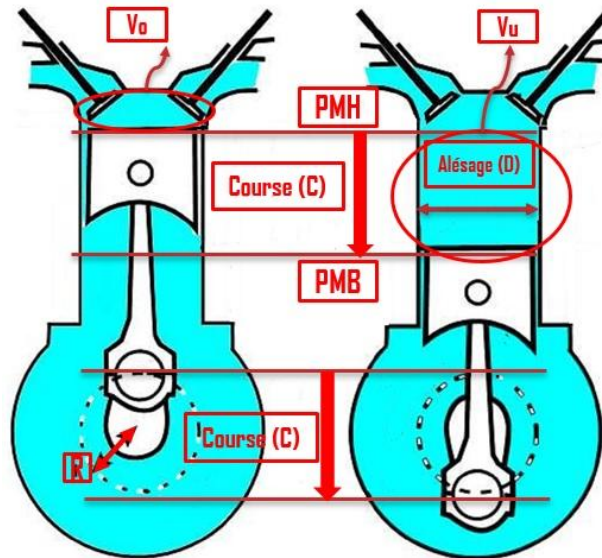
Remarques : on exprime également la cylindrée en litres. On peut dire, par exemple, qu'un moteur de 2000 cm³ est un moteur de 2 litres.

$$V_{cyl} = V_U \times n$$

I.3.5. Volume mort (Chambre de combustion) V_0 (Clearance volume) [cm³]: Le volume emprisonné entre la tête du piston en fin de course (PMH) et la culasse.

I.3.6. Taux volumétrique de compression : le rapport entre le volume total sur le volume mort.

$$\varepsilon = \frac{V_U + V_0}{V_0}$$



I.4. Classification des moteurs à combustion interne :

La classification des moteurs à combustion interne peut être faite suivants les critères suivants :

- ✓ Selon leurs cycles théoriques réalisés :
 - Moteur à 2 temps.
 - Moteur à 4 temps.
- ✓ Selon la vitesse de rotation :
 - Moteurs rapides. (ex : moteur voiture ou camion)
 - Moteurs semi rapides
 - Moteurs lents (moteur marinier).
- ✓ Selon le type de combustible :
 - Liquides (ex : essence, gazole,...).
 - Gazeuse (ex : GPL, GNL, ...)
- ✓ Selon le procédé de préparation de mélange :
 - Injection directe (mélange interne, moteur diesel).
 - Mélange extérieur (moteur à carburateur).
- ✓ Selon le mode d'allumage :
 - Allumage commandé (bougie- moteur essence).
 - Allumage par compression (moteur Diesel).
- ✓ Selon le mode d'admission d'air
 - Admission naturelle.
 - Admission suralimenté (ex : par turbocompresseur)
- ✓ Selon le type de refroidissement :
 - À air.
 - À liquide.
- ✓ Selon le taux de compression :
 - Taux élevé (moteur Diesel (6-18)).
 - Taux faible (moteur essence (4-11)).
- ✓ Selon le nombre de cylindre :
 - Moteur monocylindre.

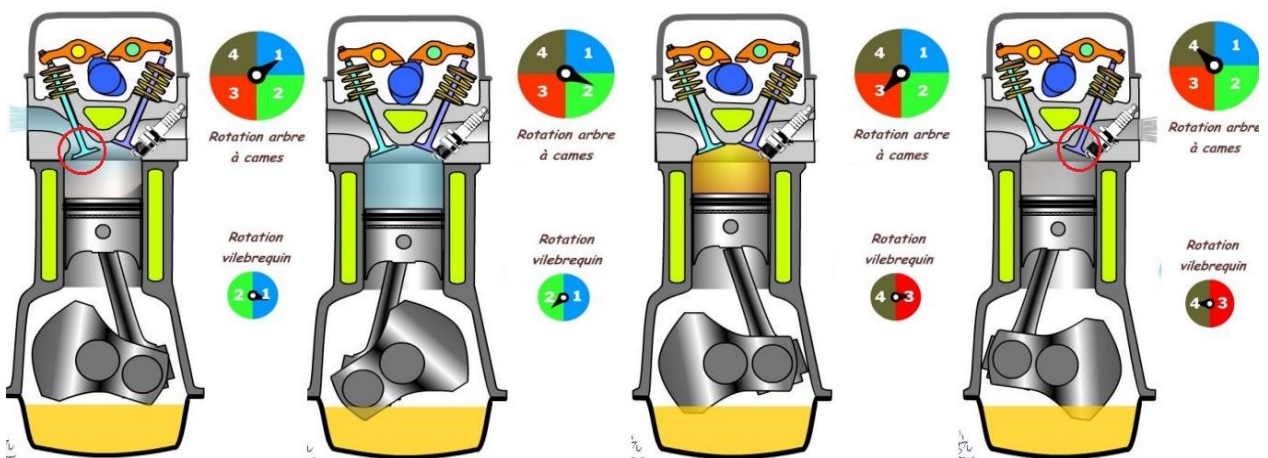
- Moteur poly-cylindrique (2, 3, 4, 5,.....).
- ✓ Selon la disposition des cylindres.
 - Moteur en ligne (vertical, horizontal, incliné),
 - Moteur en V.
 - Moteurs à plat.
 - Moteur en étoile.

I.5. Principe de fonctionnement des moteurs à combustion interne :

I.5.1. Cycle à 4 temps

En 1862, Beau de Rochas proposé d'appliquer de processus thermodynamique d'une masse gazeuse emprisonnée dans un moteur à piston pour transférer l'énergie chimique contenue dans le combustible à une énergie motrice mécanique directement exploitable sur l'arbre moteur. La grande majorité des moteurs à combustion interne fonctionne selon le cycle à 4 temps, qui dure 2 tours de moteur et dont les phases caractéristiques sont les suivantes :

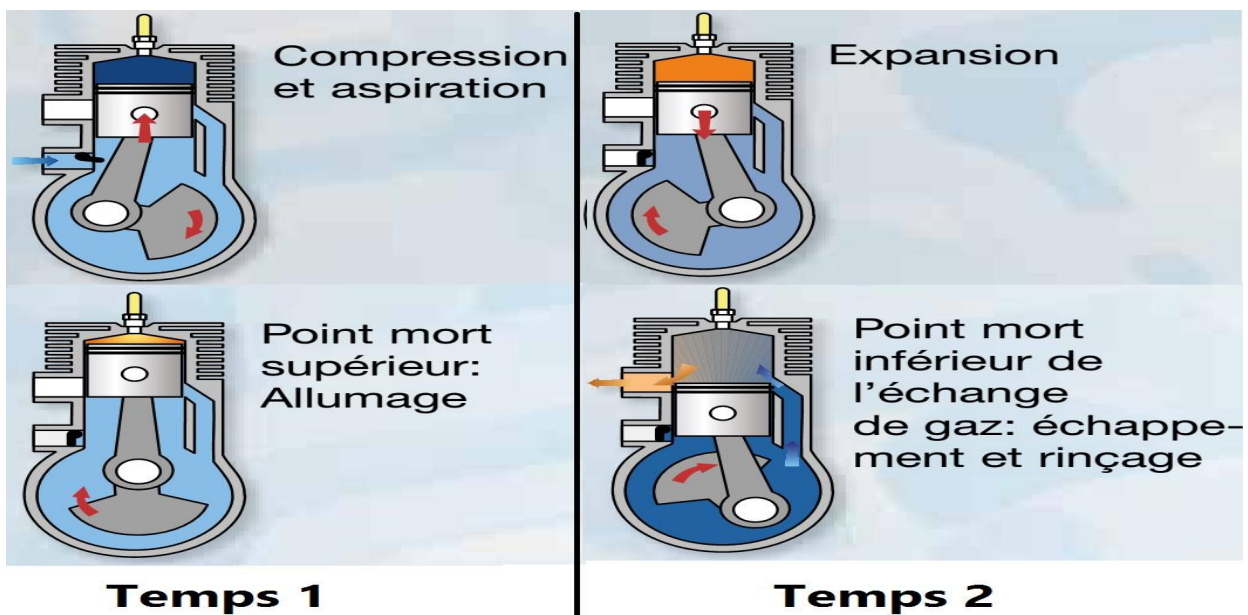
	Temps	Position des soupapes	Déplacement du piston	Déplacement du vilebrequin	Déplacement de l'arbre à came
1	Admission : Le piston engendre une pression inférieure à la pression atmosphérique dans le cylindre. (Temps résistant)	Admission : Ouverte Echappement : Fermée	Du haut (PMH) vers le bas (PMB)	180° soit un demi-tour	90° soit un quart de tour.
2	Compression : Le piston comprime le mélange air/caburant. (Temps résistant)	Admission : Fermée Echappement : Fermée	Du bas (PMB) vers le haut (PMH)	180° soit un demi-tour	90° soit un quart de tour.
3	Combustion (Détente) : Le piston reçoit une forte pression due à la combustion du mélange. (Temps moteur)	Admission : Fermée Echappement : Fermée	Du haut (PMH) vers le bas (PMB)	180° soit un demi-tour	90° soit un quart de tour.
4	Echappement : Le piston refoule les gaz brûlés hors du cylindre. (Temps résistant).	Admission : Fermée. Echappement : Ouverte	Du bas (PMB) vers le haut (PMH)	180° soit un demi-tour	90° soit un quart de tour.



1. Admission 2. Compression 3. Combustion 4. Echappement

I.5.2. Cycle à 2 temps

	Temps	Déplacement du piston	Déplacement du vilebrequin
1	1^{er} temps: compression/aspiration Processus au-dessus du piston: Le mélange précomprimé est comprimé au-dessus du piston. Le mélange comprimé est allumé juste avant d'arriver au point mort supérieur. Processus en dessous du piston: Le canal de débordement est obturé par le mouvement du piston vers le haut. La dépression qui se forme entraîne l'ouverture de la soupape d'admission: le mélange air-carburant est aspiré.	du point mort inférieur au point mort supérieur	180° soit un demi-tour
2	2^{ème} temps: travail/précompression Processus au-dessus du piston: La pression qui se forme a pour effet de pousser le piston vers le bas et ouvre d'abord le canal de sortie puis le canal de débordement. Le mélange précomprimé en dessous du piston refoule les gaz d'échappement qui se sont accumulés en direction de l'extérieur. Processus en dessous du piston: Le mélange aspiré est précomprimé par le mouvement arrière du piston et poussé dans le canal de débordement. La surpression obture la soupape d'admission.	du point mort supérieur au point mort inférieur	180° soit un demi-tour



I.6. Carburants des moteurs à combustion interne

Les carburants sont des substances dont la combustion permet le fonctionnement des moteurs thermiques. L'énergie chimique contenue dans le carburant est donc destinée à être convertie en énergie mécanique. Le carburant est en fait un mélange de nombreuses substances chimiques : plusieurs dizaines d'hydrocarbures et des additifs en faibles proportions introduits pour donner les propriétés particulières au mélange.

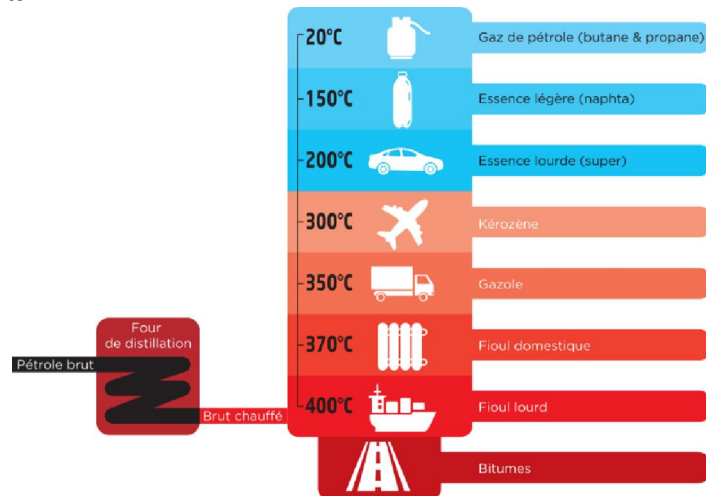
I.6.1. Types du carburant pour les moteurs à combustion interne:

- Liquides (essence, gazole, carburéacteur (kérosène), biocarburants,).
- Gazeux (GPL, GNV, biogaz,...).

I.6.2. Production des carburants par raffinage du pétrole

La principale voie d'obtention des carburants les plus courants est le raffinage du pétrole, qu'est l'ensemble des opérations visant à transformer le pétrole brut extrait du gisement en produits utilisables : combustibles, carburants, produits de base de l'industrie chimique...).

Le schéma suivant donne une vision simplifiée de la chaîne de raffinage pour la production des différents carburants :



I.6.3. Pouvoir calorifique du carburant :

Le principal choix caractéristique des carburants est d'avoir une grande pouvoir calorifique, c'est-à-dire qu'ils peuvent transformer beaucoup d'énergie pour une masse ou un volume réduits. Le pouvoir calorifique massique représente la quantité d'énergie dégagée par unité de masse du carburant lors de la réaction chimique de combustion complète conduisant à la formation de CO_2 et H_2O .

On fait la distinction entre le pouvoir calorifique supérieur (PCS) et le pouvoir calorifique inférieur (PCI) selon que l'eau obtenue par combustion se trouve à l'état liquide ou à l'état gazeux.

Remarque : La seule grandeur véritablement utile en pratique est le PCI, puisque, dans les produits de combustion des moteurs et des brûleurs, l'eau est rejetée sous forme de vapeur.

Produit	PCI _m (MJ · kg ⁻¹)	Masse volumique à 15 °C (kg · L ⁻¹)
GPL	46,0	0,550
Essence	42,7	0,755
Carburéacteur	43,5	0,785
Gazole	42,6	0,840
GNV	45,4	0,187 (2)
GNL	40,3	0,415 (3)
Fuel lourd	41,4	0,950

Tableau I. 1. Valeurs typiques de PCI massique et volumique des carburants liquides et gazeux

CHAPITRE II. LA THERMODYNAMIQUE DES CYCLES MOTEURS:

- II.1. Le cycle de BEAU DE ROCHAS.
- II.2. Le cycle Diesel.
- II.3. Le cycle de Sabathé.
- II.4. Combustion

II.1. Le cycle de Beau de Rochas

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

$$V_1 = V_U + V_0 \text{ et } V_2 = V_0.$$

Rapport des capacités thermiques : $\gamma = \frac{C_p}{C_v} = Cte = 1,4$

1 à 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 ;

Transformation adiabatique :

$$\begin{aligned} P \cdot V^\gamma &= Cte, \\ P_1 V_1^\gamma &= P_2 V_2^\gamma \Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \left(\frac{V_U + V_0}{V_0}\right)^\gamma = \varepsilon^\gamma \\ T \cdot V^{\gamma-1} &= Cte \\ T_1 V_1^{\gamma-1} &= T_2 V_2^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_U + V_0}{V_0}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \end{aligned}$$

C.-à-d. soit

$$\frac{P_2}{P_1} = \varepsilon^\gamma \text{ ou } \frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{\gamma-1}$$

2 à 3 : Combustion à volume constant (explosion). Apport de chaleur par combustion de m_c en présence de l'oxygène de m_a .

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

m_a : Masse de l'air.

m_c : Masse du carburant.

PCI : Pouvoir calorifique du carburant.

3 à 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 :

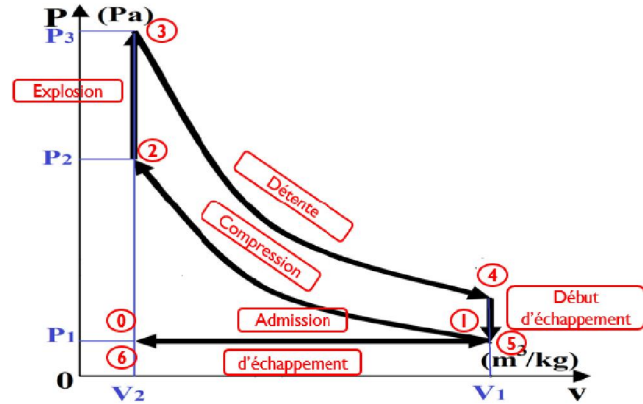
$$\begin{aligned} T \cdot V^{\gamma-1} &= Cte \\ T_4 V_4^{\gamma-1} &= T_3 V_3^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \varepsilon^{\gamma-1} \end{aligned}$$

4 à 1 : Echappement des gaz brûlés à volume constant. 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 .

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

Rendement théorique du cycle de Beau de Rochas

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{W_e}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{(m_a + m_c)C_v(T_4 - T_1)}{(m_a + m_c)C_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \\ \frac{T_2}{T_1} &= \frac{T_3}{T_4} \Rightarrow T_4 = \frac{T_1 T_3}{T_2} \\ \eta_{th} &= 1 - \frac{\frac{T_1 T_3}{T_2} - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 T_3 - T_1 T_2}{T_2 (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_3 - T_2)}{T_2 (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \\ \eta_{th} &= 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \end{aligned}$$



II.2. Le cycle Diesel

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

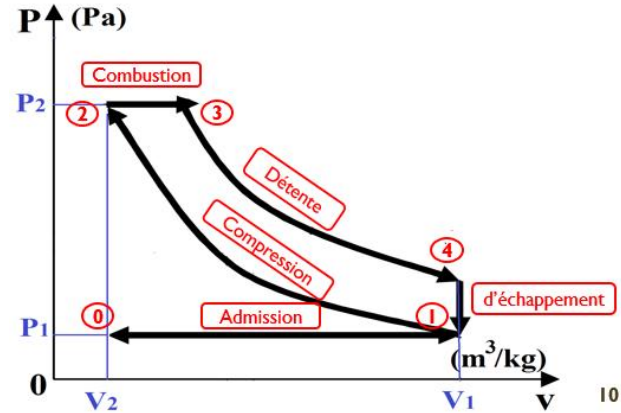
1 à 2 : Compression adiabatique du mélange.

Transformation adiabatique d'un gaz parfait:

$$\begin{aligned} P \cdot V^\gamma &= Cte, \\ \frac{P_2}{P_1} &= \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \left(\frac{V_U + V_0}{V_0}\right)^\gamma = \varepsilon^\gamma \\ T \cdot V^{\gamma-1} &= Cte \\ \frac{T_2}{T_1} &= \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_U + V_0}{V_0}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \end{aligned}$$

C.-à-d. soit

$$\frac{P_2}{P_1} = \varepsilon^\gamma \text{ ou } \frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{\gamma-1}$$



2 à 3 : Combustion à pression constante. Apport de chaleur par combustion de m_c en présence de l'oxygène de m_a .

$$Q_1 = (m_a + m_c)C_p(T_3 - T_2) = m_c \cdot PCI$$

m_a : Masse de l'air.

m_c : Masse du carburant.

PCI : Pouvoir calorifique du carburant.

3 à 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 :

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

4 à 1 : Echappement des gaz brûlés à volume constant. 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 .

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

Rendement théorique du cycle de Diesel

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

Avec l'équation d'état des gaz parfait

$$PV = m \cdot r \cdot T \Rightarrow T = \frac{P \cdot V}{m \cdot r} \Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{P_4 \cdot V_4 - P_1 \cdot V_1}{P_3 \cdot V_3 - P_2 \cdot V_2}$$

Avec : $P_2 = P_3$ (transformation isobare), $V_4 = V_1$ (transformation isochore).

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

Or, on sait que :

$$\begin{aligned} \frac{P_4}{P_2} &= \frac{P_4}{P_3} = \frac{1}{\varepsilon'^\gamma} \\ \frac{P_1}{P_2} &= \frac{1}{\varepsilon^\gamma} \\ \frac{V_3}{V_1} &= \frac{V_3}{V_4} = \frac{1}{\varepsilon'} \\ \frac{V_2}{V_1} &= \frac{1}{\varepsilon} \end{aligned}$$

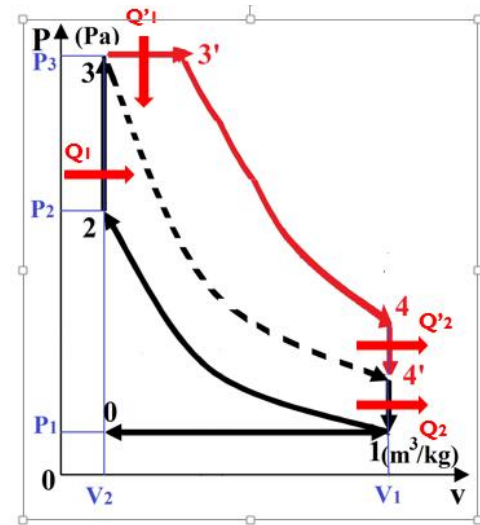
$$\Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \left[\frac{\left(\frac{1}{\varepsilon'}\right)^\gamma - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^\gamma}{\frac{1}{\varepsilon'} - \frac{1}{\varepsilon}} \right] = 1 - \frac{1}{\gamma} \left[\frac{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^\gamma \left(\left(\frac{1}{\varepsilon'}\right)^\gamma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

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}, \varepsilon' = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_3} \Rightarrow \frac{\varepsilon}{\varepsilon'} = \frac{V_1}{V_2} \cdot \frac{V_3}{V_1} = \frac{V_3}{V_2} = \delta$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{1}{\varepsilon'^{\gamma-1}} \cdot \left(\frac{\delta^\gamma - 1}{\delta - 1} \right)$$

II.3. Le cycle de Sabathé

$$\eta_{th} = \frac{W_e}{(Q_1 + Q'_1)} = \frac{(Q_1 + Q'_1) - (Q_2 + Q'_2)}{(Q_1 + Q'_1)} = \frac{Q_1 \eta_{th1} + Q'_1 \eta_{th2}}{(Q_1 + Q'_1)}$$

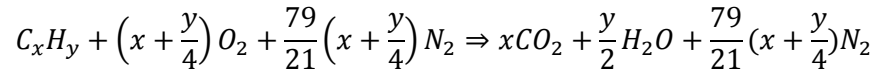


II.4. La combustion

Dans la plupart des cycles moteurs, les quantités de chaleur nécessaires au fonctionnement du cycle sont obtenues par combustion de carburant soit essence, gazole, GPL, etc., Cet partie de ce chapitre est consacré à l'analyse thermochimie de la combustion.

II.4.1. Equation chimique de la combustion

La réaction chimique de la combustion d'un hydrocarbure avec l'air est :



On admet pour l'air la composition en volume de 20,9 % d'O₂ et 79,1 % de N₂ (l'argon, dont la teneur volumique dans l'air est 0,93 %, et les autres constituants présents à l'état de traces sont assimilés à l'azote).

II.4.2. Rapport stœchiométrique (air théorique)

On appelle stœchiométrie la composition du mélange air-carburant requise pour obtenir une combustion complète, selon l'équation précédente. Le **rapport stœchiométrique r** est le quotient des masses respectives m_a et m_c d'air et de carburant mises en présence dans les conditions stœchiométriques :

$$r = \left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}$$

r est généralement compris entre 13 et 15 pour les hydrocarbures, plus précisément entre 14 et 14,5 pour les carburants liquides classiques. Il augmente avec le rapport N_H/N_C, de 11,49 pour le carbone pur jusqu'à 34,46 pour l'hydrogène. La présence d'oxygène dans le carburant tend évidemment à diminuer le rapport stœchiométrique ; celui-ci est, par exemple, de 6,46 pour le méthanol CH₃OH au lieu de 17,23 pour le méthane CH₄.

II.4.3. Expression et calcul de la richesse

Dans les moteurs à combustion interne, les conditions de combustion ne sont pas nécessairement celles correspondant à la stœchiométrie et se caractérisent soit par un excès, soit par un défaut de carburant par rapport à l'oxygène. La composition du milieu réactionnel s'exprime alors par la richesse Φ, définie par la relation :

$$\Phi = \frac{\left(\frac{m_c}{m_a}\right)_{re}}{\left(\frac{m_c}{m_a}\right)_{st}}$$

Avec $\left(\frac{m_c}{m_a}\right)_{re}$ rapport des masses respectives de carburant et d'air effectivement utilisées.

La richesse s'écrit également:

$$\Phi = \left(\frac{m_{ast}}{m_{are}}\right)$$

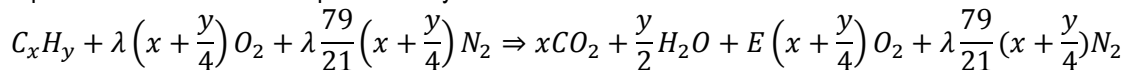
Avec m_{ast} masse d'air théorique (stœchiométrie).

m_{are} masse d'air utilisé.

La coutume conduit à caractériser la composition du mélange réactionnel par le coefficient d'excès d'air qui est l'inverse de la richesse :

$$\lambda = \frac{1}{\Phi}$$

L'équation de combustion complète d'un hydrocarbure avec excès d'air devient



Avec $E = 1 - \lambda$

CHAPITRE III. CYCLE REEL D'UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

- III.1. Diagramme réel d'un MCI.
- III.2. Les paramètres indiqués.
- III.3. Les paramètres effectifs.
- III.4. Le rendement de la combustion
- III.5. Le rapport air/fuel, fuel/air
- III.6. Le rendement volumétrique

III.1. Diagramme réel d'un MCI.

La première réalisation pratique d'un moteur à piston a été réussie par Otto chez Deutz à Cologne en 1876. Sur ce moteur, l'évolution de la pression relevée ne correspondait pas exactement au cycle théorique et le rendement en était très inférieur. En pratique, le diagramme réel est notamment différent du diagramme théorique du fait des hypothèses citées au-dessus :

- ✓ La composition chimique et la quantité du fluide-moteur sont toujours variées par suite de la combustion au cours du cycle.
- ✓ Les caractéristiques du fluide-moteur (chaleur spécifique, etc.) du fluide-moteur comptées constantes dans le cycle thermodynamique varient avec la température dans le cycle réel.
- ✓ Le fonctionnement du moteur nécessite l'évacuation des produits de combustion et l'introduction périodique, au début de chaque cycle, de la charge fraîche. Le remplissage du cylindre du moteur dépend considérablement de son nettoyage,
- ✓ À l'admission, la pression est inférieure à l'atmosphérique (dans le cas d'un moteur non suralimenté) du fait de l'aspiration du piston et de l'inertie du gaz non nulle.
- ✓ Compression et détente: la compression n'est pas adiabatique. Du fait de la communication de la chaleur aux parois, la pression des gaz s'élève moins vite que dans la loi adiabatique. À la compression, la pression finale est inférieure à la théorique du fait du remplissage moindre et des échanges de chaleur entre le fluide-moteur et les parois du cylindre.
- ✓ Combustion: la combustion du mélange air/essence n'est pas instantanée au PMH donc non isochore, et ni isobare.
- ✓ Echappement: la pression des gaz est toujours supérieure à la pression atmosphérique.

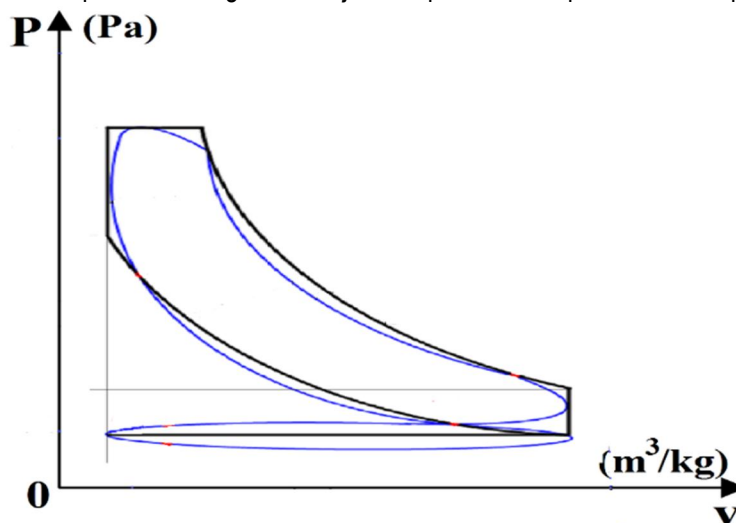


Figure III.1. Cycle réel (en blue) représenté sur un diagramme (P – v)

III.2. Les paramètres indiqués.

Les paramètres indiqués caractérisent l'organisation réelle du cycle considéré. Ils tiennent compte seulement des pertes de chaleur ayant lieu dans le cycle réel, et n'y avait pas de pertes mécaniques dues aux frottements et à l'entraînement des accessoires. Ces pertes sont dues :

- ✓ À la transmission de chaleur à travers les parois.
- ✓ À une combustion incomplète même dans les zones riches.
- ✓ Aux fuites du fluide-moteur.
- ✓ À la dissociation des molécules de CO_2 à haute température en absorbant de la chaleur.

Une partie du travail indiqué effectué par les gaz est perdue sous forme de différentes pertes mécaniques. Ces pertes comportent le travail dépensé pour vaincre les frottements, le travail dépensé pour entraîner les mécanismes auxiliaires (pompe à eau, pompe à huile, ventilateur, générateur, etc.) et le travail perdu à l'échange gazeux dans les phases des transvasements (admission et échappement).

Les frottements, notamment entre piston et cylindre constituent la majeure partie de toutes les pertes mécaniques (jusqu'à 70%).

Pour passer des paramètres indiqués aux paramètres effectifs du moteur il faut tenir compte de la partie du travail indiqué perdue pour récompenser les pertes mécaniques. Ces pertes sont évaluées par un paramètre que l'on appelle rendement mécanique η_m . Comme η_m est toujours inférieur à un, les paramètres effectifs sont toujours inférieurs à ceux indiqués (sauf la consommation spécifique effective est supérieure de celle indiquée). D'après la définition, tout paramètre effectif peut être déterminé en fonction du paramètre indiqué correspondant.

Nous allons définir dans cette section quelques grandeurs essentielles à l'évaluation des performances d'un moteur à combustion interne, les plus importantes sont les suivantes :

- Travail par cycle
- Puissance
- Pression moyenne
- Couple
- Consommation spécifique
- Rendement.

Les principaux paramètres indiqués caractérisant le fonctionnement du moteur sont :

a. Le taux de remplissage ϵ_R

La masse admise par cycle $m_{cycle} = \epsilon_R \rho (V_1 - V_2)$ (kg)

Où ρ est la masse volumique air + carburant à l'admission et $V_1 - V_2$ est la cylindrée unitaire.

b. Le travail indiqué W_i

C'est le travail fourni par le gaz au cours d'un cycle.

le travail indiqué par cycle $W_i = \int_{cycle} -PdV = \text{Aire (Cycle)} \text{ (J)}$

c. Le rendement indiqué η_i

$$\eta_i = \frac{W_i}{W_{theo}} = \frac{\text{Aire (Cycle réel)}}{\text{Aire (Cycle théorique)}}$$

Le travail du cycle théorique $W_{theo} = m_{cycle} \cdot W_{utile}$

Le rendement indiqué est compris entre 0,75 et 0,85

d. La puissance indiquée P_i

La puissance indiquée est le travail effectuée pendant une seconde. En tenant compte de la vitesse de rotation du vilebrequin et le nombre des cylindres du moteur, la puissance indiquée (en W) pourrait être calculée comme suit $P_i = W_i \cdot X$ (W)

Avec X : est le nombre de cycle par seconde

$$X = \frac{2Nn}{60 \times 4 \text{ temps}}$$

n: le nombre de cylindre, et N la vitesse de rotation du moteur (tr/min).

e. La pression moyenne indiquée P_{mi}

Par définition, la pression moyenne indiquée est le rapport entre le travail indiqué et la cylindrée du moteur. Alors, en inversant le signe du travail indiqué (puisque'il s'agit du travail moteur) et en le divisant par le volume de cylindrée, on obtient la pression moyenne indiquée comme suit :

$$P_{mi} = W_i / V_u \text{ (Pa)}$$

Avec V_u est le volume engendré par piston (cylindrée unitaire).

f. Le couple moteur indiqué C_i

Par définition, le couple moteur indiqué (en N.m) pourrait être calculé à partir de la puissance indiquée définie par:

$$C_i = P_i / \omega$$

Avec ω est la vitesse angulaire de rotation de l'arbre moteur $\omega = 2\pi N / 60$. (rad/s)

g. La consommation spécifique indiquée C_{si}

Par définition, la consommation spécifique indiquée (g/kWh) est la quantité du carburant nécessaire à dépenser pour obtenir une puissance indiquée d'un kW pendant une heure.

$$C_{si} = \frac{\dot{m}_{comb} \times 3600}{P_i} \text{ (g/kWh)}$$

III.3. Les paramètres effectifs

a. Le travail effectif par cycle

Pour prendre en compte les pertes mécaniques, on introduit un rendement mécanique η_m . Donc le travail effectif par cycle : $W_{eff} = W_i \times \eta_m$

η_m est le rendement mécanique = W_{eff} / W_i

b. Le rendement effectif

$$\eta_{eff} = \eta_{th} \times \eta_m \times \eta_i$$

η_{th} est le rendement thermique = W_{utile} / Q_{comb}

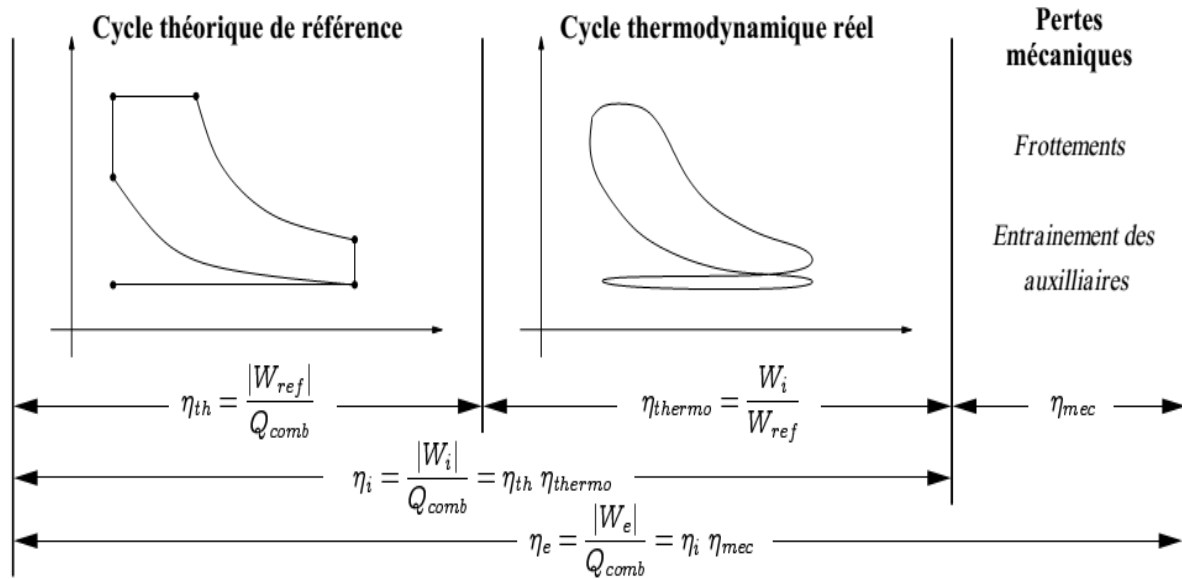
η_i est le rendement indiqué = W_i / W_{theo}

D'où $\eta_{eff} = P_{eff} / P_{comb}$ (rapport de puissance effective sur puissance de combustion)

$$P_{comb} = \text{débit de combustible} \times P_{ci} \times \eta_{comb}$$

Le rendement effectif d'un moteur essence ~25 %.

Le rendement effectif d'un moteur Diesel ~35 %



c. La puissance effective

$$P_{eff} = W_{eff} \times X$$

X est le nombre de cycle par seconde

$$X = \frac{2Nn}{60 \times 4 \text{ temps}}$$

n: le nombre de cylindre, et N la vitesse de rotation du moteur (tr/min).

d. Le couple moteur effectif C_{eff}

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

Avec ω est la vitesse angulaire de rotation de l'arbre moteur $\omega = \frac{2\pi N}{60}$ (rad/s).

Remarque : le couple moteur Diésel > couple moteur essence.

e. La pression moyenne effective P_{me}

Est la pression constante qu'il faudrait appliquer au piston pendant un cycle pour obtenir le même travail effectif. C'est l'énergie mécanique (travail) par litre de cylindrée.

$$P_{me \text{ eff}} = \frac{W_{eff}}{V_u}$$

Avec V_u est le volume engendré par piston (cylindrée unitaire).

La P_{me} sert à exprimer le niveau de charge du moteur ; elle est inférieure à 2 bars à faible charge et varie de 8 à 12 bars à pleine admission en aspiration naturelle. La suralimentation peut accroître considérablement ce maximum (plus de 40 bars en F1). Ordre de grandeur pour la pression moyenne effective :

Petits moteurs Diésel : 7 bars

Moteurs essence : 8 à 12 bars

Moteurs Diésel suralimentés : 12 à 18 bars

Moteurs Diésel industriels suralimentés : 15 à 25 bars

f. La consommation spécifique effective C_{eff}

$$C_{seff} = \frac{\dot{m}_{comb} \times 3600}{P_{eff}} = \frac{3600}{\eta_{eff} \cdot P_i} \text{ (g/kWh)}$$

III.4. Le rendement de la combustion

En réalité, la combustion réelle dans un moteur ne libère pas autant d'énergie, car une partie des réactions physico-chimiques de la combustion n'a pas le temps d'avoir lieu dans le cylindre ou ne peut avoir lieu par insuffisance locale d'oxygène.

Le rapport entre l'énergie libérée réellement par la combustion dans le cylindre Q_r et l'énergie théoriquement contenue dans le carburant est l'expression du rendement de combustion :

$$\eta_{cmb} = \frac{Q_1}{m_f \times PCI}$$

Q_1 L'énergie réellement dégagée par la combustion (kJ).

PCI Le pouvoir calorifique inférieur du carburant (kJ/kg)

m_f Masse du carburant (kg).

III.5. Le rapport air/fuel, fuel/air

$$A/F = \frac{m_a}{m_f}, \quad F/A = \frac{m_f}{m_a}$$

m_f Masse du carburant (kg).

m_c Masse de l'air (kg).

III.6. Le rendement volumétrique

$$\eta_{vol} = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{air,i} V_u N}$$

$\rho_{air,i}$ Masse volumique de l'air à l'entrée du moteur [kg/m³]

V_u Cylindrée unitaire [m³]

N Vitesse de rotation [tr/min].