

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



MOTEURS A COMBUSTION INTERNE

Support de Cours

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

Présenté par :

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

A.U 2019/2020

بسم الله الرحمن الرحيم

Au nom d'Allah, le Tout Miséricordieux, le Très Miséricordieux.
In the name of Allah, the Most Gracious, and the Most Merciful

PREAMBULE

Ce polycopié de cours « Moteurs à combustion interne » est un support pédagogique pour les étudiants de troisième année licence en Génie Mécanique (Energétique et Construction Mécanique), ainsi pour les étudiants d'autres spécialités telles que l'électromécanique, et à ceux qui souhaitent acquérir les notions de base des moteurs à combustion interne. Il est élaboré selon le programme présenté par le Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique dans le canevas des offres de formation (2018-2019).

L'enseignement prodigué a pour objectif principal d'initier les étudiants à connaître le fonctionnement des différents types de moteurs à combustion interne tant sur le plan thermodynamique, que sur le plan mécanique. Le polycopié se focalise sur le principe de fonctionnement des moteurs à combustion interne, leurs architectures, l'étude thermodynamique des cycles théoriques, et la différence entre eux et les cycles réels, ainsi que la dynamique des moteurs, et comment mesurer leurs performances. Le cours est enrichi par quelques exemples accompagnés de corrections détaillées.

Le polycopié couvre la majorité du programme imposé par le ministère, et est divisé en cinq chapitres :

- ✓ Chapitre I. Généralités sur les moteurs à combustion interne ;
- ✓ Chapitre II. Thermodynamique des cycles moteurs ;
- ✓ Chapitre III. Cycle réel d'un moteur à combustion interne ;
- ✓ Chapitre IV. Dynamique des moteurs alternatifs ;
- ✓ Chapitre V. Performances et caractéristiques des moteurs alternatifs ;

Enfin, j'espère que ce document sera d'une grande utilité pour les étudiants afin de mieux appréhender les notions de base nécessaires aux études de moteurs à combustion interne.

SOMMAIRE

Chapitre I. Généralités sur les moteurs à combustion interne	
I.1. Introduction	1
I.2. Classification des moteurs thermiques	1
I.2.1. Moteurs à combustion interne (MCI)	1
I.2.2. Moteurs à combustion externe (MCE)	2
I.3. Constitution d'un moteur	3
I.4. Dimensions caractéristiques du moteur	8
I.4.1. Alésage	8
I.4.2. Course	8
I.4.3. Cylindrée unitaire	8
I.4.4. Cylindrée totale	8
I.4.5. Volume mort (Chambre de combustion)	8
I.4.6. Taux volumétrique de compression	8
I.5. Classification des moteurs à combustion interne	9
I.6. Principe de fonctionnement des moteurs à combustion interne	10
I.6.1. Cycle à 4 temps	10
I.6.2. Cycle à 2 temps	11
I.7. Comburant pour les moteurs à combustion interne	13
I.8. Carburants des moteurs à combustion interne	13
I.8.1. Types de carburant pour les moteurs à combustion interne	13
I.8.2. Production des carburants par raffinage du pétrole	13
I.8.3. Caractéristiques principales des combustibles	14
 Chapitre II. Thermodynamique des cycles moteurs	
II.1. Introduction	17
II.2. Rappel thermodynamique	17
II.2.1. Système thermodynamique	17
II.2.2. Transformations thermodynamiques	18
II.2.3. Réservoir thermique et moteur thermique	18
II.2.4. Cycle thermodynamique	19
II.2.5. Equation d'état d'un gaz parfait	19
II.2.6. Forme mathématique générale du premier principe de la thermodynamique	19
II.2.7. Rendement thermique	20
II.3. Hypothèses pour l'analyse des cycles théoriques	20
II.4. Cycle de Beau de Rochas	21
II.5. Cycle Diesel	25
II.6. Cycle de Sabathé	30
II.7. Comparaisons entre les trois cycles théoriques (bilan énergétique)	34
II.8. Combustion	35
II.8.1. Equation chimique de la combustion	35
II.8.2. Rapport stœchiométrique	35
II.8.3. Expression et calcul de la richesse	36

Chapitre III. Cycle réel d'un moteur à combustion interne	
III.1. Introduction	38
III.2. Différence entre les cycles théoriques et réels	38
III.3. Différents temps du cycle réel	39
III.3.1. Admission (1 ^{er} temps)	39
III.3.2. Compression –Combustion (2 ^{eme} temps)	40
III.3.3. Détente (3 ^{eme} temps)	42
III.3.4. Echappement (4 ^{eme} temps)	42
III.4. Paramètres indiqués et effectifs	43
III.4.1. Travaux indiqué et effectif	44
III.4.2. Puissances indiquée et effective	44
III.4.3. Couples moteur indiqué et effectif	45
III.4.4. Pressions moyennes indiquée et effective	46
III.4.5. Consommations spécifiques indiquée et effective	46
III.4.6. Rendements	46
III.4.7. Autres paramètres	50
III.5. Alimentation en carburant pour les moteurs à essence	53
III.5.1. Généralités	53
III.5.2. Système à carburateur	53
III.5.3. Système d'injection	54
III.6. Système d'allumage pour les moteurs à essence	56
 Chapitre IV. Dynamique des moteurs alternatifs	
IV.1. Introduction	58
IV.2. Système bielle manivelle	58
IV.2.1. Etude cinématique	58
IV.2.2. Etude dynamique	63
IV.3. Système de distribution	66
IV.3.1. Réalisation de l'épure de distribution	67
IV.3.2. Processus d'admission et d'échappement avec les soupapes	68
IV.4. Equilibrage	72
 Chapitre V. Performances et caractéristiques des moteurs alternatifs	
V.1. Introduction	73
V.2. Paramètres de performances	73
V.2.1. Dynamomètres	74
V.2.2. Débit de la consommation du carburant	75
V.2.3. Débit d'air d'admission	76
V.2.4. Angle de vilebrequin	77
V.2.5. Vitesse de rotation (régime du moteur)	77
V.2.6. Températures de l'air d'admission et du liquide de refroidissement	78
V.3. Normalisation	78
V.4. Caractéristiques	78

V.4.1. Courbes caractéristiques d'un MCI	78
V.4.2. Performances à pleine charge et à charge partielles	80
Références bibliographiques	82
Annexe. Tableau d'air idéal A-17	84

CHAPITRE I.

GENERALITES SUR LES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE



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) comme présenté dans la Figure I.1.

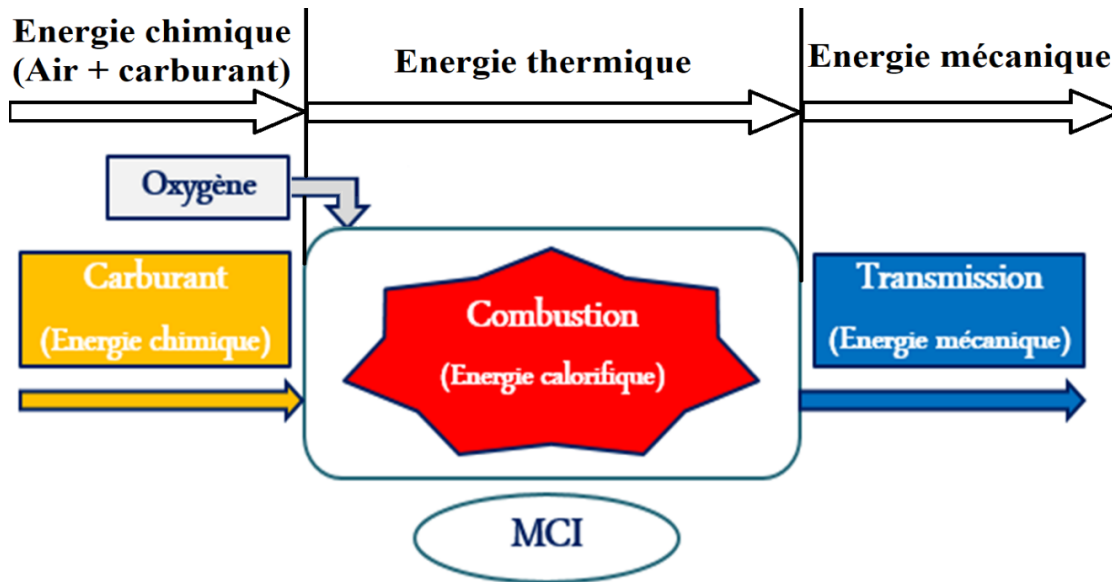


Figure I.1. Transformation de l'énergie d'un moteur à combustion interne.

I.2. Classification des moteurs thermiques

On distingue deux principaux types des moteurs thermiques :

I.2.1. 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. Il existe deux grands types de moteurs à combustion interne :

A. Moteurs fournissant un couple sur un arbre (ou à combustion cyclique)

- ✓ 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. Moteurs à réaction (ou à combustion continue)

Tels que les turboréacteurs, les statoréacteurs, les pulsoréacteurs, et les moteurs-fusées.

I.2.2. Moteurs à combustion externe (MCE)

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

Le schéma de la Figure I.2 présente la classification des moteurs thermiques.

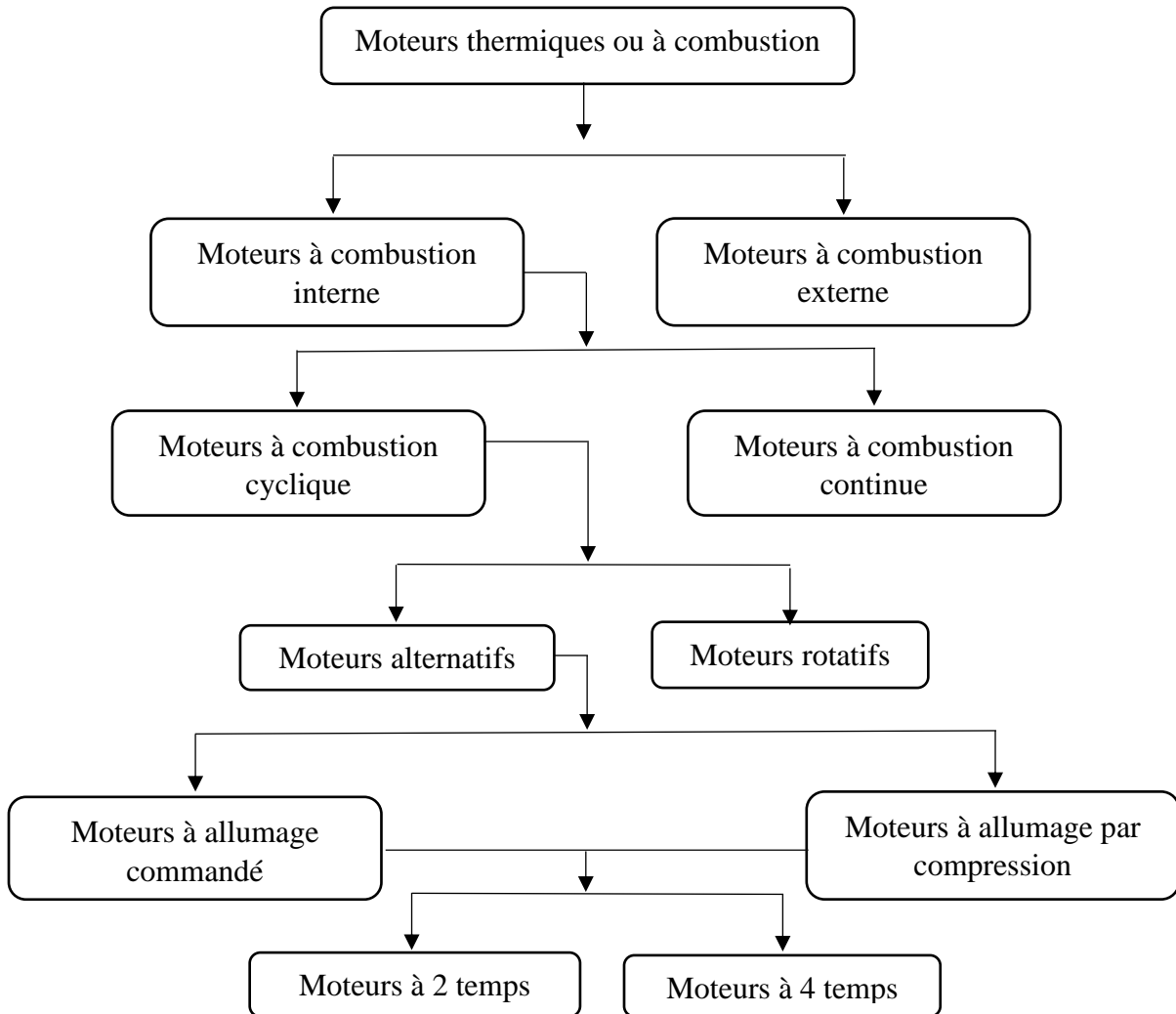


Figure I.2. Classification des moteurs thermiques.



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).

Par conséquent, la notion « moteur à combustion interne » dans ce cours se réfère à ces deux familles de moteurs. Dans les moteurs à allumage commandé, un mélange convenable air-essence obtenu à l'aide d'un carburateur/système d'injection, 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.

I.3. Constitution d'un moteur

Les sous-ensembles d'une automobile sont :


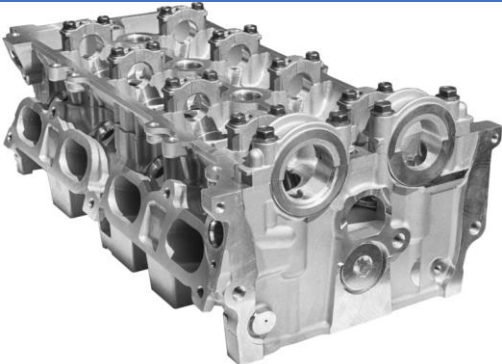


- ✓ La motorisation qui comprend le moteur à combustion interne.
- ✓ Le système d'alimentation en air et en carburant.
- ✓ Le système d'allumage (pour le moteur à allumage commandé).
- ✓ Le système de transmission.
- ✓ Le système de freinage.
- ✓ Le système de suspension.
- ✓ Le système de direction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

Dans ce cours, nous nous sommes intéressés à 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), ou par la haute pression à l'intérieur des cylindres (moteur diesel). En générale, le moteur comporte trois parties d'organes principales (Tableau I.1) :

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



Tableau I.1. Principaux organes d'un MCI.

✓ Organe	Rôle	Photo de l'organe ou le système
Organes fixes		
Bloc-moteur	C'est "le châssis" du moteur: il comporte les cylindres. Il sert de support à tous les organes du moteur tels que ; le piston, le vilebrequin, ...etc.	
Culasse	C'est la pièce assurant la fermeture et regroupant certaines fonctions d'un moteur à pistons alternatifs. Elle ferme le haut des cylindres	
Carter	C'est une enveloppe protégeant les organes mécaniques, souvent fermée de façon étanche, et contenant le lubrifiant nécessaire à leurs fonctionnements.	
Joint culasse	Il assure l'étanchéité entre la culasse et le bloc-moteur (gaz et liquide).	



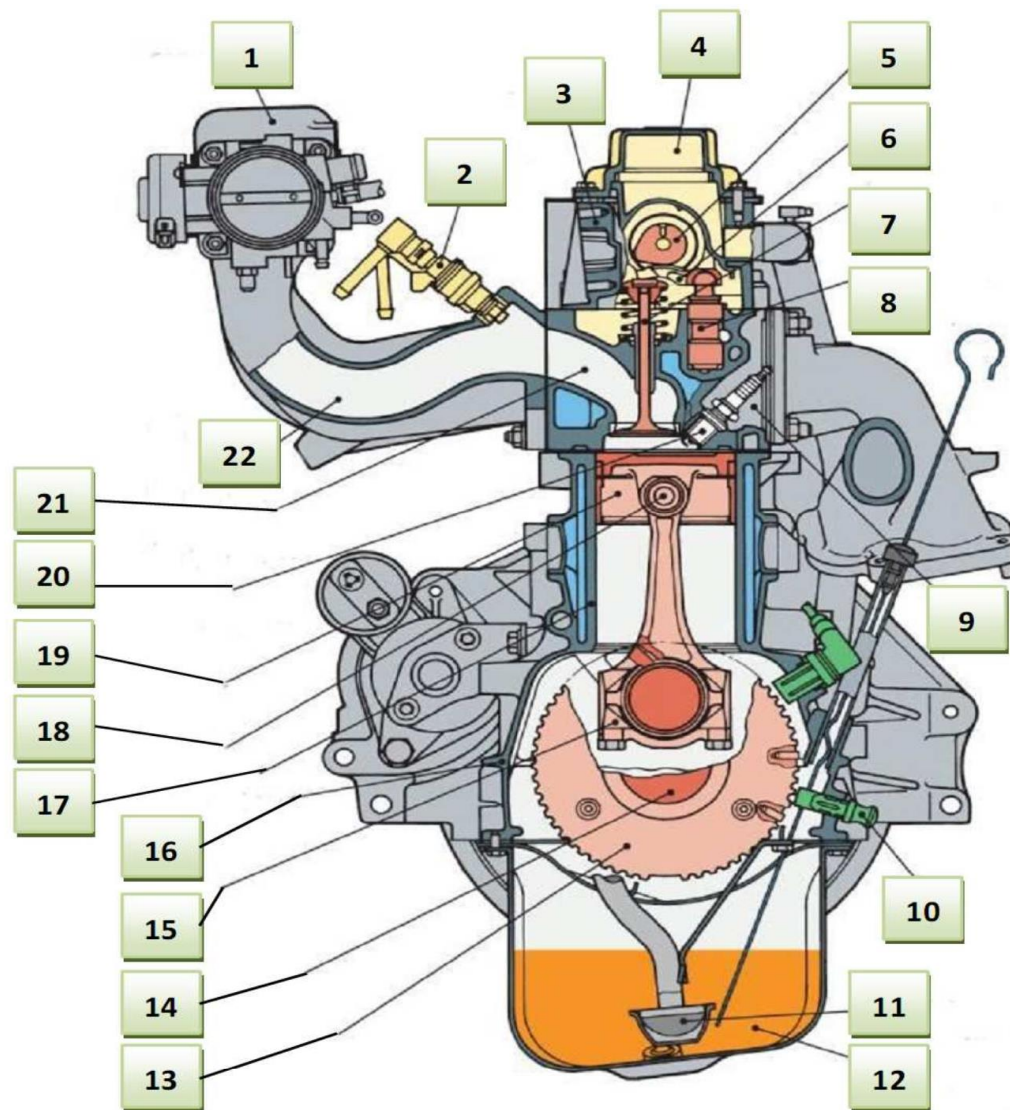
Organe	Rôle	Photo de l'organe ou le système
Organes mobiles		
Piston	Il comprime les gaz frais grâce à la force de la bielle, et transforme la pression des gaz brûlés en une force mécanique qui permet au moteur de fournir le travail.	
Vilebrequin	C'est un dispositif mécanique qui assure la transmission de l'énergie de combustion du carburant dans les cylindres, en énergie mécanique disponible sur l'arbre moteur.	
Volant moteur	Il régularise le mouvement de rotation.	
Bielle	Elle assure la liaison entre le piston et le vilebrequin.	
Distribution	Elle gère l'ouverture et la fermeture des soupapes (valves), donc l'entrée et la sortie du mélange (air/carburant). La distribution est composée d'un arbre à cames entraîné par le vilebrequin, et des soupapes actionnées à l'ouverture par une came.	



Organe	Rôle	Photo de l'organe ou le système
Annexes		
Système d'allumage (moteur à allumage commandé)	Il provoque la combustion de mélange admis par une étincelle.	
Système d'alimentation de carburant	Il assure le stockage, l'approvisionnement et la préparation de mélange air/carburant.	
Système de graissage	Il assure la lubrification des pièces en mouvement, et participe au refroidissement du moteur.	
Système de refroidissement	Il évacue dans l'atmosphère, l'énergie thermique non transformée en énergie mécanique.	
Collecteurs	Ils permettent l'entrée et la sortie de mélange frais et les gaz brûlés, à l'admission et l'échappement respectivement.	
Auxiliaires électriques	Ils permettent le démarrage du moteur et la recharge de la batterie.	



Un aperçu global des principaux composants du moteur à combustion interne, y compris les organes mobiles et fixes ainsi que les annexes est donné dans la Figure I.3.



Repère	Organe	Repère	Organe	Repère	Organe
1	Boitier papillon	9	Chapelle échappement et collecteur	17	Chemise
2	Injecteur	10	Capteur de régime	18	Axe de piston
3	Culasse	11	Tamis à huile	19	Piston
4	Couvre culasse	12	Carter	20	Bougie d'allumage
5	Arbre à cames	13	Volant moteur	21	Chapelle d'admission
6	Levier oscillant	14	Vilebrequin	22	Collecteur d'admission
7	Soupape	15	Bielle		
8	Poussoir hydraulique	16	Bloc moteur		

Figure I.3. Architecture générale d'un MCI (Moteur à allumage commandé).



I.4. Dimensions caractéristiques du moteur

Un moteur à combustion interne se caractérise par ses dimensions caractéristiques telles que l'alésage, la course, et la cylindrée qui sont présentés dans la Figure I.4, et définis dans les sous-sections suivantes.

I.4.1. Alésage (D)

Qui présente le diamètre de cylindre [m].

I.4.2. Course (C)

Qui définit la distance parcourue par le piston [m] entre le Point Mort Haut (PMH) et le Point Mort Bas (PMB).

Remarque: c'est la géométrie du vilebrequin (rayon de manivelle) qui définit la course :

$$C = R \times 2 \quad (\text{I. 1})$$

I.4.3. Cylindrée unitaire (V_U)

C'est le volume défini entre le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB), ou le volume balayé par le piston [m³] lors de la course C.

$$V_U = \frac{\pi \times D^2}{4} \times C \quad (\text{I. 2})$$

I.4.4. Cylindrée totale (V_{tot})

Lorsqu'il y a plusieurs cylindres, la cylindrée totale du moteur (volume total [m³]) est le produit de la cylindrée unitaire par le nombre de cylindres (n).

$$V_{tot} = V_U \times n \quad (\text{I. 3})$$

I.4.5. Volume mort ou chambre de combustion (V_0)

Le volume emprisonné entre la tête du piston en fin de course (PMH) et la culasse.

I.4.6. Taux volumétrique de compression (ε)

Le rapport entre le volume total et le volume mort.

$$\varepsilon = \frac{V_U + V_0}{V_0} \quad (\text{I. 4})$$

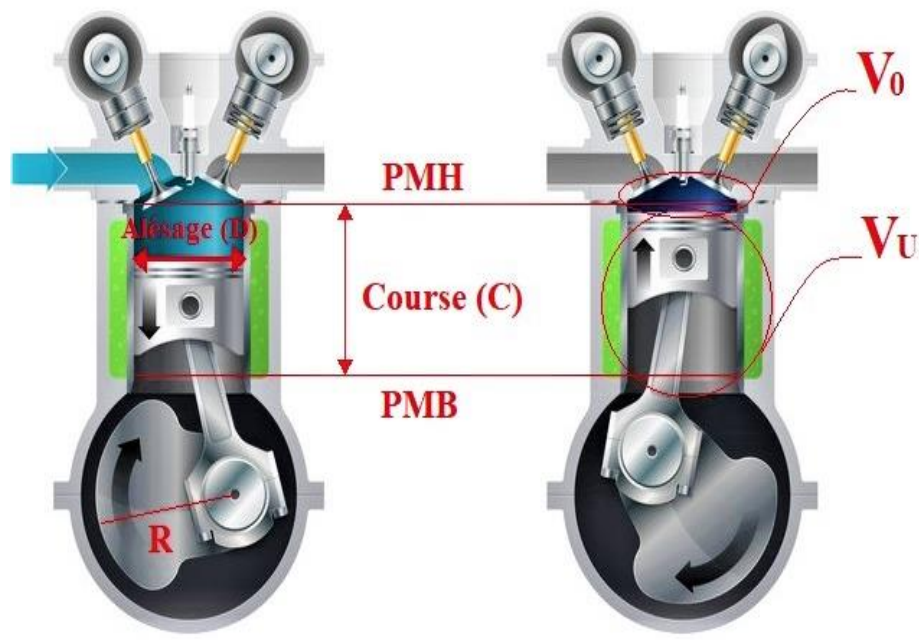


Figure I.4. Dimensions caractéristiques d'un MCI.

I.5. Classification des moteurs à combustion interne

La classification des moteurs à combustion interne peut être réalisée selon :

- ✓ Les cycles théoriques réalisés :
 - Moteur à 2 temps.
 - Moteur à 4 temps.
- ✓ La vitesse de rotation :
 - Moteurs rapides (moteur d'une voiture ou d'un camion).
 - Moteurs semi-rapides (moteur industriel).
 - Moteurs lents (moteur marinier).
- ✓ Le type de combustible :
 - Liquides (ex : essence, gazole,...).
 - Gazeuse (ex : GPL, GNL, ...).
- ✓ Le procédé de préparation du mélange :
 - Injection directe (mélange interne, moteur diesel).
 - Mélange extérieur (moteur à carburateur).
- ✓ Le mode d'allumage :



- Allumage commandé (bougie- moteur essence).
- Allumage par compression (moteur Diesel).
- ✓ Le mode d'admission d'air :
 - Admission naturelle.
 - Admission suralimentée (ex : par turbocompresseur).
- ✓ Le type de refroidissement :
 - À air.
 - À liquide.
- ✓ Le taux de compression :
 - Taux élevé (moteur Diesel (6-18)).
 - Taux faible (moteur essence (4-11)).
- ✓ Le nombre de cylindre :
 - Moteur monocylindre.
 - Moteur poly-cylindrique (2, 3, 4, 5,.....).
- ✓ La disposition des cylindres :
 - Moteur en ligne (vertical, horizontal, incliné).
 - Moteur en V.
 - Moteurs à plat.
 - Moteur en étoile.

I.6. Principe de fonctionnement des moteurs à combustion interne

I.6.1. Cycle à 4 temps

En 1862, Beau de Rochas a proposé d'appliquer le 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 résumées dans la Figure I.5 et le Tableau I.2.



Tableau I.2. Principe de fonctionnement d'un MCI à 4 temps.

Temps		Position des soupapes	Déplacement du piston	Déplacement du vilebrequin	Déplacement de l'arbre à cames
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/carburant. (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.

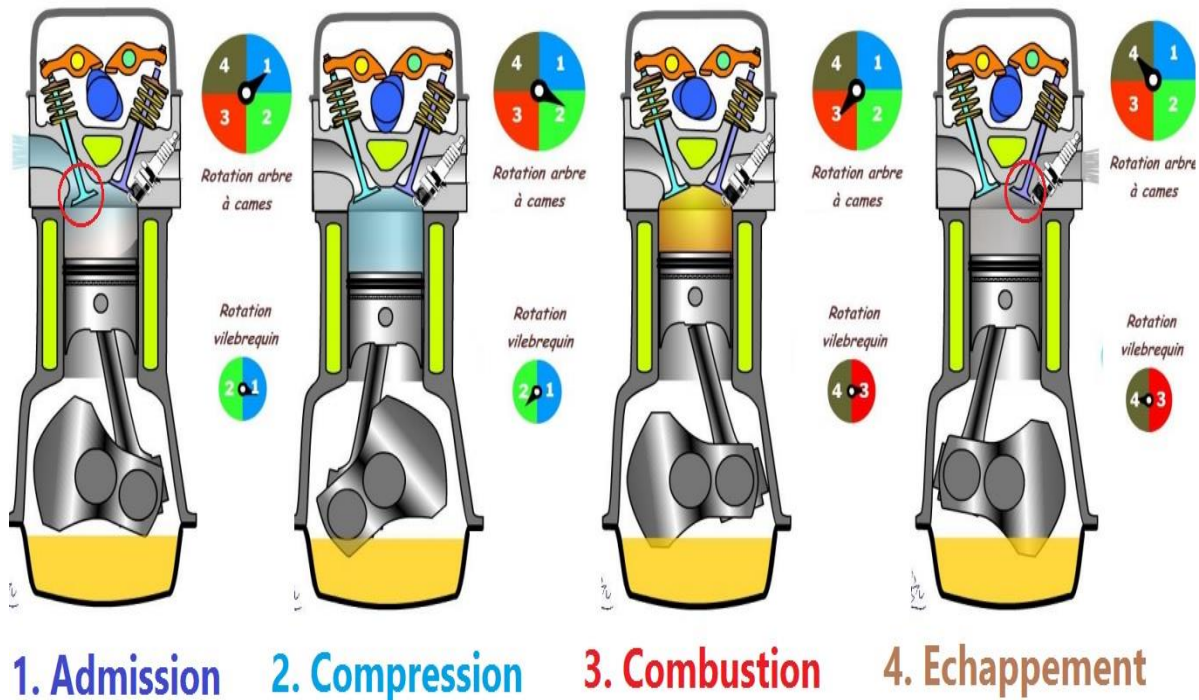


Figure I.5. Principe de fonctionnement d'un MCI à 4 temps.

I.6.2. Cycle à 2 temps

Dans ce type de moteurs, le cycle est réalisé en deux temps ce qui correspond à un tour du vilebrequin (Figure I.6). Les processus liés à ces deux temps sont donnés dans le Tableau I.3.



Tableau I.3. Principe de fonctionnement d'un MCI à 2 temps.

	Temps	Déplacement du piston	Déplacement du vilebrequin
1	1^{er} temps: compression/admission 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.	De point mort inférieur au point mort supérieur	180° soit un demi-tour
2	2^{ème} temps: détente/échappement 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.	De point mort supérieur au point mort inférieur	180° soit un demi-tour

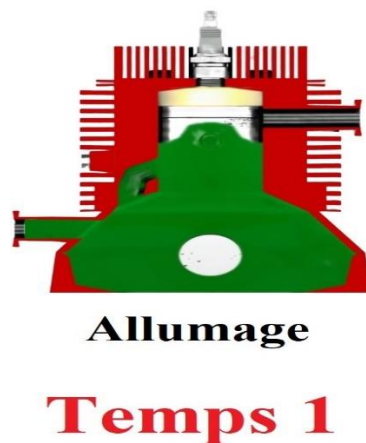
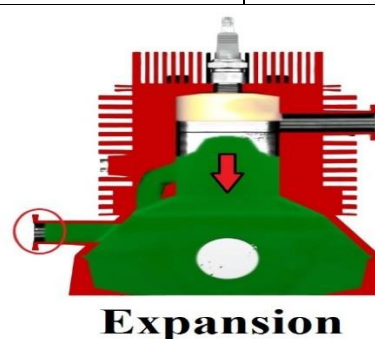


Figure I.6. Principe de fonctionnement d'un MCI à 2 temps.



I.7. Comburant pour les moteurs à combustion interne

Un comburant est une substance qui peut être en phase liquide, gazeuse ou solide, et associé à un combustible pour accomplir la combustion. Avec un mélange approprié de comburant et de combustible, et une source d'ignition (étincelle, point chaud, flamme, etc.), la conversion d'énergie chimique en énergie thermique peut être réalisée en utilisant la réaction chimique (combustion). Donc, le comburant étant l'un des trois éléments du triangle du feu.

Dans les moteurs à combustion interne, l'air peut être utilisé comme un bon comburant dû de sa composition élevée en oxygène. L'air est un mélange homogène de plusieurs gaz. Sa composition en volume est : 78 % de diazote, 21 % de dioxygène, et 1 % d'autres gaz tels que l'argon, dihydrogène, dioxyde de carbone, hélium, néon, ...).

I.8. Carburants des moteurs à combustion interne

Les carburants sont des substances dont la combustion assure 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 sont introduits pour donner les propriétés particulières au mélange.

I.8.1. Types de carburant pour les moteurs à combustion interne

Le carburant peut être classé en deux types selon sa phase d'origine :

- ✓ Liquides (essence, gazole, carburéacteur (kérosène), biocarburants, ...).
- ✓ Gazeux (Gaz de Pétrole Liquéfié (GPL), Gaz Naturel pour Véhicules (GNV), biogaz,...).

I.8.2. 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 présenté dans la Figure I.7 donne une vision simplifiée de la chaîne de raffinage pour la production des différents carburants :

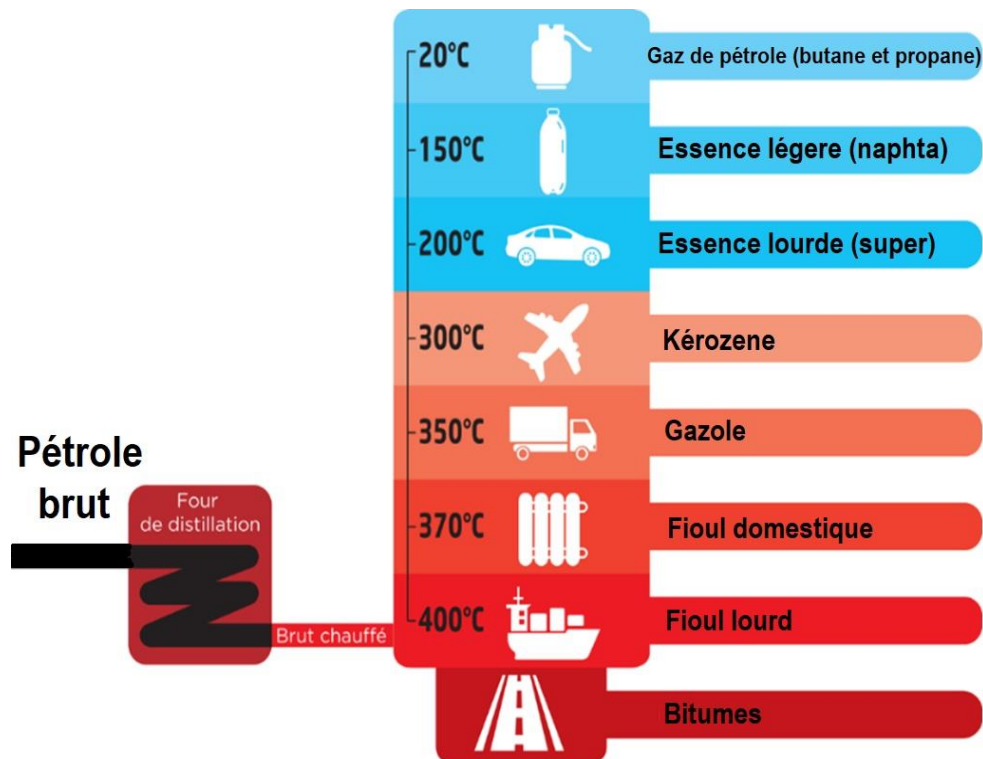


Figure I.7. Schéma simplifiée de la chaîne de raffinage pour la production des différents carburants.

I.8.3. Caractéristiques principales des combustibles

✓ Indice d'octane et indice de cétane

Le combustible utilisé généralement dans les moteurs à allumage commandé est l'essence. Dans ces moteurs, la vitesse de combustion du mélange comburant-combustible ne doit pas dépasser une certaine limite. Dans le cas d'une vitesse excessive la combustion de dernières portions du mélange devient anormale (il y a détonation), et s'accompagne avec des coups forts, un surchauffage et même la casse des pièces principales du moteur. La résistance à la détonation d'une essence, autrement dit sa qualité antidétonante est définie par l'indice d'octane (IO). Donc, l'indice d'octane définit la capacité du combustible à l'anti-détonation. On le détermine par rapport à un mélange d'isooctane (C_8H_{18}) très résistant $IO=100$, et dz n-heptane (C_7H_{16}) très auto-inflammable d'indice 0. Tandis que pour les moteurs à allumage par compression (diesel), l'exigence principale que le fuel doit satisfaire est la facilité d'auto-inflammation par contact avec l'air comprimé. Le temps entre le moment d'injection du combustible jusqu'à son auto-



inflammation est nommée délai d'allumage. Ce délai dépend de plusieurs facteurs, en particulier, de la nature du combustible ou de son indice ou nombre de cétane. Dans ce cas, le combustible de référence est un mélange de cétane ($C_{16}H_{34}$) très inflammable $IC=100$, et de 1-méthylnaphtalène ($C_{10}H_7CH_3$) très peu inflammable $IC = 0$.


✓ Composition élémentaire de combustible

La composition élémentaire du combustible est le pourcentage en masse (pour les combustibles liquides), ou en volume (pour les combustibles gazeux) de chaque élément composant. Généralement, on distingue trois grandes familles de composés hydrocarbonés comme résumé dans le Tableau I.4.

Les différents hydrocarbures utilisés comprennent :

- ✓ Entre 20 % à 30 % d'alcane
- ✓ 5 % de cycloalcane
- ✓ Entre 30 % à 45 % d'alcène
- ✓ Entre 30 % à 45 % d'hydrocarbures aromatiques.

Tableau I.4. Familles de composés hydrocarbonés.

Type de famille	Désignation courante	Désignation officielle	Motif structural	Formule globale
Saturés	Paraffines	Alcane	$\begin{array}{c} \quad \\ -C-C- \\ \quad \end{array}$	C_nH_{2n+2}
	Naphtènes	Cyclane	Cycle à 3, 4, 5 ou 6 carbones	C_nH_{2n}
Insaturés	Oléfines	Alcène	$\begin{array}{c} \diagup \quad \diagdown \\ C=C \\ \diagdown \quad \diagup \end{array}$	C_nH_{2n}
	Acétyléniques	Alcynes	$-C \equiv C-$	C_nH_{2n-2}
Aromatiques	Aromatiques	-		C_nH_{2n-6}

✓ Pouvoir calorifique du carburant

Le principal choix caractéristique des carburants est d'avoir un grand pouvoir calorifique. 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 (PCS) ou à l'état gazeux (PCI).

Remarque : la seule grandeur véritablement utile en pratique est le PCI [MJ/kg], puisque, dans les produits de combustion des moteurs et des brûleurs, l'eau est rejetée sous forme de vapeur. Donc, le pouvoir calorifique inférieur (PCI) peut être calculé à partir de PCS par les expressions :

$$PCI = PCS - (9H) \times h_{fg} \quad (I. 5)$$

Avec:

PCI et PCS sont donnés en MJ/kg

h_{fg} est la chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0 °C, $h_{fg} = 2,501$ MJ/kg.

H est la quantité de vapeur d'eau en kg produite par la combustion de H kg de combustible.

Ou directement à partir de la composition du carburant par la corrélation suivante :

$$PCI = 33,91 C + 125,60 H - 10,89 (O - S) - 2,51 (9H + W) \quad (I. 6)$$

Où C , H , O , S sont les teneurs pondérales de carbone, d'hydrogène, d'oxygène et de soufre respectivement, tandis que w est celui de l'eau.

Le Tableau I.5 résume les valeurs typiques du PCI massique de quelques carburants liquides et gazeux, avec leurs masses volumiques.

Tableau I.5. Valeurs typiques du PCI massique de quelques carburants.

Produit	PCI massique (MJ/kg)	Masse volumique à 15 °C (kg/L)
Gaz de pétrole liquéfié (GPL)	46,0	0,550
Essence	42,7	0,755
Carburacteur	43,5	0,785
Gazole	42,6	0,840
Gaz naturel liquéfié (GNL)	40,3	0,415
Fuel lourd	41,4	0,950

CHAPITRE II.

THERMODYNAMIQUE DES CYCLES MOTEURS



II.1. Introduction

L'étude thermodynamique des moteurs à combustion interne soit à allumage commandé ou par compression, est une phase préliminaire essentielle au dimensionnement des différents organes de ces derniers. Cette étude permet de déterminer la loi d'évaluation de la pression et de la température des gaz dans différentes phases du cycle thermodynamique en fonction de la rotation du moteur. De plus, ce processus peut être utilisé pour calculer les performances de ces moteurs.

Dans ce chapitre, l'analyse thermodynamique des trois principaux cycles moteurs sera présentée, et la combustion appliquée dans ce type des moteurs sera également étudiée.

II.2. Rappel thermodynamique

II.2.1. Système thermodynamique

Est l'espace contenu dans une portion de l'univers délimitée par une enveloppe qui en fixe le volume à travers lequel se fait les échanges (de la matière ou de l'énergie). L'espace qui n'appartient pas à ce système est appelé milieu extérieur. Dans chaque étude particulière dont le système thermodynamique constitue l'objet, il importe de définir avec précision l'enveloppe qui, outre son rôle de frontière, possède des propriétés caractéristiques lui permettant d'autoriser certains transferts avec le milieu extérieur à savoir l'énergie et la matière (Figure II.1). Par conséquent, le système peut être :

- ✓ **Ouvert** : où le système thermodynamique peut échanger de la matière et de l'énergie avec l'extérieur.
- ✓ **Fermé** : où le système n'échange pas de la matière avec l'extérieur, mais il peut échanger de l'énergie.
- ✓ **Isolé** : où le système n'échange rien avec l'extérieur : ni matière, ni énergie.

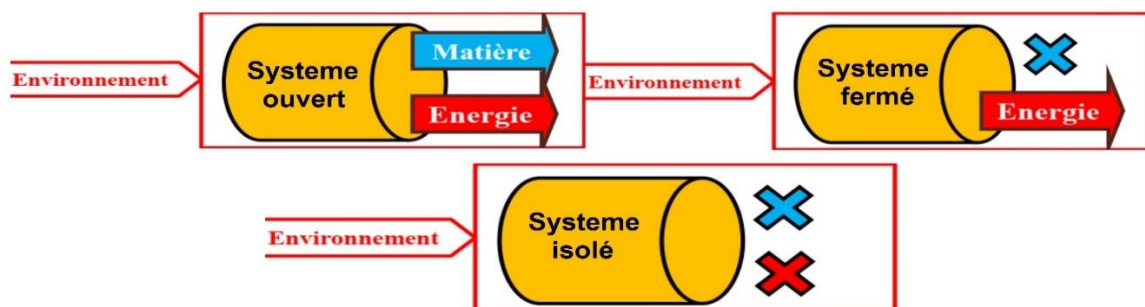


Figure II.1. Système thermodynamique.



II.2.2. Transformations thermodynamiques

- ✓ **Transformation isotherme** : transformation d'un état à l'autre sans changement de température ($T = \text{Cte}$).
- ✓ **Transformation isobare** : transformation d'un état à l'autre sans changement de pression ($P = \text{Cte}$).
- ✓ **Transformation isochore** : transformation d'un état à l'autre sans changement de volume ($V = \text{Cte}$).
- ✓ **Transformation adiabatique** : transformation d'un état à l'autre sans échange de chaleur avec l'extérieur ($Q = 0$)..
- ✓ **Transformation isentropique** : un processus idéal qu'est à la fois adiabatique et réversible ($s = \text{Cte}$).

II.2.3. Réservoir thermique et moteur thermique

C'est avec les réservoirs thermiques qu'un cycle échange de la chaleur. Pour l'analyse thermodynamique, il s'agit de concepts idéalisés qu'on suppose capables d'absorber ou de céder une quantité définie de chaleur sans changer de température. Ils sont donc caractérisés seulement par leurs températures. Pour la suite, T_c dénotera la température d'un réservoir chaud, et T_f celle d'un réservoir froid. En pratique, les réservoirs thermiques peuvent être des océans, des lacs, l'atmosphère, ou une substance qui change de phase à pression constante. On appellera "moteur thermique" un système qui accepte de la chaleur d'un réservoir chaud, produit un travail et transmet le reste à un réservoir froid.

Par conséquent, et dans ce cours, nous considérons le moteur à combustion interne comme un moteur thermique, et les échanges entre le système et son environnement seront dénotés Q_c et Q_f pour les transports thermiques vers et depuis le MCI, et W_{net} pour le travail (Fig II.2).

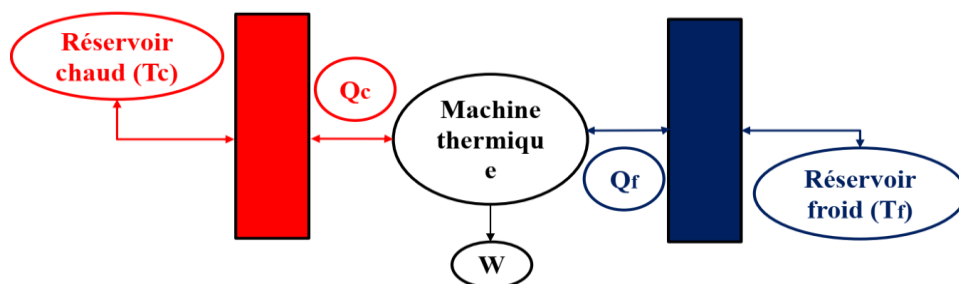


Figure II.2. Réservoir et moteur thermiques.



II.2.4. Cycle thermodynamique

Les moteurs thermiques sont basés sur l'utilisation de cycles thermodynamiques, c-à-d sur une succession de transformations imposées à un volume de matière, généralement un fluide, qui le ramène ultimement à son état initial échangeant au passage chaleur et travail avec l'environnement du système.

II.2.5. Equation d'état d'un gaz parfait

La première équation d'état reliant les variables d'état : pression (P), volume (V), et température (T) est la loi des gaz parfaits découlant de la loi de Boyle-Mariotte, et peut s'écrire comme suit :

$$Pv = RT \quad (\text{II. 1})$$

Avec v en $[\text{m}^3/\text{kg}]$ est le volume massique ou spécifique, R en $[\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}]$ est la constante spécifique d'un gaz parfait, et exprimée par :

$$R = \frac{R_u}{M} \quad (\text{II. 2})$$

Où R_u est la constante universelle des gaz parfaits, avec $R_u = 8.314 [\text{kJ}/\text{kmol} \cdot \text{K}]$, et M est la masse molaire du gaz $[\text{kg}/\text{kmol}]$.

Selon les unités employées, l'équation (II.1) prend différentes formes :

$$PV = nR_u T \quad (\text{II. 3})$$

$$PV = mRT \quad (\text{II. 4})$$

Avec n $[\text{kmol}]$ et m $[\text{kg}]$ sont le nombre de moles et la masse de gaz respectivement.

II.2.6. Forme mathématique générale du premier principe de la thermodynamique

Au cours d'une transformation, et selon le premier principe de la thermodynamique ou la loi de conservation de l'énergie, l'énergie n'est ni créée ni disparue. Elle peut être convertie d'une forme en une autre (travail, chaleur), mais la quantité totale d'énergie reste invariable. Donc, le changement d'énergie dans un système (fermé ou ouvert) subit un processus de l'état A à l'état B est donné par :

✓ Pour un système fermé :

$$Q + W = \Delta U + \Delta E_{chim} + \Delta E_{pot} + \Delta E_{ciné} + \dots \quad (\text{II. 5})$$

✓ Pour un système ouvert :

$$Q + W = \Delta H + \Delta E_{chim} + \Delta E_{pot} + \Delta E_{ciné} + \dots \quad (\text{II. 6})$$



Avec : ΔU , ΔH , ΔE_{chim} , ΔE_{pot} , et $\Delta E_{\text{ciné}}$ en [kJ/kg] sont les changements d'énergie interne, d'enthalpie, d'énergie chimique, d'énergie potentielle, et d'énergie cinétique respectivement lors de la transformation.

II.2.7. Rendement thermique

Pour quantifier la valeur des cycles thermodynamiques, on a besoin de définir une notion de rendement ou de performance. On va en général parler de rendement qu'on va toujours définir comme étant le ratio entre une quantité qu'on désire par rapport à ce qu'on a fourni pour l'obtenir. Pour un moteur thermique, on désire obtenir du travail en fournissant de la chaleur à partir d'un réservoir chaud. Le rendement sera donc exprimé par le rapport entre le travail sortant et la chaleur entrante, ce qui équivaut à un diminuer du rapport de la chaleur cédée au réservoir froid (Q_f) et celle obtenue du réservoir chaud (Q_c):

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_c} \quad (\text{II. 7})$$

Ou bien :

$$\eta_{th} = \frac{Q_c - Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{Q_f}{Q_c} \quad (\text{II. 8})$$

Donc, le rendement d'un moteur thermique est toujours $0 \leq \eta_{th} \leq 1$.

II.3. Hypothèses pour l'analyse des cycles théoriques

La modélisation mathématique et l'analyse des cycles d'un MCI sont très compliquées, compte tenu en particulier de la combustion, des échanges de chaleur aux parois, des pertes thermiques et des pertes de charge, etc.

Par suite, pour surmonter ce problème, et lors de l'analyse des cycles thermodynamiques on prend en considération les hypothèses suivantes :

- ✓ La quantité et la composition du fluide moteur (gaz parfait) sont constantes durant tous les processus du cycle.
- ✓ Les propriétés thermo-physiques (telles que les capacités thermiques, rapport des capacités thermiques, et la masse volumique, etc.) du fluide moteur sont prises égales à celles de l'air, et indépendantes de la température et de la pression.
- ✓ Un équilibre de pression instantané existe entre l'atmosphère et le cylindre.



- ✓ Les processus de compression et d'expansion sont isentropiques (pas d'échange de chaleur entre le fluide moteur et les parois, et il n'y a ni friction, ni turbulence).
- ✓ Comme mentionné dans la section II.2.3, le MCI est considéré comme un moteur thermique. Donc, la combustion est remplacée par un simple gain de la chaleur (Q_c) à partir d'une source chaude. Tandis que pour le processus de dégagement de la chaleur par les gaz d'échappement, il est remplacé par un transfert thermique (Q_f) du cycle vers une source froide.
- ✓ La combustion est instantanée (sans délais). En outre, cette combustion dans les moteurs à allumage commandé se fait à volume constant, et se fait à pression constante dans les moteurs à allumage par compression.
- ✓ Le balayage des gaz d'échappement est isochore.
- ✓ On néglige les énergies ; chimique, potentielle, et cinétique.

Les trois principaux cycles théoriques du moteur à combustion interne peuvent être résumés de la manière suivante :

- Cycle de Beau De Rochas ou cycle Otto (cycle à combustion isochore) utilisé dans les moteurs à allumage commandés (section II.4).
- Cycle diesel (cycle à combustion isobare) concerne les moteurs à allumage par compression (section II.5).
- Cycle de Sabathé ou cycle mixte, qui est une combinaison des cycles de Beau De Rochas et Diesel pur (section II.6).

II.4. Cycle de Beau de Rochas

Tous les moteurs thermiques font appel aux transformations thermodynamiques d'une masse gazeuse pour passer de l'énergie chimique contenue dans le combustible à l'énergie mécanique directement exploitable sur l'arbre moteur.

Dans son brevet déposé en 1862, le Français Beau De Rochas propose d'appliquer le processus décrit ci-dessous à une masse gazeuse emprisonnée dans un moteur à piston. Après cela, en 1876, Otto a appliqué le cycle imaginaire de Beau de Rochas. Le cycle complet comprend 4 courses de piston, donc, 2 tours de vilebrequin. L'évolution de la pression dans la chambre de combustion en fonction du volume du cycle, se représente dans un diagramme (PV) de la Figure II.3.

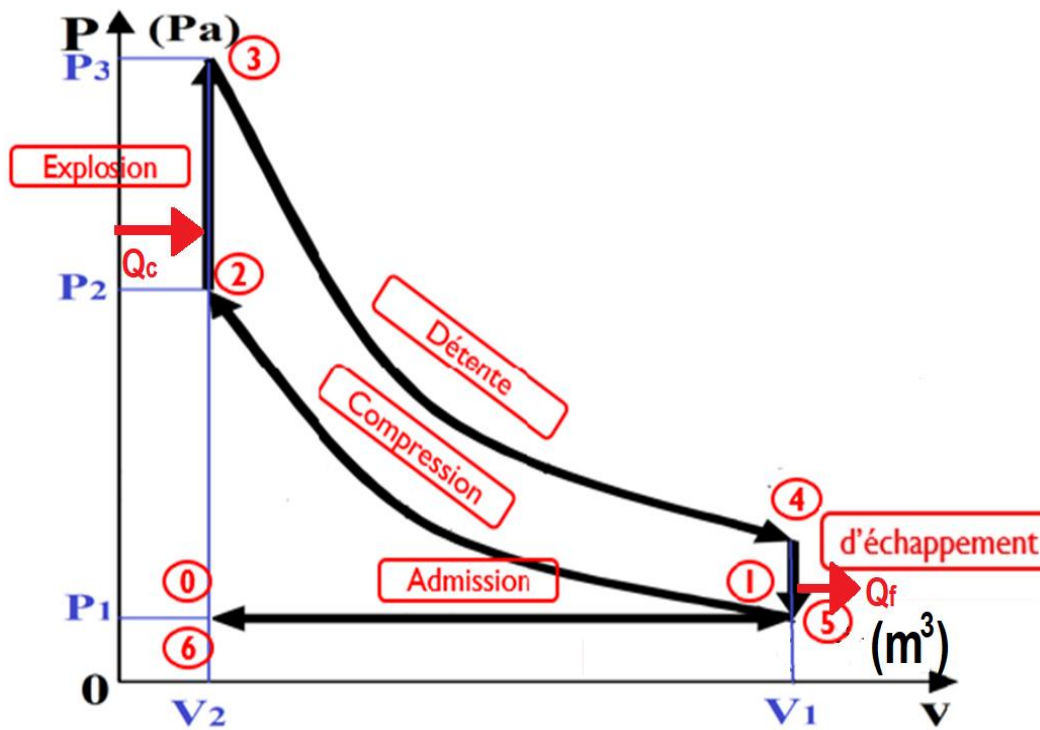


Figure II.3. Diagramme PV du cycle Beau de Rochas.

Le cycle est constitué des processus suivants :

- **0 à 1 : Admission du mélange**

La masse totale admise par le moteur [kg] est la somme de la masse d'air et de la masse de carburant, et est présentée mathématiquement par :

$$m_{\text{mél}} = m_a + m_c \quad (\text{II. 9})$$

Tandis que les volumes au début et à la fin du processus [m^3] sont donnés par :

$$V_1 = V_0 + V_u \quad (\text{II. 10})$$

$$V_2 = V_0 \quad (\text{II. 11})$$

Où V_u et V_0 sont la cylindrée unitaire et le volume mort respectivement.

De plus, la pression et la température au cours de ce processus sont considérées égales à la pression atmosphérique et à la température ambiante respectivement.

Remarque : généralement, ce processus est négligeable de l'analyse thermodynamique des cycles théoriques, car il n'y a pas de changement de température et de pression pendant ce processus.

- **1 à 2 : Compression isentropique du mélange**



Fermeture de la soupape d'admission, puis remontée du piston qui comprime le mélange. Le processus est considéré comme isentropique (adiabatique et réversible), nous pouvons donc écrire :

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \left(\frac{V_U + V_0}{V_0}\right)^\gamma = \varepsilon^\gamma \quad (\text{II. 12})$$

Et :

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_U + V_0}{V_0}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \quad (\text{II. 13})$$

Avec γ est le rapport des capacités thermiques ou exposant isentropique (pour les cycles idéaux) :

$$\gamma = \frac{C_P}{C_V} \quad (\text{II. 14})$$

- **2 à 3 : Combustion à volume constant (explosion)**

Apport de chaleur par combustion de m_c en présence de l'oxygène de m_a , tandis que le volume ne change pas pendant le processus.

$$V_3 = V_2 \quad (\text{II. 15})$$

Basé sur le premier principe de la thermodynamique, et nous considérons que le système est fermé :

$$Q_c = m_{\text{mél}} \Delta U = m_{\text{mél}} C_v (T_3 - T_2) = m_c \cdot \text{PCI} \quad (\text{II. 16})$$

C_v en [kJ/kg.K] est la capacité thermique à volume constant.

PCI en [kJ/kg] est le pouvoir calorifique du carburant.

- **3 à 4 : Détente isentropique des gaz (Temps moteur)**

Les gaz chauds à une haute pression repoussent le piston, vers le point mort bas (PMB) initiant le mouvement. La détente est considérée comme isentropique, donc :

$$P_4 V_4^\gamma = P_3 V_3^\gamma \Rightarrow \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^\gamma = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \varepsilon^\gamma \quad (\text{II. 17})$$

$$T_4 V_4^{\gamma-1} = T_3 V_3^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \quad (\text{II. 18})$$

Afin que nous puissions écrire :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \varepsilon^{\gamma-1} \quad (\text{II. 19})$$



- **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_f . Basé sur le premier principe de la thermodynamique :

$$Q_f = m_{mél} \Delta U = m_{mél} C_v (T_4 - T_1) \quad (\text{II. 20})$$

- **Rendement théorique du cycle de Beau de Rochas**

Le rendement thermique ou théorique à être démontré que dans la section II.2.7 :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_c} = \frac{Q_c - Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{m_{mél} C_v (T_4 - T_1)}{m_{mél} C_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (\text{II. 21})$$

Le rendement thermique peut également être donnée en fonction des températures au début et à la fin du processus de compression. Considérant l'équation II.19 :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \Rightarrow T_4 = \frac{T_1 T_3}{T_2} \quad (\text{II. 22})$$

Nous remplaçons l'eq II.22 dans l'eq II.21 :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\left(\frac{T_1 T_3}{T_2} - T_1\right)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 T_3 - T_1 T_2}{T_2 (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_3 - T_2)}{T_2 (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (\text{II. 23})$$

Ou en fonction du taux volumétrique de compression, basé sur l'eq II.13 :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} \quad (\text{II. 24})$$

Exemple d'application (II.1)

Dans un cycle Otto idéal, le taux de compression est de 8, et l'énergie gagnée par unité de masse par le cycle est de $q_c = 745$ kJ/kg. Au début du processus de compression, la pression est de 95 kPa et la température est de 27 °C. On donne : $R = 0,287$ kJ/kg.K, $C_v = 0,713$ kJ/kg.K, $\gamma = 1,4$.

Calculer :

1. La pression et la température à chaque point du cycle.
2. Le travail par unité de masse obtenu par le cycle.
3. Le rendement thermique du cycle.

Solution :

$$\epsilon = 8$$



$$T_1 = 27^\circ\text{C} = 300\text{ K}, P_1 = 95\text{ kPa}$$

$$q_c = 745\text{ kJ/kg}$$

1. La pression et la température à chaque point du cycle

a. Point 2

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \times \varepsilon^{\gamma-1} = \mathbf{689,2\text{ K}}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} = \varepsilon^{\gamma} \Rightarrow P_2 = P_1 \times \varepsilon^{\gamma} = \mathbf{1746\text{ kPa}}$$

b. Point 3

$$q_c = C_v \times (T_3 - T_2) \Rightarrow T_3 = \frac{q}{C_v} + T_2 = \mathbf{1734\text{ K}}$$

$$\frac{T_3 V_3}{P_3} = \frac{T_2 V_2}{P_2} \Rightarrow P_3 = \frac{T_3}{T_2} P_2 = \mathbf{4393\text{ kPa}}$$

c. Point 4

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma} = \varepsilon^{\gamma} \Rightarrow P_4 = P_3 \frac{1}{\varepsilon^{\gamma}} = \mathbf{239\text{ kPa}}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \Rightarrow T_4 = T_3 \times \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} = \mathbf{755\text{ K}}$$

Point	Pression (kPa)	Température (K)
1	95,0	300,0
2	1746,0	689,2
3	4393,0	1734,0
4	239,0	755,0

2. Le travail par unité de masse

$$q_f = C_v \times (T_4 - T_1) = \mathbf{324,4\text{ kJ/kg}}$$

$$w_{net} = q_c - q_f = \mathbf{420,6\text{ kJ/kg}}$$

3. Le rendement thermique du cycle

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_c} = \mathbf{0,5645\text{ soit }56,45\%}$$

II.5. Cycle Diesel

En 1892, Rudolf Diesel déposé un brevet pour un moteur dans lequel la combustion est déclenchée par la forte compression. Variante du cycle de Beau de Rochas, le cycle



Diesel se décompose aussi en quatre temps. L'évolution de pression dans la chambre de combustion en fonction du volume du cycle, est donné dans la Figure II.4. Tandis que sa modélisation mathématique sera présentée dans les paragraphes suivants.

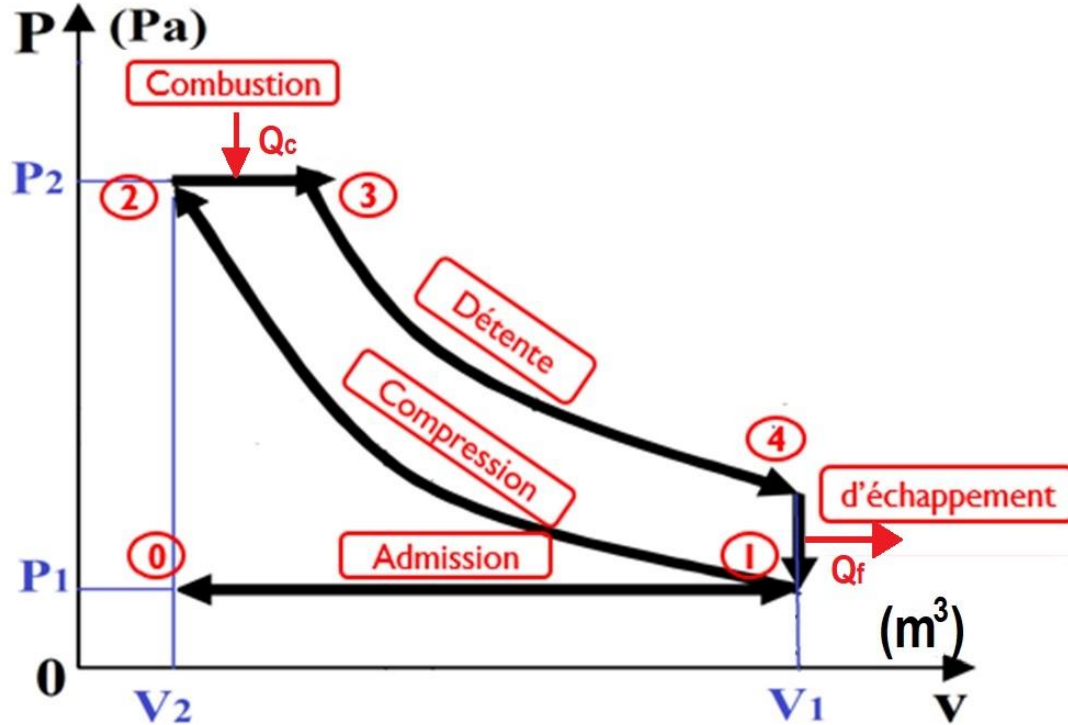


Figure II.4. Diagramme PV du cycle Diesel.

- **1 à 2 : Compression isentropique du mélange**

Fermeture de la soupape d'admission, puis remontée du piston qui comprime le mélange. Le processus est considéré comme isentropique (adiabatique et réversible), nous pouvons donc écrire :

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \left(\frac{V_U + V_0}{V_0}\right)^\gamma = \varepsilon^\gamma \quad (\text{II. 25})$$

Et :

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_U + V_0}{V_0}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \quad (\text{II. 26})$$

- **2 à 3 : Combustion à volume constant (explosion)**

Apport de chaleur par combustion de m_c en présence de l'air de m_a . Tandis que dans ce cas, la pression ne change pas pendant le processus.

$$P_3 = P_2 \quad (\text{II. 27})$$



Basé sur le premier principe de la thermodynamique, et nous considérons que le système est ouvert (lorsque le volume change pendant la combustion) :

$$Q_c = m_{\text{mél}} \Delta H = m_{\text{mél}} C_p (T_3 - T_2) = m_c \cdot PCI \quad (\text{II. 28})$$

C_p en [kJ/kg.K] est la capacité thermique à pression constante.

- **3 à 4 : Détente isentropique des gaz (Temps moteur)**

Les gaz chauds à une haute pression repoussent le piston, vers le point mort bas (PMB) initiant le mouvement. La détente est considérée comme isentropique, donc :

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^\gamma = \varepsilon'^\gamma \quad (\text{II. 29})$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{\gamma-1} = \varepsilon'^{\gamma-1} \quad (\text{II. 30})$$

Où ε' est le taux de détente.

- **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_f . Basé sur le premier principe de la thermodynamique :

$$Q_f = m_{\text{mél}} \Delta U = m_{\text{mél}} C_v (T_4 - T_1) \quad (\text{II. 31})$$

- **Rendement théorique du cycle de Diesel**

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_c} = 1 - \frac{Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{m_{\text{mél}} C_v (T_4 - T_1)}{m_{\text{mél}} C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1 (T_4 - T_1)}{\gamma (T_3 - T_2)} \quad (\text{II. 32})$$

Avec l'équation d'état des gaz parfaits (II.4) :

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

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

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

On sait que :

$$\frac{P_4}{P_2} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{1}{\varepsilon'^\gamma} \text{ et } \frac{P_1}{P_2} = \frac{1}{\varepsilon^\gamma}$$



$$\frac{V_3}{V_1} = \frac{V_3}{V_4} = \frac{1}{\varepsilon'} \text{ et } \frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{\varepsilon}$$

Donc :

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

Avec :

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

Donc, l'équation de l'efficacité peut être écrite :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{1}{\varepsilon'^{\gamma-1}} \cdot \left(\frac{\delta^\gamma - 1}{\delta - 1} \right) \quad (\text{II. 33})$$

Exemple d'application (II.2)

Dans un cycle diesel idéal, le taux de compression est de 18. Au début du processus de compression, la pression est de 100 kPa et la température est de 22 °C, tandis que, la température à la fin de combustion est de 1500 °C.

Calculer :

1. Le rapport V_3/V_2
2. La travail par unité de masse du cycle.
3. Le rendement thermique du cycle.

Remarque : Utilisez le Tableau d'air idéal -Annexe- (Cengel YA, Boles MA. Thermodynamics: An Engineering Approach 4th Edition, McGrawHill Companies. Inc., New York, NY, 2002).

Solution :

$$\varepsilon = 18$$

$$T_1 = 22 \text{ °C} = 295 \text{ K}, P_1 = 100 \text{ kPa}, T_3 = 1500 \text{ °C} = 1773 \text{ K}$$

1. Le rapport V_3/V_2



a. Point 1

$$T_1 = 22^\circ\text{C} = 295\text{ K} \Rightarrow V_{r1} = 647,9, u_1 = 210,49\text{ kJ/kg}$$

b. Point 2

$$V_{r2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right) V_{r1} \Rightarrow V_{r2} = \left(\frac{1}{\varepsilon}\right) V_{r1} = \left(\frac{1}{18}\right) 647,9 = 36$$

Avec le Tableau de l'air idéal (A-17), et l'interpolation linéaire :

$$x_a = V_{ra} = 36,61 \quad y_a = T_a = 880\text{ K}$$

$$x_2 = V_{r2} = 36 \quad y_2 = T_2 = ?$$

$$x_b = V_{rb} = 34,31 \quad y_b = T_b = 900\text{ K}$$

$$T_2 = T_a + (T_b - T_a) \times \frac{V_{r2} - V_{ra}}{V_{rb} - V_{ra}} = 874,7\text{ K}$$

$$T_2 = 874,7\text{ K}$$

$$x_a = V_{ra} = 36,61 \quad y_a = h_a = 910,56\text{ kJ/kg}$$

$$x_2 = V_{r2} = 36 \quad y_2 = h_2 = ?$$

$$x_b = V_{rb} = 34,31 \quad y_b = h_b = 932,93\text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_a + (h_b - h_a) \times \frac{V_{r2} - V_{ra}}{V_{rb} - V_{ra}} = 916,49\text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 916,49\text{ kJ/kg}$$

$$\frac{P_3 V_3}{T_3} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \Rightarrow \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} = 2,027 \quad (P_2 = P_3, \text{Transformation isobare})$$

2. Le travail par unité de masse

c. Point 3

Avec le Tableau de l'air idéal (A-17), et l'interpolation linéaire :

$$x_a = T_a = 1750\text{ K} \quad y_a = h_a = 1941,6\text{ kJ/kg}$$

$$x_3 = T_3 = 1773\text{ K} \quad y_i = h_3 = ?$$

$$x_b = T_b = 1800\text{ K} \quad y_b = h_b = 2003,3\text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_a + (h_b - h_a) \times \frac{T_3 - T_a}{T_b - T_a} = 1969,98\text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 1969,98\text{ kJ/kg}$$

$$x_a = T_a = 1750\text{ K} \quad y_a = V_{ra} = 4,328$$

$$x_3 = T_3 = 1773\text{ K} \quad y_i = V_{r3} = ?$$



$$x_b = T_b = 1800 \text{ K}$$

$$y_b = V_{rb} = 3,994$$

$$V_{r3} = V_{ra} + (V_{rb} - V_{ra}) \times \frac{T_3 - T_a}{T_b - T_a} = 4,1743$$

$$V_{r3} = 4,1743$$

d. Point 4

$$V_{r4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right) V_{r3} \Rightarrow V_{r4} = \left(\frac{V_4}{2,027 \times V_2}\right) V_{r3} = \left(\frac{\varepsilon}{2,027}\right) V_{r3} = 37,0683$$

$$V_{r4} = 37,0683$$

Avec le Tableau de l'air idéal (A-17), et l'interpolation linéaire :

$$x_a = V_{ra} = 39,12$$

$$y_a = u_a = 641,40 \text{ kJ/kg}$$

$$x_2 = V_{r4} = 37,068$$

$$y_2 = u_4 = ?$$

$$x_b = V_{rb} = 36,61$$

$$y_b = u_b = 657,95 \text{ kJ/kg}$$

$$u_4 = u_a + (u_b - u_a) \times \frac{V_{r4} - V_{ra}}{V_{rb} - V_{ra}} = 654,93 \text{ kJ/kg}$$

$$u_4 = 654,93 \text{ kJ/kg}$$

Point	Vr	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)
1	647,900	210,49	-
2	36,000	-	916,49
3	4,1743	-	1969,98
4	37,0683	654,93	-

$$q_c = h_3 - h_2 = 1053,49 \text{ kJ/kg}$$

$$q_f = u_4 - u_1 = 444,44 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{net} = q_c - q_f = 609,05 \text{ kJ/kg}$$

3. Le rendement du cycle

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_c} = 0,5785 \text{ soit } 57,85 \%$$

II.6. Cycle de Sabathé

Le cycle de Sabathé ou cycle mixte, a été découvert au début du XX^e siècle par deux scientifiques russes, Gustav Trinkler et Miron Seiliger. Ce cycle est dit mixte car il combine deux cycles (le cycle de Beau de Rochas avec le cycle Diesel). La variation de pression en fonction du volume du cycle est donnée dans la Figure II.5. La modélisation



mathématique de ce cycle est basée sur les mêmes équations présentées dans les sections précédentes. Tandis que le rendement thermique est donné par :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{(Q_c + Q'_c)} = \frac{(Q_c + Q'_c) - (Q_f + Q'_f)}{(Q_c + Q'_c)} = \frac{Q_c \eta_{th1} + Q'_c \eta_{th2}}{(Q_c + Q'_c)} \quad (II. 34)$$

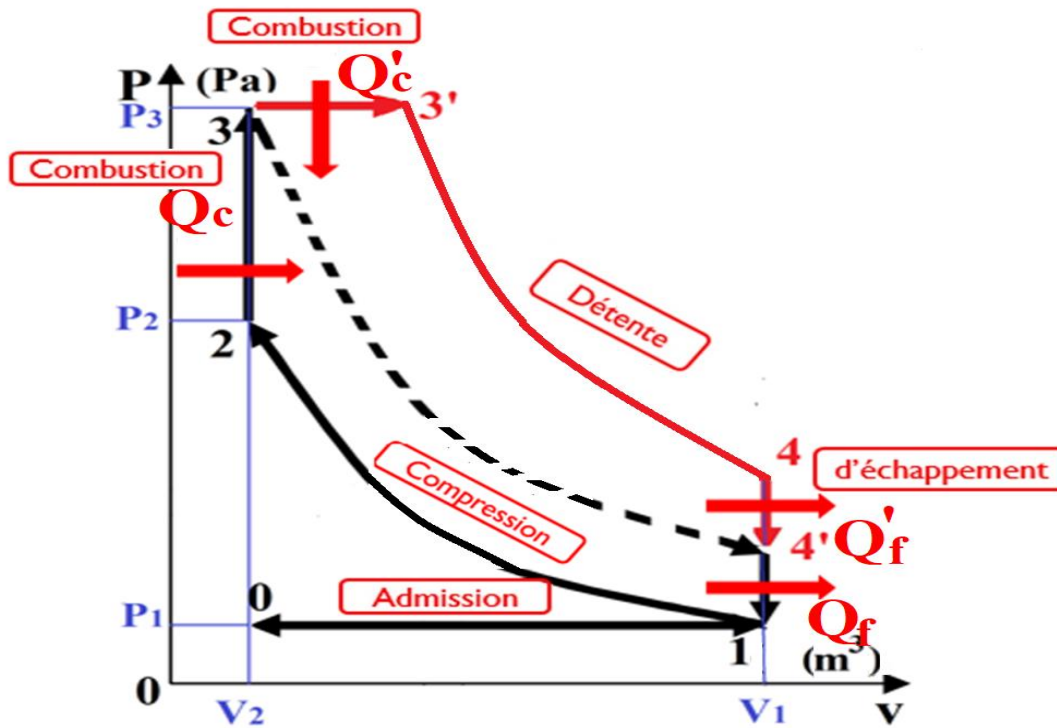


Figure II.5. Diagramme PV du cycle de Sabathé.

Exemple d'application (II.3)

Un moteur 4 litres, 4 temps, et à quatre cylindres, fonctionnant en cycle mixte (Sabathé), utilisant un fuel léger avec un rapport air/carburant de $AF=18$. Le taux volumétrique de compression est de 16 et l'alésage du cylindre est de 10,0 cm. Au début de la course de compression, les conditions dans les cylindres sont de 60 °C et 100 kPa. On peut supposer que la moitié de la chaleur apportée par la combustion est ajoutée à volume constant et l'autre moitié à pression constante. On donne : $C_p= 1,108 \text{ kJ/kg.K}$, $\gamma=1,35$, et $PCI=42500 \text{ kJ/kg}$.

Calculer :

1. Les dimensions caractéristiques du moteur.
2. La pression, la température, et le volume à chaque point du cycle.
3. Le travail obtenu par le cycle.



4. Le rendement thermique du cycle.

Solution :

$$\varepsilon = 16, AF = 18, V_{tot} = 4 \text{ L}, D = 10,0 \text{ cm}$$

$$T_1 = 60^\circ\text{C}, P_1 = 100 \text{ kPa}$$

$$C_p = 1,108 \text{ kJ/kg.K}, \gamma = 1,35, PCI = 42500 \text{ kJ/kg}.$$

1. Les dimensions caractéristiques du moteur

$$V_{tot} = V_U \times n \Rightarrow V_U = \frac{V_{tot}}{n} = 1 \text{ L} = 1000 \text{ cm}^3 = \mathbf{1.10^{-3} m^3}$$

$$\varepsilon = \frac{V_U + V_0}{V_0} \Rightarrow V_0 = \frac{V_U}{\varepsilon - 1} = 66,67 \text{ cm}^3 = \mathbf{6,667.10^{-5} m^3}$$

$$V_U = \frac{\pi \times D^2}{4} \times C \Rightarrow C = \frac{4V_U}{\pi \times D^2} = 0,1274 \text{ m} = \mathbf{12,74 \text{ cm}}$$

2. La pression, la température, et le volume à chaque point du cycle

a. Point 1 :

$$V_1 = V_U + V_0 = \mathbf{1,0667.10^{-3} m^3}$$

b. Point 2 :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \times \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = T_1 \times (\varepsilon)^{\gamma-1} = \mathbf{878,8 \text{ K}}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} \Rightarrow P_2 = P_1 \times \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} = P_1 \times (\varepsilon)^{\gamma} = \mathbf{4222,4 \text{ kPa}}$$

$$V_2 = V_0 = \mathbf{6,667.10^{-5} m^3}$$

c. Point 3 :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \Rightarrow C_v = \frac{C_p}{\gamma} = 0,821 \text{ kJ/kg.K}$$

$$R = C_p - C_v = 0,287 \text{ kJ/kg.K}$$

$$P_1 V_1 = m_{\text{mél}} R T_1 \Rightarrow m_{\text{mél}} = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = 0,00112 \text{ kg}$$

$$AF = \frac{m_a}{m_c} \Rightarrow m_f = \frac{m_a}{AF} = \frac{m_{\text{mél}} - m_c}{AF} \Rightarrow m_c = \frac{m_{\text{mél}}}{(AF + 1)} = \mathbf{5,8947.10^{-5} \text{ kg}}$$

$$\Rightarrow m_c = \mathbf{5,8947.10^{-5} \text{ kg}}$$

$$Q_c = m_c \times PCI = \mathbf{2,505 \text{ kJ}}$$



$$\Rightarrow Q_{2-3} = Q_{3-3'} = Q_c/2 = 1,252 \text{ kJ}$$

$$Q_{2-3} = m_{\text{mél}} \times C_v (T_3 - T_2) \Rightarrow T_3 = \frac{Q_{2-3}}{m_{\text{mél}} \times C_v} + T_2 = 2240,4 \text{ K}$$

$$\Rightarrow T_3 = 2240,4 \text{ K}$$

$$V_3 = V_2 = V_0 = 6,667.10^{-5} \text{ m}^3$$

$$P_3 V_3 = m_{\text{mél}} R T_3 \Rightarrow P_3 = \frac{m_{\text{mél}} R T_3}{V_3} = 10801,7 \text{ kPa}$$

d. Point 3' :

$$P_{3'} = P_3 = 10801,7 \text{ kPa}$$

$$Q_{3-3'} = m_{\text{mél}} \times C_p (T_3 - T_{3'}) \Rightarrow T_{3'} = \frac{Q_{3-3'}}{m_{\text{mél}} \times C_p} + T_3 = 3249,3 \text{ K}$$

$$\Rightarrow T_{3'} = 3249,3 \text{ K}$$

$$P_{3'} V_{3'} = m_{\text{mél}} R T_{3'} \Rightarrow V_{3'} = \frac{m_{\text{mél}} R T_{3'}}{P_{3'}} = 9,669.10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\Rightarrow V_{3'} = 9,669.10^{-5} \text{ m}^3$$

Point 4 :

$$V_4 = V_1 = 1,0667.10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^\gamma \Rightarrow P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^\gamma = 422,6 \text{ kPa}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_4 = T_3 \times \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = 1402,4 \text{ K}$$

Point	Volume (m ³)	Pression (kPa)	Température (K)
1	1,0667.10 ⁻³	100,0	333,0
2	6,667.10 ⁻⁵	4222,4	878,8
3	6,667.10 ⁻⁵	10801,7	2240,4
3'	9,669.10 ⁻⁵	10801,7	3249,3
4	1,0667.10 ⁻³	422,6	1402,4

3. Le travail obtenu par le cycle.

$$Q_f = m_{\text{mél}} \times C_{vm\text{él}} (T_4 - T_1) = 0,983 \text{ kJ}$$

$$W_{\text{net}} = Q_c - Q_f = 1,522 \text{ kJ}$$

4. Le rendement thermique du cycle.



$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_c} = 0,6076 \text{ soit } 60,76 \%$$

II.7. Comparaisons entre les trois cycles théoriques (bilan énergétique)

Dans cette section, nous comparerons les trois cycles théoriques (Beau de Rochas, Diesel, et Sabathé), en termes de bilan énergétique et de rendement thermique. Pour comparer les cycles, nous considérons les mêmes conditions et entrées afin d'avoir une base commune pour la comparaison :

- ✓ Une masse de l'air de 1 kg est admise par les cycles, avec $C_p = 1 \text{ kJ/kg.K}$, $C_v = 0,713 \text{ kJ/kg.K}$, $\gamma = 1,4$.
- ✓ Les conditions à l'admission sont de 27 °C et 100 kPa.
- ✓ Le volume à la fin de l'admission est 0,86 m³.
- ✓ Le taux volumétrique de compression $\varepsilon=10$.
- ✓ L'énergie gagnée par le cycle est de $Q_c= 1568,6 \text{ kJ}$.

Tableau II.1. Comparaisons entre les trois cycles théoriques les mêmes entrées.

Point	Paramètre	Beau De Rochas	Diesel	Sabathé
2	V (m ³)	0,086	0,086	0,086
	P (kPa)	2512	2512	2512
	T (K)	754	754	754
3	V (m ³)	0,086	0,265	0,086
	P (kPa)	9841	2512	6177
	T (K)	2954	2322	1854
3'	V (m ³)	-	-	0,123
	P (kPa)	-	-	6177
	T (K)	-	-	2638
4	V (m ³)	0,860	0,860	0,860
	P (kPa)	391	483	406
	T (K)	1176	1450	1105
W_{net} (kJ)		950	749	574
η_{th} (%)		60,56	47,75	36,59

Comme l'on peut le constater sur le Tableau II.1, et pour les mêmes conditions à l'admission, le même apport de chaleur gagné par le cycle, et le même taux volumétrique de compression, le cycle Beau De Rochas a le plus grand rendement thermique parmi les trois cycles, alors que le cycle Sabathé est le plus faible rendement.



$$\eta_{th,Sabathé} < \eta_{th,Diesel} < \eta_{th,Beau\ de\ Rochas}$$

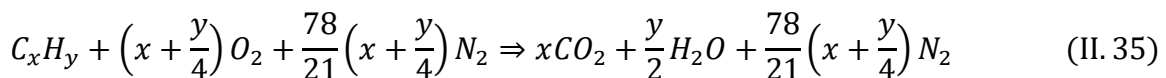
Cependant, il convient de souligner que les moteurs Diesel et Sabathé fonctionnent avec des taux de compression plus élevés à ceux des moteurs à allumage commandé (fonctionnât avec le cycle de Beau de Rochas). Le même point concernant la chaleur gagnée par le cycle, en raison de la différence de capacité entre le gasoil et l'essence. Cela changera la philosophie du calcul.

II.8. Combustion

Dans la plupart des cycles moteurs, les quantités de chaleur nécessaires au fonctionnement du cycle sont obtenues par combustion de carburant soit essence, gasoil, GPL, etc., avec le comburant. Cette partie de ce chapitre est consacré à l'analyse de combustion appliquée dans les moteurs à combustion interne.

II.8.1. Equation chimique de la combustion

Dans les moteurs à combustion interne, nous considérons l'air frais comme un comburant. Par ailleurs, comme il a été supposé dans le chapitre I, on admet l'air avec la composition en volume de 21 % d'O₂ et 78 % de N₂, 1 % d'autres gaz tels que Ar, CO, etc. De l'autre côté, nous supposons un carburant avec une formule chimique (C_xH_y). La formule générale de réaction chimique de la combustion de ce carburant avec l'air est :



Avec x et y sont des coefficients qui changent avec le type de carburant.

II.8.2. Rapport stœchiométrique

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 :

$$r = \left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st} \quad (II. 36)$$

r est généralement compris entre 13 et 15 pour les carburants, en général, 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 14,46 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 CH_3OH au lieu de 17,23 pour le méthane CH_4 .

II.8.3. 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 :

$$\Phi = \frac{\left(\frac{m_c}{m_a}\right)_{re}}{\left(\frac{m_c}{m_a}\right)_{st}} \quad (\text{II. 37})$$

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

La richesse s'écrit également :

$$\Phi = \left(\frac{m_{ast}}{m_{are}}\right) \quad (\text{II. 38})$$

Avec m_{ast} est la masse d'air théorique (stœchiométrie), et m_{are} est la masse d'air réellement utilisé.

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

$$\lambda = \frac{1}{\Phi} \quad (\text{II. 39})$$

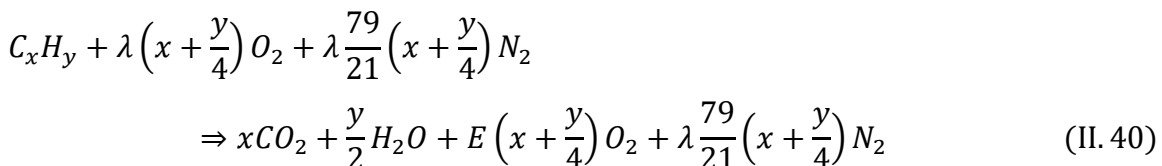
Selon la valeur de ce coefficient, le mélange carburant/air peut être pauvre, stœchiométrique, ou riche :

$\lambda > 1 : (m_{are} > m_{ast}) \Rightarrow$ mélange pauvre.

$\lambda = 1 : (m_{are} = m_{ast}) \Rightarrow$ mélange stœchiométrique.

$\lambda < 1 : (m_{are} < m_{ast}) \Rightarrow$ mélange riche.

Donc, l'équation de combustion complète d'un carburant avec excès d'air devient





Avec

$$E = 1 - \lambda \quad (\text{II. 41})$$

Exemple d'application (II.4)

L'isooctane (C_8H_{18}) est brûlé avec 1,2 d'air théorique dans un petit moteur turbocompressé d'une automobile. Calculer :

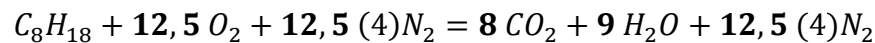
1. Le rapport air-fuel AF
2. Le rapport fuel-air FA
3. Le rapport d'équivalence (la richesse)

Nous admettons que l'air ambiant contient en masse, 20 % d'oxygène, et 80 % d'azote, et on donne la masse molaire de chaque corps : ($C=12$ g/mol, $H=1$ g/mol, et $O=16$ g/mol, $N=14$ g/mol).

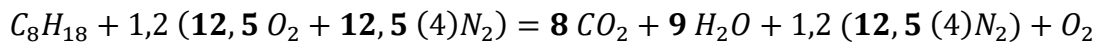
Solution :

$$\lambda=1,2$$

- a. Combustion stœchiométrique



- b. Combustion avec excès d'air



1. Le rapport air-fuel AF

$$AF = \frac{m_a}{m_c} = \sum \frac{N_a M_a}{N_c M_c} = \frac{(15 \times 32) + (15 \times 4 \times 28)}{(8 \times 12) + (18)} = 18,95$$

2. Le rapport air-fuel FA

$$FA = \frac{1}{AF} = \frac{m_c}{m_a} = 0,053$$

3. Le rapport d'équivalence (la richesse)

$$(FA)_{st} = \left(\frac{m_c}{m_a} \right)_{st} = \sum \frac{N_c M_c}{N_a M_a} = \frac{(12,5 \times 32) + (12,5 \times 4 \times 28)}{(8 \times 12) + (18)} = 0,063$$

$$\Phi = \frac{\left(\frac{m_c}{m_a} \right)_{re}}{\left(\frac{m_c}{m_a} \right)_{st}} = \frac{(FA)_{re}}{(FA)_{st}} = 0,83$$

CHAPITRE III.

CYCLE REEL D'UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE



III.1. Introduction

Comme mentionné au chapitre II, l'idée d'un moteur thermique à piston a été réalisée par Otto chez Deutz à Cologne en 1876. Dans ce cas, l'évolution de la pression-volume du mélange (air-carburant) à l'intérieur du moteur ne correspondait pas exactement au cycle théorique (de Beau de Rochas), et le rendement en était très inférieur.

Dans ce chapitre, nous discuterons les changements entre l'étude idéale et réelle des moteurs à combustion interne, et comment calculer leurs performances. A la fin, nous avons pris comme un cas d'étude les moteurs à allumage commandé, et présenté leurs systèmes d'alimentation et d'allumage.

III.2. Différence entre les cycles théoriques et réels

En pratique, le diagramme réel (PV) est notamment différent du diagramme théorique du fait les hypothèses suivantes :

- ✓ La composition chimique et la quantité du fluide-moteur sont toujours variées dans chaque processus du cycle.
- ✓ Les caractéristiques et les propriétés thermo-physiques du fluide-moteur (chaleur spécifique, masse volumique, etc.) varient avec la température du mélange.
- ✓ Le débit de gaz n'est pas constant dû à son inertie, et l'ouverture et la fermeture des soupapes ne sont pas instantanées.
- ✓ À l'admission, la pression est inférieure à la pression atmosphérique (dans le cas d'un moteur non suralimenté) du fait de l'aspiration du piston et de l'inertie du gaz non nulle.
- ✓ Le fonctionnement du moteur nécessite l'évacuation des produits de combustion et l'introduction de mélange frais périodique. Donc, le remplissage du cylindre du moteur dépend considérablement de son nettoyage. En outre, le cylindre moteur ne se remplit/balayer pas convenablement surtout à des vitesses de rotation élevées.
- ✓ Les pertes de charge lors du passage des gaz frais/brûlés dans les tubulures, les collecteurs, les papillons et les soupapes ne sont pas négligeables.
- ✓ Les processus de compression et de détente ne sont plus adiabatiques, du fait de l'échange de chaleur entre le fluide-moteur et les parois.
- ✓ La combustion du mélange air/fuel est incomplète, et n'est pas instantanée au PMH, donc non isochore, et ni isobare.



- ✓ La pression des gaz à la fin d'échappement est toujours supérieure à la pression atmosphérique.

III.3. Différents temps du cycle réel

III.3.1. Admission (1^{er} temps)

Le piston descend du point mort haut (PMH) au point mort bas (PMB). La soupape d'admission est déjà ouverte et celle de l'échappement se ferme. Ce mouvement du piston créera une dépression de l'ordre 0,1-0,2 bar. A cause de l'inertie des masses gazeuses admises et la différence de section de passage de la soupape d'admission, et des petites masses des gaz brûlés du cycle précédent restent dans les cylindres, le taux de remplissage total des cylindres n'est pas possible (est d'environ 80 %). Ce paramètre est donné par :

$$\varepsilon_R = \frac{\rho V_u}{m_{cycle}} = \frac{\rho(V_1 - V_2)}{m_{mél}} \quad (\text{III. 1})$$

Avec ρ et $m_{mél}$ sont la masse volumique et la masse admise du mélange à l'admission, et V_u est la cylindrée unitaire.

Afin d'augmenter ce taux, les améliorations suivantes peuvent être effectuées :

- ✓ Des tubulures et des collecteurs peu courbés, lisses et de longueurs courtes peuvent être utilisés.
- ✓ Des soupapes d'admission avec des diamètres plus grands que celles de l'échappement sont recommandées.
- ✓ Utilisant un système de suralimentation (les compresseurs et les turbocompresseurs).
- ✓ Décalage de l'ouverture et de la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement. Donc, une avance à l'ouverture de la soupape d'admission est effectuée avant le PMH (AOA = avance ouverture admission). En plus, à la fin du temps d'admission, un retard à la fermeture de la soupape d'admission (RFA = retard fermeture admission) est effectué après le PMB (Figure III.1). Ces décalages sont de quelques degrés (de rotation du vilebrequin) et leur importance dépend de la gamme du régime du moteur (plus élevés pour les hauts régimes).

Les valeurs-limites de l'avance à l'ouverture et du retard à la fermeture de chaque soupape sont comme suit :

- AOA (avance ouverture admission) est entre 10 et 30 °VB (degré vilebrequin).



- RFA (retard fermeture admission) est entre 40 et 60 °VB.
- AOE (avance ouverture échappement) est entre 35 et 60 °VB.
- RFE (retard fermeture échappement) est entre 05 et 20 °VB.

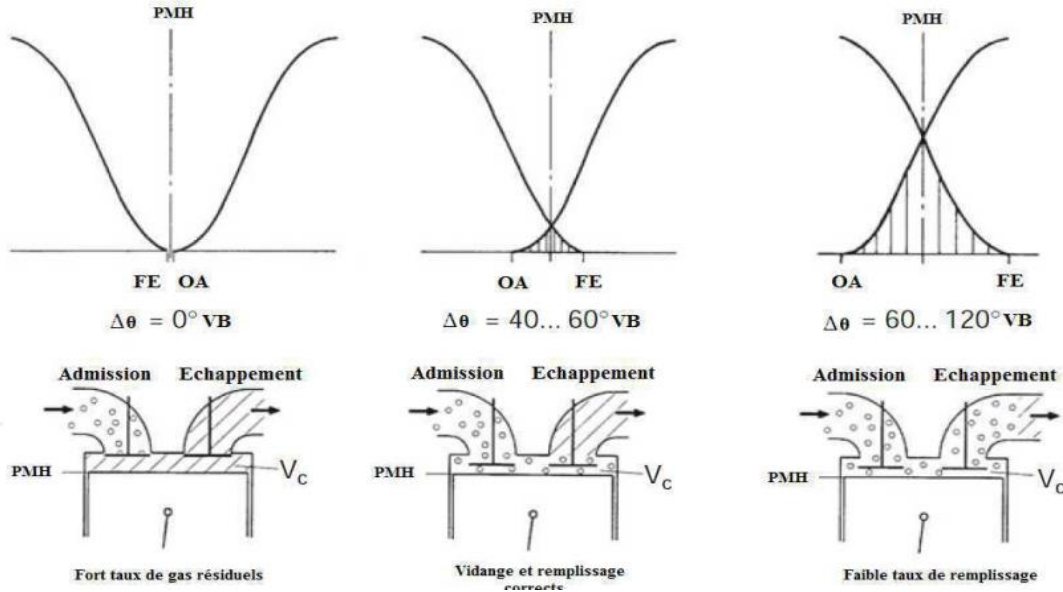


Figure III.1. Influence du croisement de soupape sur le taux de remplissage.

Tandis que le Tableau III.1 regroupe quelques données techniques sur trois moteurs diesel à injection directe, pour montrer leurs valeurs de décalage de l'ouverture et de la fermeture des soupapes.

Tableau III.1. Fiches techniques de moteurs avec leurs durées d'admission et d'échappement.

	Moteur 1	Moteur 2	Moteur 3
Type	Expérimental	Automobile	Industriel
Désignation	Lister-Petter SR1	K9K766	MKDIR 620-145
Nombre de cylindres	1	4	6
Cylindrée [cm ³]	631	1461	9840
Puissance maximale	5,5 kW@1800 tr/min	60 kW@3750 tr/min	264 kW@2400 tr/min
AOA	-36° VB	+09° VB	-06° VB
RFA	+69° VB	+20° VB	+36° VB
AOE	-76° VB	-27° VB	-50° VB
RFE	+32° VB	+07° VB	+16° VB
Durée d'admission [° VB]	285° VB	111° VB	222° VB
Durée d'échappement [° VB]	288° VB	214° VB	246° VB
Durée croisement des soupapes [° VB]	68° VB	00° VB	22° VB

III.3.2. Compression –Combustion (2^{ème} temps)

La phase de compression ne commence qu'à la fermeture de la soupape d'admission et se termine au moment de l'inflammation du mélange (air-combustible). La valeur réelle de la pression à la fin de la compression est inférieure à la valeur théorique. Cette compression n'est pas



isentropique en raison des échanges thermiques avec les parois (elle est en fait polytropique de coefficient de l'ordre de 1,35 - 1,39). Par ailleurs, en examinant la courbe donnant la variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin d'un moteur diesel avec une vitesse de rotation de 2800 tr/min et une avance à l'injection de 20 °VB (Figure III.2). On remarque que pour ce moteur, la combustion vive ne commence qu'après un certain retard composé successivement de :

- ✓ Un délai physique d'environ 10 °VB d'injection suivi par 7 °VB la vaporisation.
- ✓ Un délai chimique correspondant à la phase de combustion d'oxydation sans flamme d'environ 3 °VB.
- ✓ Une phase de combustion vive très rapide avec flamme d'environ 5 °VB.
- ✓ Une phase de combustion avec flamme de diffusion.

La phase d'injection dure 40 °VB, alors que la combustion ne dure que 20 °VB. La combustion accuse un retard considérable mais avec l'avance à l'injection elle commence pile lorsque le piston est en fin de compression. L'étincelle est provoquée avec une avancée à l'allumage (AA) avant le PMH, afin de prendre en compte le délai nécessaire au développement de la combustion pour que celle-ci soit à peu près terminée au voisinage du PMH.

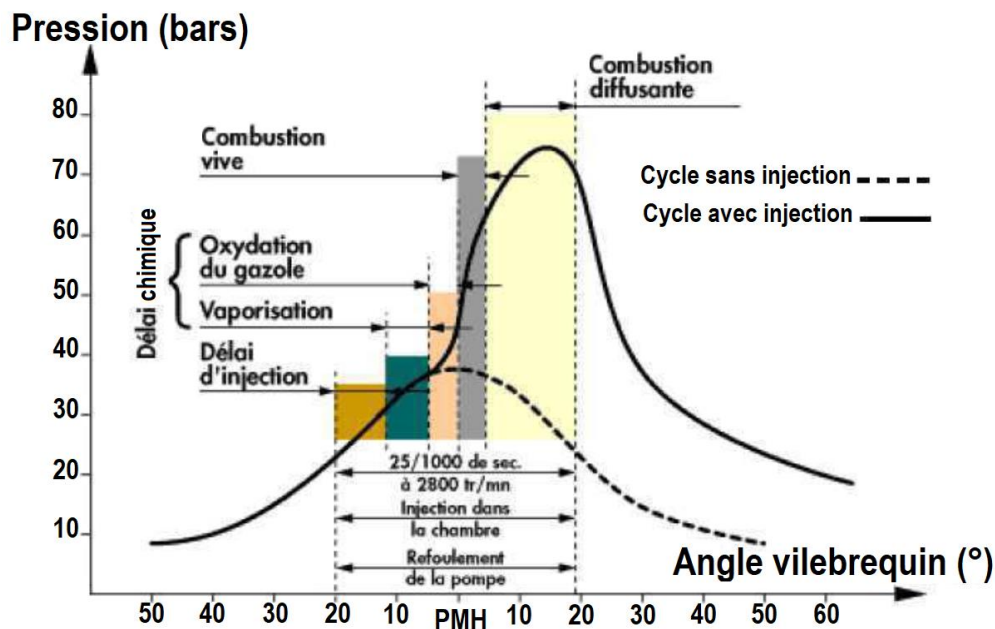


Figure III.2. Courbe typique de pression cylindre dans un moteur diesel avec une vitesse de rotation de 2800 tr/min.



III.3.3. Détente (3^{ème} temps)

Comme la phase de compression, la détente n'est pas isentropique. Le coefficient polytropique est généralement de l'ordre de 1,33. A la fin de cette phase, on apporte une avance à l'ouverture de la soupape d'échappement, peu avant le PMB (AOE = avance ouverture échappement), pour éviter les contrepressions à la remontée du piston et accélérer l'équilibre des pressions intérieure et extérieure au cylindre. Cette ouverture prématurée fait baisser la pression au PMB par rapport au diagramme théorique. D'un autre côté, on note que si le mélange (air-combustible) est pauvre, la combustion peut se prolonger et durer jusqu'à l'ouverture de la soupape d'admission, on a alors des retours de flamme au carburateur.

III.3.4. Echappement (4^{ème} temps)

Pendant cette phase, les gaz de combustion s'évacuent, au début sous l'effet de leur propre pression, puis sous la poussée du piston qui remonte. La vitesse des gaz est importante, elle peut atteindre 700 m/s. En fin de course d'échappement, il reste un résidu de gaz d'échappement emprisonné dans le volume mort. Comme déjà présenté, ce résidu d'échappement se mélange avec la nouvelle charge entrante de mélange frais et est transporté dans le nouveau cycle. Par conséquent, le résidu d'échappement est défini comme :

$$x_{re} = \frac{m_{re}}{m_{mél}} \quad (III.2)$$

Où m_{re} est la masse de gaz d'échappement transportée dans le cycle suivant.

Les valeurs de ce paramètre varient de 3% à 7% à pleine charge, et augmentent jusqu'à 20% à charge partielle. Pour diminuer ce ratio, on peut apporter un retard à la fermeture de l'échappement après le PMH (RFE = retard fermeture échappement) pour chasser plus complètement les gaz brûlés en bénéficiant de leur inertie. Cela aidera aussi d'éviter les contrepressions, et d'accélérer l'équilibre des pressions intérieure et extérieur au cylindre.

On constate alors que pendant un temps très court, les soupapes d'admission et d'échappement sont en position ouverte simultanément (croisement des soupapes). Le croisement des soupapes peut se produire durant la fin phase d'échappement. Le temps correspondant au croisement est très court pour permettre le retour des gaz dans le cylindre moteur. On obtient de cette manière un meilleur remplissage par les gaz frais surtout aux régimes élevés.



III.4. Paramètres indiqués et effectifs

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
- ✓ Couple
- ✓ Pression moyenne
- ✓ Consommation spécifique
- ✓ Rendement.

Ces paramètres peuvent être classés en deux sous-groupes ; indiqués et effectifs. Les paramètres indiqués caractérisent l'organisation réelle du cycle considéré, mais ils tiennent compte seulement les pertes de chaleur ayant lieu dans le cycle réel, et sans avoir les 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, turbocompresseur/compresseur, 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 ces 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 1, les paramètres effectifs sont toujours inférieurs à ceux indiqués sauf la consommation spécifique effective est supérieure à celle indiquée). D'après la définition, tout paramètre effectif peut être déterminé en fonction du paramètre indiqué correspondant.



Les principaux paramètres caractérisant le fonctionnement du moteur sont définis et modélisés comme suit :

III.4.1. Travaux indiqué et effectif

Le travail est le produit de tout moteur thermique, et dans les moteurs à combustion interne, ce travail est généré par les gaz dans la chambre de combustion du cylindre. Le travail est le résultat d'une force agissant à distance. Les forces dues à la pression du gaz sur le piston en mouvement génèrent le travail dans un cycle moteur. Donc, le travail indiqué par un cycle [kJ] est modélisé comme :

$$W_{ind} = \int F dx = \int P A_p dx \quad (III. 3)$$

Où :

P est la pression dans la chambre de combustion

A_p est la zone sur laquelle agit la pression (face du piston)

x est la distance parcourue par le piston.

Nous savons que :

$$A_p dx = dV \quad (III. 4)$$

dV Le volume différentiel déplacé par le piston, alors le travail effectué peut être présenté comme :

$$W_{ind} = \int P dV \quad (III. 5)$$

Pour prendre en compte les pertes mécaniques, on introduit un rendement mécanique η_m .

Donc le travail effectif par cycle est écrit par :

$$W_{eff} = W_{ind} \times \eta_m \quad (III. 6)$$

Par conséquent, le travail perdu par frottement et pour entraîner d'autres auxiliaires mécaniques peut être écrit comme :

$$W_{perd} = W_{ind} - W_{eff} \quad (III. 7)$$

III.4.2. Puissances indiquée et effective

La puissance indiquée est le travail effectué pendant une seconde. En tenant compte de la vitesse de rotation du vilebrequin et le nombre des cylindres du moteur, la puissance indiquée [kW] pourrait être calculée comme suit :

$$P_{ind} = W_{ind} \cdot X \quad (III. 8)$$



Avec X : est le nombre de cycles par seconde et donné pour un moteur à 4 temps par :

$$X = \frac{2Nn}{60 \times 4 \text{ temps}} \quad (\text{III. 9})$$

Avec n est le nombre de cylindre, et N la vitesse de rotation du moteur [tr/min].

Et modélisé pour un moteur 2 temps comme :

$$X = \frac{2Nn}{60 \times 2 \text{ temps}} \quad (\text{III. 10})$$

D'autre part, la puissance effective est donnée par :

$$P_{eff} = W_{eff} \times X \quad (\text{III. 11})$$

Ou en termes de puissance indiquée :

$$P_{eff} = P_{ind} \times \eta_m \quad (\text{III. 12})$$

Donc, la puissance perdue par frottement et pour entraîner les auxiliaires mécaniques peut être présentée comme :

$$P_{perd} = P_{ind} - P_{eff} \quad (\text{III. 13})$$

III.4.3. Couples moteur indiqué et effectif

Le couple [N.m] est un bon indicateur de la capacité d'un moteur à travailler. Ce paramètre est la mesure du moteur à produire un travail tandis que la puissance décrit le taux avec lequel il est capable de développer ce travail. Il est défini comme une force agissant à une distance de moment. Le couple moteur indiqué pourrait être calculé à partir de la puissance indiquée définie par :

$$C_{ind} = \frac{P_{ind}}{\omega} \quad (\text{III. 14})$$

Avec ω est la vitesse angulaire [rad/s] de rotation de l'arbre moteur est donnée par :

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (\text{III. 15})$$

Tandis que le couple effectif est représenté par :

$$C_{ind} = \frac{P_{eff}}{\omega} \quad (\text{III. 16})$$

Où :

$$C_{eff} = C_{ind} \times \eta_m \quad (\text{III. 17})$$



Remarque : généralement le couple d'un moteur diesel est supérieur à celui d'un moteur essence en raison des dimensions plus grandes du premier moteur.

III.4.4. Pressions moyennes indiquée et effective

La pression moyenne indiquée du cycle [kPa] est la pression équivalente supposée constante délimitée par la course de compression et celle de détente pour obtenir le même travail indiqué. Ce paramètre est une autre mesure utile des performances du moteur, qui est le rapport entre le travail indiqué et la cylindrée du moteur. Ce paramètre est calculé pour un seul cylindre comme suite :

$$Pm_{ind} = \frac{W_{ind}}{V_u} \quad (III. 18)$$

Et pour la pression moyenne effective par :

$$Pm_{eff} = \frac{W_{eff}}{V_u} \quad (III. 19)$$

La Pm_{eff} 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 (par compresseur ou turbocompresseur) peut accroître considérablement ce maximum (plus de 40 bars en F1).

III.4.5. Consommations spécifiques indiquée et effective

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 :

$$Cs_{ind} = \frac{\dot{m}_c \times 3600}{P_{ind}} \quad (III. 20)$$

De la même manière, on définit la consommation spécifique effective :

$$Cs_{eff} = \frac{\dot{m}_c \times 3600}{P_{eff}} \quad (III. 21)$$

D'un autre côté, l'augmentation de la consommation de carburant due au frottement et pour entraîner les auxiliaires mécaniques peut être calculée comme :

$$Cs_{aug} = Cs_{eff} - Cs_{ind} \quad (III. 22)$$

III.4.6. Rendements

Comme toutes les machines thermiques, le moteur à combustion interne (soit à allumage commandé soit à compression) ne restitue pas intégralement en travail mécanique l'énergie fournie



par le carburant. En premier lieu, le moteur ne fonctionne pas suivant le cycle thermodynamique théorique. De plus, une partie de l'énergie chimique disponible est perdue par frottement des ensembles mécaniques alors qu'une autre partie de cette énergie est perdue par dissipation thermique (liquide de refroidissement, huile, gaz d'échappement). La chaîne des rendements (Fig. III.3) est donc la suivante :

✓ *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 et l'énergie théoriquement contenue dans le carburant est l'expression du rendement de combustion :

$$\eta_{cmb} = \frac{Q_{comb}}{m_c \times PCI} \quad (\text{III. 23})$$

Q_{comb} est l'énergie réellement dégagée par la combustion (kJ).

PCI est le pouvoir calorifique inférieur du carburant (kJ/kg).

m_c est la masse du carburant (kg).

✓ *Rendement indiqué*

Afin de comparer uniquement les performances thermiques des moteurs, il est utile d'isoler les pertes d'origines mécaniques. Ce qui mène à définir le rendement indiqué, qui renseigne uniquement sur la qualité de conversion du carburant. Son expression est donnée par :

$$\eta_{ind} = \frac{W_{ind}}{Q_{comb}} \quad (\text{III. 24})$$

Généralement, le rendement indiqué est compris entre 0,75 et 0,85.

✓ *Rendement effectif*

Appelle aussi le rendement global, il inclut toutes les pertes, qu'elles soient d'origine mécanique ou thermique, et est exprimé comme suit :

$$\eta_{eff} = \eta_{th} \times \eta_m \times \eta_{ind} \quad (\text{III. 25})$$

η_{th} est le rendement thermique (théorique).

Où



$$\eta_{eff} = \frac{W_{eff}}{\dot{m}_c \times PCI} \quad (III. 26)$$

Ou en termes de puissance :

$$\eta_{eff} = \frac{P_{eff}}{\dot{m}_c \times PCI} \quad (III. 27)$$

\dot{m}_c représente le débit massique du carburant [kg/s].

Le rendement effectif d'un moteur à essence ~25 %, tandis que celui d'un moteur diesel est d'environ ~35 %.

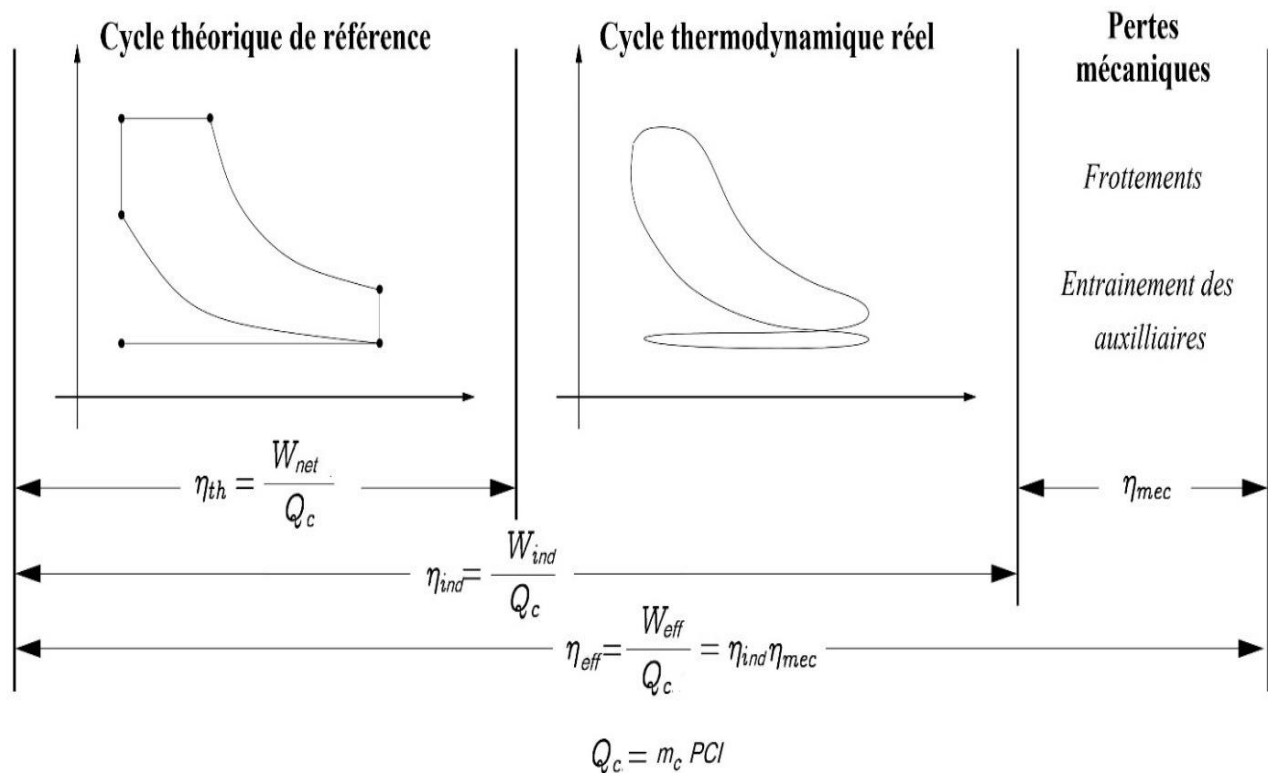


Figure III.3. Chaîne des rendements du moteur à combustion interne (à cycle Mixte).

Exemple d'application (III.1)

Un moteur diesel (4 temps) 11,5 × 12,75 cm avec six cylindres pour les applications maritimes, a des puissances effective et indiquée de 180 kW et 210 kW respectivement à une vitesse de rotation de 2400 tr/min, le moteur brûle 0,015 kg/seconde de carburant. Dans ces conditions, calculer :

1. Le couple moteur (indiqué et effectif).
2. La pression moyenne (indiquée et effective).



3. La consommation spécifique du carburant (indiquée et effective).
4. Le rendement mécanique.

Solution :

$$C = 12,75 \text{ cm}, D = 11,5 \text{ cm}, n = 6, N = 2400 \text{ tr/min}$$

$$P_{ind} = 210 \text{ kW}, P_{eff} = 180 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_c = 0,015 \text{ kg/s}$$

1. Le couple moteur (indiqué et effectif)

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = 251,2 \text{ rad/sec}$$

$$C_{ind} = \frac{P_{ind}}{\omega} = 835,99 \text{ N.m}$$

$$C_{eff} = \frac{P_{eff}}{\omega} = 716,56 \text{ N.m}$$

2. La pression moyenne (indiquée et effective)

$$X = \frac{2 \times N \times n}{60 \times 4 \text{ temps}} = 120$$

$$V_u = \frac{\pi D^2}{4} L = 1,3236 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$W_{ind} = \frac{P_{ind}}{X} = 1750 \text{ J}$$

$$W_{eff} = \frac{P_{eff}}{X} = 1500 \text{ J}$$

$$Pm_{ind} = \frac{W_{ind}}{V_u} = 1322,152 \text{ kPa}$$

$$Pm_{eff} = \frac{W_{eff}}{V_u} = 1133,273 \text{ kPa}$$

3. La consommation spécifique (indiquée et effective)

$$Cs_{ind} = \frac{\dot{m}_c \times 3600}{P_{ind}} = 0,2571 \text{ kg/kWh}$$

$$Cs_{eff} = \frac{\dot{m}_c \times 3600}{P_{eff}} = 0,3000 \text{ kg/kWh}$$

4. Le rendement mécanique



$$\eta_{méc} = \frac{W_{eff}}{W_{ind}} = 0,8571 \text{ soit } 85,71 \%$$

III.4.7. Autres paramètres

✓ Rapport air/fuel, fuel/air

Lors des essais des moteurs, le débit massique d'air et le débit massique de carburant sont normalement mesurés. Le rapport de ces débits est utile pour définir les conditions de fonctionnement du moteur :

$$AF = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \quad (\text{III. 28})$$

$$FA = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_c} \quad (\text{III. 29})$$

Ou en termes de masses :

$$AF = \frac{m_a}{m_c} \quad (\text{III. 30})$$

$$FA = \frac{m_c}{m_a} \quad (\text{III. 31})$$

La gamme de fonctionnement normal d'un moteur classique à allumage commandé utilisant de l'essence est $12 \leq AF \leq 18$ (ou $0,056 \leq FA \leq 0,083$), tandis que pour le moteur à allumage par compression, il s'agit de $18 \leq AF \leq 70$ (ou $0,014 \leq FA \leq 0,056$).

✓ Rendement volumétrique

Le rendement volumétrique d'un moteur est le rapport entre la masse d'air réellement admise dans la chambre de combustion et une masse d'air théoriquement admise. Ce paramètre est calculé pour un moteur comme suit :

$$\eta_{vol} = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{air,i} V_{tot} N / 60} \quad (\text{III. 32})$$

$\rho_{air,i}$ est la masse volumique de l'air à l'entrée du moteur [kg/m^3]

V_u représente la cylindrée unitaire [m^3]

N est la vitesse de rotation [tr/min].

✓ Puissance fiscale

La puissance fiscale était un système précoce par lequel les taux d'imposition des voitures étaient calculés dans certains pays européens tels que la Grande-Bretagne, la France, la Belgique,



l'Allemagne et l'Italie. En France, depuis 1998, la puissance fiscale dépend de la valeur normalisée d'émission de CO₂ [g/km], et la puissance maximale du moteur [kW]. La puissance fiscale du moteur peut être exprimée comme suit :

$$P_{\text{fiscale}} = \frac{E}{45} + \left(\frac{P_{\text{eff}}}{40} \right)^{1,6} \quad (\text{III. 33})$$

P_{fiscale} est la puissance fiscale en chevaux-vapeur [cv].

P_{eff} est la puissance réelle ou effective du moteur [kW], avec $1 \text{ kW} \approx 0,736 \text{ cv}$.

E Emission de CO₂ [g/km]

Exemple :

✓ Pour un moteur de BMW X3 2.0d

La puissance du moteur = 150 Ch

L'émission de CO₂ = 191 g/km

$$P_{\text{fiscale}} = \frac{191}{45} + \left(\frac{150 \times 0.736}{40} \right)^{1,6} = 9.3 \approx \mathbf{9 \text{ CV}}$$

✓ Pour un moteur de Renault Clio 1.2 16V

La puissance du moteur = 75 Ch

L'émission de CO₂ = 139 g/km

$$P_{\text{fiscale}} = \frac{139}{45} + \left(\frac{75 \times 0.736}{40} \right)^{1,6} = 4.75 \approx \mathbf{5 \text{ CV}}$$

Exemple d'application (III.2)

Moteur V6 3L d'une voiture « John », qui fonctionne sur un cycle quatre temps à une vitesse de rotation maximale de 3600 tr/min. Le rapport de compression est de 9,5, et le moteur est de type carré (D=C). Le moteur est connecté à un dynamomètre qui donne une lecture du couple effectif de 205 N.m à 3600 tr/min. A cette vitesse, l'air entre dans les cylindres à 85 kPa et à 60 °C, et le rendement mécanique du moteur est de 85%. Le moteur fonctionne avec un rapport air-carburant AF = 15, le combustible à un pouvoir calorifique de 44 000 kJ/kg. Calculer :

1. L'alésage et la course.
2. Le débit massique du carburant pénétrant dans le moteur.
3. Le rendement (indiqué et effectif).
4. Le rendement volumétrique ($\rho_{\text{air,i}}$ dans ces conditions = 1,181 kg/m³).
5. La consommation spécifique du carburant (effective).

**Solution :**

$$V_{tot} = 3 \text{ L}, n = 6, N = 3600 \text{ tr/min}, \varepsilon = 9,5, C = D$$

$$C_{eff} = 205 \text{ N.m}$$

$$P_{admission} = 85 \text{ kPa}, T_{admission} = 60^\circ \text{C}$$

$$AF = 15, PCI = 44000 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{méc} = 0,85$$

1. L'alésage, la course et le volume mort

$$V_u = \frac{V_{tot}}{6} = 0,5 \text{ L} = 0,0005 \text{ m}^3$$

$$V_u = \frac{\pi D^2}{4} C = \frac{\pi D^3}{4} \Rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{4V_u}{\pi}} = 0,0860 \text{ m} = 86,0 \text{ mm} = C$$

$$\varepsilon = \frac{V_u + V_0}{V_0} \Rightarrow V_0 = \frac{V_u}{\varepsilon - 1} = 5,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

2. Le débit massique du carburant pénétrant dans le moteur

$$PV = m_{mél}RT \Rightarrow m_{mél} = \frac{PV}{RT} = \frac{P(V_u + V_0)}{RT} = 5,557 \times 10^{-4} \text{ kg/cycle}$$

$$AF = \frac{m_a}{m_c} = \frac{m_{mél} - m_c}{m_c} \Rightarrow m_c = \frac{m_{mél}}{AF + 1} = 3,473 \times 10^{-5} \text{ kg/cycle}$$

$3,473 \times 10^{-5} \text{ kg}$ carburant par cylindre et par cycle. Donc, le débit massique de carburant pénétrant dans le moteur :

$$\dot{m}_c = m_c \times X = m_c \times \frac{2 \times N \times n}{60 \times 4 \text{ temps}} = 6,25 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

3. Le rendement (indiqué et effectif)

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = 376,8 \text{ rad/sec}$$

$$P_{eff} = C_{eff} \times \omega = 77244 \text{ W} = 77,24 \text{ kW}$$

$$\eta_{eff} = \frac{P_{eff}}{\dot{Q}_c} = \frac{P_{eff}}{\dot{m}_c \times PCI} = 0,2809 \text{ soit } 28,09 \%$$

$$\eta_{ind} = \frac{\eta_{eff}}{\eta_{méc}} = 0,3304 \text{ soit } 33,04 \%$$

4. Le rendement volumétrique

$$\dot{m}_a = AF \times \dot{m}_c = 0,09375 \text{ kg/s}$$



$$\eta_{vol} = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{air,i} V_{tot} N / 60} = 0,8820 \text{ soit } 88,20 \%$$

5. La consommation spécifique du carburant (effective)

$$C_{seff} = \frac{\dot{m}_c \times 3600}{P_{eff}} = 0,2913 \text{ kg/kWh}$$

III.5. Alimentation en carburant pour les moteurs à essence

III.5.1. Généralités

Le système d'alimentation a pour rôle d'amener au niveau du moteur l'air et l'essence nécessaires à une bonne combustion. Le circuit d'alimentation comprend deux circuits différents :

- ✓ Circuit d'alimentation en air.
- ✓ Circuit d'alimentation en essence.

Le mélange est préparé avant l'entrée dans les cylindres. Certaines conditions doivent être prises en considération telles que :

- ✓ Le carburant doit être vaporisé.
- ✓ La richesse du mélange doit être convenable à tous les régimes.
- ✓ Le mélange doit être homogène.

Pour réaliser le mélange avec ces trois conditions, deux choix se présentent :

- ✓ Système à carburateur.
- ✓ Système d'injection (soit directement ou indirectement).

III.5.2. Système à carburateur

Les carburateurs sont utilisés sur les moteurs à allumage commandé pour contrôler le débit de carburant fourni à un moteur afin qu'il soit proportionnel au débit d'air. Les carburateurs sont utilisés pour les carburants liquides et gazeux. Avec les carburants liquides, ils servent également à mélanger le carburant avec l'air en atomisant le liquide en gouttelettes pour qu'il s'évapore rapidement. Le principe de fonctionnement d'un carburateur à carburant liquide est illustré à la Figure III.4, indiquant le flux d'air d'entrée à travers un venturi avec une tuyère, puis au-delà d'un papillon des gaz. Contrairement aux injecteurs (qui seront discutés dans la section suivante), les carburateurs à carburant liquide atomisent le carburant par des processus reposant sur la vitesse de l'air supérieure à la vitesse du carburant au niveau de la tuyère. La différence de pression entre



l'entrée du carburateur et de la tuyère est utilisée pour doser le carburant afin d'obtenir un rapport air-carburant souhaité.

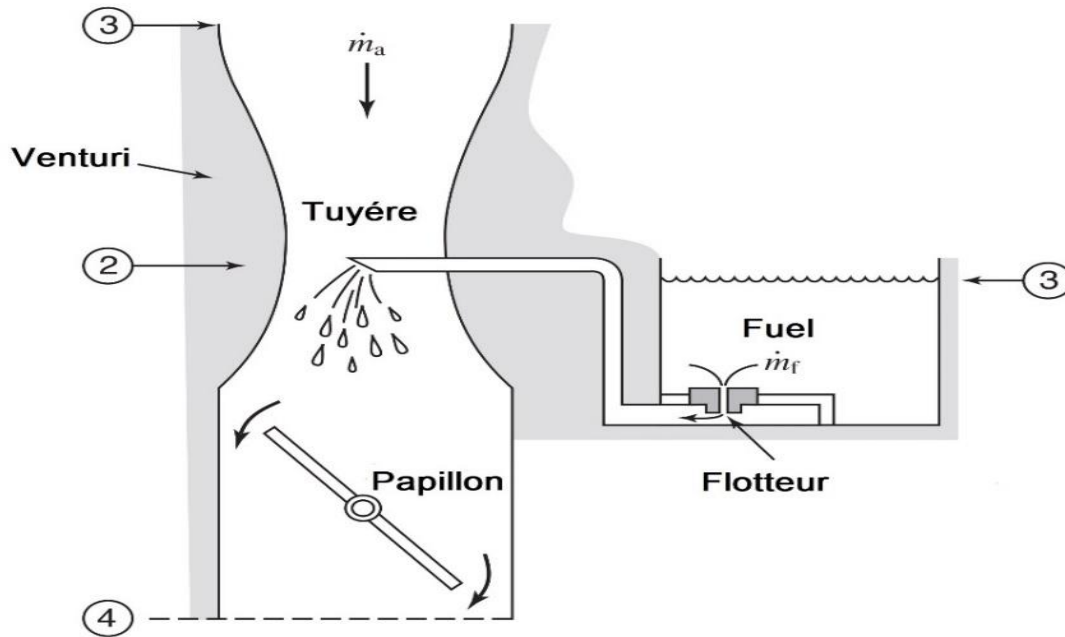


Figure III.4. Carburateur pour mélanger les carburants liquides avec de l'air.

III.5.3. Système d'injection

L'injection d'essence consiste à introduire l'air par une tubulure d'admission, et à injecter le carburant en amont plus près de la soupape d'admission (injection indirecte – Figure III.5.b) ou directement dans le cylindre (injection directe – Figure III.5.a).

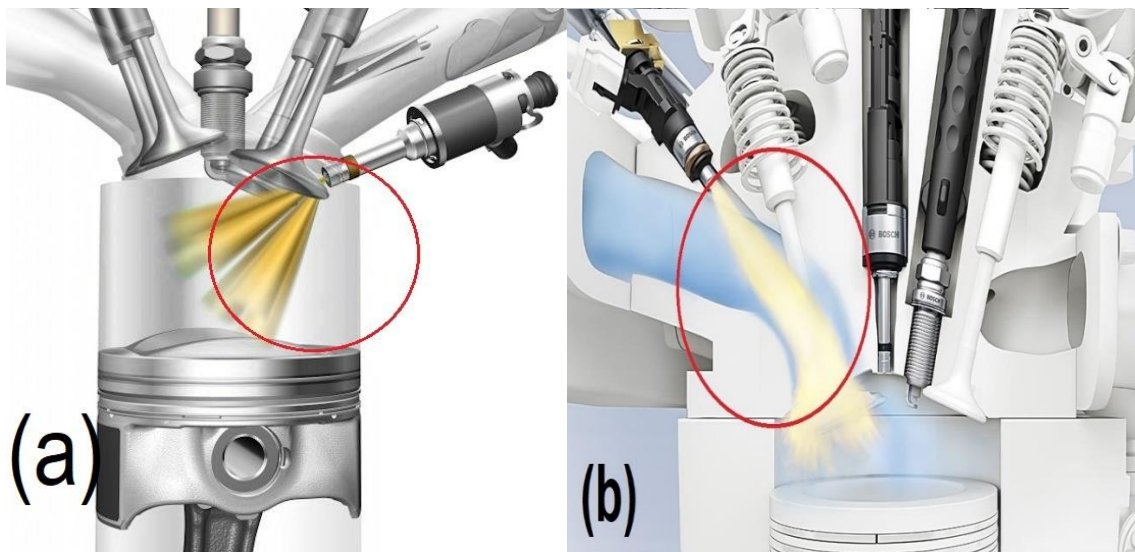


Figure III.5. Système d'injection -(a) direct, et (b) indirect-.



Dans tous les cas le système comporte une pompe électrique de mise en pression, un dispositif pour évaluer le débit d'air (plateau mobile, fil chaud, courbe programmée, etc.) et un calculateur électronique gérant les informations issues des différents capteurs ou détecteurs. Des détecteurs fournissent des données au calculateur qui les exploite et commande l'injection (Figure III.6).

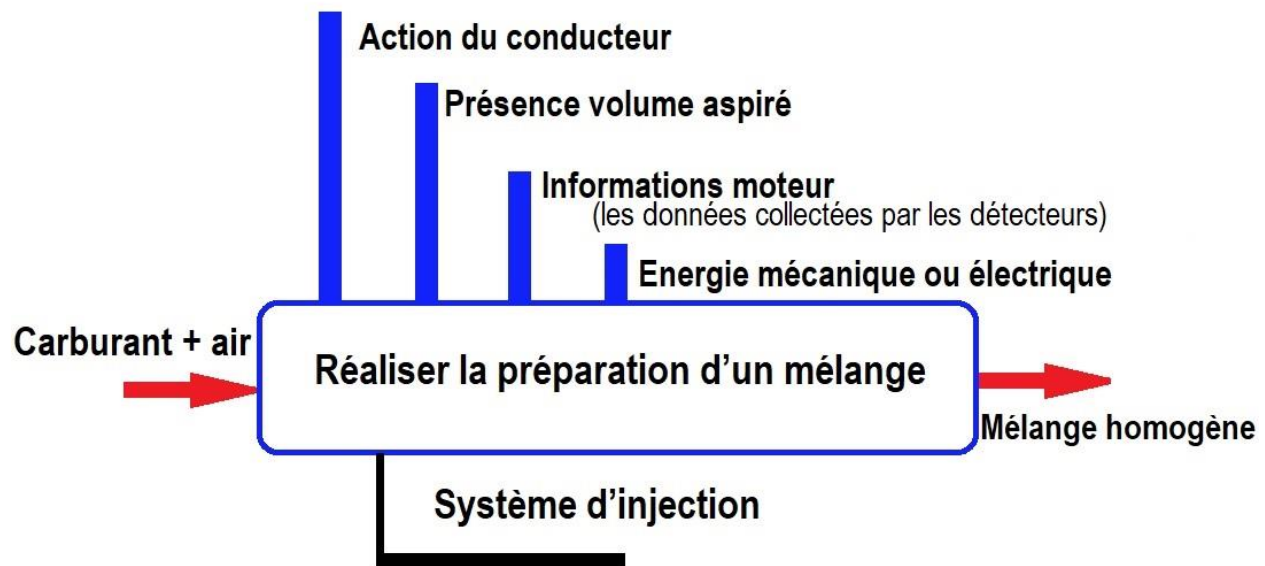


Figure III.6. Gestion d'informations pour le système d'injection.

✓ Avantages du système d'injection

Par rapport au système de carburateur, les avantages suivants peuvent être obtenus en utilisant un système d'injection :

- Augmentation des performances du moteur (le couple, la puissance, le rendement, etc).
- Economie de carburant grâce au dosage très précis.
- Diminution des émissions toxiques (avec une meilleure combustion).
- Meilleur remplissage dans les cylindres.

✓ Différents systèmes d'injection

On peut différencier les systèmes d'injection selon l'endroit où se fait l'injection du carburant dans l'air aspiré par le moteur :

- L'injection est directe si elle s'effectue dans la chambre de combustion du cylindre.
- L'injection est indirecte si elle a lieu dans la tubulure d'admission, plus ou moins près de la soupape d'admission, le jet d'essence étant dirigé vers la soupape.



- L'injection centralisée si elle se fait dans la partie du collecteur commune à tous les cylindres, à l'endroit qu'occuperait un carburateur.

En outre, on peut également classer les systèmes d'injection par le dispositif de régulation :

- Dans l'injection mécanique, la pompe entraînée mécaniquement par le moteur, effectue la mise en pression du carburant et dose le volume injecté.
- Dans l'injection électronique, la pompe électrique, effectue l'alimentation du carburant sous pression ; les fonctions de dosage, régulation, injection sont totalement ou partiellement pilotées par une centrale électronique (calculateur).

III.6. Système d'allumage pour les moteurs à essence

La fonction de l'allumage est de produire un apport de chaleur dont l'énergie est suffisante pour déclencher l'inflammation du mélange gazeux (air-carburant) à la fin de la compression. Cette énergie est produite sous la forme d'un arc électrique. Pour être conducteur d'électricité, l'air doit être ionisé. L'air se trouvant dans la chambre en fin de compression ne peut être ionisé, afin de permettre le passage de l'arc, qu'à condition que le courant ait une haute tension (force électromagnétique élevée). S'il démarre avec le générateur placé à bord du véhicule, il peut avoir un courant de tension d'une valeur de $U = 12 \text{ V}$. Pour atteindre une haute tension (de 10 à 15 kV), il faut multiplier environ par 1 000 la tension de départ. Pour réaliser cette opération, on utilise un transformateur de type particulier appelé « bobine d'induction, ou " bobine d'allumage". Cette technologie est maintenant supplantée par les allumeurs électroniques intégraux, pour lesquels un circuit électronique commandé par un calculateur génère les impulsions d'allumage. Ce système est d'une grande souplesse, car l'énergie et l'instant d'allumage peuvent être modulés en fonction d'un grand nombre de données telles que le régime, température, cliquetis, etc.

Comme présenté sur la Figure III.7, lorsque le rupteur est fermé, le courant circule dans le bobinage primaire et crée un champ magnétique dans l'enroulement secondaire. C'est la phase induction. A l'ouverture du rupteur, le courant primaire est brusquement coupé, ceci provoque une variation rapide du champ magnétique et la création d'un courant induit à haute tension dans l'enroulement secondaire. L'enroulement secondaire est lié à la bougie qui déclenche l'étincelle désirée. Le condensateur placé en dérivation du rupteur absorbe le courant de self induit dans le primaire lors de la coupure et évite la détérioration des contacts du rupteur.

On rencontre deux systèmes différents d'allumage :



- ✓ L'allumage autonome par volant magnétique.
- ✓ L'allumage par batterie.

Pour chacun de ces deux systèmes, deux modes technologiques sont utilisées pour l'ouverture du circuit primaire :

- Ouverture par rupteur mécanique : allumage classique.
- Ouverture par interrupteur électronique : allumage électronique.

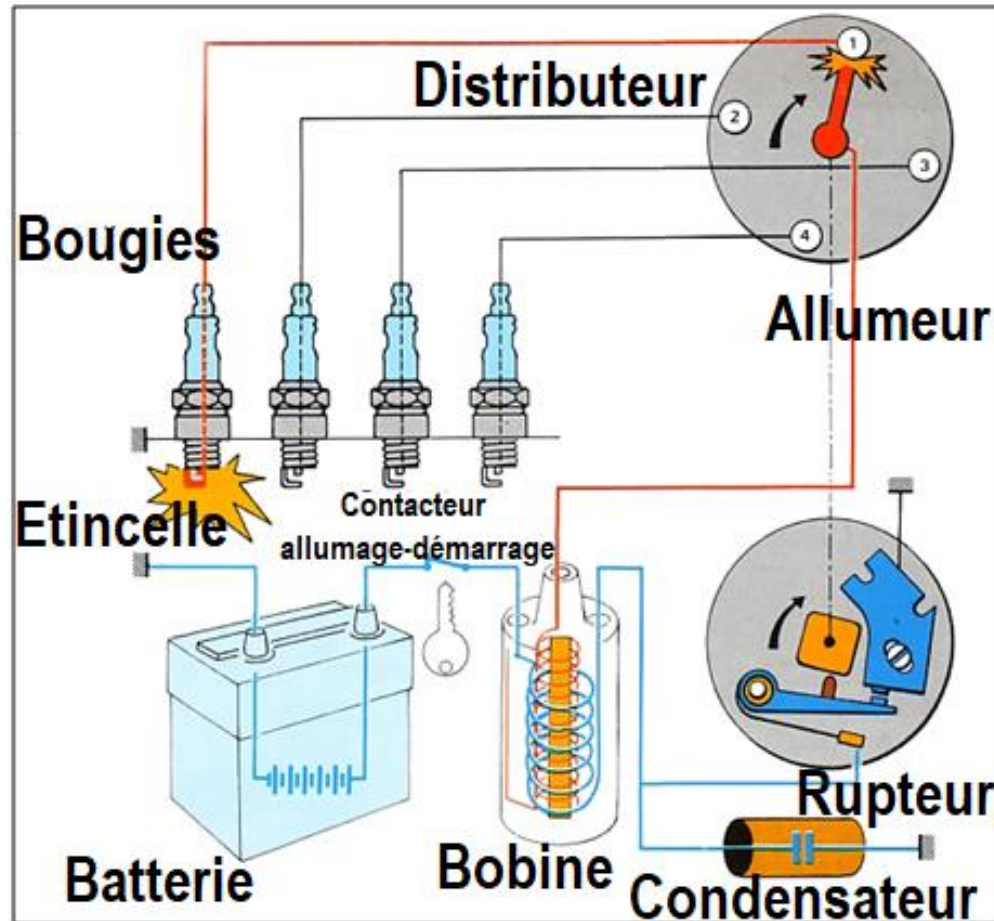


Figure III.7. Schéma d'un système d'allumage.

CHAPITRE IV.

DYNAMIQUE DES MOTEURS ALTERNATIFS



IV.1. Introduction

La conception et les études cinématique et dynamique d'un moteur alternatif revêtent des caractères fondamentaux, puisque certains paramètres géométriques ont une influence prépondérante sur la plage de fonctionnement du moteur en termes de régime, de puissance, de couple et de consommation. D'autre part, la combustion dans un moteur est en partie gouvernée par des phénomènes aérodynamiques qui dépendent directement de la géométrie de la chambre de combustion, et du mouvement des organes mobiles (le système bielle-manivelle, et le système de distribution).

Ce chapitre présente les principaux éléments de géométrie, de l'étude cinématique et dynamique nécessaires à la description d'un moteur alternatif. De plus, l'équilibre du moteur sera également présenté.

IV.2. Système bielle manivelle

Le système bielle-manivelle est un mécanisme qui doit son nom aux deux pièces qui le caractérisent. C'est un système mécanique de transformation de mouvement alternatif du piston en un mouvement rotatif du vilebrequin. Il est constitué de 3 pièces principales :

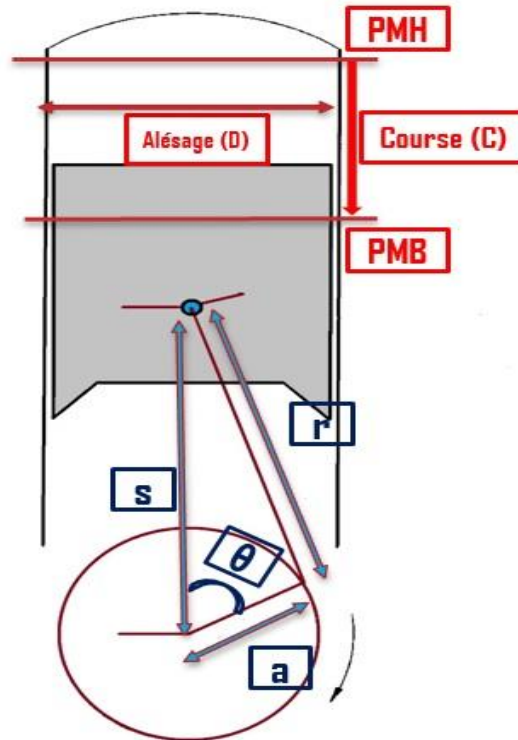
- ✓ La bielle.
- ✓ La manivelle ou le vilebrequin.
- ✓ Le piston.

Le vilebrequin (la manivelle) et le piston constituent les deux pièces d'entrée et de sortie du mécanisme. La transformation de mouvement concerne donc ces éléments. La manivelle est supposée tourner continuellement dans le même sens autour de son axe, alors que le piston est animé d'un mouvement de translation alternatif.

L'axe donnant la course du piston, orienté positivement vers le bas, à son origine confondue avec le PMH du piston. La position, la vitesse et l'accélération du piston sont déterminées à partir du mécanisme bielle-manivelle schématisé dans la Figure (IV.1).

IV.2.1. Etude cinématique

L'étude cinématique du système bielle-manivelle est nécessaire pour déterminer la relation entre le déplacement du piston, sa vitesse, et son accélération en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. L'intérêt de cette étude est de déduire les formules qui caractérisent les mouvements du piston, de la bielle et du vilebrequin.



C : Course, D : Alésage, a : Rayon de la bielle, r : Longueur de la bielle, s : Position du piston dans le cylindre, θ : Angle vilebrequin

Figure IV.1. Géométrie du piston et du cylindre.

Notons que les rapports course/alésage, longueur/rayon et course/rayon, sont des paramètres invariants du moteur. Les relations suivantes sont pratiquement toujours respectées :

- ✓ Le rapport entre la course (C) et l'alésage (D) :

Moteur « carré » pour $C \approx D$.

Moteur « super carré » pour $C < D$.

Moteur à course longue pour $C \gg D$.

- ✓ Le rapport entre la longueur (r) et le rayon (a) de bielle est donné par la formule :

$$R = \frac{r}{a} \quad (\text{IV. 1})$$

- ✓ La relation entre la course (C) et le rayon de bielle a est présentée par :

$$C = 2 \times a \quad (\text{IV. 2})$$

- ✓ Tandis que le calcul de la position du piston [m] dans le cylindre peut être effectué par l'équation suivante :

$$s = a \cos \theta + \sqrt{r^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad (\text{IV. 3})$$



✓ Le volume du cylindre V [m^3] à n'importe quelle position du vilebrequin est donné par :

$$V = V_0 + \frac{\pi D^2}{4} (r + a - s) \quad (IV. 4)$$

Cela peut aussi être écrit sous forme non-dimensionnelle en divisant par le volume mort, en remplaçant (r , a et s) et en utilisant la définition de R :

$$\frac{V}{V_0} = 1 + \frac{1}{2} (\varepsilon - 1) \left[R + 1 - \cos \theta - \sqrt{R^2 - \sin^2 \theta} \right] \quad (IV. 5)$$

D'autre part, la surface de la chambre de combustion [m^2] est calculée par :

$$A = A_{ch} + A_p + \pi D(r + a - s) \quad (IV. 6)$$

Où A_p est la section transversale du cylindre et la surface du piston [m^2].

A_{ch} est la surface de tête de cylindre [m^2].

Alors, si les définitions de (r , a , s et R) sont utilisées, l'équation (IV.6) peut être modifiée comme suit :

$$A = A_{ch} + A_p + \frac{1}{2} \pi D C \left[R + 1 - \cos \theta - \sqrt{R^2 - \sin^2 \theta} \right] \quad (IV. 7)$$

✓ Une fois la course est donnée/calculée, la vitesse moyenne du piston \bar{U}_p [m/s], pourrait être calculée à partir de la relation suivante :

$$\bar{U}_p = 2 \times C \times \frac{N}{60} \quad (IV. 8)$$

Cette vitesse ne doit pas dépasser une certaine limite établie par le constructeur. Les valeurs élevées de cette vitesse augmenteront les pertes mécaniques et les efforts d'inertie, ce qui augmente les contraintes sur les boulons de la bielle et du vilebrequin.

✓ Tandis que la vitesse instantanée du piston peut être donnée par :

$$U_p = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{ds}{d\theta} = a \sin \theta \left[1 + \frac{a \cos \theta}{\sqrt{r^2 - a^2 \sin^2 \theta}} \right] \omega \quad (IV. 9)$$

ω est la vitesse angulaire de rotation [rad/s]

✓ Le rapport (vitesse instantanée/vitesse moyenne) du piston est exprimé par :

$$\frac{U_p}{\bar{U}_p} = \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{R^2 - \sin^2 \theta}} \right] \quad (IV. 10)$$

✓ La dérivation de l'équation de la vitesse instantanée (IV.9) ou la deuxième dérivée du déplacement du piston par rapport au temps (IV.3) nous donnera l'expression de l'accélération :



$$\gamma_p = \frac{dU_p}{dt} = \omega^2 a \left(\cos \theta + \frac{1}{R} \cos 2\theta \right) \quad (\text{IV. 11})$$

✓ Valeurs particulières : deux points spécifiques peuvent être tirés du mouvement du système :

- $\theta = 90^\circ \Rightarrow s = r + a$: c'est la position la plus haute, ou Point Mort Haut (PMH) parce que sa vitesse s'annule pour changer de signe.
- $\theta = 270^\circ \Rightarrow s = r - a$: par opposition il s'agit du Point Mort Bas (PMB). La distance séparant les deux points morts et vaut $2a$ (la course du piston).

Par ailleurs, les courbes d'évolution de la vitesse moyenne et de la vitesse instantanée, ainsi que la position du piston sont présentées sur la Figure IV.2.

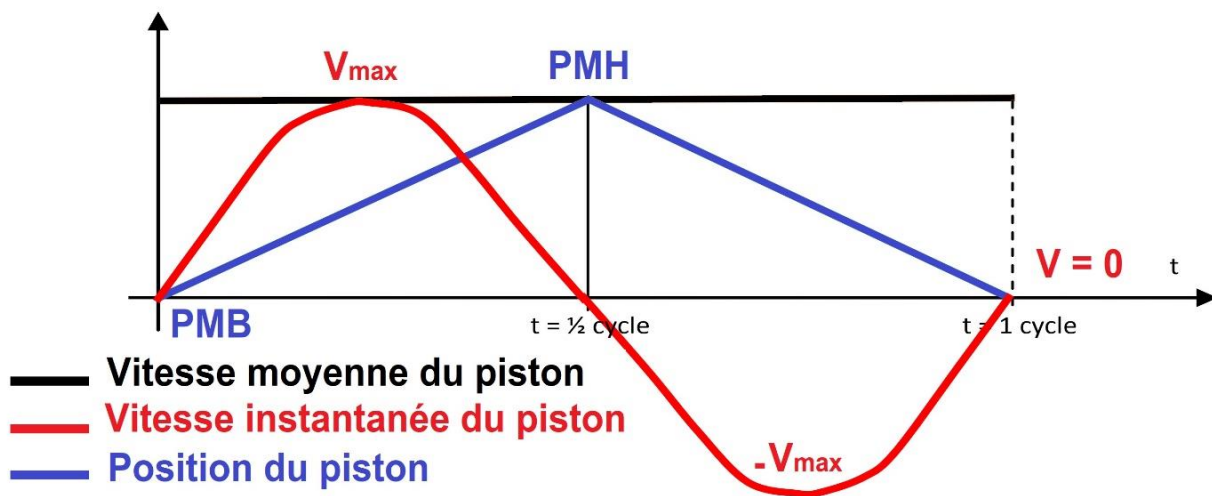


Figure IV.2. Evolution de la position et des vitesses du piston.

Exemple d'application (IV.1)

Moteur V6 3L d'une voiture « John », qui fonctionne sur un cycle quatre temps à 3600 tr/min. Le rapport de compression est de 9,5, la longueur de la bielle est 16,6 cm, et le moteur est de type carré ($D=C$). A cette vitesse, la combustion se termine à 20° PMH. Calculer :

1. L'alésage et la course.
2. La vitesse moyenne du piston.
3. Le volume mort.
4. La vitesse du piston à la fin de combustion.
5. La distance que le piston a parcourue à partir de PMH à la fin de combustion.
6. Le volume dans la chambre de combustion à la fin de la combustion.

**Solution :**

$$V_{tot} = 3 \text{ l}, n = 6, r = 16,6 \text{ cm}, \varepsilon = 9,5$$

$$N = 3600 \text{ tr/min}$$

1. L'alésage et la course

$$V_u = \frac{V_{tot}}{6} = \frac{3}{6} = 0,5 \text{ L} = 0,0005 \text{ m}^3$$

$$V_u = \frac{\pi D^2}{4} C = \frac{\pi D^3}{4} \Rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{4V_u}{\pi}} = \mathbf{0,0860 \text{ m} = 86,0 \text{ mm} = C}$$

2. La vitesse moyenne du piston

$$\bar{U}_p = 2CN = \mathbf{10,32 \text{ m/s}}$$

3. Le volume mort

$$\varepsilon = \frac{V_u + V_0}{V_0} \Rightarrow V_0 = \frac{V_u}{\varepsilon - 1} = \mathbf{5,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3}$$

4. La vitesse du piston à la fin de combustion (La vitesse instantanée du piston)

$$a = \frac{C}{2} = \mathbf{4,30 \text{ cm}}$$

$$R = \frac{r}{a} = \mathbf{3,86}$$

$$\frac{U_p}{\bar{U}_p} = \left(\frac{\pi}{2}\right) \sin \theta \left[1 + \left(\cos \theta / \sqrt{R^2 - \sin^2 \theta}\right)\right] = 0,668$$

$$\Rightarrow U_p = 0,668 \times \bar{U}_p = \mathbf{6,89 \text{ m/s}}$$

5. La distance que le piston a parcourue à partir de PMH à la fin de combustion

- a. Position du piston

$$s = a \cos \theta + \sqrt{r^2 - a^2 \sin^2 \theta} = \mathbf{0,206 \text{ m}}$$

- b. Distance à partir de PMH

$$x = r + a - s = \mathbf{0,003 \text{ m} = 0,3 \text{ cm}}$$

6. Le volume dans la chambre de combustion à la fin de la combustion

$$\frac{V}{V_0} = 1 + \frac{1}{2}(\varepsilon - 1) \left[R + 1 - \cos \theta - \sqrt{R^2 - \sin^2 \theta}\right] = 1,32$$

$$\Rightarrow V = 1,32 \times V_0 = \mathbf{77,9 \text{ cm}^3}$$



IV.2.2. Etude dynamique

Pendant le fonctionnement du moteur, le système bielle-manivelle travaille sous l'action des forces suivantes :

- ✓ Force produite par la pression des gaz.
- ✓ Ensemble des forces produites d'après le mouvement des éléments du système.

L'étude dynamique a pour but de déterminer les différentes forces exercées sur le système bielle-manivelle.

La Figure IV.3 montre les forces qui agissent sur le piston. L'axe du cylindre est utilisé comme axe X, avec un signe positif dans la direction du mouvement du piston (descendant) pendant le temps moteur. L'axe Y est dans la direction radiale vers l'extérieur, avec zéro sur la ligne centrale.

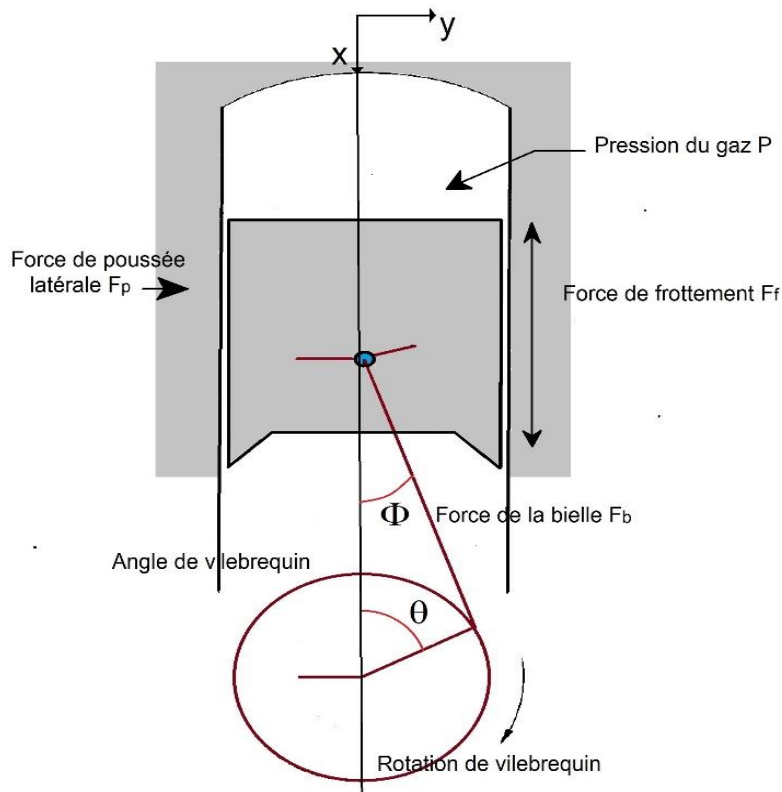


Figure IV.3. Forces agissant sur le piston.

Un équilibre des forces dans la direction X donne :

$$\sum F_x = m_p \gamma_p = -F_b \cos \varphi + P_g \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \mp F_f \quad (\text{IV. 12})$$

Avec:



φ est l'angle entre la bielle et l'axe du cylindre, et m_p est la masse du piston.

F_b, F_f sont les forces de la bielle et de frottement entre le piston et les parois du cylindre.

P_g est la pression des gaz brûlés dans la chambre de combustion.

D est l'alésage.

Le signe de la force de frottement dépend de l'angle du vilebrequin θ .

✓ – si $0^\circ < \theta < 180^\circ$

✓ + si $180^\circ < \theta < 360^\circ$

De l'autre côté, il n'y a pas de mouvement dans la direction Y, donc un équilibre des forces donne :

$$\sum F_y = 0 = F_b \sin \varphi - F_p \quad (\text{IV. 13})$$

Avec les équations IV.12 et IV.13 donnant la force de poussée latérale sur le piston comme :

$$F_p = \left[-m_p \gamma_p + P_g \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \mp F_f \right] \tan \varphi \quad (\text{IV. 14})$$

Pendant les deux temps (d'admission et de détente), la force de poussée latérale sera d'un côté du cylindre (le côté gauche pour un moteur en rotation –Figure IV.3–) dans le plan de la bielle. C'est ce qu'on appelle le côté de « poussée majeure » du cylindre en raison de la pression élevée pendant le temps moteur (détente). Cette pression élevée provoque une forte force de réaction dans la bielle, qui à son tour provoque une grande force de réaction de poussée latérale. Pendant les courses d'échappement et de compression, la bielle se trouve de l'autre côté du vilebrequin et la force de réaction de poussée latérale résultante est de l'autre côté (le côté droit). Dans ce cas, il est appelé le côté de « poussée mineure » en raison des pressions et des forces plus faibles impliquées.

Exemple d'application (IV.2)

Un moteur a un alésage de 8,15 cm, une course de 7,82 cm, et une longueur de la bielle de 15,4 cm. Chaque piston a une longueur de jupe de 6,5 cm et une masse de 0,32 kg. À un certain régime de moteur et à un certain angle de vilebrequin, la vitesse instantanée du piston est de 8,25 m/s, et le jeu entre le piston et la paroi du cylindre est de 0,004 mm (Figure IV.4). A la température de l'interface piston-cylindre, la viscosité dynamique de l'huile (de lubrification) est de 0,006 N.s/m². À ce point, la pression dans le cylindre est de 3200 kPa, et la force de compression dans la bielle est de 8,1 kN. Dans ces conditions, calculer :

1. La force de frottement sur un piston.



2. La force de poussée sur la paroi du cylindre.

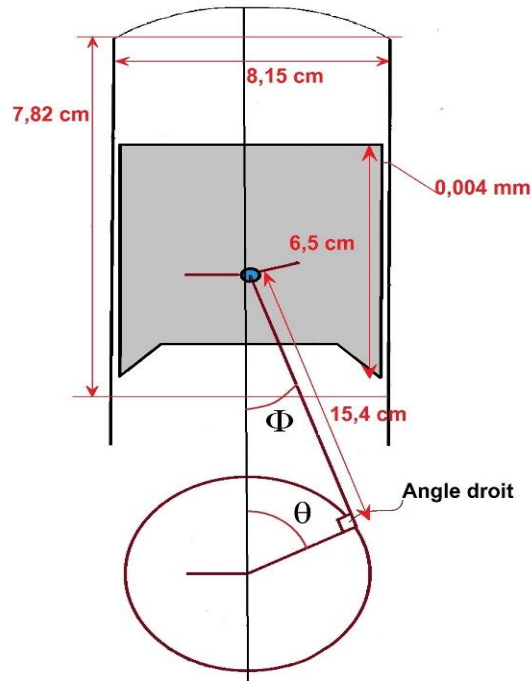


Figure IV.4. Exemple IV.2.

Solution :

$$C = 7,82 \text{ cm}, D = 8,15 \text{ cm}, h_p = 6,5 \text{ cm}, r = 15,4 \text{ cm}, d_{p-c} = 0,004 \text{ mm}$$

$$U_p = 8,25 \text{ m/s.}$$

1. La force de frottement sur un piston.

Il est bien connu que la force de cisaillement par unité de surface est donnée par :

$$F_c = \mu \frac{\Delta U}{\Delta y} = \mu \frac{U_p - 0}{d_{p-c}} = 12375 \text{ N/m}^2$$

La surface de contact entre le piston et la paroi du cylindre est calculée comme suit :

$$A_{j-c} = \pi D h_j = 0,0166 \text{ m}^2$$

Donc, la force de frottement sur le piston est calculée comme suit :

$$F_f = F_c \times A_{j-c} = \mathbf{205,4 \text{ N}}$$

2. La force de poussée sur la paroi du cylindre.

$$a = \frac{C}{2} = \mathbf{3,91 \text{ cm}}$$

$$\tan \varphi = \frac{a}{r} = 0,2539 \Rightarrow \varphi = 14,25^\circ$$



$$\sum F_x = m_p \gamma_p = -F_b \cos \varphi + P_g \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) - F_f = 8629,5 \text{ N}$$

Donc, la force de poussée sur la paroi du cylindre est :

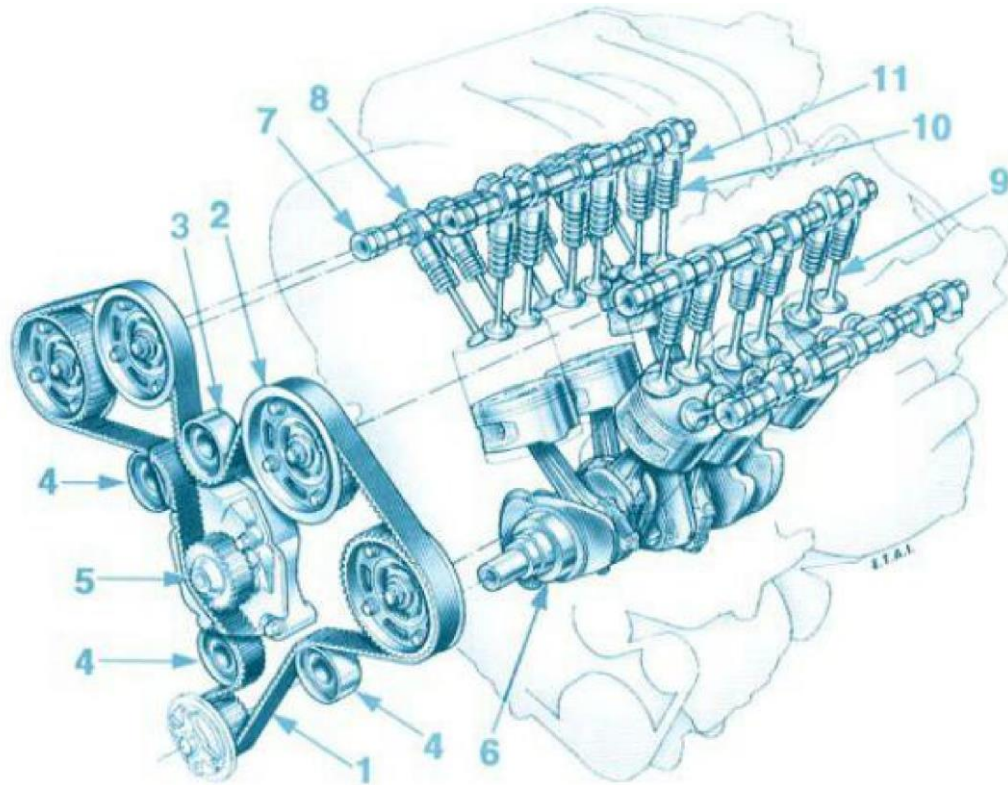
$$F_p = \left[-m_p \gamma_p + P_g \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) - F_f \right] \tan \varphi = \mathbf{1963,1 \text{ N}}$$

IV.3. Système de distribution

On nomme « distribution » l'ensemble des éléments qui permettent de réaliser l'ouverture et la fermeture des cylindres dans les conditions définies par le constructeur. En général, la distribution permet de synchroniser le mouvement du vilebrequin avec celui des soupapes (d'admission et d'échappement). Cela se produit donc par une courroie ou une chaîne qui relie le vilebrequin à l'arbre à cames. Cet arbre tourne alors au même rythme que le vilebrequin, les cames situées en dessus viennent alors ouvrir temporairement les soupapes en les poussant (elles reviennent en position grâce à des ressorts). Le degré et le temps d'ouverture sont, donc, relatifs à la forme des cames. Plus elles sont arrondies plus le temps d'ouverture sera long, plus elles sont longues plus l'ouverture sera grande.

La distribution d'un moteur doit assurer le remplissage des cylindres en gaz frais, puis l'évacuation des gaz brûlés, tout en pouvant maintenir l'étanchéité du cylindre lors de la phase de compression et de la combustion. La distribution a donc une influence importante sur les performances d'un moteur à combustion interne. La distribution subit des sollicitations importantes, tant thermiques (elle est au contact de la chambre de combustion), que mécaniques. A titre d'exemple, à un régime moteur de 6000 tr/mn, la soupape d'admission est actionnée 50 fois par seconde.

La Figure IV.5 décrit les éléments de distribution. Dans les moteurs à quatre temps, l'ouverture et la fermeture des cylindres sont réalisées par les soupapes (9). Une ouverture (des conduites d'admission/échappement) est réalisée par des cames montées sur un ou plusieurs arbres à cames (7). La fermeture est assurée, en général, par des ressorts de soupapes (10). Des poussoirs (11) sont interposés entre les cames et les queues de soupapes.



Repère	Organe	Repère	Organe	Repère	Organe
1	Courroie de distribution	5	Pompe à eau	9	Soupapes
2	Poulie d'arbre à cames	6	Equipe mobile	10	Ressort de soupape
3	Tendeur de courroie	7	Arbre à cames	11	Poussoir
4	Galets fixe enrouleurs	8	Came		

Figure IV.5. Eléments du système de distribution

IV.3.1. Réalisation de l'épure de distribution

Comme mentionné précédemment au chapitre III, en fait un moteur qui fonctionnerait suivant la distribution classique aurait un rendement faible, car l'admission et l'échappement seraient mal réalisés, compte tenu de l'inertie des masses gazeuses à mettre en mouvement. Afin de remédier à cela, on augmente le temps d'ouverture des soupapes. On a déjà défini ces procédures (Chapitre III, section III.2).

Le piston se trouve quelques millimètres avant ou après les points morts (PMH et PMB) au moment des avances et des retards. L'épure circulaire des angles de distribution est la représentation graphique qui permet de visualiser les angles de la distribution d'un moteur (Figure IV.6).

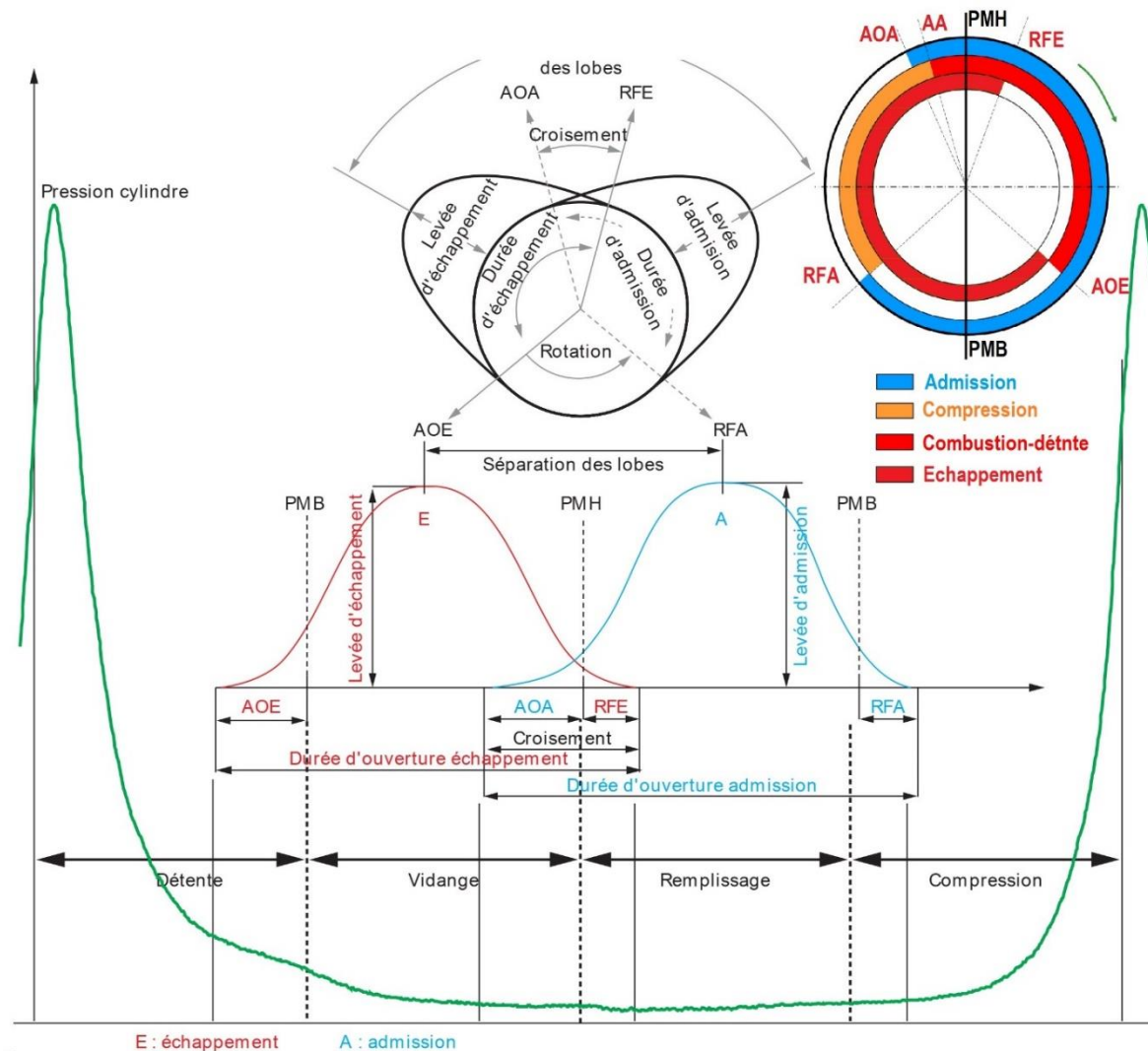


Figure IV.6. Diagramme de distribution pour un moteur essence à 4 temps.

IV.3.2. Processus d'admission et d'échappement avec les soupapes

✓ Soupape d'admission

Les soupapes d'admission de la plupart des moteurs sont des soupapes à champignon qui sont fermées à ressort, et poussées en « position ouverte » au moment approprié par l'arbre à cames du moteur, présenté schématiquement sur la Figure IV.7.

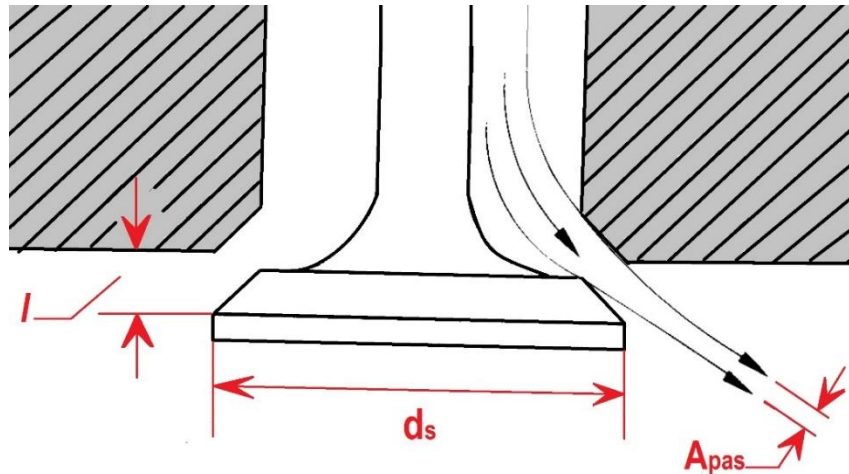


Figure IV.7. Ecoulement à travers la soupape.

La distance à laquelle une soupape s'ouvre (l sur la Figure VI.7) est appelée levée de soupape, et est généralement de l'ordre de quelques millimètres à plus d'un centimètre en fonction de la cylindrée du moteur (par exemple entre 5 et 10 mm pour les moteurs de véhicules). Généralement, elle est prise :

$$l_{max} = \frac{d_s}{4} \quad (IV. 15)$$

Avec :

l_{max} est la levée de soupape lorsque la soupape est complètement ouverte.

d_s est le diamètre de la soupape.

L'angle de la surface de soupape à l'interface avec le siège de soupape est généralement conçu pour donner une restriction minimale de débit du mélange. Donc, le rapport de la surface réelle de passage d'écoulement à la surface de passage d'écoulement est appelé coefficient de décharge de la soupape :

$$C_{ds} = \frac{A_{act}}{A_{pas}} \quad (IV. 16)$$

Où :

A_{act} est la surface réelle de passage d'écoulement.

A_{pas} est la surface de passage d'écoulement, et donnée par :

$$A_{pas} = \pi d_s l \quad (IV. 17)$$

Dans la plupart des moteurs, les soupapes d'admission offrent la plus grande restriction à l'air entrant (en particulier à des régimes moteur très élevés). Diverses formules empiriques



peuvent être trouvées dans la littérature technique sur les moteurs. L'équation donnant la surface minimale d'admission de soupape nécessaire pour un moteur peut être présentée sous la forme :

$$A_{adm} = 1,3D^2 \left[\frac{\bar{U}_{p_{max}}}{C_{s_{adm}}} \right] = \frac{\pi d_s^2}{4} \quad (IV. 18)$$

Where :

D est toujours l'alésage du moteur.

$\bar{U}_{p_{max}}$ présente la vitesse moyenne du piston au régime maximal du moteur.

c_i est la vitesse du son aux conditions d'admission.

✓ Soupape d'échappement

Les soupapes d'échappement sont plus petites que les soupapes d'admission, bien que la même quantité de masse doive s'écouler à travers chacune. En effet que la pression différentielle entre les soupapes d'admission d'un moteur à aspiration naturelle est inférieure à la pression atmosphérique, tandis que la pression différentielle entre les soupapes d'échappement pendant l'échappement peut atteindre 3 à 4 atms. De plus, si et quand un écoulement étranglé se produit, la vitesse sonique à travers la soupape d'échappement est plus élevée que la vitesse sonique à travers la soupape d'admission, comme modélisé par :

$$C_s = \sqrt{\gamma RT} \quad (IV. 19)$$

Avec : γ , R , T sont le coefficient adiabatique, la constante du gaz parfait, et la température du gaz où passe le son.

Par conséquent, la soupape d'échappement est dimensionnée par l'équation :

$$A_{échap} = 1,3D^2 \left[\frac{\bar{U}_{p_{max}}}{C_{s_{échap}}} \right] \quad (IV. 20)$$

$C_{échap}$ est la vitesse du son aux conditions d'échappement.

Ensuite, le rapport de la surface de la soupape d'échappement à la surface de la soupape d'admission peut être approximé comme suit :

$$\alpha = \frac{A_{échap}}{A_{adm}} = \frac{C_{s_{échap}}}{C_{s_{adm}}} = \frac{\sqrt{T_{échap}}}{\sqrt{T_{adm}}} \quad (IV. 21)$$

Dans les moteurs disponibles sur les marchés, α a généralement une valeur d'environ 0,8 à 0,9.



Exemple d'application (IV.3)

Un moteur 2,8L à 4 cylindres et 16 valves (deux soupapes d'admission par cylindre), qui fonctionne sur un cycle quatre temps à une vitesse de rotation maximale de 7500 tr/min. A cette vitesse, l'air entre dans les cylindres à 85 kPa et à 60 °C, et quitte le moteur à une température d'échappement de 250 °C. Le moteur est de type carré ($D=C$). On donne $R=287 \text{ J/kg.K}$, $\gamma=1,4$. Calculer :

1. La surface des soupapes d'admission.
2. Le diamètre de chaque soupape d'admission.
3. La levée de soupape.
4. Le rapport de la surface de la soupape d'échappement /la surface de la soupape d'admission.

Solution :

$$V_{tot} = 2,8 \text{ L}$$

$$N = 7500 \text{ tr/min}$$

$$T_{adm} = 60^\circ\text{C} = 333 \text{ K}$$

$$T_{échap} = 250^\circ\text{C} = 523 \text{ K}$$

1. La surface des soupapes d'admission.

$$C_{s adm} = \sqrt{\gamma R T_{adm}} = 365,8 \text{ m/s}$$

$$C_{s échap} = \sqrt{\gamma R T_{échap}} = 458,4 \text{ m/s}$$

Pour un cylindre :

$$V_u = \frac{V_{tot}}{4} = 0,7 \text{ L} = 7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_u = \frac{\pi D^2}{4} C = \frac{\pi D^3}{4} \Rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{4V_u}{\pi}} = 0,0962 \text{ m} = 9,62 \text{ cm} = C$$

La vitesse moyenne du piston est de :

$$\bar{U}_p = 2CN = 24,1 \text{ m/s}$$

Donc, la surface des soupapes d'admission :

$$A_{adm} = 1,3D^2 \left[\frac{\bar{U}_{p max}}{C_{s adm}} \right] = 7,92 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

2. Le diamètre de chaque soupape d'admission



$$A_{s adm} = \frac{A_{s adm}}{2} = 3,96.10^{-4} m^2$$

$$A_{s adm} = \frac{\pi d_s^2}{4} \Rightarrow d_s = \sqrt{\frac{4A_{s adm}}{\pi}} = 0,002246 m$$

3. La levée de soupape

$$l_{max} = \frac{d_s}{4} = 0,001123 m$$

4. Le rapport de la surface de la soupape d'échappement /la surface de la soupape d'admission.

$$\alpha = \frac{A_{échap}}{A_{adm}} = \frac{\sqrt{T_{échap}}}{\sqrt{T_{adm}}} \approx 0,8$$

IV.4. Equilibrage

Il est bien connu qu'un moteur à combustion interne fonctionnant avec 4 temps, n'a qu'un seul temps moteur, tandis que les autres sont morts (Chapitre I). Par conséquent, il est très important de considérer l'équilibrage du moteur, et comment distribuer judicieusement les temps moteurs au cours d'un cycle de 2 tours de vilebrequin, et à répartir les masses des pièces en mouvement de façon que la résultante, fournisse un couple moteur le moins variable possible, et que les forces de réaction aux points de fixation du moteur sur le châssis soient les plus constantes possible. Donc, pour assurer le fonctionnement régulier on répartit les temps moteurs de manière uniforme. Le cycle s'effectuant sur deux tours de vilebrequin, on détermine l'écart angulaire entre deux manetons pour un moteur à n cylindres par la relation :

$$\alpha = \frac{720^\circ}{n} \quad (IV.22)$$

Dans un moteur classique à 4 cylindres en ligne, les manetons et les paliers du vilebrequin sont dans un même plan. Les manetons sont décalés de 180° dans l'ordre d'allumage. Généralement et pour cette configuration, l'ordre d'allumage utilisé est de 1-3-4-2 (Tableau IV.1) pour assurer le bon écoulement de mélange.

	0°	180°	360°	540°	720°
1 ^{er} cylindre	Combustion-Détente	Echappement	Admission	Compression	
2 ^{eme} cylindre	Echappement	Admission	Compression	Combustion-Détente	
3 ^{eme} cylindre	Compression	Combustion-Détente	Echappement	Admission	
4 ^{eme} cylindre	Admission	Compression	Combustion-Détente	Echappement	

Tableau IV.1. Ordre d'allumage d'un moteur à 4 cylindres en ligne.

CHAPITRE V.

PERFORMANCES ET CARACTERISTIQUES DES MOTEURS ALTERNATIFS



V.1. Introduction

Pour fournir ou vérifier les nouveaux concepts d'un moteur à combustion interne, il est essentiel de mesurer un certain nombre de grandeurs avec une bonne précision. Afin de comparer différents types de moteurs ou différents moteurs du même type, des essais sur les moteurs sont effectués dans diverses conditions. Les performances d'un moteur donné peuvent être déduites théoriquement (par simulation), mais il est nécessaire de vérifier les déductions théoriques par des essais en conditions réelles de fonctionnement. La comparaison des résultats réels avec les résultats théoriques et par la suite, l'analyse des causes d'écart (entre les deux résultats) conduit à une amélioration de la conception.

Ce chapitre examine les performances des moteurs à combustion interne, et comment les mesurer. En outre, les cartes de performances pour divers moteurs à allumage par étincelle et par compression sont introduites.

V.2. Paramètres de performances

L'analyse des performances d'un MCI à partir de formules théoriques a déjà été présentée au chapitre III, dans cette section, nous allons voir comment mesurer ces paramètres. Généralement, la procédure d'essai d'un moteur consiste à faire fonctionner ce moteur à différentes vitesses et charges, et à mesurer les paramètres d'intérêt pour le banc d'essai donné. Un bilan énergétique peut également être effectué pour déterminer les différents flux de conversion d'énergie dans le moteur, c'est-à-dire vers le dynamomètre, le liquide de refroidissement, l'ambiance et l'échappement. La mesure et l'analyse des gaz d'échappement sont également effectuées pour déterminer les émissions produites par le moteur, pour définir le rendement de la combustion à l'intérieur du moteur.

Dans les conditions réelles, les véhicules opèrent toujours contre une résistance. Cette résistance peut être constituée de frottement de roulement, de résistance à la pente, à l'air et à l'inertie. Le chargement du dynamomètre simule la somme de ces résistances. Par conséquent, les performances en régime permanent des moteurs à CI sont testées sur des dynamomètres, et le banc d'essai moteur intègre un certain nombre d'éléments essentiels à la caractérisation globale des performances de celui-ci: un moteur de série, ou un moteur prototype ou une maquette, un frein, divers circuits fluides (eau, huile, air, essence), et un ensemble de capteurs de contrôle (sécurité, régulation), et de mesure (température, pression, débit). La synchronisation des mesures avec la



position du vilebrequin doit être assurée. Les principaux instruments utilisés pour mesurer ces paramètres sont résumés comme suit :

V.2.1. Dynamomètres

Le dynamomètre est un dispositif qui fournit une charge externe sur le moteur et absorbe la puissance produite par ce moteur. Les premiers dynamomètres étaient des freins qui utilisaient le frottement mécanique pour absorber la puissance du moteur. De nos jours, les types de dynamomètres actuellement utilisés sont soit hydrauliques soit électriques. Un dynamomètre hydraulique est constitué d'un rotor à aubes monté dans un carter monté sur l'arbre d'un moteur rotatif. Un débit d'eau continu est maintenu à travers le boîtier. La puissance absorbée par le rotor est dissipée dans le frottement du fluide (l'eau) lorsque le rotor traverse l'eau. Le réglage du niveau d'eau dans le carter fait varier le couple absorbé. D'autre part, il existe un certain nombre de types différents de dynamomètres électriques. Il s'agit notamment du courant continu, du courant alternatif régénératif, et des courants de Foucault. La puissance absorbée dans le dynamomètre électrique est convertie en énergie électrique, sous forme de puissance ou de courants de Foucault. Ensuite, l'électricité peut être dissipée sous forme de chaleur par chauffage (de résistance), et transférée à l'écoulement d'eau ou d'air de refroidissement. Dans les machines à courant continu ou à courant alternatif régénératif, l'électricité produite peut être utilisée, et des transformateurs sont disponibles qui lui permettent de compléter un système d'alimentation.

La méthode la plus couramment employée pour mesurer le couple est illustrée à la Figure V.1. Le dynamomètre est supporté par des roulements à tourillon, et retenu de la rotation uniquement par une jambe de force reliée à une cellule de charge. Quand le dynamomètre absorbe ou fournisse de la puissance, un couple de réaction est appliqué au dynamomètre. Par conséquent, si la force appliquée par la jambe de force est F [N], alors le couple appliqué au moteur [N.m] est donné par :

$$C_{eff} = FR_0 \quad (V.1)$$

Avec R_0 est présenté dans la Figure V.1. La cellule de charge mesure la force F . Pour l'étalonnage, les bras de levier sont situés en R_1 et R_2 pour suspendre les poids connus. D'autres paramètres (tels que la puissance, le travail, la pression moyenne) peuvent être illustrés à partir de la formule du couple en utilisant les équations présentées au chapitre III.

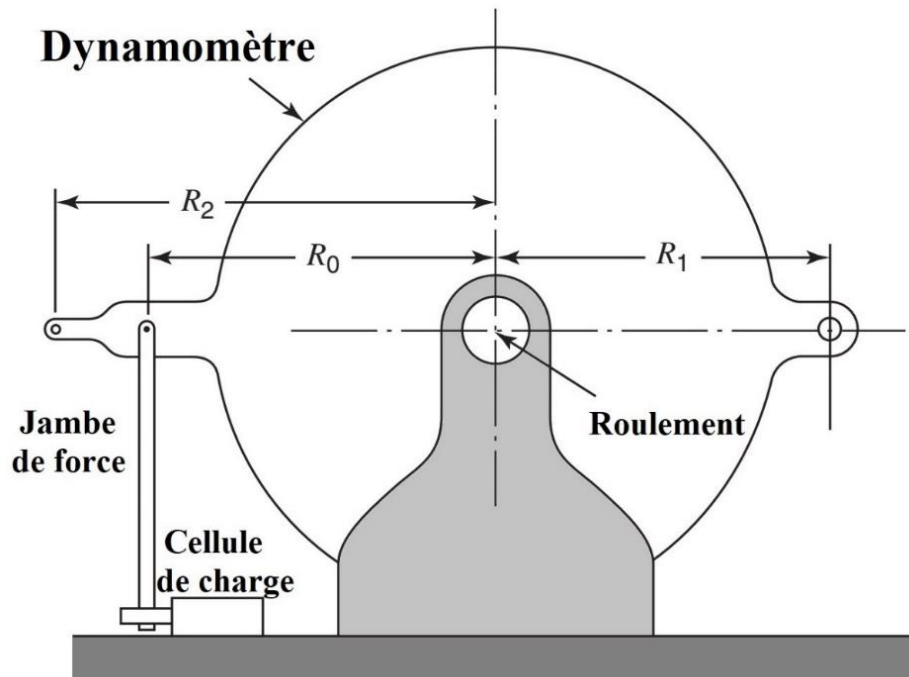


Figure V.1. Mesure du couple à l'aide d'un dynamomètre.

V.2.2. Débit de la consommation du carburant

Un moyen ancien, mais précis et simple, pour mesurer le débit du carburant cumulé vers un moteur consiste à localiser l'alimentation en carburant sur un pont de pesée, et à chronométrer la période nécessaire pour consommer un certain poids de carburant. Le principe d'un tel système est illustré à la Figure V.2. Cette méthode fonctionne aussi bien pour les combustibles liquides que gazeux. Pour les carburants liquides, une pipette et un chronomètre peuvent être utilisés, une méthode utilisée pour calibrer les débitmètres de carburant. Une petite turbine à déplacement positif peut être installée dans la conduite du carburant en tant que transducteur électronique de débit du carburant.

En gros, la vitesse de rotation de la turbine est proportionnelle au débit du carburant. Ces transducteurs sont également pratiques en termes de minimisation de l'encombrement dans la cellule d'essai, de maximisation de la sécurité et de maintien d'un système de carburant propre. Malheureusement, ils mesurent le débit volumétrique au lieu du débit massique, et l'étalonnage dépend faiblement de la viscosité du carburant. Ainsi, en pratique, des courbes d'étalonnage doivent être établies en fonction de la température du carburant (et éventuellement de la pression).

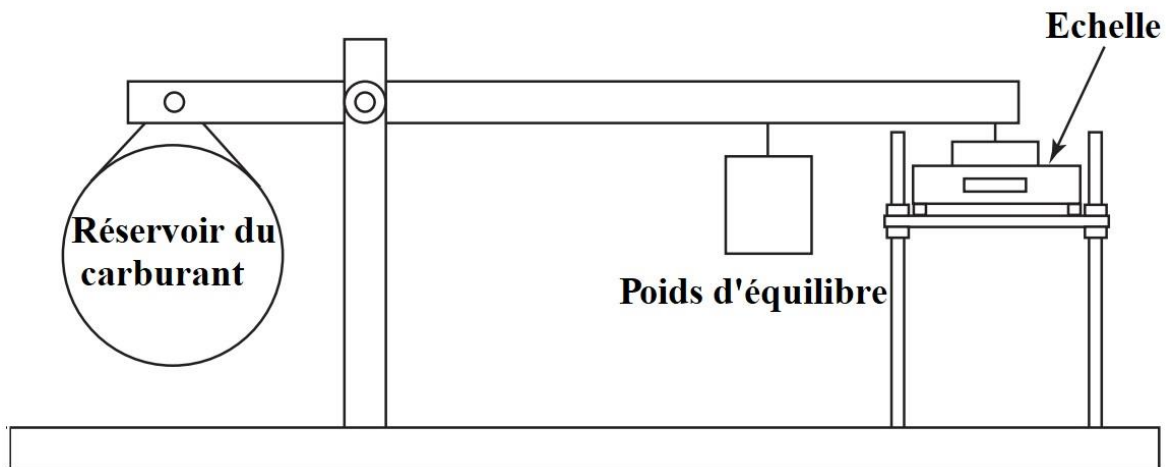


Figure V.2. Mesure du débit massique de la consommation du carburant.

V.2.3. Débit d'air d'admission

Le débit massique d'air d'admission dans les moteurs à CI est mesuré par un anémomètre à film chaud à température constante. Un petit fil ou film résistif placé dans l'écoulement d'air est chauffé par un courant électrique. Le courant nécessaire pour maintenir le film à une température constante au-dessus de la température ambiante est proportionnel au débit massique de l'air. Le capteur est placé sur une jambe d'un circuit de pont de « Wheatstone » de sorte que le courant approprié soit envoyé à travers le capteur pour maintenir une température constante du capteur. Le débit d'air vers les moteurs ne peut pas être mesuré avec la même précision que le débit de carburant. Il y a deux raisons principales à cela :

- ✓ L'instrumentation disponible est au mieux précise à environ 1%.
- ✓ Il est plus difficile de garantir que tout l'air fourni au moteur est dosé ou retenu ; l'air peut s'infiltrer dans et hors du cylindre des moteurs.

Une solution pour les pires cas, c-à-d pour un moteur à plusieurs cylindres, qui peut être appliquée aux essais de moteur en régime permanent est illustrée à la Figure V.3. Tout l'air à fournir au moteur est dosé par un débitmètre d'air en régime permanent situé en amont d'un réservoir de surtension.

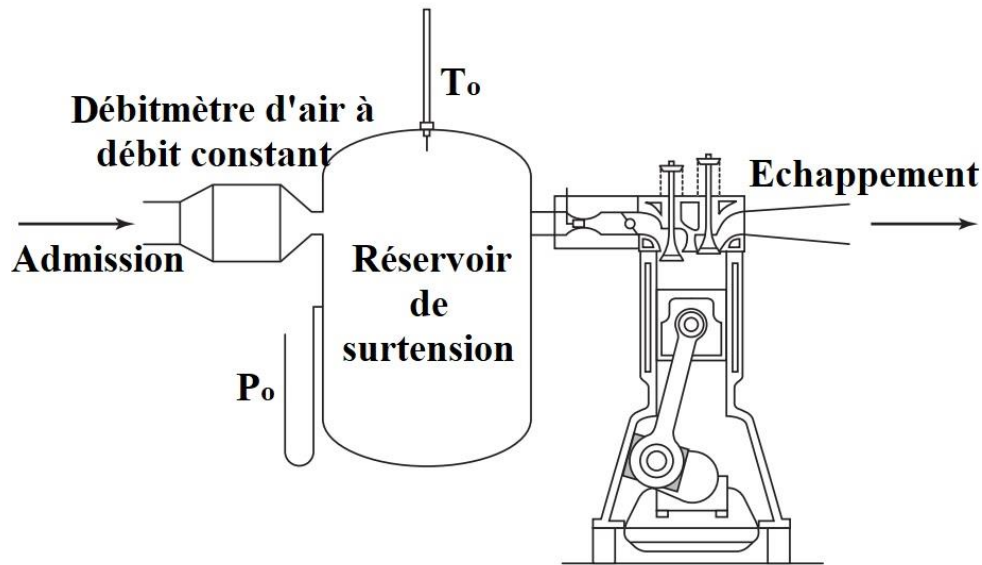


Figure V.3. Mesure du débit d'air d'admission avec un débitmètre à débit constant.

V.2.4. Angle de vilebrequin

La position du vilebrequin est utilisée par le système de commande du moteur pour contrôler le calage de l'allumage, c'est-à-dire l'avance de l'allumage (AA), qui est définie en degrés avant le point mort haut (PMH). La position du vilebrequin peut être déterminée à partir de mesures effectuées en un certain nombre d'emplacements sur le train d'entraînement mécanique, par exemple sur le vilebrequin, l'arbre à cames ou l'arbre du distributeur. Des méthodes sans-contact sont également utilisées, qui sont généralement électriques, mais des méthodes optiques ont également été conçues.

De plus, un capteur à effet Hall est couramment utilisé sur l'arbre à cames ou l'arbre du distributeur. L'effet Hall, découvert en 1879 par E.H. Hall (un physicien américain), est dû aux forces électromagnétiques agissant sur les électrons des métaux et des semi-conducteurs.

V.2.5. Vitesse de rotation (régime du moteur)

Le régime moteur est mesuré par des techniques optiques ou électriques. Une technique optique utilise un disque avec des trous montés sur l'arbre tournant du moteur. Une diode électroluminescente est montée d'un côté du disque et un phototransistor est monté de l'autre côté. A chaque fois qu'un trou sur le disque passe devant le capteur optique, une impulsion de lumière frappe le phototransistor qui génère un signal périodique dont la fréquence est proportionnelle au régime du moteur. De nombreux moteurs utilisent une encoche dans le volant moteur et un capteur



de réluctance magnétique. Le régime moteur est déterminé en mesurant la fréquence à laquelle l'encoche passe par le capteur de position. Le capteur est un électroaimant dont la tension induite varie avec la variation du flux magnétique. Lorsque l'encoche du volant moteur passe à côté du capteur, la tension induite diminue d'abord, puis augmente. Si le moteur ne tourne pas, il n'y aura aucun changement dans le flux magnétique et le capteur de réluctance magnétique ne produira aucune tension.

V.2.6. Températures de l'air d'admission et du liquide de refroidissement

La température de l'air d'admission et la température du liquide de refroidissement sont mesurées avec des thermistances. Les thermistances sont montées dans un boîtier placé dans l'écoulement du fluide (air ou liquide de refroidissement). La température du liquide de refroidissement est utilisée pour indiquer les états de réchauffement et de surchauffe du moteur.

V.3. Normalisation

L'avantage de la normalisation des performances d'un MCI est de rationaliser l'utilisation des normes concernant des moteurs similaires employés dans des applications différentes, et d'assurer l'harmonisation des normes en cours de révision, d'essai ou de développement de ce moteur. Donc, la normalisation a été préparée pour servir de norme de base pour procéder aux mesures de performances d'un moteur, et spécifier les conditions normales de référence et les méthodes de déclaration de la puissance, de la consommation de carburant, de la consommation d'huile de lubrification et des méthodes d'essai pour les moteurs à combustion interne dans la production commerciale utilisant des carburants liquides ou gazeux. Elle a été élaborée avec différentes sociétés telles que :

- ✓ ISO (Organisation internationale de normalisation).
- ✓ SAE (Society of Automotive Engineers, Etats-Unis).
- ✓ DIN (Deutsche Industrie Normen, Allemagne).
- ✓ CUNA (Système italien compromis entre norme DIN et SAE).

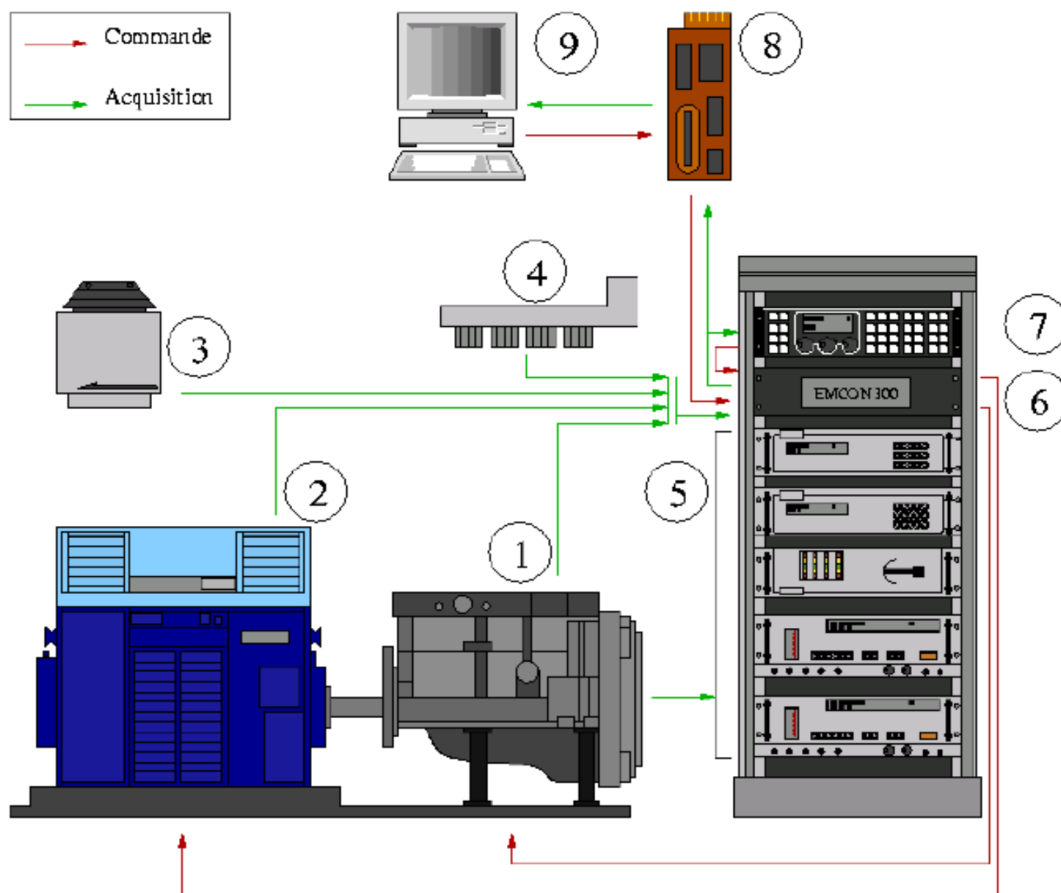
V.4. Caractéristiques

V.4.1. Courbes caractéristiques d'un MCI

Une manière courante de présenter les effets du régime moteur et de la charge sur les performances du moteur consiste à utiliser des courbes caractéristiques de performances du



moteur. La cartographie du moteur (ou bien les courbes caractéristiques) illustre l'ensemble des points de fonctionnement obtenus sur un moteur ou un banc d'essai spécialement conçue à cet effet (Figure V.4). Par exemple, pour un moteur à combustion interne, la quantité de carburant dépend de sa puissance, du couple demandé et de son régime. Les courbes d'iso-consommation indiquent les zones où le moteur est économe et celles qui engendrent une forte consommation. Ces courbes permettent de comparer des motorisations différentes en fonction de la consommation spécifique. Donc, pour analyser la consommation du carburant d'un moteur, il est pratique d'utiliser un diagramme du type joint4 (comme présenté dans la Figure V.5) qui indique la consommation spécifique [g/kWh] pour chaque couple [Nm], puissance [kW], et vitesse de rotation [tr/min].



Repère	Organe	Repère	Organe	Repère	Organe
1	Moteur et accouplements	4	Carte d'acquisition	7	Unité de traitement
2	Frein électrique	5	Baie d'analyse des gaz	8	Module de commande et d'acquisition
3	Balance carburant	6	Commande Moteur-Frein	9	Logiciel de control et de commande

Figure V.4. Représentation schématique d'un banc d'essai moteur adapté pour générer la cartographie moteur.

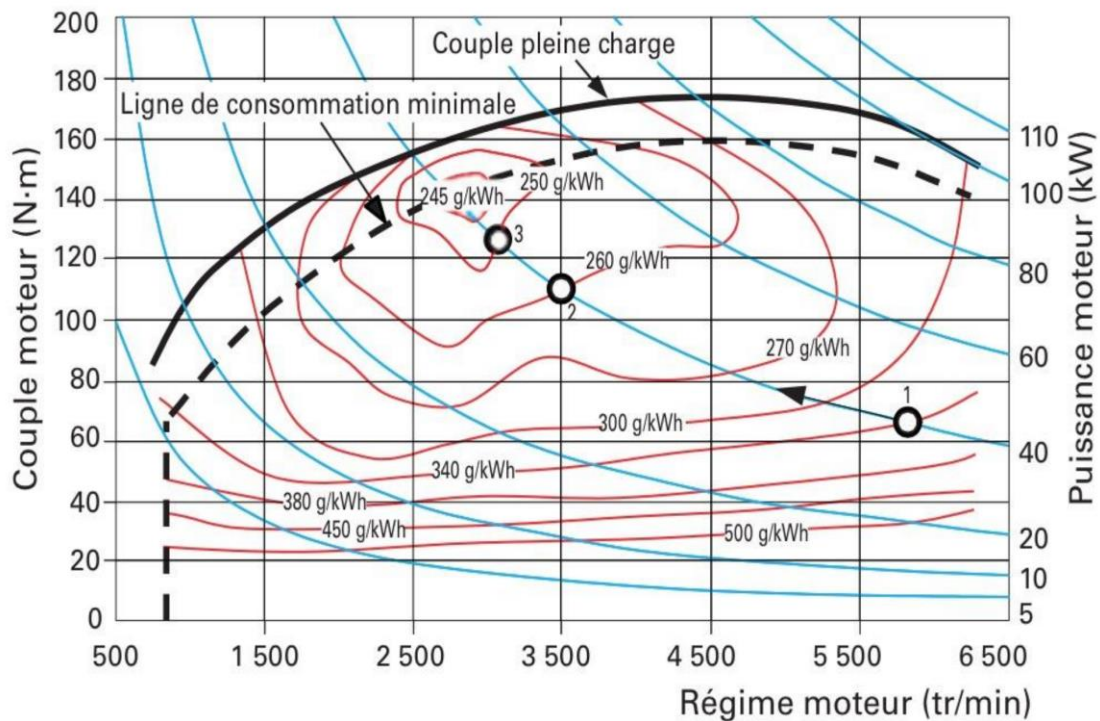


Figure V.5. Cartographie d'un moteur indiquant la consommation spécifique en fonction du couple et de la vitesse de rotation.

V.4.2. Performances à pleine charge et à charge partielle

La courbe caractéristique d'un moteur est déterminée par les valeurs mesurées sur un banc d'essai (Figure V.4) avec différents régimes moteur concernant la puissance, le couple, et la consommation spécifique du carburant. Si l'on applique ces valeurs mesurées dans un diagramme représentant les différents régimes, les courbes caractéristiques du moteur seront alors représentées par des courbes passant par les points de mesure correspondants. On distingue :

- ✓ **Courbes caractéristiques à pleine charge** : le moteur fonctionnant à pleine charge lorsque le papillon des gaz est complètement ouvert. La notion de pleine charge désigne la charge qu'un moteur est capable de supporter sans diminution du régime moteur. La quantité de carburant la plus grande possible est à chaque fois disponible. Les valeurs déterminées sur l'ensemble de la plage du régime avec des charges différentes fournissent la base de l'allure des courbes de couple, de puissance et de consommation spécifique du carburant.
- ✓ **Courbe caractéristique à charge partielle** : les mesures à charge partielle sont également importantes car un moteur peut rarement tourner à pleine charge dans le cadre du fonctionnement quotidien. Plusieurs mesures sont à cet effet réalisées à régime constant et



avec différentes charges du moteur. Elle peut être modifiée en changeant la position du papillon des gaz, pour laquelle différentes valeurs entre 0% et 100% d'ouverture du papillon peuvent être testées. Si l'on dispose d'un nombre suffisant de données, il est possible d'établir un diagramme caractéristique du moteur à l'aide des courbes caractéristiques à charge partielle.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES



Références bibliographiques

- [1] J.B. Heywood. “Combustion engine fundamentals”, 1^{re} Edition. McGraw-Hill Education, États Unis, 1988.
- [2] H.N. Gupta. “Fundamentals of internal combustion engines”, PHI Learning Pvt. Ltd. India, 2012.
- [3] W.W. Pulkrabek. “Engineering fundamentals of the internal combustion engine”, Prentice Hall, Inc, États Unis, 2004.
- [4] C.R. Ferguson, et A.T. Kirkpatrick. “Internal combustion engines: applied thermosciences”, 3^{ème} Edition, John Wiley & Sons, États Unis, 2016.
- [5] Y.A. Cengel, et A.B. Michael. “Thermodynamics: An Engineering Approach”, 6^{ème} Edition (SI Units). The McGraw-Hill Companies, Inc., États Unis, 2007.
- [6] H. Mèmeteau, et B. Collomb. “Technologie fonctionnelle de l'automobile : le moteur et ses auxiliaires”, 8^{ème} Edition. Dunod, France, 2019.
- [7] H. Ibrahim, A. Ilinca, et J. Perron. “Moteur diesel suralimenté bases et calculs cycles réels, théorique et thermodynamique”. Rapport interne, Université du Québec, Canada, 2006.
- [8] J.L. Duchaud. “Conception, modélisation et dimensionnement d’un système de levé de soupape à trois positions discrètes pour un moteur essence automobile”. Thèse de doctorat, École normale supérieure de Cachan, France, 2015.
- [9] G.U.N.T. Gerätebau GmbH. “Instruction pour expérience CT 151 Moteur diesel 4 temps pour CT 159”, arsbüttel, Allemagne, 2000.
- [10] J. Trapy. “Moteur à allumage commandé”. Technique de l’ingénieur, l’Institut français du pétrole (IFP), France, 2000.
- [11] A. Benzerdjeb. “Thermodynamique et installations énergétiques”. Brochure de cours, Université des Sciences et de la Technologie d’Oran, Algérie, 2017.
- [12] <https://www.vectorstock.com/royalty-free-vector/power-stroke-in-internal-engine-vector-20120993> (Consulté le 26 Juin 2019).
- [13] <https://www.mountuneusa.com/mountune-Mrx-1-6L-Ecoboost-Short-Block-Engine-p/6064-sb-160a.htm> (Consulté le 26 Juin 2019).
- [14] <https://www.jvtire.com/drive-belt-tensioner-replacement-service/> (Consulté le 26 Juin 2019).
- [15] <https://www.topspeed.com/motorcycles/motorcycle-reviews/suzuki/2013-suzuki-rm-z450-ar155951.html> (Consulté le 26 Juin 2019).



- [16] <https://www.pinterest.com/pin/365002744781736319/> (Consulté le 26 Juin 2019).
- [17] <https://www.pinterest.com/lolatanda/auto-tips/> (Consulté le 26 Juin 2019).
- [18] http://www.bmw-etk.info/parts-catalog/prd/BMW/VT/P/E65/Lim/745i/ECE/L/A/2000/30/47775/11/11_3271/11417508114 (Consulté le 26 Juin 2019).
- [19] <https://studentlesson.com/cooling-system-definition-functions-components-types-working/> (Consulté le 26 Juin 2019).
- [20] <https://www.autoweek.com/news/sports-cars/a32189637/audi-r8-v10-engine-details/> (Consulté le 26 Juin 2019).
- [21] <https://www.wikipedia.org>. (Consulté le 26 Juin 2019).

ANNEXE.

TABLEAU D'AIR IDEAL A-17



TABLE A-17

Ideal-gas properties of air

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	793.36	23.29	3.01260
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531						



TABLE A-17

Ideal-gas properties of air (*Concluded*)

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638	1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.52364
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510	1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.53879
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345	1640	1806.46	878.9	1335.72	5.355	3.55381
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160	1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.56867
1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.30959	1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.58335
1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.32724	1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.34474	1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200	1800	2003.3	1310	1487.2	3.994	3.6684
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.37901	1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.39586	1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.41247	1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.42892	2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.44516	2050	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.46120	2100	2377.7	2559	1775.3	2.356	3.8605
1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.47712	2150	2440.3	2837	1823.8	2.175	3.8901
1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.49276	2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.50829	2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474