



**RÉPUBLIQUE ALGERIENNE DÉMOCRATIQUE ET
POPULAIRE**

**MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

UNIVERSITÉ IBN KHALDOUN TIARET

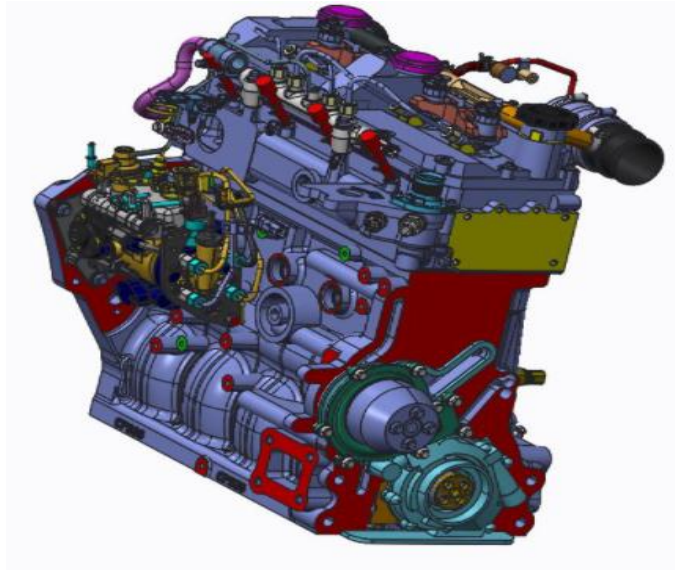
FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUÉES

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



Polycopié

Moteur à combustion interne



Spécialité : Construction Mécanique

Présenté par : Dr MOULGADA Abdelmadjid

Expertisé par:
Dr. Sahli Abderahmane
Dr. Mekroussi said

2022

Sommaire

Préambule

Chapitre I Généralités

I.1. Introduction.....	1
I.2. Classification des moteurs thermiques	1
I.2.1. Classification des moteurs à combustion interne.....	1
I.3. Principe de fonctionnement	3
I.4. Caractéristiques d'un moteur	5
I.5 Analyse fonctionnelle.....	7
I.6. Système enceinte.....	8
I.6.1 Partie fixe.....	8
2.2. Bloc-cylindres (Carter-moteur).....	8
I.6.2 Types de bloc cylindres.....	9
I.6.3 Carters de protection.....	10
I.6.4 Le carter inférieur.....	10
I.6.4.1 Le carter de distribution.....	11
I.6.3.2 Le couvre-culasse.....	11
I.6.3.4. Collecteurs.....	11
I.6.3.5 Partie mobile.....	11
I.6.3.6 Bielle.....	13
I.6.3.7 Vilebrequin.....	14
I.7 Système de distribution.....	15
I.7.1 Eléments de la distribution.....	15
I.7.2 Emplacement de l'arbre à cames.....	16
I.7.3 Entraînement de l'arbre à came.....	16
I.7.4 Soupapes.....	18

I.7.5 Les ressorts de soupapes.....	19
I.8 Carburants des moteurs à combustion interne.....	19
I.8.1. La combustion des hydrocarbures.....	20
I.8.2. La stœchiométrie.....	20
I.5.3. Température d'auto inflammation.....	21
I.5.4. Délai d'auto inflammation (Dai)	21
I.5.5. Capacité calorifique	21
I.5.6. Cliquetis	22

Chapitre II Thermodynamique des cycles moteurs

II.1. Principaux cycles théoriques du moteur à combustion interne.....	23
II.1.1. Cycle de Beau de Rochas	23
II.1.2. Cycle Diesel.....	24
II.1.3. Cycle de Sabathé (Mixte)	26
II.2. Diagramme réel d'un moteur Diesel rapide.....	27
II.2.1. Les phases de distribution	27
II.2.2. Croisement des soupapes.....	28
II. 3. Le diagramme indiqué	28
II.3.1 Les processus d'un cycle réel.....	29
II.3.1.1. Les processus de l'échappement – admission.....	29
II.3.1.2. La compression.....	29
II.4. Système d'allumage pour les moteurs à essence.....	30
II.4.1. Nécessité d'un système d'allumage.....	30
II.4.2. Présentation du système d'allumage classique.....	30
II.4.3 Fonctionnement de l'ensemble du système.....	30
II.5. La combustion	31

II.5.1. La combustion dans le moteur Diesel	31
II.5.2. La combustion dans les moteurs à essence.....	31
II.5.3. La détente	33
II.5.3.1. Les étapes de la détente.....	33

Chapitre III Cycle réel d'un moteur à combustion interne

III.1. Introduction.....	34
III.2. Présentation des diagrammes du cycle réel.....	34
III.2.1. Cycle réel dans le diagramme (P, V)	35
III.2.2. Cycle réel dans le diagramme (P,)	36
III.3. Paramètres indiqués du cycle réel.....	36
III.3.1. Pression moyenne indiquée.....	37
III.3.2. Puissance indiquée.....	37
III.3.3. Puissance de frottement.....	37
III.4. Calcul des rendements.....	38
III.4.1. Rendement indiqué.....	38
III.4.3. Rendement volumétrique.....	38
III.4.4. Rendement mécanique.....	39
III.5. Paramètres effectifs du cycle réel.....	40
III.6. Les courbes caractéristiques.....	40
III.6.1. Courbes caractéristiques de vitesses.....	40
III.6.1.1. Etude d'une courbe caractéristique de vitesse d'un moteur Diesel.....	41
III.6.2. Courbe caractéristique de charge.....	42
III.6.2.1. Etude d'une courbe caractéristique de charge d'un moteur Diesel.....	42

Chapitre IV Dynamique des moteurs alternatifs

IV.1. Paramétrage du système bielle manivelle.....	43
IV.1.1. Schéma cinématique du système bielle manivelle.....	43
IV.2. Etude cinématique.....	45
IV.2.1. Etude de la manivelle.....	45

IV.2.1.1. Etude de la nature des mouvements.....	45
IV.2.1.2. Vecteur position.....	45
IV.2.1.3. Champ des vecteurs vitesses.....	45
IV.2.1.4. Champ des vecteurs accélérations.....	45
IV.2.2. Etude du piston.....	46
IV.2.2.1. Etude de la nature des mouvements.....	46
IV.2.2.2. Vecteur position.....	46
IV.2.2.3. Champ des vecteurs vitesses.....	46
IV.2.2.4. Champ des vecteurs accélérations.....	47
IV.2.3. Etude de la bielle.....	47
IV.2.3.1. Etude de la nature des mouvements.....	47
IV.2.3.2. Vecteur position.....	48
IV.2.3.3 Champ de vecteur vitesse.....	48
IV.2.3.4. Champ de vecteurs accélérations.....	49
IV.3. Paramètres géométriques des mci alternatifs.....	49
IV.3.1. Mise en place des paramètres géométriques de l'embellage.....	49
IV.4. Système de distribution.....	53
IV.4.1. Le principe de fonctionnement.....	54
IV.4.2. Le rôle de la distribution.....	54
IV.4.3. Les principaux organes de la distribution.....	54
IV.4.4. Différents types de distribution.....	55
IV.4.4.1. Emplacement de l'arbre à cames.....	55
IV.4.4.2. Mode d'entraînement.....	55
IV.5. Équilibrage des masses rotatives.....	55
IV.5.1. Équilibrage théorique parfait d'une masse rotative.....	57
IV.5.2. Moteur deux cylindres en ligne à quatre temps.....	58
IV.5.2.1. Équilibrage maneton par maneton.....	58
IV.5.2.2. Équilibrage par deux masses.....	59

Chapitre V Performance des moteurs alternatifs

V.1 Définitions.....	60
V.2 Principe.....	62
V.3 Coefficient de remplissage.....	62
V.3 Suralimentation.....	63
V.4 Performances effectives, pme.....	64
V.4.1 Pertes par pompage.....	64
V.4.2 Pertes par frottement.....	65
V.5 Consommation spécifique d'un moteur.....	65
V.6 Performances des moteurs à essence.....	66
V.7 Perspectives d'évolution des moteurs à essence.....	67
V.7.1 Injection directe essence.....	67
V.8 Perspectives d'évolution des moteurs Diesel	68
V.8.1 Injection directe pour moteurs automobiles.....	68

PREAMBULE

Le présent document présente les différents cours du programme du ministère de l'enseignement supérieur, concernant le module moteurs à combustion interne, destiné aux étudiants de la troisième année licence LMD option Construction mécanique, au niveau du département de Génie Mécanique, faculté des sciences appliquées, au sein de l'université Ibn khaldoun, Tiaret.

Ce polycopié est réparti en cinq chapitres.

Le premier chapitre englobe des généralités sur les moteurs à combustion interne avec une description détaillée de l'architecture des différents organes du moteur, ses grandeurs caractéristiques, ainsi les principales différences entre le moteur à allumage commandé (moteur à essence) et le moteur à allumage par auto inflammation (moteur Diesel).

Le deuxième chapitre aborde le principe de fonctionnement du moteur à combustion interne et les cycles théoriques relatifs à chaque type de moteur, à savoir le cycle Beau de Rocha, le cycle Diesel et le cycle de Sabathé. Une étude rigoureuse de chaque cycle y est présentée et la notion de rendement est introduite.

Le troisième chapitre présente une analyse du cycle réel, la définition des notions de distribution et angles de calage statiques du moteur sont définies, ainsi les différents paramètres effectifs du cycle réel, et les différents rendements.

Le quatrième chapitre est consacré à l'étude cinématique et dynamique des moteurs alternatifs. Ce chapitre aborde en premier lieu le calcul de la position, la vitesse et l'accélération instantanées du piston, ainsi les différents types de distribution et l'équilibrage correspondant des différents organes du moteur.

Le cinquième chapitre traite les performances des moteurs, à savoir ; la suralimentation, le remplissage, la consommation spécifique du moteur, ainsi une présentation préliminaire de l'injection directe pour un moteur à essence et un moteur Diésel.

Enfin, nous espérons que ce document sera d'une grande utilité pour les étudiants afin de mieux comprendre les notions de base, nécessaires sur les moteurs alternatifs, en particulier, la connaissance des performances effectives et indiquées des moteurs à essence et Diésel.

Chapitre I

Généralités

I.1. Introduction

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.

I.2. Classification des moteurs thermiques

Les moteurs thermiques sont représentés par le synoptique ci-dessous figure I.1 :

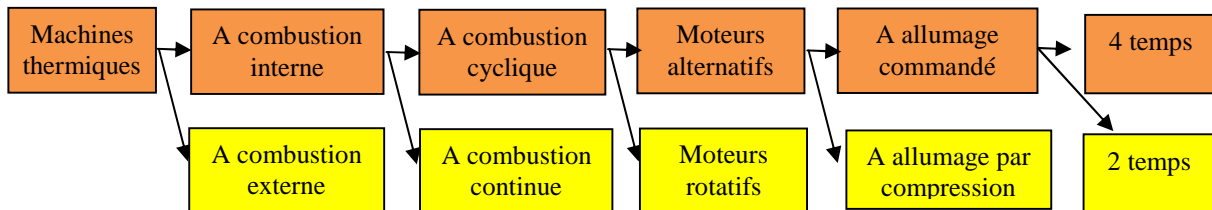


Fig. I.1 : Classification des moteurs thermiques [1]

I.2.1. Classification des moteurs à combustion interne

Les moteurs à combustion interne sont classés de la façon suivante :

A- Le mode de fonctionnement

- Moteur à piston alternatif.
- Moteur à turbine.
- Moteur mixte (piston libre à turbine).

B - Le mode de remplissage du cylindre

On distingue :

- Moteur non suralimenté.
- Moteur suralimenté

C- Le type de combustible

- Moteur à combustion légère (essence).
- Moteur à combustion lourde (gas-oil).
- Moteur à gaz (GPL).

D - Suivant le cycle adopté

- Moteur à quatre temps.
- Moteur à deux temps.

E- Le mode d'allumage

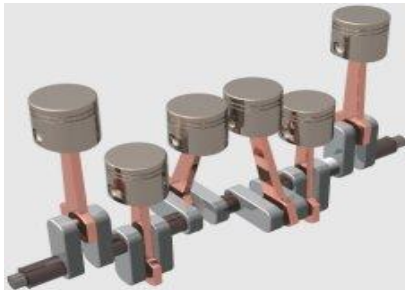
- Moteur à allumage par compression.
- Moteur à allumage commandé.

F- La formation de mélange

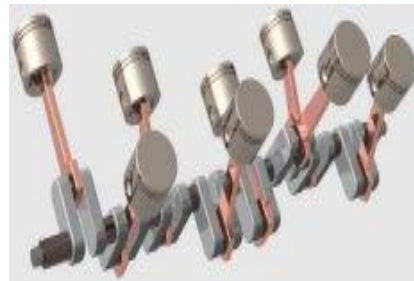
- Moteur à carburateur.
- Moteur à injection.

G - Le cycle de fonctionnement

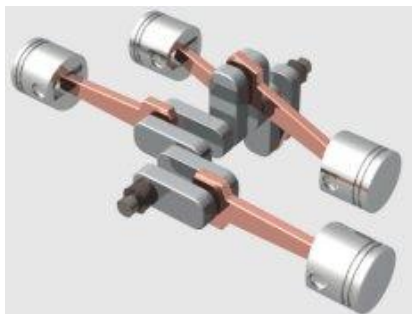
- Moteur à combustion à volume constant (cycle OTTO).
- Moteur à combustion à pression constante (cycle Diesel).
- Moteur à combustion à volume constant pris à pression constante (mixte).

H - La disposition des cylindres

Moteur à cylindres en ligne.



Moteur à cylindres en (V).



Moteur à plat



Moteur à cylindres en W

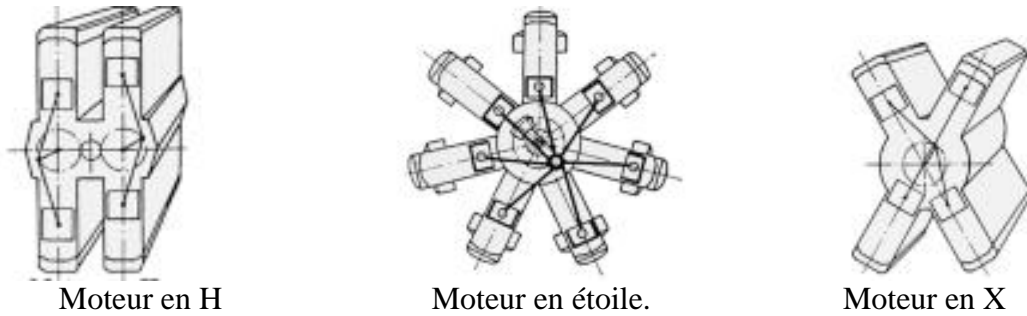


Fig. I.2 : Différentes dispositions des cylindres [1].

I- La vitesse du piston

- Moteur lent.
- Moteur semi rapide.
- Moteur rapide.

J - La disposition des soupapes

- Arbre à cames en tête et soupapes en tête.
- Arbre à cames latéral et soupapes culbuteurs, Arbre à cames latéral et soupapes latérales.

K- Le mode de refroidissement

- Refroidissement par eau et par air.

I.3. Principe de fonctionnement

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. Le cycle complet comprend 4 courses de piston donc 2 tours de vilebrequin.

1^{er} temps : l'admission

La soupape d'admission est ouverte, celle d'échappement est fermée. Le piston descend (P.M.B.), aspirant ainsi le mélange (ou l'air dans le cas d'un moteur Diésel) qui vient directement de la tubulure d'admission.

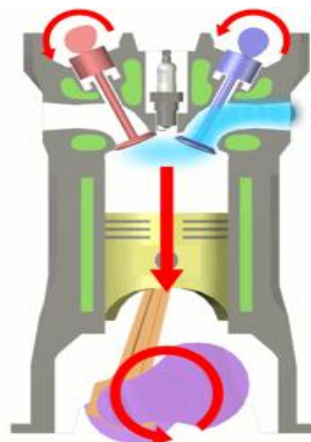


Fig. I.3 : Phase d'admission

2^{ème} temps : la compression

- Les 2 soupapes sont fermées ; Le piston remonte en comprimant les gaz.

Il se produit un échauffement qui amène l'air ou le mélange à une température qui favorise l'explosion.

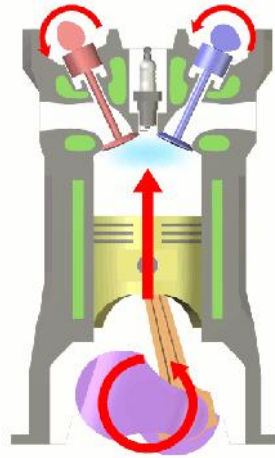


Fig. I.4 : Phase de compression.

3^{ème} temps : la combustion et détente

- Un peu avant le PMH, une étincelle électrique déclenche le processus de combustion ;

- L'accroissement de la pression qui s'exerce sur le piston engendre un effort sur la bielle et donc un moment moteur sur le vilebrequin ; Le piston redescend au PMB.

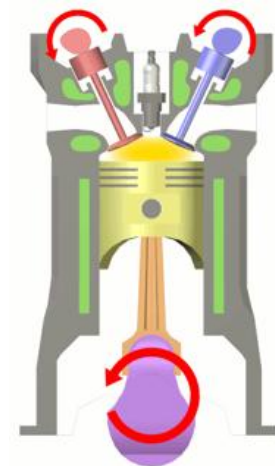


Fig. I.5 : Phase de combustion et détente.

4^{ème} temps : l'échappement.

Le piston arrive en fin de détente et en bas du cylindre (P.M.B.), puis il remonte.

La soupape d'échappement étant ouverte, et les gaz brûlés peuvent s'évacuer par le collecteur d'échappement.

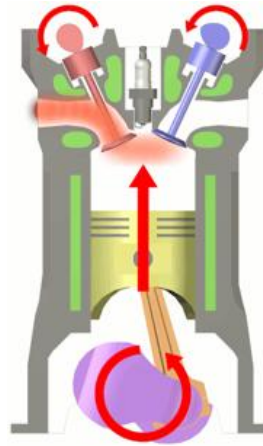


Fig. I.6 : Phase d'échappement.

I.4. Caractéristiques d'un moteur

Les caractéristiques d'un moteur à combustion interne sont décrites comme suit (figure I.2) :

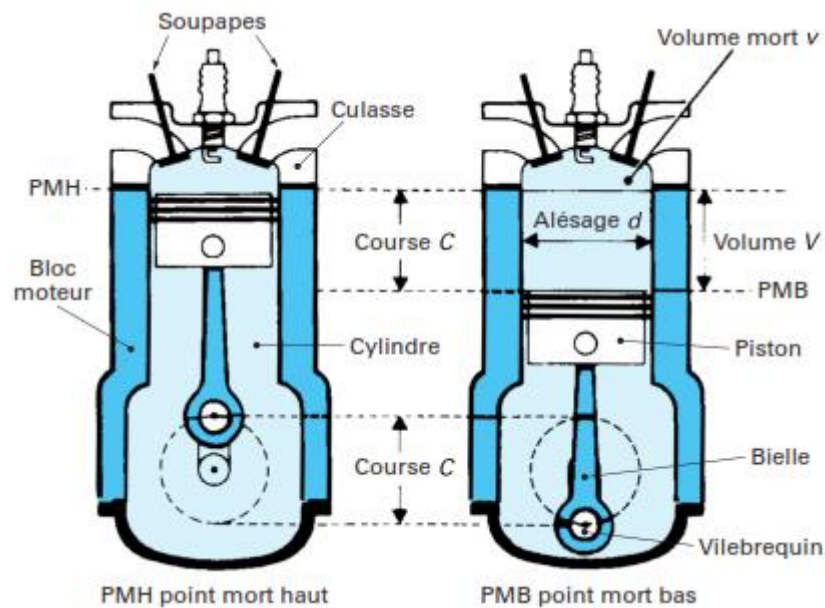


Fig. I.7 : Caractéristiques d'un moteur à combustion interne [2]

L'alésage : c'est le diamètre (d) du cylindre en millimètre.

La course : c'est la distance (c) parcourue par le piston entre le Point Mort Haut (PMH) et le Point Mort Bas (PMB).

La cylindrée : la cylindrée unitaire (V_s) d'un cylindre c'est le volume balayé par le piston entre le PMH et le PMB.

$$V_s = C. \frac{\pi d^2}{4} \quad (I.1)$$

La cylindrée totale (V_t) d'un moteur : c'est la cylindrée unitaire multipliée par le nombre de cylindres. Elle s'exprime en général en cm^3 . $V_t = n. V$

$$(I.2)$$

Où n : nombre de cylindres.

Le rapport volumétrique ou taux de compression (ϵ) : c'est le rapport entre le volume total d'un cylindre ($V+v$) et le volume de la chambre de combustion (v).

$$\epsilon = \frac{V+v}{v} \quad (I.3)$$

Le couple moteur :

Les forces agissant sur le maneton du vilebrequin sont représentées sur la figure (I.3). La pression qui agit sur la tête de piston lui communique une force d'intensité :

$$F = P. S \quad (I.4)$$

Où p : la pression de gaz brûlés et S : l'aire de la tête du piston

Déterminons F_1 sur la bielle :

$$F_1 = \frac{F}{\cos \alpha} \quad (I.5)$$

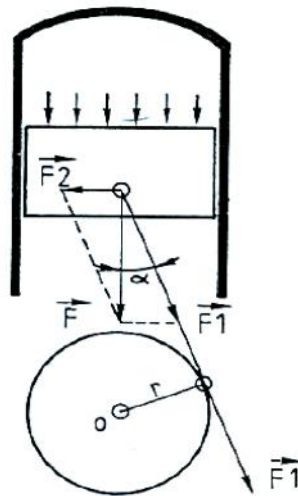


Fig. I.8 : Décomposition des forces agissant sur le maneton du vilebrequin

Le couple moteur est donc le produit de la force sur la bielle par la longueur du bras de maneton de vilebrequin.

$$C = F_1. r \quad (I.6)$$

Le travail développé (W) est égale au produit de la force exercée sur la bielle (F_1) par le déplacement de la bielle (l).

$$W = F_1. l \quad (I.7)$$

Déplacement de la bielle pour un tour : $l = 2 r$

Travail de la bielle pour un tour : $W = F_1 \cdot (2\pi r)$ (I.8)

D'où

$$W = 2\pi C \quad (I.9)$$

Pour un nombre de tours donnés (N) le travail sera :

$$W = 2\pi C N \quad (I.10)$$

La puissance du moteur : la puissance effective est le travail moteur fourni en une seconde.

Soit pour N tours par minute : $P = \frac{W}{t} = C \cdot \frac{2\pi N}{60} = C \cdot \omega$ (I.11)

Où ω - la vitesse angulaire de vilebrequin.

I.5 Analyse fonctionnelle :

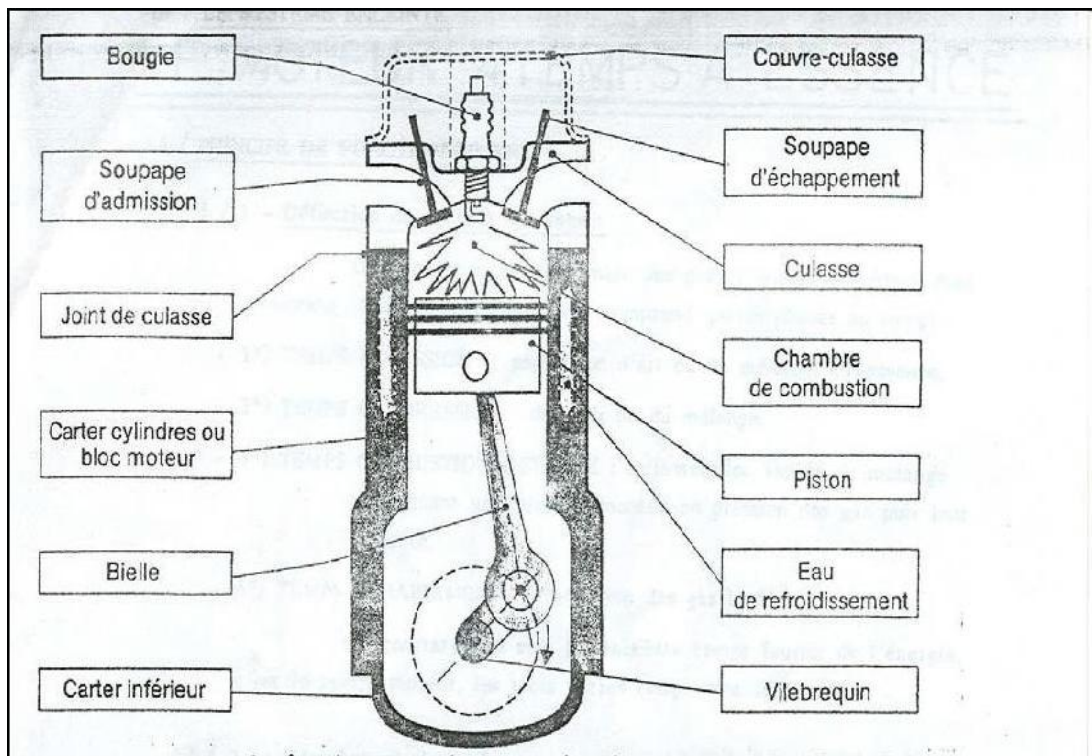


Fig. I.9 : Description d'un cylindre.

Le fonctionnement du moteur thermique est assuré par l'association de quatre grands groupes fonctionnels :

I.5.1. Les systèmes à fonctions mécaniques :

- Le système enceinte : assure l'isolement de la masse gazeuse.
- Le système bielle-manivelle : assure la transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement de rotation.
- Le système de distribution : commande l'ouverture et la fermeture des soupapes en temps voulus.

I.6. Système enceinte

Le système enceinte regroupe tous les systèmes à fonctions mécanique. il se divise en deux parties :

- Partie fixe
- Partie mobile

I.6.1 Partie fixe :

L'ensemble bloc-cylindres culasse est un ensemble indéformable qui sert de point d'appui aux éléments mobiles internes et externes et permet la fixation de certains organes externes (démarrage, pompe à eau, alternateur,...).

- Le bloc sert de support au vilebrequin. Il doit résister aux poussées, aux torsions et aux vibrations.
- Le cylindre guide le piston. Il doit résister à la pression, à la chaleur et au frottement.
- La culasse forme la partie supérieure de la chambre de combustion. Elle doit également résister à la pression et à la température élevée.

L'ensemble doit être d'une bonne conductibilité thermique afin d'évacuer rapidement les calories en excédent.

(Température des gaz enflammés : 2000° C) (Température moyenne du moteur : 110° C).

L'ensemble bloc-cylindres culasse supporte également les organes de distribution, permet le passage des canalisations de lubrification et des conduits de refroidissement.

2.2. Bloc-cylindres (Carter-moteur) :

Le bloc est en fonte ou en alliage d'aluminium moulé. Il constitue le bâti du moteur et dont la partie intérieure est usinée pour former les cylindres ou les logements de chemises s'il s'agit d'un moteur à chemises rapportées. L'eau de refroidissement circule librement à l'intérieur du carter-moteur. Sa partie supérieure est dressée pour former plan de joint : la culasse vient, en effet, s'appuyer sur le plan de joint supérieur pour coiffer les cylindres.

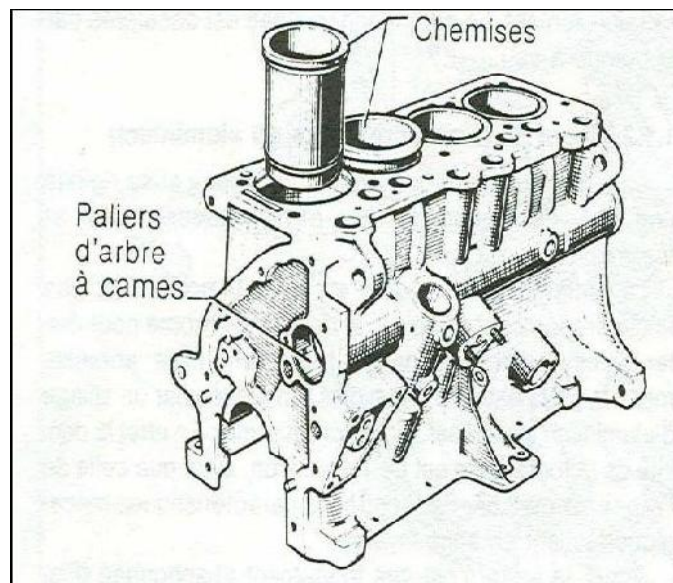
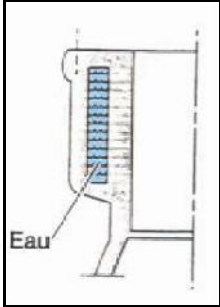
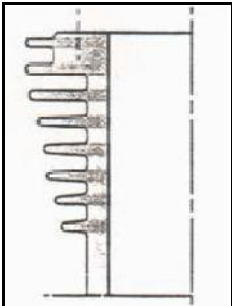
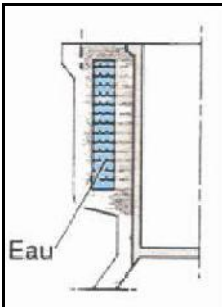
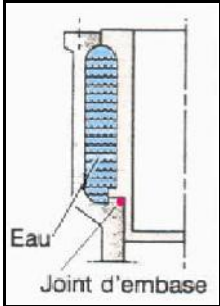


Fig. I.10 : carter moteur à quatre cylindres

I.6.2 Types de bloc cylindres :

Type de bloc	Schémas	avantages
<p>Bloc à alésages direct : Certains blocs en fonte sont directement alésés, les cylindres et le bloc ne faisant qu'une seule pièce. En cas d'usure des cylindres, il est nécessaire de réaliser à une cote supérieure et d'adapter des pistons de plus fort diamètre.</p>		<p>Fonte alliée de bonne qualité. Chambres d'eau enveloppant le cylindre. Matériau facile à mouler. Limitation des problèmes d'étanchéité.</p>
<p>Bloc à chemises amovibles : Ce système facilite la fabrication; il permet l'utilisation de matériaux différents pour le bloc et pour les cylindres (cylindres en fonte, bloc en alliage léger); la réparation est facilitée (remontage de chemises d'origine).</p>		<p>Aucun risque dû au gel. Gain de poids - facilité d'obtention. Economie pour simplicité du système (pas de radiateur, pompe à eau, Durits) Pas d'entretien.</p>
<p>Bloc à chemises sèches : placée dans un carter-cylindre disposant d'un dispositif d'immobilisation Rapportée-emmanchée à force. Trempee dans l'air liquide.</p>		<p>Bloc fonte qualité moyenne. Bloc en alliage d'aluminium. La chemise n'est pas en contact du fluide de refroidissement.</p>
<p>Bloc à chemise humide : La chemise sert même temps de paroi pour les conduits de Refroidissement ; leur remplacement est aisé, mais l'étanchéité doit être particulièrement soignée. Les chemises sont en fonte centrifugée, elles sont également alésées, rectifiées et rodées.</p>		<p>Chemise directement en contact avec le fluide de refroidissement. Bloc en fonte qualité moyenne ou en alliage d'aluminium qui permet un gain de poids et un meilleur échange thermique. Fabrication plus facile Réparation plus facile donc moins coûteuse</p>

La culasse est aussi en fonte ou en alliage d'aluminium moulé. Les contraintes mécaniques étant moins importantes que pour le bloc-moteur, les constructeurs ont quasiment abandonné la fonte au

profit d'aluminium, en raison de sa légèreté et sa très bonne conductibilité thermique. Un réseau de conduits d'eau et d'huile est pratiqué dans la culasse, l'étanchéité bloc-culasse est assurée par le joint de culasse

1. Chambre de combustion
2. Cheminée de bougie
3. Chapelle
4. Canalisation de refroidissement
5. Guide soupape
6. Rondelle d'appui du ressort
7. Communication avec le bloc
8. Siège de soupape
9. Plan de joint de culasse

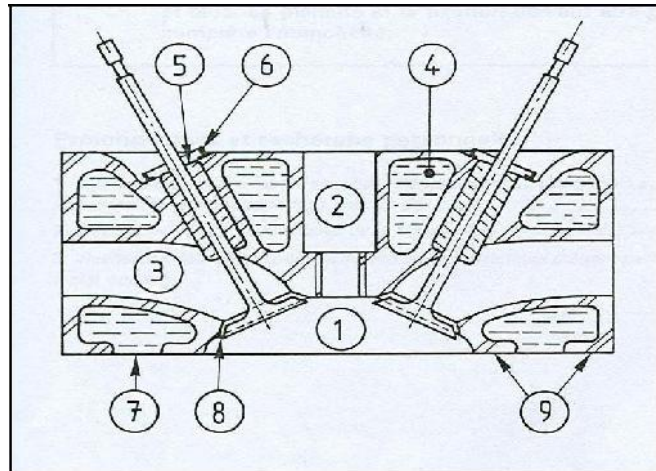


Fig.I.11 : Bloc-culasse

I.6.3 Carters de protection :

Ce sont les couvercles qui couvrent ou ferment les différentes faces du moteur on distingue :

I.6.4 Le carter inférieur :

C'est une pièce en forme de cuvette qui abrite le vilebrequin et les têtes de bielle et qui contient la réserve d'huile de graissage. En général, il est en tôle emboutie. Il peut être en alliage léger moulé avec nervures extérieures pour assurer un bon refroidissement de l'huile échauffée par son passage dans le moteur. L'étanchéité entre le carter-moteur et le carter inférieur doit être parfaite : elle est assurée par un joint plat en liège ou bien par un joint cylindrique, en caoutchouc synthétique, logé dans une gorge

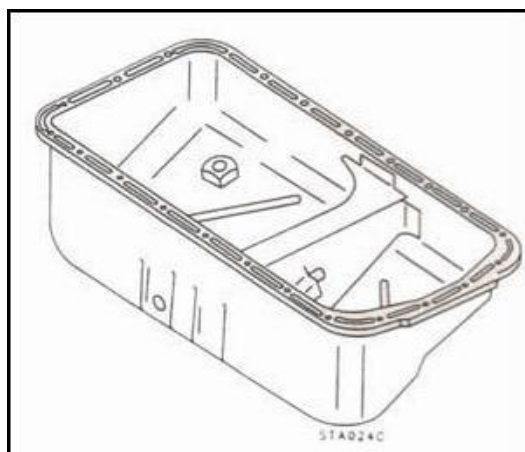


Fig.I.12 : Carter inférieur

I.6.4.1 Le carter de distribution :

Pratiquement la distribution est matérialisée par une liaison mécanique entre le vilebrequin et l'arbre à cames. Cette liaison est protégée par un carter étanche en tôle ou en alliage léger, appelé le carter de distribution.

I.6.3.2 Le couvre-culasse :

Ce carter ferme la culasse des moteurs à soupapes en tête. Son intérêt est lié au fait que sa dispose permet l'opération d'atelier : "réglage des soupapes". C'est un couvercle de protection étanche par joint comme le carter inférieur. Il est parfois en alliage léger.

I.6.3.4. Collecteurs :

Le collecteur d'admission regroupe les conduits qui amènent les gaz frais aux soupapes d'admission et le collecteur d'échappement contient ceux qui emmènent les gaz brûlés depuis les soupapes d'échappement. Ce sont des pièces moulées, en alliage léger pour l'admission et en fonte pour l'échappement.

I.6.3.5 Partie mobile :

Dans un moteur à piston alternatif, on transforme la poussée des gaz de la combustion, force unidirectionnelle, en mouvement circulaire d'un couple de force. Les pièces mécaniques chargées de cette transformation constituent les éléments mobiles du moteur : le piston, la bielle, le vilebrequin.

❖ Piston :

Le piston remplit quatre fonctions essentielles tout en étant mobile, il doit contribuer

- À l'étanchéité entre la chambre de combustion et le carter. Il doit supporter la pression des gaz créée par la combustion et la transmettre par l'intermédiaire de la bielle au vilebrequin,
- Il doit résister aux forces latérales qu'il exerce sur la paroi du cylindre,
- Il doit conduire la chaleur aussi rapidement que possible à la paroi du cylindre,
- Il commande l'échange des gaz sur les moteurs 2 temps.

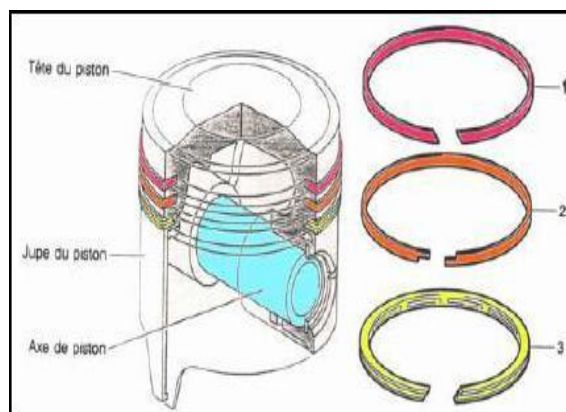


Fig.I.13 : Piston avec segments

Il se compose :

- D'une tête ou culot dont le diamètre doit être inférieur à l'alésage du cylindre quelles que soient les dilatations.
- L'étanchéité est assurée par des segments situés dans des gorges pratiquées sur le pourtour du piston.
- La jupe doit assurer le guidage à froid comme à chaud avec un minimum de frottement.

❖ **Segments du piston :**

- Les segments sont des anneaux brisés, de section carrée ou parallélogrammique, travaillant en extension. Ils doivent assurer des pressions radiales uniformes sur les parois du cylindre.
- Les segments pour moteur à 4 temps sont en général au nombre de trois :

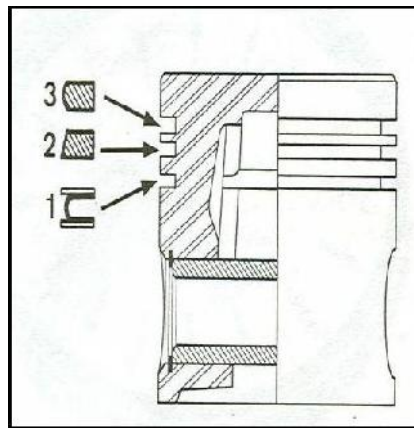


Fig.I.14 : Emplacement des segments

❖ **Le segment de feu (1^{er} segment d'étanchéité) :**

Il assure l'étanchéité de la chambre de combustion. Il doit tenir à la température, au manque de lubrification, à la pression et à la corrosion. Il est généralement en fonte à graphite sphéroïdal durcie et chromée.

❖ **Le segment intermédiaire (2^{ème} segment d'étanchéité) :**

Il assure l'étanchéité et évite la consommation d'huile. Il peut être en fonte grise à graphite lamellaire.

❖ **Le segment racleur :**

Il empêche l'huile pour éviter les remontées tout en laissant une certaine pellicule pour permettre la lubrification. Il possède des rainures ou encoches autorisant le retour d'huile. Il peut être en fonte grise ou en acier traité.

❖ **Axe de piston :**

L'axe de piston est une pièce cylindrique qui lie le piston à la bielle. Il permet le mouvement oscillatoire bielle/piston pendant la rotation du moteur. Il transmet à la bielle la force de pression, que reçoit le piston pendant la phase expansion des gaz.

Il est fabriqué en acier cémenté trempé, puis rectifié.

❖ **L'axe de piston flottant :**

L'axe de piston coulisse à frottement doux dans les bossages du piston et dans la bague du pied de bielle. Pour le remontage il se fait à froid. Il y a deux circlips d'arrêt.

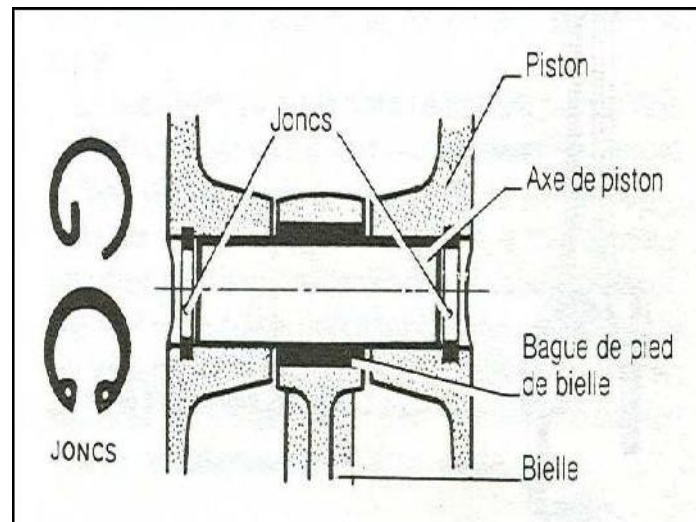


Fig.I.15 : Axe de piston

❖ **L'axe serré dans la bielle :**

Le blocage de l'axe de piston dans le pied de bielle est assuré par frettage à chaud.

Ce montage augmente les mouvements axe/piston, mais réduit la masse alternative de l'embellage puisqu'on supprime la bague de pied de bielle et les circlips et on réduit le diamètre extérieur du pied de bielle.

❖ **L'axe libre dans la bielle, serré dans le piston :**

Pour le remontage il se fait après chauffage du piston dans l'eau bouillante. Il y a, de plus, deux circlips de sécurité.

I.6.3.6 Bielle :

La bielle est la pièce mécanique dont une extrémité est liée au piston par l'axe de piston et l'autre extrémité au maneton du vilebrequin.

Elle permet la transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin.

Description de la bielle, elle se compose de trois parties :

- **Le pied de bielle :**

Relié à l'axe du piston soit généralement avec une bague en bronze emmanchée à force soit dans certains cas avec une bague à aiguilles.

- **Le corps de bielle :**

Relie le pied de bielle à la tête de bielle

- **La tête de bielle :**

.Qui tourne sur le maneton du vilebrequin est coupé dans un plan perpendiculaire à l'axe de la bielle pour permettre la pose des coussinets et son montage sur le maneton du vilebrequin.

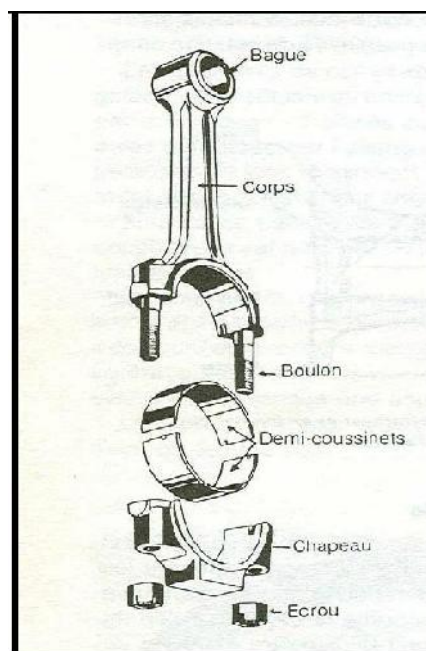


Fig.I.16 : Description d'une bielle

I.6.3.7 Vilebrequin :

Le vilebrequin est la manivelle qui reçoit la poussée de la bielle et fournit un mouvement rotatif à partir du mouvement alternatif du piston. La force exercée par la bielle applique au vilebrequin un couple qui se retrouve au bout de celui-ci sous forme de couple moteur.

A l'une des extrémités du vilebrequin, le couple moteur est utilisé pour entraîner le véhicule. A l'autre extrémité, une fraction du couple disponible est prélevée pour entraîner les auxiliaires du moteur : la distribution (arbre à cames, soupapes, etc.), le générateur électrique (dynamo ou alternateur), le compresseur de climatisation, etc.

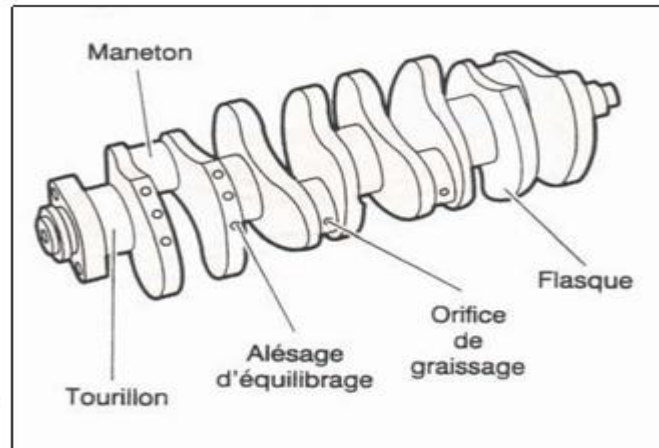


Fig.I.17 : Représentation du vilebrequin.

I.7 Système de distribution

On appelle "distribution" l'ensemble des organes qui réalisent l'ouverture et la fermeture des conduits d'admission et d'échappement, et des éléments qui effectuent leur commande.

Rôle : le rôle de la distribution est de commander l'ouverture et la fermeture des soupapes, imposer leur instant de l'ouverture, l'amplitude et la durée du mouvement.

Le principe de fonctionnement de la distribution est suivant :

- L'ouverture et la fermeture des cylindres sont réalisées par les soupapes.
- L'ouverture est possible grâce à des cames, la fermeture est assurée par des ressorts.
- La transmission du mouvement de l'arbre à cames aux soupapes est assurée par des poussoirs. Elle peut comprendre également des tiges de culbuteurs et des culbuteurs.
 - La synchronisation avec le vilebrequin est réalisée par des pignons reliés entre eux par un système indéformable (ex. chaîne, courroie...).

Eléments de la distribution :

Arbre à cames :

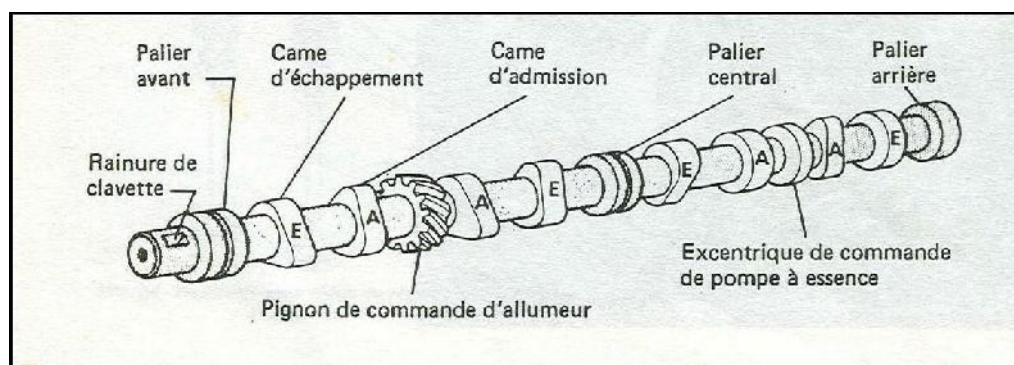


Fig.I.18 : Arbre à cames

I.7.2 Emplacement de l'arbre à cames :

1. arbre à cames latéral et soupapes en ligne commandées par poussoirs, tiges et culbuteurs.
2. simple arbre à cames en tête et soupapes en V commandées par culbuteurs.
3. double arbre à cames en tête entraînant directement les soupapes grâce à des poussoirs hydrauliques.
4. arbre à cames en tête avec commande des soupapes par leviers (très peu utilisé).

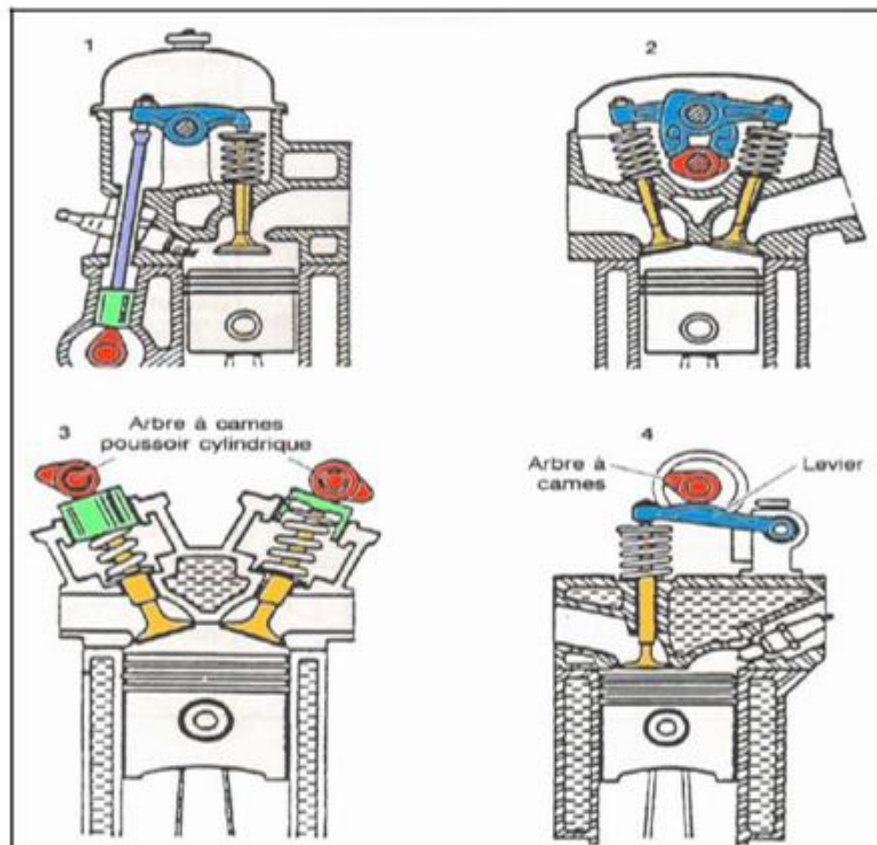


Fig.I.19 : Différents emplacement de l'arbre à cames

I.7.3 Entraînement de l'arbre à came :

Dans tous cas c'est le vilebrequin qui assure l'entraînement de l'arbre à cames.

L'arbre à cames doit tourner deux fois moins vite que le vilebrequin car les soupapes ne doivent s'ouvrir qu'une fois par cycle.

Trois modes de distributions sont utilisées :

- **Distribution par courroies crantées :**

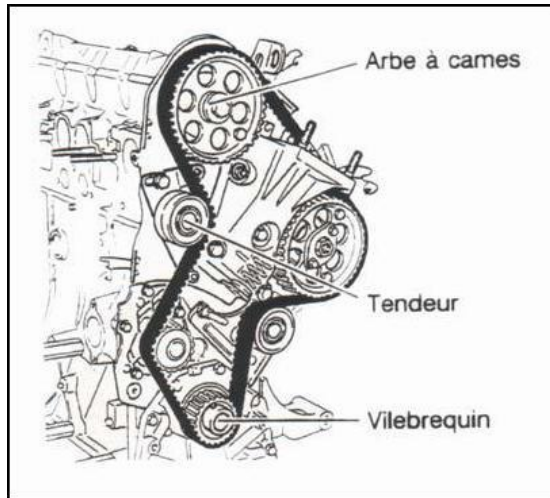


Fig.I.20 : Distribution par courroies crantées

Système de plus en plus répandu dans les moteurs à arbre à cames en tête. Son fonctionnement est plus silencieux et ne nécessite pas de système de lubrification

- **Distribution par chaîne :**

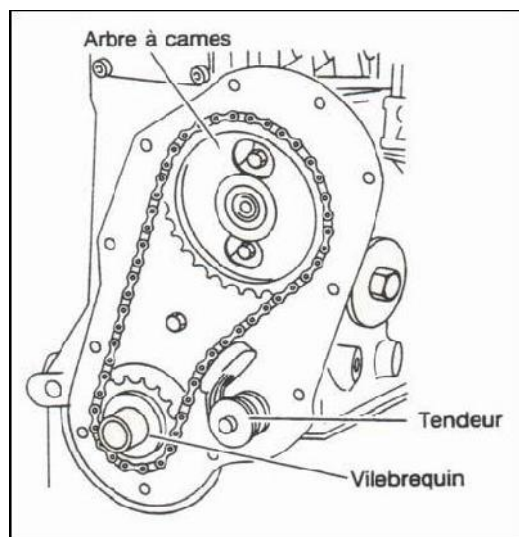


Fig.I.21 : Distribution par chaîne

Ce système est couramment utilisé dans les moteurs à arbre à cames latéral et dans certains arbres à cames en tête.

- **Distribution par engrenages :**

Les engrenages utilisés particulièrement dans les moteurs Diesel

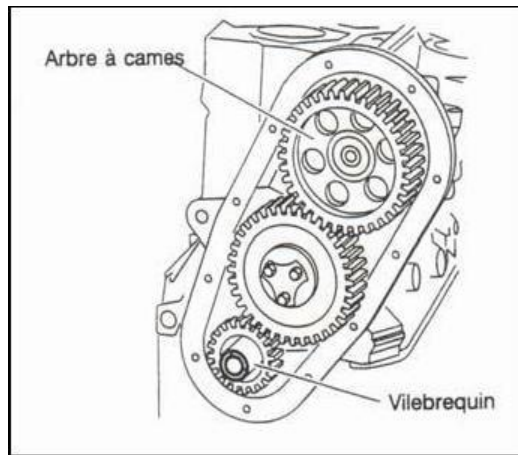


Fig.I.22 : Distribution par engrenage.

I.7.4 Soupapes :

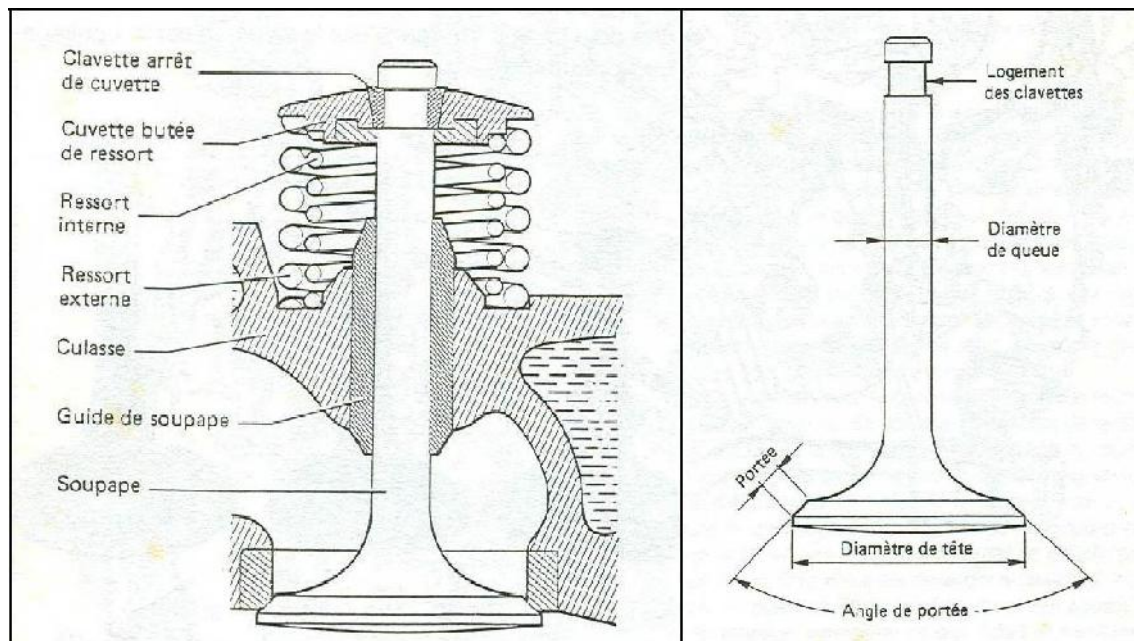


Fig.I.23 : Description d'une soupape

- **Rôle :**

Les soupapes sont les organes qui régissent l'entrée et la sortie des gaz dans la chambre de combustion.

- **Constitutions :**

Le diamètre de leur tête doit être important. Cette dimension est limitée par la place libre dans la chambre de combustion, le poids de la soupape qui doit rester minimal, et par sa résistance mécanique aux chocs et aux déformations.

La portée conique assure une étanchéité parfaite à la fermeture et un centrage correct évitant la déformation de la **tige**. Les angles de portée sont d'environ 90°.

Les soupapes d'admission qui subissent des températures moins élevées peuvent avoir un angle de 120° , protégeant moins bien la soupape des déformations, mais offrant, pour une même hauteur de levée, une section de passage de gaz plus importante.

- **Matière de construction :**

Les soupapes de grande série sont en acier au nickel-chrome et obtenues par matriçage avec chauffage électrique. Ils sont tournés puis rectifiés. Les queues et les portées reçoivent un traitement qui accroît leur dureté.

Pour les moteurs présentant des surchauffes au niveau des soupapes, on dispose de soupapes à tige creuse et partiellement remplies de sodium ou des sels de lithium et potassium.

I.7.5 Les ressorts de soupapes :

Autour de la tige de chaque soupape, on monte un ressort hélicoïdal comprimé entre une face usinée du carter fixe et une cuvette en acier solidaire de la queue de soupape.

Lorsqu'on comprime un ressort à une fréquence élevée celui-ci risque d'entrer en résonance.

On dit qu'il y a "affolement des soupapes".

Pour éviter l'affolement des soupapes les constructeurs utilisent notamment :

- des ressorts à pas variable
- deux ressorts antagonistes (sens d'hélice opposé ; le diamètre de l'un n'est que de 0.5 mm supérieur au diamètre extérieur de l'autre, de sorte qu'il y a frottement entre eux et étouffement des vibrations).

I.8 Carburants des moteurs à combustion interne

D'une façon générale les carburants utilisés en automobile sont : essence, GPL et gazole. Ils sont composés : D'un mélange d'hydrocarbures (97 à 98%) : Composants chimiques formés de :

✓ Carbone (C) ;

✓ Hydrogène (H) :

Exemples : C_7H_{16} : Heptane : C_8H_{18} Octane : C_7H_{14} Benzène,

➤ De résidus, d'impuretés et d'additifs (2 à 3%) :

✓ Eau ;

✓ Soufre ;

✓ Plomb ;

✓ Alcool, ...

a) L'essence

L'essence est produite à partir du pétrole brut par raffinage. C'est un mélange d'hydrocarbures qui comptent de 4 à 7 atomes de carbone.

Caractéristiques

- La masse volumique de l'essence est $\rho = 0,72$ à $0,78 \text{ Kg/dm}^3$ à 15°C ;
- Très volatile (hydrocarbures légers) : T° d'ébullition -30 à 190°C .

b) Le Gazole

Comme l'essence, le gazole est produit à partir du pétrole brut par raffinage. C'est un mélange d'hydrocarbures qui comptent de 12 à 22 atomes de carbone.

Caractéristiques

- $\rho = 0,82$ à $0,85 \text{ Kg/dm}^3$ à 15°C ;
- Peu volatile (hydrocarbures lourds) : T° d'ébullition -180 à 360°C .

c) Le GPL

Le Gaz pétrole liquéfié (GPL) est produit à partir du pétrole brut ou par purification du gaz naturel.

Les 2 principaux hydrocarbures qui composent le GPL sont :

- Le Butane C_4H_{10}
- Le Propane C_3H_8

Caractéristiques

- Etat gazeux à température ambiante (20°C) et à pression atmosphérique.

T° ébullition :

- ✓ Butane : 0°C ;
- ✓ Propane : -40°C .
- Gaz incolore inodore plus lourd que l'air ;
- Additif colorant pour le déceler (Mercaptan) ;
- $\rho = 0,51$ à $0,58 \text{ Kg/dm}^3$ à 15°C (liquide).

I.8.1. La combustion des hydrocarbures

La combustion au sein du moteur à combustion interne est une réaction chimique entre 2 composants chimiques gazeux :

- Carburant : essence, GPL, gazole ;
- Comburant : air.

I.8.2. La stœchiométrie désigne l'étude des proportions idéales d'éléments qui autorisent une réaction chimique complète, "propre" et sans gaz résiduels..

Les lois de la stœchiométrie appliquées à la combustion des hydrocarbures nous montrent que :

- pour brûler 1 kilogramme de gazole, il faut disposer d'environ 14,7 kilogrammes d'air
- pour brûler 1 kilogramme d'essence, il faut disposer d'environ 15,3 kilogrammes d'air
- pour brûler 1 kilogramme de GPL, il faut disposer d'environ 15,7 kilogrammes d'air

I.8.3. Température d'auto inflammation

La température d'auto inflammation d'un carburant est la température à laquelle le mélange carburant - comburant s'enflamme de lui-même.

Quelques valeurs :

- ✓ Super, Super sans plomb : 450 °C ;
- ✓ Gazole : 250 °C ;

I.8.4. Délai d'auto inflammation (dai)

A partir de l'instant où le mélange gazeux (carburant - comburant) est porté à la température d'auto inflammation, le mélange ne s'enflamme pas instantanément.

Le délai d'auto inflammation est le temps qui sépare le moment où la température d'auto inflammation est atteinte et le début de la combustion.

❖ Indice d'octane

L'indice d'octane (Io) est un nombre qui caractérise le délai d'inflammation du carburant (essence et GPL). Plus l'indice d'octane est élevé plus le délai d'inflammation est élevé : « le carburant résiste bien à la détonation ».

- Io élevé => dai élevé : Combustion contrôlée ;
- Io faible => dai faible : Risque de combustions incontrôlées « Cliquetis »

❖ Indice de Cétane

L'indice de cétane (Ic) est un nombre qui caractérise la capacité du gazole à s'enflammer rapidement après avoir atteint la température d'auto inflammation. Pour assurer un bon déroulement de la combustion dans le moteur diesel (contraintes mécaniques et thermiques modérées, bruit modéré), il faut un indice de Cétane élevé.

- Ic élevé => dai faible => Moteur peu bruyant, contraintes modérées ;
- Ic faible => dai élevé => Moteur bruyant, contraintes élevées (longévité du moteur réduite).

I.8.5. Capacité calorifique

La capacité calorifique d'un carburant est la quantité de chaleur que peut fournir un Kilogramme de ce carburant pendant la combustion. Cette grandeur est appelée Pouvoir Calorifique Inférieur (PCI).

Quelques valeurs :

- PCI de l'essence (super, super sans plomb) : 42700 kJ/kg ;

- PCI du Gazole : 42600 kJ/kg ;
- PCI du GPL : 45800 kJ/kg.

I.8.6. Cliquetis

Pour le moteur à allumage commandé, le cliquetis est la combustion incontrôlée la plus fréquente et la plus destructrice (destruction rapide du piston, des soupapes, ...).

Le cliquetis est l'explosion d'une partie de la masse de mélange pendant la combustion qui n'a pas encore été atteint par le front de flamme. Il résulte du cliquetis une augmentation très brutale de la pression et de la température locales suivi d'une onde de choc très importante.

En fait le cliquetis est un combat entre la vitesse de combustion et l'auto-inflammation du mélange. Si la combustion est rapide : le mélange n'a pas le temps de s'auto-enflammer. Si la pression et la température sont trop élevées, une partie du mélange peut s'auto-enflammer avant que la flamme l'atteigne

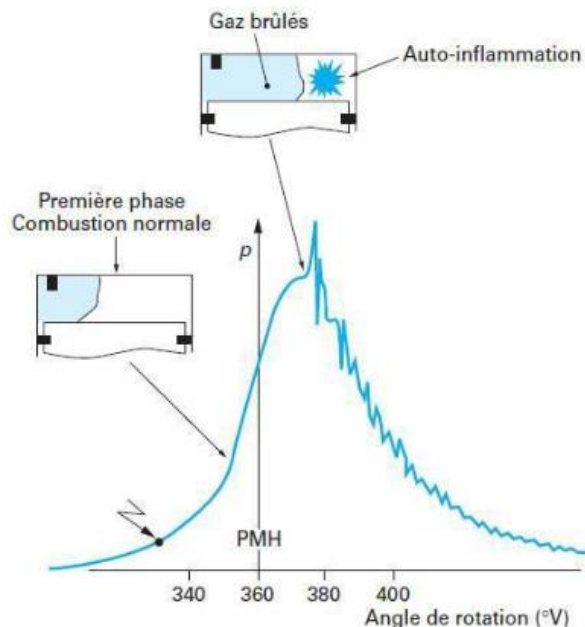


Fig. I.24 : Phénomène du cliquetis.

Pour lutter contre le cliquetis, il y a de nombreuses possibilités. Certaines concernent la géométrie même du moteur (forme de la chambre de combustion, refroidissement, qualité du mélange, ...) d'autres concernent le réglage. Dans la dernière catégorie, la plus simple est de retarder l'avance à l'allumage : plus simplement, ça veut dire qu'on allume plus tard qu'on le ferait pour avoir un rendement optimal. Ça a pour effet de faire baisser la température et la température du mélange qui n'a pas encore brûlé lors de la combustion. Par contre, l'effet négatif est que le rendement est dégradé.

Chapitre II

Thermodynamique des cycles moteurs

II.1. Principaux cycles théoriques du moteur à combustion interne

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

II.1.1. Cycle de Beau de Rochas

Il est aussi nommé cycle à apport de chaleur à volume constant. Il est utilisé dans les moteurs à allumage commandé ou Moteurs thermiques à explosion figure II.1.

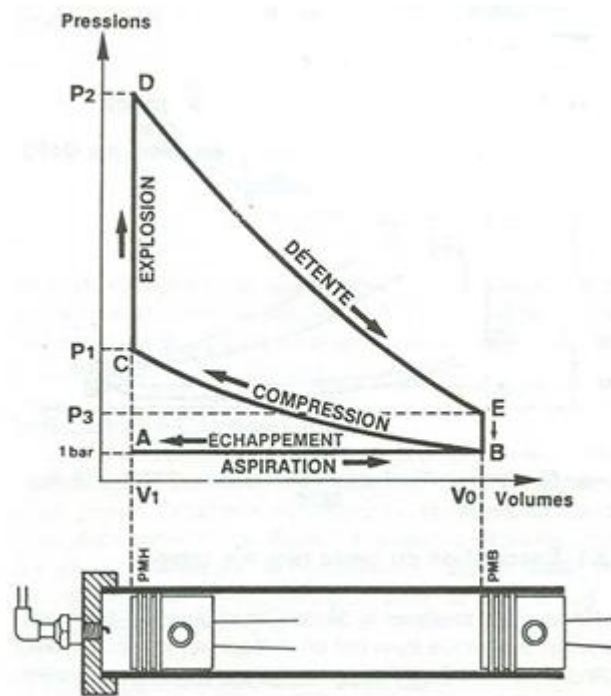


Fig. II.1 : Cycle de Beau de Rochas

Le cycle de fonctionnement se décompose analytiquement en quatre temps ou phases.

0 → 1 : Admission des gaz carburés (air + carburant).

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

2 → 3 : Combustion à volume constant (explosion). Apport de chaleur par combustion de masse du carburant en présence de l'oxygène de masse d'air.

$$Q_1 = (m_a + m_c).C_v (T_3 - T_2) = m_c. PCI \quad (II.1)$$

Avec : m_a : Masse d'air. m_c : Masse du carburant. PCI : Pouvoir calorifique du carburant.

3 → 4 : Détente adiabatique des gaz (temps moteur).

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

4 → 1 : Echappement des gaz brûlés, Remontée du piston vers le point mort haut (PMH) en chassant les gaz brûlés détendus dans le collecteur d'échappement avec dégagement de chaleur Q_2 :

$$Q_2 = (m_a + m_c) C_v (T_1 - T_4) \quad (\text{II.2})$$

Rendement théorique du cycle de Beau de Rochas

Il est donné par :

$$\eta_{th1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (\text{II.3})$$

II.1.2. Cycle Diesel

Il concerne les moteurs à allumage par compression (combustion à pression constante) figure II.2.

Dans les moteurs thermiques diesel ou à apport de chaleur à pression constante, le carburant est du gazole. On l'injecte sous pression dans la chambre de combustion contenant de l'air préalablement comprimé et chaud, au contact duquel il s'enflamme spontanément.

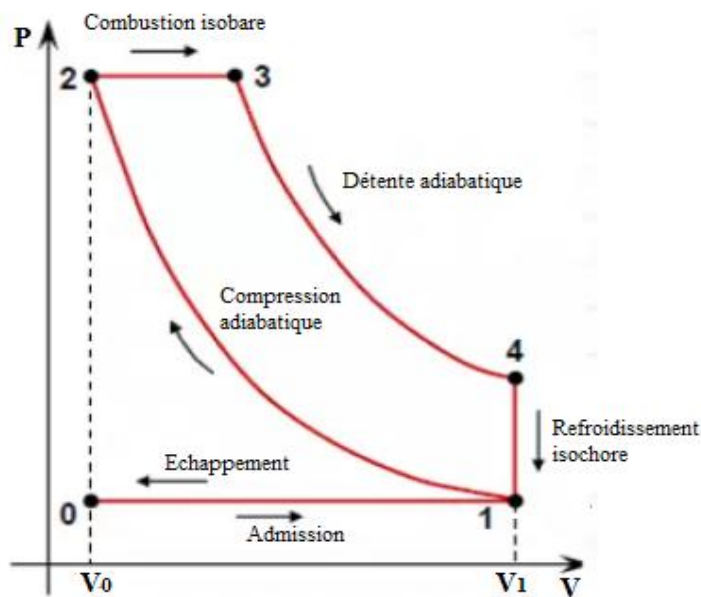


Fig. II.2 : Cycle Diesel.

0 → 1 : Admission de l'air.

1 → 2 : Compression adiabatique de l'air

2 → 3 : Combustion isobare, apport de chaleur :

$$Q_1 = (m_a + m_c) C_p (T_3 - T_2) = m_c \cdot P_{ci} \quad (\text{II.4})$$

3 → 4 : Détente adiabatique des gaz.

4 → 1 : Refroidissement isochore des gaz brûlés.

1 → 0 : Echappement des gaz brûlés. La chaleur dégagée est :

$$Q_2 = (m_a + m_c) C_v (T_1 - T_4) \quad (\text{II.5})$$

Rendement théorique du cycle diesel

Il est donné par :

$$\eta_{th2} = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{(\gamma-1)}} \cdot \frac{\delta^\gamma - 1}{\delta - 1} \quad (\text{II.6})$$

Avec
$$\delta = \frac{V_3}{V_2} \quad (\text{II.7})$$

II.1.3. Cycle de Sabathé (Mixte)

C'est une combinaison des cycles de Beau de Rochas et Diesel pur (figure II.3). Il est appelé aussi cycle mixte.

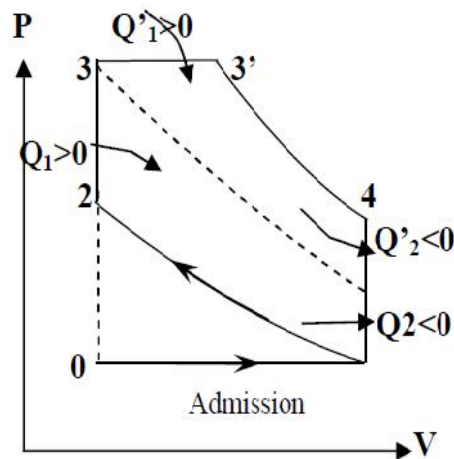


Fig. II.3 : Cycle de Sabathé (cycle mixte).

Rendement théorique du cycle de Sabathé

Il est donné par :

$$\eta_{th} = \frac{(Q_1 + Q_2) + (Q'_1 + Q'_2)}{(Q_1 + Q'_1)} \quad (\text{II.8})$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 \eta_{th1} + Q'_1 \eta_{th2}}{(Q_1 + Q'_1)} \quad (\text{II.9})$$

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

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

II.2. Diagramme réel d'un moteur Diesel rapide [3-7]

En pratique, le diagramme est nettement différent du diagramme théorique, du fait des hypothèses inexactes citées au-dessus. Il constaté à partir de la figure II.4 :

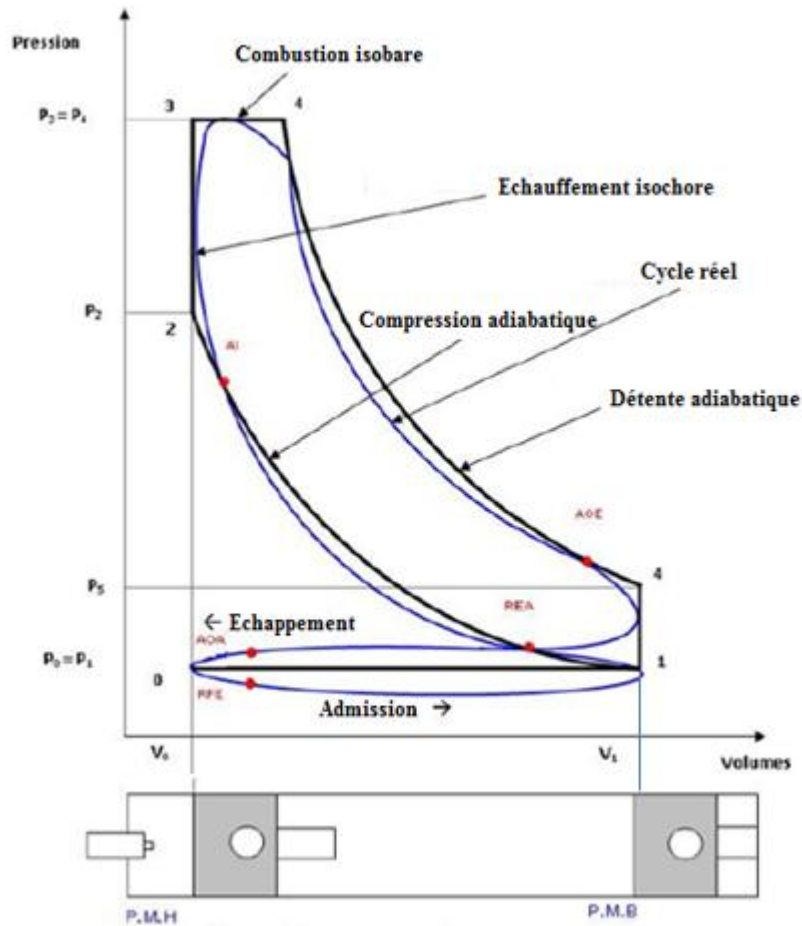


Fig. II.4 : Diagramme réel d'un moteur Diesel.

- À l'admission, la pression est inférieure à l'atmosphérique (dans le cas d'un moteur non suralimenté) du fait de l'aspiration du piston et de l'inertie du gaz non nulle,
- La composition chimique et la quantité du fluide-moteur sont toujours variées par suite de la combustion au cours du cycle,
- Les caractéristiques du fluide-moteur (chaleur spécifique, etc.) du fluide-moteur comptées constantes dans le cycle thermodynamique et varient avec la température dans le cycle réel,
- Les deux temps de compression et détente ne sont pas adiabatiques, mais polytropiques à cause des échanges de chaleur ayant lieu au cours de ces deux temps entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,

- Le fonctionnement du moteur nécessite l'évacuation des produits de combustion et l'introduction périodique, au début de chaque cycle, de la charge fraîche. Le remplissage du cylindre du moteur dépend considérablement de son nettoyage,
- À la compression, la pression finale est inférieure à la théorique du fait du remplissage moindre et des échanges de chaleur entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,
- En tenant compte des pertes de charge durant l'écoulement du fluide moteur à travers les canaux d'admission et l'échappement.
- Dans le Diagramme réel en tenant compte les quatre points : (A.O.A), (R.F.A), (A.O.E), (R.F.E).

- **Pour les soupapes d'admission**

A.O.A : Avance à l'ouverture de l'admission (au début de l'ouverture)

R.F.A : Retard à la fermeture de l'admission (à la fin de la fermeture)

- **Pour les soupapes d'échappement**

A.O.E : Avance à l'ouverture de l'échappement (au début de l'ouverture)

R.F.E : Retard à la fermeture de l'échappement (à la fin de la fermeture)

II.2.1. Les phases de distribution

Les périodes entre les moments de l'ouverture et la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement exprimées en angle de rotation du vilebrequin (A.R.V) sont appelées phases de distribution. On les présente sous la forme d'un diagramme de distribution (figure II.5).

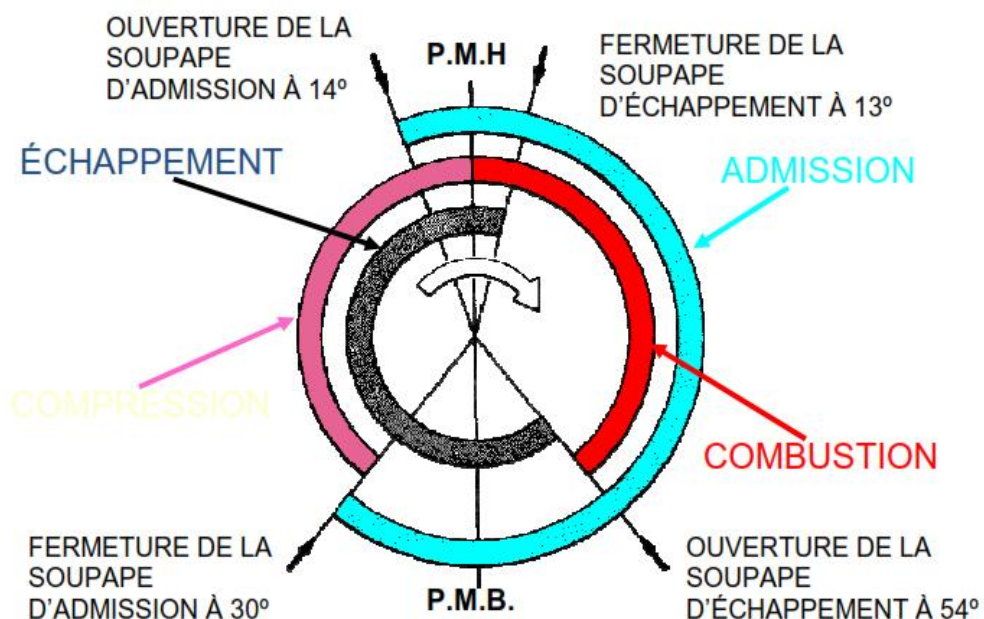


Fig. II.5 : Diagramme de distribution.

Dans le but de réaliser un bon remplissage en charge fraîche, la soupape d'admission s'ouvre avec une certaine avance par rapport au PMH et se ferme avec un certain retard par rapport au PMB.

Pour assurer un bon nettoyage du cylindre des produits de combustion, l'ouverture de la soupape d'échappement s'effectue avec une certaine avance par rapport au PMB et la fermeture avec un certain retard par rapport au PMH.

II.2.2. Croisement des soupapes

A la fin de l'échappement et au début de l'admission, les soupapes de l'admission et de l'échappement se maintiennent ouvertes en même temps, cette position est appelée croisement des soupapes. Le Croisement des soupapes favorise le balayage du cylindre des produits de combustion et d'autre part il effectue un soufflage de la chambre de combustion par l'air frais participant ainsi au refroidissement de cette partie chaude du moteur.

II. 3. Le diagramme indiqué

Habituellement, le cycle réel est représenté sous la forme d'un diagramme indiqué par la variation de la pression dans le cylindre en fonction soit de l'angle de rotation du vilebrequin, soit en fonction du volume, soit encore en fonction de la course du piston (figure II.6).

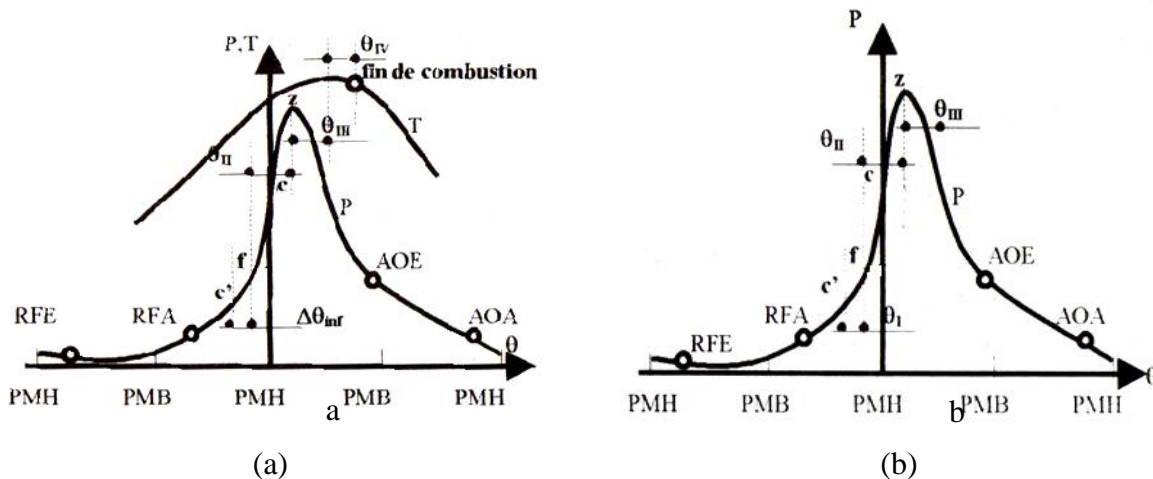


Fig. II.6 : Diagramme indiqué : la variation de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin, (a) moteur Diesel, (b) moteur à essence.

II.3.1 Les processus d'un cycle réel [8-9]

Le cycle d'un moteur à combustion interne comporte quatre processus :

II.3.1.1. Les processus de l'échappement - admission

Les points g, a et b représentent respectivement la fin de l'échappement, le début et la fin de l'admission. Les paramètres qui caractérisent Les processus de l'échappement - admission sont essentiellement le coefficient de remplissage et le coefficient des gaz résiduels.

- **Le coefficient de remplissage** : il représente le rapport de la quantité réelle de la charge fraîche admise dans le cylindre à la quantité théorique qui pouvait remplir la cylindrée unitaire.
- **Le coefficient des gaz résiduels** : il représente le rapport de la quantité de ces gaz qui occupent le cylindre depuis le cycle précédent à la quantité totale de la charge fraîche introduite dans le cylindre.

II.3.1.2. La compression

La compression du fluide dans le cylindre a pour rôle de faire augmenter la température et la pression. Elle favorise la réalisation de la combustion. Les points b et c représentent respectivement le début et la fin de la compression. Le point c' correspond au début de l'injection dans le moteur diesel. Le point c'' correspond au moment de l'apparition de l'étincelle dans le moteur à essence.

Le point f correspond au début de l'inflammation.

Dans le cycle réel, la compression est accompagnée par un échange de chaleur considérable entre le fluide moteur et les parois, cet échange se déroule avec différentes valeurs de l'exposant poly tropique instantané. Selon l'écart de température du fluide moteur et des parois, le processus de la compression peut être divisé en trois phases :

- **La première phase** : la température du fluide moteur est inférieure à celle des parois.
- **La deuxième phase** : la température du fluide accroît, il arrivera un certain moment où un équilibre thermique s'établira entre le fluide et les parois.
- **La troisième phase** : la température du fluide devient supérieure à celle des parois.

II.4. Système d'allumage pour les moteurs à essence

II.4.1. Nécessité d'un système d'allumage

Dans le cycle à 4 temps, au troisième temps moteur appelé combustion détente, il y a inflammation du mélange air - essence. L'allumage est la phase initiale de ce temps moteur, qui consiste à provoquer la combustion du mélange comprimé. Le système d'allumage est donc un système de production d'arcs électriques qui apporte suffisamment de chaleur pour déclencher l'inflammation du mélange air + essence comprimé. Le mélange enflammé produit une élévation de température de la masse gazeuse et par conséquent de la pression dans la chambre de combustion et au-dessus du

piston. Cette augmentation considérable de la pression exerce une force sur le piston, puis la bielle pour communiquer un couple sur les manetons du vilebrequin.

Suivant le mode de réalisation des systèmes d'allumage, on peut les classer en quatre grandes familles distinctes :

- Allumage classique à rupteur, entièrement mécanique.
- Allumage à rupteur transistorisé.
- Allumage à déclenchement statique.
- Allumage électronique intégral (avec une distribution mécanique ou statique).

II.4.2. Présentation du système d'allumage classique

Le système d'allumage doit produire un arc électrique dans chaque cylindre en fin de compression pour enflammer le mélange air + essence. Pour obtenir une étincelle à ce moment précis dans chaque cylindre, le système d'allumage utilise l'énergie électrique de la batterie.

Il assure 3 fonctions :

- Augmenter la tension de la batterie ($12\text{ V} \rightarrow 10 \text{ à } 15\text{ kV}$).
- Distribuer la haute tension dans chaque cylindre (cylindres : $1 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 2$).
- Produire un arc électrique.
- La transformation de la tension batterie est obtenue par un transformateur appelé bobine.

La distribution et le déclenchement des étincelles sont réalisées par le distributeur.

La production d'arc électrique est assurée par les bougies.

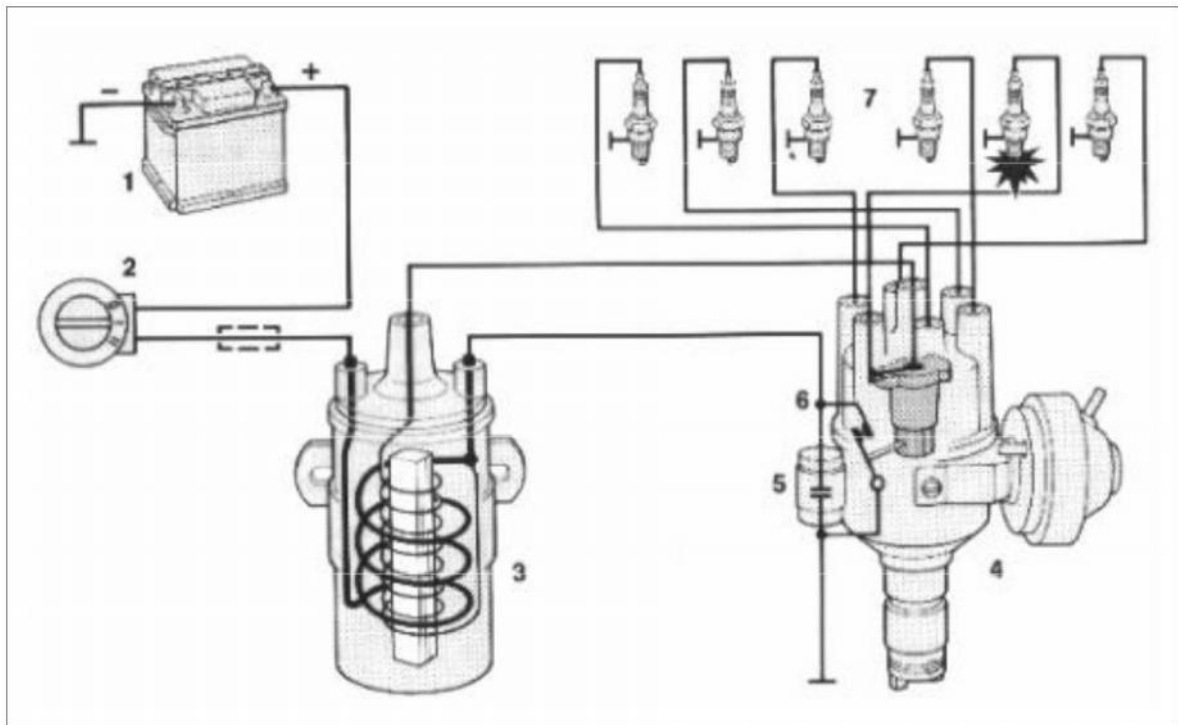


Fig. II.7 : Système d'allumage classique.

N°	Désignation	Fonction
1	Batterie	Fournir l'énergie électrique
2	Clé de contact	Établir l'alimentation du système
3	Bobine	Transformer la tension
4	Allumeur	Distribuer la Haute Tension (HT)
5	Condensateur	Réduit la formation d'étincelle au rupteur
6	Rupteur	Déclencher la production de HT
7	Bougies	Produire l'étincelle

Fig. II.8 : Désignations des différents composants du système d'allumage.

II.4.3 Fonctionnement de l'ensemble du système

La tension de la batterie 1 passe par la clé de contact 2 pour arriver à la bobine 3.

Rupteur fermé

Le courant va à la masse par l'enroulement primaire de la bobine. Un champ magnétique est ainsi constitué et l'énergie d'allumage y est emmagasinée.

Rupteur ouvert

La haute tension générée alimente le doigt de distribution de l'allumeur qui se positionne face à la connexion de la bougie 7 et produit l'étincelle.

Ensuite le rupteur se referme à nouveau, le cycle recommence, le doigt s'oriente en face de la bougie du cylindre suivant pour produire une nouvelle étincelle.

L'ordre d'allumage pour un moteur à 4 cylindres est généralement 1 - 3 - 4 - 2, pour un moteur à 6 cylindres 1 - 6 - 3 - 5 - 2 - 4 ou 1 - 4 - 2 - 5 - 3 - 6.

II.5. La combustion

Elle représente la partie principale du cycle. Selon le premier principe de la thermodynamique la chaleur dégagée durant ce processus est utilisée pour accroître l'énergie interne du fluide moteur et pour fournir le travail mécanique.

II.5.1. La combustion dans le moteur Diesel

Elle se déroule en quatre phases (figure II.6.a) :

- a) **La première phase (Le délai d'inflammation ($\Delta\theta_{inf}$))** : elle débute au point c' correspondant au début de l'injection et se termine avec le début de l'inflammation. Durant cette phase se déroulent les processus suivants :
 - La pulvérisation, l'échauffement, la vaporisation du combustible.
 - Le brassage de l'air chaud avec les vapeurs de combustible.
 - Le déclenchement de la réaction chimique de la combustion.
- b) **La deuxième phase (L'inflammation rapide(θ_{II}))** : cette phase débute avec le début de l'inflammation f et s'achève au point Z correspondant à la valeur maximale de la pression dans le cylindre. Elle caractérise par une croissance rapide de la pression dans le cylindre.
- c) **La troisième phase (La combustion rapide (θ_{III}))** : elle débute au point Z et se termine au point qui correspond à la valeur maximale de la température du fluide dans le cylindre. Durant cette phase, malgré la continuité de la combustion la pression diminue, ceci se produit à cause de l'augmentation du volume dans le cylindre du PMH vers PMB.
- d) **La quatrième phase (La post combustion(θ_{IV}))** : elle commence avec la fin de la phase précédente et se termine avec la fin du dégagement de la chaleur.

II.5.2. La combustion dans les moteurs à essence

Dans les moteurs à essence, la combustion est répartie en trois phases (figure II.6.b) :

- a) **La première phase (L'inflammation rapide)** : elle débute au point c' correspondant au moment de l'apparition de l'étincelle électrique et s'achève au point f .

- b) **La deuxième phase (La phase principale)** : cette phase commence au point f et se termine au point Z où la pression dans le cylindre devient maximale.
- c) **La troisième phase (La post combustion)** : la dernière phase de la combustion débute au point Z et se termine avec la fin du dégagement de la chaleur.

II.5.3. La détente

Durant ce temps, le fluide effectue le travail mécanique en se détendant dans le cylindre. Le processus de la détente est accompagné de plusieurs phénomènes tels que :

- L'échange de chaleur entre le fluide moteur et les parois.
- Le prolongement de la combustion, une partie considérable de la combustion se déroule dans la détente.
- Les fuites des gaz.

II.5.3.1. Les étapes de la détente

L'étude de la détente est semblable à celle de la compression. Les mêmes facteurs qui influencent sur la compression ont une influence sur la détente. La détente est répartie en trois étapes :

- a) **La première étape** : la température du fluide moteur est supérieure à celle des parois grâce à la combustion.
- b) **La deuxième étape** : avec le déplacement du piston vers le PMB, un moment d'équilibre thermique entre le fluide et les parois peut avoir lieu.
- c) **La troisième étape** : avec la suite du déplacement du piston vers le PMB, la température du fluide devient inférieure à celle des parois.

Donc, en réalité, la détente se déroule avec des différentes valeurs de l'exposant poly tropique, mais pour la facilité des calculs on remplace ces valeurs par une valeur moyenne et constante durant toute la détente.

Chapitre III

Cycle réel d'un moteur à combustion interne

III.1. Introduction

L'ensemble des processus qui se déroulent périodiquement, dans le cylindre du moteur pour transformer l'énergie thermique de la combustion en énergie mécanique, est appelé *cycle réel*. Le cycle réel diffère du cycle théorique par les considérations suivantes :

- La quantité et la composition du mélange air-carburant, ne sont plus considérées comme constantes.
- Les capacités calorifiques sont déterminées en fonction de la température et de la composition du fluide moteur.
- La compression et la détente des gaz dans le cylindre ne sont plus supposées adiabatiques.
- On tiendra compte des pertes thermiques qui accompagnent ces deux transformations, à cause de l'échange de chaleur entre les gaz et les parois du cylindre.
- L'introduction de la chaleur est assurée par la combustion qui se déroule dans la chambre de combustion. On tiendra compte des pertes liées à l'organisation de la combustion.
- L'extraction de la chaleur par la source froide pour amener, les gaz à l'état initial, est réalisée par les processus de l'échappement et de l'admission, en tenant compte des pertes de charge durant l'écoulement des gaz à travers les canaux d'admission et de l'échappement.
- Le cycle réel est composé des processus et phénomènes suivants :
 1. Admission des gaz frais ;
 2. Compression poly tropique des gaz frais.
 3. La combustion du mélange (pulvérisation, vaporisation, et brassage des vapeurs de Combustible avec l'air et inflammation).
 4. Détente poly tropique des gaz brûlés (produit de la combustion).
 5. Echappement des gaz brûlés.

III.2. Présentation des diagrammes du cycle réel

Le cycle réel est représenté sous la forme d'un diagramme appelé diagramme indiqué. Il est construit à partir de la variation de la pression P dans le cylindre, soit :

- En fonction du volume V dans le cylindre.
- En fonction de l'angle θ de rotation du vilebrequin.

III.2.1. Cycle réel dans le diagramme (P, V)

Le diagramme (P, V), est relevé directement sur le moteur, il représente la variation de la pression réelle à l'intérieur du cylindre en fonction du volume occupé par les gaz donc de la position du piston (figure III.1). Ses différences de forme avec le diagramme théorique proviennent de ce que :

- La masse du gaz en évolution n'est pas constante : problème liés à l'admission ou à l'injection, problèmes liés aux fuites ;
- le gaz n'est pas parfait et ses constantes, évoluent au cours du cycle ;
- les lois réelles de fonctionnement sont éloignées des transformations théoriques ;
- les changements de phases ne sont pas instantanés ;
- l'inertie des soupapes et des veines fluides nécessite des modifications de la régulation \Rightarrow avances et retards ;
- l'effet de paroi n'est pas négligeable
- Le refroidissement du cylindre est nécessaire pour :
 - Assurer le graissage intérieur ;
 - Maintenir la température du métal à une valeur compatible avec la résistance de matériau.

Toute différence de forme par rapport au cycle thermodynamique théorique implique des pertes.

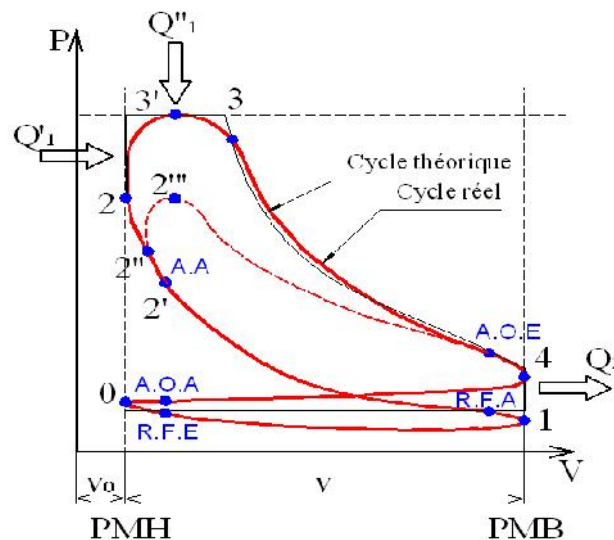


Fig. III.1 : Diagramme $P=f(V)$ pour le cycle réel. [10-11]

III.2.2. Cycle réel dans le diagramme (P, θ)

Le diagramme (P, θ), est relevé directement sur le moteur, il représente la variation de la pression réelle à l'intérieur du cylindre en fonction de l'angle θ de rotation du vilebrequin (figure III.2).

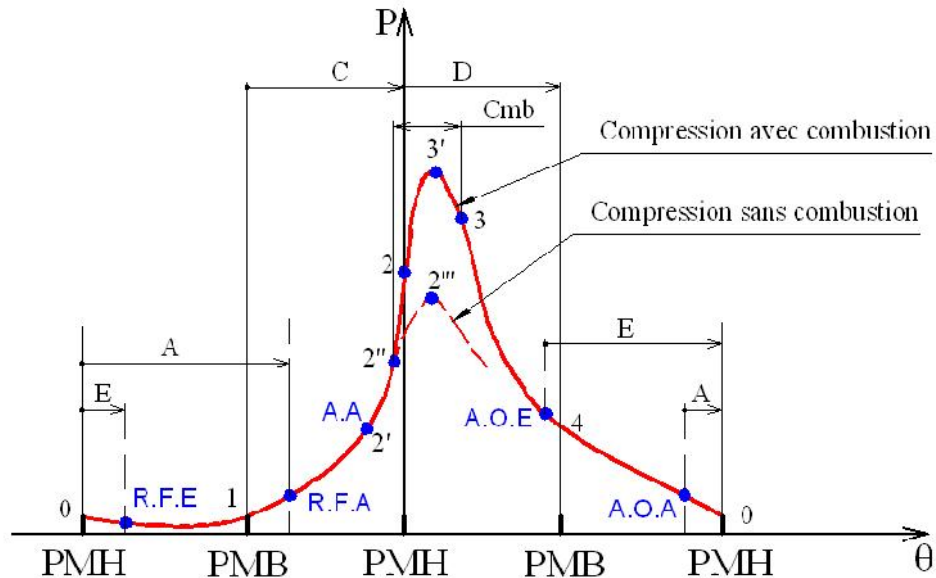


Fig. III.2 : Diagramme $P=f(\theta)$ pour le cycle réel

III.3. Paramètres indiqués du cycle réel

Les paramètres indiqués caractérisent l'organisation réelle du cycle considéré. Ils tiennent compte seulement des pertes de chaleur ayant lieu dans le cycle réel. Ces pertes sont dues :

- À la transmission de chaleur à travers les parois,
- À une combustion incomplète dans les zones riches (dans les moteurs diesels la combustion est toujours complète),
- À la dissociation des molécules de CO_2 à haute température en absorbant de la chaleur,
- Aux fuites du fluide-moteur.

Les principaux paramètres indiqués caractérisant le fonctionnement du moteur sont :

- La pression moyenne indiquée
- La puissance indiquée
- Le couple moteur indiqué
- Le rendement indiqué
- La consommation spécifique indiquée

Les pertes de chaleur dues à la réalisation du cycle réel atteignent de 10 à 30 % de toute la chaleur utilisée dans le cycle thermodynamique identique ce qui indique la possibilité d'améliorer au futur le rendement indiqué des moteurs.

III.3.1. Pression moyenne indiquée

On l'obtient par la formule suivante :

$$P_{mi} = \frac{W_i}{V_s} \quad (III.1)$$

W_i : Travail indiqué

V_s : La cylindrée unitaire du moteur

P_{mi} : La pression moyenne indiquée [N/m^2]

III.3.2. Puissance indiquée

C'est la puissance que l'on peut déterminer à l'aide du diagramme réel pression-volume. La puissance indiquée est supérieure à celle effectivement disponible au vilebrequin, puisqu'elle ne tient pas compte des pertes mécaniques. La puissance dépend aussi de la fréquence des phases motrices. Dans un moteur à quatre temps la puissance est exprimée par

$$P_{u_i} = P_{mi} V_s \frac{N}{2} \frac{1}{60} \quad (III.2)$$

P_{u_i} : Puissance indiquée [Watts] ; P_{mi} : Pression moyenne effective indiquée [N/m^2]

V_s : Cylindrée du moteur [m^3] ; N : Vitesse de rotation du moteur [tr/mn]

Elle peut être aussi calculée par la relation suivante :

$$P_{u_i} = \frac{P_{mi} \cdot V_s \cdot N}{225 \cdot V_t \cdot 1.36} \quad (III.3)$$

P_{u_i} : Puissance indiquée [kw]

P_{mi} : La pression moyenne indiquée [bar]

V_s : La cylindrée unitaire du moteur [dm^3]

n : nombre de cylindre

$t = 4$ pour moteur à quatre temps, $t = 2$ pour moteur à deux temps

III.3.3. Puissance de frottement

Elle représente les pertes d'énergie dues aux frottements mécanique. Le moteur concerné est entraîné par un moteur électrique, à l'aide du dynamomètre, dont le stator est monté en « balance » permettant de mesurer le couple d'entraînement du moteur qui va servir pour calculer les pertes par frottement mécanique.

$$P_{u_{\mu}} = \frac{2\pi N C_f}{60} \quad (\text{III.4})$$

C_f : Couple de frottement [N.m]

Puissance de frottement = Puissance indiquée - Puissance de freinage

$$P_{u_{\mu}} = P_{U_i} - P_U \quad (\text{III.5})$$

III.4. Calcul des rendements

Pour évaluer l'économie du cycle, il faut savoir les formules de certains rendements.

III.4.1. Rendement indiqué

Il exprimé par :

$$i = \frac{1.986 P_{mi} n_{cf} T_0}{P_0 \eta_v P_{ci}} \quad (\text{III.6})$$

η_v : Rendement volumétrique dit aussi coefficient de remplissage ; T_0 : température ambiante

n_{cf} : Nombre de moles de la charge fraîche ; P_0 : pression atmosphérique [bar]

P_{ci} : Pouvoir calorifique inférieur du carburant [Kcal/kg]

III.4.2. Rendement thermique au frein ou rendement global

Il représente le rapport du nombre de calories transformées en travail utile au nombre de calories apportées par le combustible.

On a:

$$g = \frac{P_{ue}}{m_{fc} \cdot P_{ci}} \quad (\text{III.7})$$

$$g = \frac{1}{sfc \cdot P_{ci}} \quad (\text{III.8})$$

III.4.3. Rendement volumétrique

Il est tiré de la façon suivante :

$$v = \frac{m_a}{582 \cdot 10^{-6} \rho_a \frac{N}{2.60}} \quad (\text{III.9})$$

ρ_a : Densité de l'air

Dans la pratique m_a est très faible, on la définit en [Kg/h], on aura donc :

$$v = \frac{\text{masse d'air /h}}{0.0175 \rho_a \cdot N} \quad (\text{III.10})$$

III.4.4. Rendement mécanique

C'est le rapport entre la puissance effective et la puissance indiquée

$$\eta_m = \frac{Pu_e}{Pu_i} \quad (\text{III.11})$$

III.5. Paramètres effectifs du cycle réel

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. Les paramètres effectifs sont toujours inférieurs à ceux indiqués (sauf la consommation spécifique effective est supérieure de celle indiquée). D'après la définition, tout paramètre effectif peut être déterminé en fonction du paramètre indiqué correspondant :

$$W_e = \eta_m \cdot W_i \quad (\text{III.12})$$

$$Pu_e = \eta_m \cdot Pu_i \quad (\text{III.13})$$

$$P_{me} = \eta_m \cdot P_{mi} \quad (\text{III.14})$$

$$W_e = W_i - W_m \quad (\text{III.15})$$

$$Pu_e = Pu_i - Pu_m \quad (\text{III.16})$$

$$P_{me} = P_{mi} - P_{mm} \quad (\text{III.17})$$

Où W_m, Pu_m, P_{mm} sont respectivement le travail, la puissance et la pression moyenne des pertes mécaniques.

III.6. Les courbes caractéristiques

Pour analyser le fonctionnement du moteur, on utilise les courbes caractéristiques des performances du moteur. Ces caractéristiques peuvent être obtenues analytiquement par calcul ou expérimentalement sur des bancs d'essai à la présence du moteur. Les courbes caractéristiques peuvent aussi servir pour l'explication du caractère de divers paramètres du cycle. Elles sont de plusieurs types par exemple :

- Courbes caractéristiques de vitesses
- Courbes caractéristiques de charges

III.6.1. Courbes caractéristiques de vitesses

Ce genre de caractéristiques représente la variation des performances principales en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin. Selon la position de l'organe de commande de l'introduction du combustible, la caractéristique de vitesse peut être partielle ou externe.

- Courbe caractéristique de vitesse externe

Pour la position de l'organe de commande de l'introduction du combustible, le papillon pour les moteurs à carburateur et la crémaillère de la pompe d'injection pour les moteurs diesels, correspond à la position maximale de l'introduction du combustible.

- **Courbe caractéristique de vitesse partielle**

Dans le cas où la position de l'organe de commande de l'introduction du combustible est en une position intermédiaire, la caractéristique est appelée courbe caractéristique de vitesse partielle.

III.6.1.1. Etude d'une courbe caractéristique de vitesse d'un moteur Diesel

Pour analyser et expliquer le caractère de variation de certains paramètres du cycle. On utilise les courbes caractéristiques de la figure III.1.

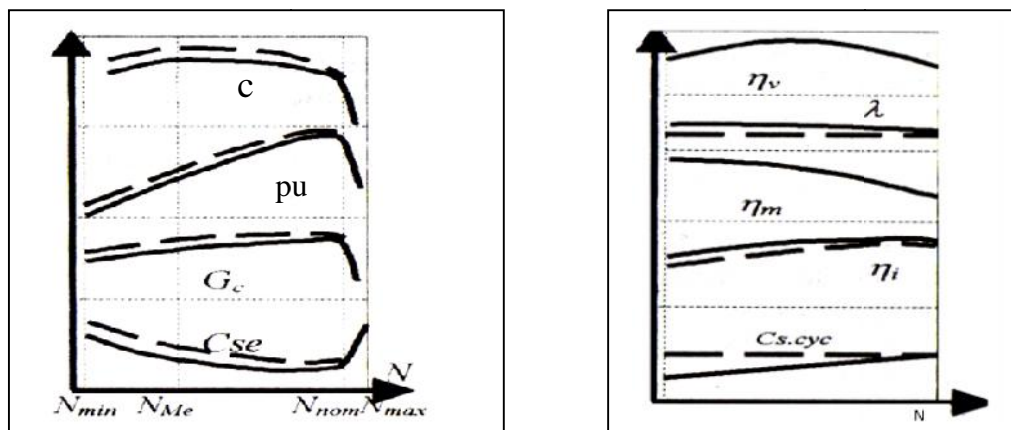


Fig.III.1 : Courbes caractéristiques des vitesses d'un moteur Diesel.

Le couple moteur

La diminution du coefficient de remplissage et du rendement mécanique provoque la diminution du couple moteur en fonction de l'augmentation de la vitesse de rotation après un certain régime.

La puissance

L'augmentation de la vitesse de rotation jusqu'à une certaine valeur provoque une augmentation de la puissance. Mais après cette valeur de vitesse, une diminution du coefficient de remplissage et le rendement mécanique est plus forte, ceci implique une diminution de puissance.

La consommation spécifique du combustible

Vers la zone des grandes vitesses de rotation, la consommation spécifique accroît principalement à cause de la diminution du rendement mécanique. Alors que vers la zone des petites vitesses de rotation, elle augmente à cause de la diminution du rendement indiqué.

Le coefficient de remplissage

Avec la croissance du régime de rotation, les pertes de charges à l'admission et à l'échappement augmentent et par conséquent le coefficient de remplissage à partir de sa valeur maximale commence à diminuer.

Le rendement mécanique

Avec l'augmentation de la vitesse de rotation, la puissance consommée pour vaincre les pertes mécaniques augmente, et par conséquent le rendement mécanique simultanément diminue.

Le rendement indiqué

Le rendement indiqué accroît avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Mais ceci seulement jusqu'à un certain régime de rotation déterminé.

III.6.2. Courbe caractéristique de charge

Elle représente la variation des performances du moteur en fonction de la charge pour chaque régime de fonctionnement sur celui-ci (c'est-à-dire en fonction de la puissance ou du couple moteur ou encore de la pression moyenne) à une vitesse de rotation constante du vilebrequin.

III.6.2.1. Etude d'une courbe caractéristique de charge d'un moteur Diesel

D'après la figure III.2, on examine le caractère de variation de chaque paramètre en fonction de la charge.

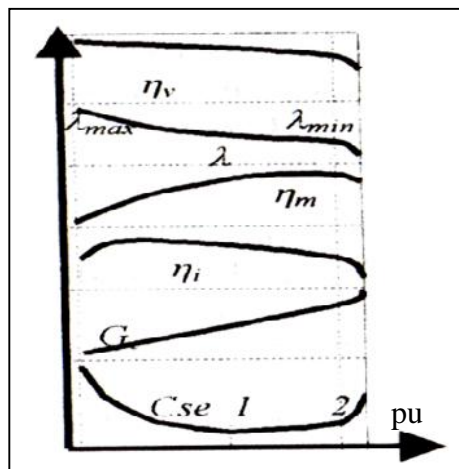


Fig.III.2 : Courbes caractéristiques de charges d'un moteur Diesel.

Le coefficient de remplissage et le coefficient de l'excès d'air

Le coefficient de remplissage qui détermine la quantité de l'air admis dans le cylindre, à son tour, reste presque constant. Il diminue seulement de quelque peu, avec l'augmentation de la puissance. Et si la quantité de combustible par exemple diminue, la puissance diminue et le coefficient de l'excès d'air augmente.

Le rendement indiqué

Avec la croissance de la charge, l'augmentation de la quantité de combustible injecté, ainsi que la diminution éventuelle du coefficient de remplissage mènent à la diminution du coefficient de

l'excès d'air et donc à la diminution du rendement indiqué. Une certaine augmentation du rendement indiqué, avec l'augmentation de la puissance est possible uniquement dans les zones des petites charges (mélanges très pauvres).

Le rendement mécanique

Avec l'augmentation de la puissance effective, le rendement mécanique augmente.

La consommation spécifique du combustible

On peut constater la diminution importante de la consommation spécifique effective du combustible au cours du passage des régimes de fonctionnement à vide vers les régimes de petites charges par l'augmentation du rendement mécanique.

Chapitre IV

Dynamique des moteurs alternatifs

IV.1. Paramétrage du système bielle manivelle [8]

IV.1.1. Schéma cinématique du système bielle manivelle

Le schéma cinématique du mécanisme bielle-manivelle est un schéma qui doit, non seulement, permettre la compréhension des différents mouvements du mécanisme, mais aussi comporter le paramétrage des différents solides qui le constituent, en vue des calculs de cinématique, d'efforts, de cinétique et de dynamique que l'on peut avoir à faire sur ce mécanisme. Pour établir ce schéma, à partir du dessin du mécanisme, il faut :

1. Modéliser les liaisons du mécanisme
2. Positionner les liaisons normalisées et les solides schématisés
3. Paramétrer la position des solides schématisés

1°. Modélisation des liaisons

Chaque liaison doit être modélisée globalement, de façon à ne faire apparaître sur le schéma cinématique que les liaisons qui sont strictement nécessaires à la compréhension du fonctionnement du mécanisme et à son paramétrage.

2°. Positionnement des liaisons et des solides

On place sur le schéma cinématique les différentes liaisons symbolisées, suivant la norme, dans la position relative qu'elles ont sur le dessin d'ensemble, et on les relie par les solides schématisés (figure IV.1).

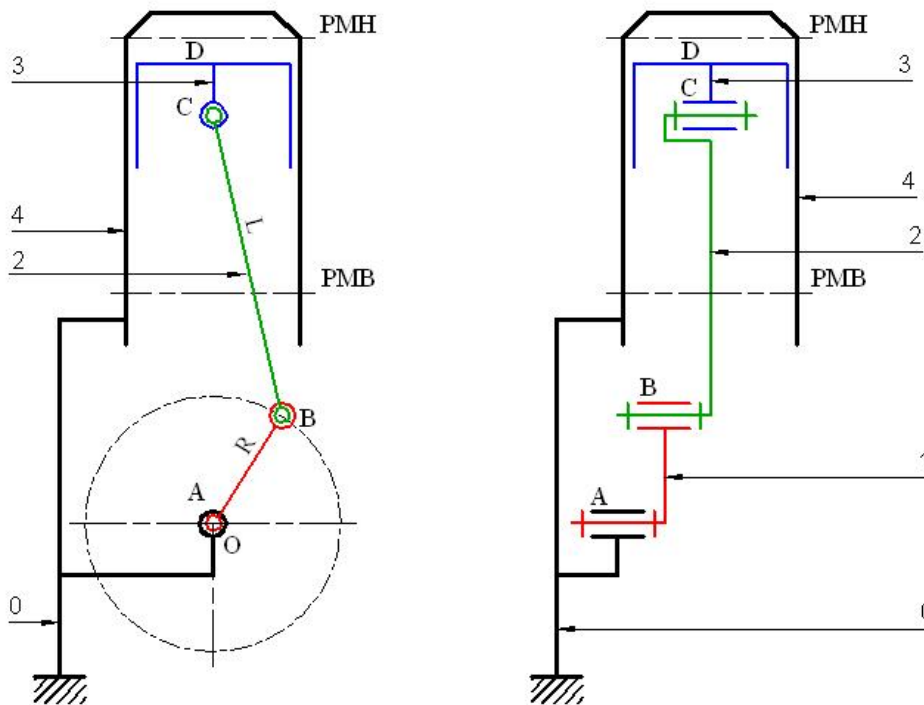


Fig.IV.1 : Schéma cinématique d'un compresseur.

3°. Paramétrage de la position des solides schématisés

En premier lieu, on commence par associer aux solides du mécanisme des repères orthonormés direct en tenant compte des liaisons que ces solides ont entre eux, de façon à simplifier le paramétrage .En deuxième lieu, on définit des paramètres de position entre les différents repères (figure IV.2).

- R : Rayon de manivelle
- L : Longueur de bielle
- S : Course du piston
- γ : Angle décrit par la bielle
- ω : Angle balayé par la manivelle : $\omega(t) = \|\Omega_{1/0}\|t$
- $\lambda = \frac{R}{L}$: Caractéristique d'embellage

Pour les moteurs légers : $\frac{1}{4} < \lambda < \frac{1}{3}$

Pour les moteurs lourds : $\frac{1}{10} < \lambda < \frac{1}{5}$

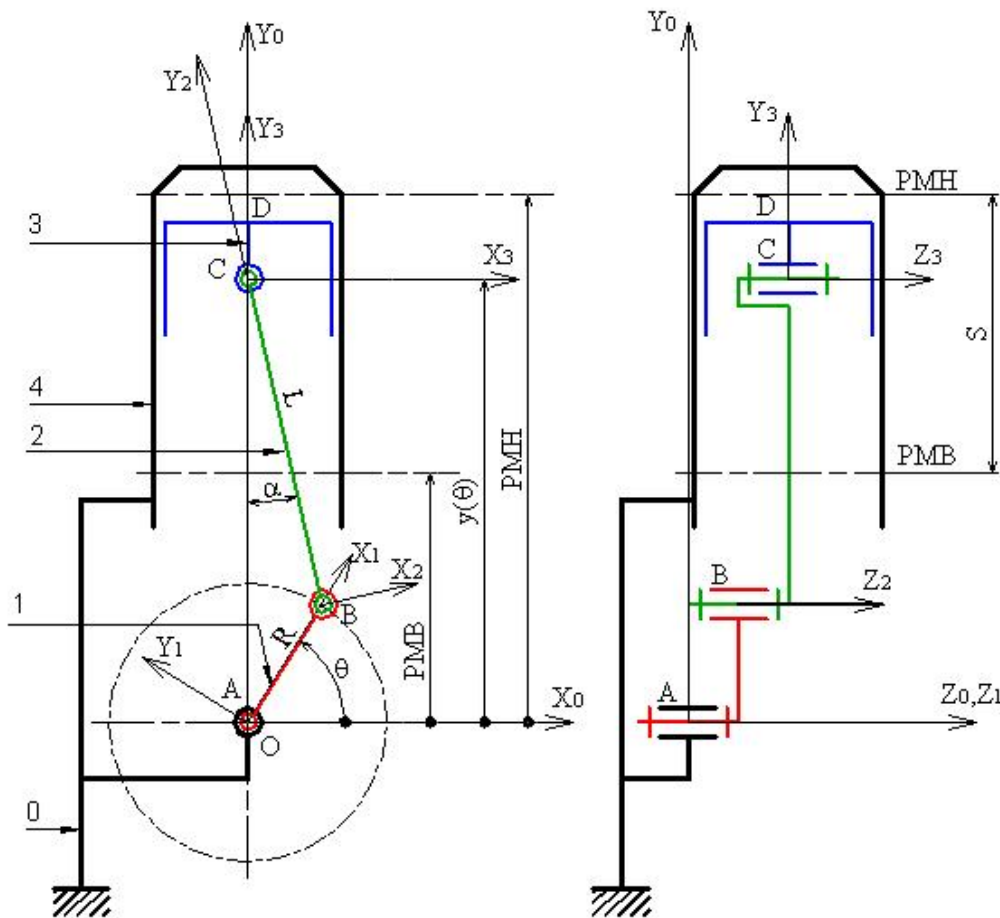


Fig.IV.2 : Paramétrage du système bielle- manivelle

IV.2. Etude cinématique

IV.2.1. Etude de la manivelle

IV.2.1.1. Etude de la nature des mouvements

Du point de vue cinématique, le mouvement de la manivelle [1] est décrit dans le repère global $R_0(X_0, Y_0, Z_0)$ associé au bloc cylindre, par deux points géométriques distincts A et B.

Sachant que la liaison [1]-[0] est une **liaison pivot** de centre A et d'axe fixe AZ_0 , le vecteur \overrightarrow{AB} qui appartient à [1] balaye l'espace par un angle θ en effectuant une rotation complète autour de son origine.

Conclusion : le mouvement de [1]/[0] est une rotation d'axe AZ_0 .

IV.2.1.2. Vecteur position

Pour un point P appartenant à la manivelle [1], sa position dans l'espace est définie par son vecteur position \overrightarrow{AP} . Ce dernier peut être exprimé au niveau du repère global $R_0(X_0, Y_0, Z_0)$:

$$\begin{aligned} \overrightarrow{AP} \Big|_{R_0} &= (\|AP\| \cos \theta) \mathbf{i}_0 + (\|AP\| \sin \theta) \mathbf{j}_0 \\ \overrightarrow{AP} \Big|_{R_0} &= (\dots \cos \theta) \mathbf{i}_0 + (\dots \sin \theta) \mathbf{j}_0 \end{aligned} \quad (\text{IV.1})$$

- La position du point B est définie par son vecteur position :

$$\overrightarrow{AB} \Big|_{R_0} = (R \cos \theta) \mathbf{i}_0 + (R \sin \theta) \mathbf{j}_0 \quad (\text{IV.2})$$

IV.2.1.3. Champ des vecteurs vitesses

Pour le point P, le vecteur vitesse s'obtient par dérivation du vecteur position par rapport au temps :

$$\overrightarrow{V}_{P1/0} \Big|_{R_0} = \frac{d\overrightarrow{AP}}{dt} \Big|_{R_0} \quad (\text{IV.3})$$

$$\overrightarrow{V}_{P1/0} = \left(-\dots \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \right) \mathbf{i}_0 + \left(\dots \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \right) \mathbf{j}_0 \quad (\text{IV.4})$$

Sachant que : $0 < \dots < R$

- Pour $\dots = 0$: $\overrightarrow{V}_{P1/0} = \overrightarrow{V}_{A1/0} = \vec{0}$

- Pour $\dots = R$: $\overrightarrow{V}_{P1/0}(R) = \overrightarrow{V}_{B1/0} = \left(-R \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \right) \mathbf{i}_0 + \left(R \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \right) \mathbf{j}_0 \quad (\text{IV.5})$

$$\overrightarrow{V}_{B1/0} = \left(-R \frac{d\theta}{dt} \sin \theta \right) \mathbf{i}_0 + \left(R \frac{d\theta}{dt} \cos \theta \right) \mathbf{j}_0 \quad (\text{IV.6})$$

IV.2.1.4. Champ des vecteurs accélérations

1°. Expression de l'accélération du point B dans le repère global

Pour le point B, le vecteur accélération s'obtient par dérivation du vecteur vitesse par rapport au temps :

$$\vec{\Gamma}_{B1/0} \Big|_{R0} = \frac{d\vec{V}_{B1/0}}{dt} \Big|_{R0} \quad (IV.7)$$

$$\vec{\Gamma}_{B1/0} \Big|_{R0} = \frac{d}{dt} \left[(R_n \& \sin n) \vec{i}_0 + (R_n \& \cos n) \vec{j}_0 \right]$$

$$\vec{\Gamma}_{B1/0} = - (R_n \& \sin n + R_n \& \cos n) \vec{i}_0 - (R_n \& \cos n - R_n \& \sin n) \vec{j}_0 \quad (IV.8)$$

2°. Expression de l'accélération du point B dans le repère local

Dans le repère local $B(\vec{n}, \vec{t})$, le vecteur accélération est exprimé en fonction de ces deux composantes locales à savoir la composante normale $\vec{\Gamma}_N$ et sa composante tangentielle $\vec{\Gamma}_T$ (figure IV.4), tel que :

$$\begin{aligned} \vec{\Gamma}_{B1/0} &= \vec{\Gamma}_N + \vec{\Gamma}_T \\ \vec{\Gamma}_{B1/0} &= -\|\vec{\Gamma}_N\| \vec{n} + \|\vec{\Gamma}_T\| \vec{t} \end{aligned} \quad (IV.9)$$

Sachant que :

$$\begin{aligned} \|\vec{\Gamma}_N\| &= R_n \& \\ \|\vec{\Gamma}_T\| &= R_n \& \end{aligned} \quad (IV.10)$$

$$\vec{\Gamma}_{B1/0} = - (R_n \&) \vec{n} + (R_n \&) \vec{t} \quad (IV.11)$$

IV.2.2. Etude du piston

IV.2.2.1. Etude de la nature des mouvements

1°. Définition

Du point de vue cinématique, le mouvement du piston [3] est décrit dans le repère global $R_0 (X_0 Y_0 Z_0)$ associé au bloc cylindre, par deux points géométriques distincts C et D. Le mouvement de [3]/ [0] est une translation rectiligne d'axe CY_3 .

IV.2.2.2. Vecteur position

Pour le point C appartenant au piston [3], sa position dans l'espace est définie par son vecteur position \vec{AC} est donné par l'expression :

$$\vec{AC} \Big|_{R0} = (R \cos n - L \sin r) \vec{i}_0 + (R \sin n + L \cos r) \vec{j}_0 \quad (IV.12)$$

IV.2.2.3. Champ des vecteurs vitesses

Pour le point C, le vecteur vitesse s'obtient par dérivation du vecteur position par rapport au temps :

$$\vec{V}_{C3/0} \Big|_{R0} = \frac{d\vec{AC}}{dt} \Big|_{R0}$$

Puisque le vecteur \vec{AC} est décrit par l'élongation $y(\theta)$, sa dérivée par rapport au temps sera :

$$\vec{V}_{C3/0} = \frac{d(y)}{dt} \Big|_{R0} = \frac{d}{dt} \left[R \sin \theta + L \left(1 - \frac{\lambda^2}{4} - \frac{\lambda^2}{4} \cos 2\theta \right) \right]$$

Le résultat de cette dérivation est donné par l'expression suivante :

$$\vec{V}_{C3/0} = R \theta' \left(\cos \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \vec{j}_0 \tag{IV.13}$$

La direction de ce vecteur est exprimée géométriquement par le vecteur unitaire \vec{j}_0 conformément au mouvement du piston par rapport au bloc cylindre. Tel que :

- Pour $\theta = \frac{f}{2}$: $\vec{V}_{C3/0} = \vec{0}$, le piston est au PMH
- Pour $\theta = \frac{3f}{2}$: $\vec{V}_{C3/0} = \vec{0}$, le piston est au PMB

IV.2.2.4. Champ des vecteurs accélérations

Pour le point C, le champ des vecteurs accélérations est obtenu par dérivation du champ des vecteurs vitesses par rapport au temps :

$$\vec{\Gamma}_{C3/0} = \frac{d\vec{V}_{C3/0}}{dt} \Big|_{R0}$$

Le résultat de cette dérivation est donné par l'expression suivante :

$$\vec{\Gamma}_{C3/0} = \left(R \theta'' \cos \theta - R \theta'^2 \sin \theta + R \lambda \theta' \sin 2\theta \right) \vec{j}_0 \tag{IV.14}$$

IV.2.3. Etude de la bielle

IV.2.3.1. Etude de la nature des mouvements

1°. Définition

Du point de vue cinématique, le mouvement de la manivelle [2] est décrit dans le repère global $R_0(X, Y_0, Z_0)$ associé au bloc cylindre, par deux points géométriques distincts B et C. Le mouvement de [2]/[0] est un mouvement composé plan .

$$(MVT)_{2/0} \equiv ROTATION + TRANSLATION RECTILIGNE$$

$$(MVT)_{B \in 2/0} \equiv ROTATION CONTINUE$$

$$(MVT)_{C \in 2/0} \equiv TRANSLATION RECTILIGNE ALTERNATIVE$$

IV.2.3.2. Vecteur position

Sachant que le mouvement de la bielle [2] est un mouvement général plan composé d'une translation et d'une rotation défini par deux points B et C appartenant à la bielle. Pour un point P situé entre A et B, sa position par rapport au point fixe A est définie dans l'espace par son vecteur position \overrightarrow{AP} . Ce dernier peut être exprimé au niveau du repère global $R_0(X_0, Y_0, Z_0)$:

$$\boxed{\overrightarrow{AP} \Big|_{R_0} = \overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BP}} \quad (\text{IV.15})$$

Sachant que :

$$\overrightarrow{AB} = (R \cos \alpha) \vec{i}_0 + (R \sin \alpha) \vec{j}_0$$

$$\overrightarrow{BP} = -(\|BP\| \sin \gamma) \vec{i}_0 + (\|BP\| \cos \gamma) \vec{j}_0$$

$$\overrightarrow{BP} = -(\|BP\| \cos \alpha) \vec{i}_0 + (\|BP\| \sqrt{1 - \cos^2 \alpha}) \vec{j}_0$$

$$\boxed{\overrightarrow{AP} = [(R - \|BP\| \cos \alpha) \vec{i}_0 + [R \sin \alpha + \|BP\| \sqrt{1 - \cos^2 \alpha}] \vec{j}_0]} \quad (\text{IV.16})$$

IV.2.3.3 Champ du vecteur vitesse

1°. Théorème d'Euler

La détermination du champ du vecteur vitesse dans le cas de la bielle, est abordée à travers l'exploitation du théorème d'Euler dont l'énoncé est le suivant :

Tout mouvement instantané du solide peut être décomposé à une **translation instantanée** de vecteur égal à celle d'un point quelconque du solide et une **rotation instantanée** autour d'un axe instantané de rotation passant par ce point.

On peut traduire ce théorème par les expressions suivantes.

$$\frac{d\overrightarrow{BP}}{dt} \Big|_{R_0} = \frac{d\overrightarrow{BP}}{dt} \Big|_{R_2} + \overrightarrow{\Omega_{R_2/R_0}} \wedge \overrightarrow{BP} \quad (\text{IV.17})$$

Sachant que $\frac{d\overrightarrow{BC}}{dt} \Big|_{R_0} = \vec{0}$ car \overrightarrow{BC} est constant :

$$\frac{d\overrightarrow{BP}}{dt} \Big|_{R_0} = \frac{d\overrightarrow{AP}}{dt} \Big|_{R_0} - \frac{d\overrightarrow{AB}}{dt} \Big|_{R_0} = \overrightarrow{V_{P2/0}} - \overrightarrow{V_{B2/0}} \quad (\text{IV.18})$$

D'où on peut exprimer le vecteur vitesse de n'importe quel point P appartenant à la bielle [2], en fonction d'un autre point dont la vitesse est connue. De ce fait on peut exprimer $\overrightarrow{V_{P2/0}}$ en fonction de $\overrightarrow{V_{B2/0}}$:

$$\boxed{\overrightarrow{V_{P2/0}} = \overrightarrow{V_{B2/0}} + \overrightarrow{\Omega_{2/0}} \wedge \overrightarrow{BP}} \quad (\text{IV.19})$$

$\overrightarrow{\Omega_{2/0}}$: Vecteur vitesse de rotation du repère R_2 lié à la bielle [2] par rapport au repère global R_0 .

Remarque :

- Tous les points situés entre B et C, possèdent des trajectoires elliptiques.
- Parmi les points caractéristiques de la bielle, c'est son centre de masse G. Si on connaît la position exacte du centre de gravité par rapport au point B ou A, il est possible de déterminer sa vitesse linéaire à partir du théorème d'Euler :

$$\vec{V}_{G2/0} = \vec{V}_{B2/0} + \vec{\Omega}_{2/0} \wedge \vec{BG} \quad (\text{IV.20})$$

Pour déterminer le vecteur vitesse angulaire $\vec{\Omega}_{2/0}$, on utilise la relation appliquée pour les points B et C :

$$\begin{aligned} \vec{V}_{C2/0} &= \vec{V}_{B2/0} + \vec{\Omega}_{2/0} \wedge \vec{BC} \\ \vec{V}_{C2/0} &= \vec{V}_{B2/0} - \vec{BC} \wedge \vec{\Omega}_{2/0} \\ \vec{BC} \wedge \vec{\Omega}_{2/0} &= \vec{V}_{B2/0} - \vec{V}_{C2/0} \end{aligned} \quad (\text{IV.21})$$

On appliquant la division Euclidienne, on obtient la vitesse de rotation instantanée de la bielle en fonction des vitesses linéaire des deux points extrêmes B et C et de la longueur de la bielle :

$$\vec{\Omega}_{2/0} = \frac{\vec{BC} \wedge (\vec{V}_{B2/0} - \vec{V}_{C2/0})}{\|\vec{BC}\|^2} \quad (\text{IV.22})$$

IV.2.3.4. Champ des vecteurs accélérations

Le champ des vecteurs accélérations est obtenu en dérivant par rapport au temps l'expression (IV.21).

$$\begin{aligned} \vec{V}_{P2/0} &= \vec{V}_{B2/0} + \vec{\Omega}_{2/0} \wedge \vec{BP} \\ \frac{d\vec{V}_{P2/0}}{dt} &= \frac{d\vec{V}_{B2/0}}{dt} + \frac{d}{dt} (\vec{\Omega}_{2/0} \wedge \vec{BP}) \\ \vec{\Gamma}_{P2/0} &= \vec{\Gamma}_{B2/0} + \frac{d\vec{\Omega}_{2/0}}{dt} \wedge \vec{BP} + \vec{\Omega}_{2/0} \wedge (\vec{\Omega}_{2/0} \wedge \vec{BP}) \end{aligned} \quad (\text{IV.23})$$

Ou bien :

$$\vec{\Gamma}_{P2/0} = \vec{\Gamma}_{B2/0} + \frac{d\vec{\Omega}_{2/0}}{dt} \wedge \vec{BP} - \|\vec{\Omega}_{2/0}\|^2 \vec{BP} \quad (\text{IV.24})$$

IV.3. Paramètres géométriques des mci alternatifs

IV.3.1. Mise en place des paramètres géométriques de l'embiellage

- 0 : Bloc moteur
- 1 : Vilebrequin
- 2 : Bielle
- 3 : Piston
- 4 : Chemise
- D : Diamètre de l'alésage
- C : Course
- L : Longueur de bielle
- R : Rayon de manivelle
- S : Position du piston

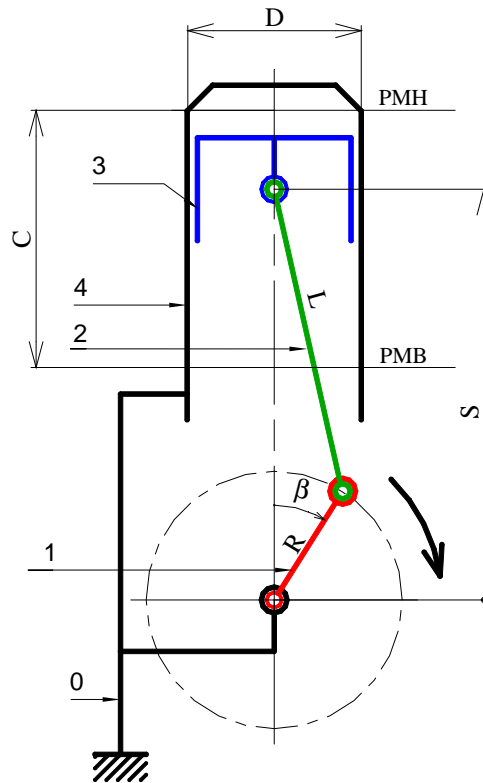


Fig.IV.3 : Paramètre géométriques de l'embellage

1. Longueur de course C :

$$C = 2R \tag{IV.25}$$

2. Position du piston par rapport à l'axe du vilebrequin S :

$$S = R(\cos S) + \sqrt{L^2 - R^2(\sin S)^2} \tag{IV.26}$$

3. Vitesse moyenne du piston \bar{V}_p :

$$\left. \begin{array}{l} 1[\text{tr}] \rightarrow 2C[\text{m}] \\ N[\text{tr}] \rightarrow x[\text{m}] \end{array} \right\} \Rightarrow x = 2CN[\text{m}] \tag{IV.27}$$

Sachant que: $x = V_p t \Rightarrow V_p = \frac{x}{t}$, on aura:

$$\bar{V}_p = \frac{2CN}{t} \tag{IV.28}$$

Si N est donnée en $\left[\frac{\text{tr}}{\text{min}} \right]$, la relation (IV-40) s'écrira :

$$\bar{V}_p = \frac{2CN}{60} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \tag{IV.29}$$

$$\text{Avec : } 5 < \bar{V}_p < 15 \left[\frac{m}{s} \right]$$

- Sa valeur maximale est limitée par les contraintes acceptables dues aux **forces d'inertie**.
- Sa valeur est également liée à l'**usure**.
- Selon la valeur de \bar{V}_p au régime nominal on distingue :

Moteurs rapides :

- Moteurs de compétition essence : $\bar{V}_p > 20 \text{ [m/s]}$
- Moteurs de traction automobile essence : $14 < \bar{V}_p < 18 \text{ [m/s]}$
- Moteurs de traction automobile Diesel : $12 < \bar{V}_p < 14 \text{ [m/s]}$
- Moteurs de traction poids-lourds : $10 < \bar{V}_p < 12 \text{ [m/s]}$

Moteurs semi-rapides

- V_{mp} : $7 < \bar{V}_p < 9 \text{ [m/s]}$

Moteurs lents

- V_{mp} : $6 < \bar{V}_p < 8 \text{ [m/s]}$

Sachant que : $V_p = \frac{dS}{dt}$ et si on pose $r = \frac{L}{R}$, à partir des relations (IV.38) et (IV.39) on obtient :

$$\frac{V_p}{\bar{V}_p} = \frac{f}{2} (\sin S) \left[1 + \left(\frac{\cos S}{\sqrt{r^2 - (\sin S)^2}} \right) \right] \quad (\text{IV.30})$$

- Pour les petits moteurs : $3 < r < 4$
- Pour les gros moteurs : $5 < r < 10$

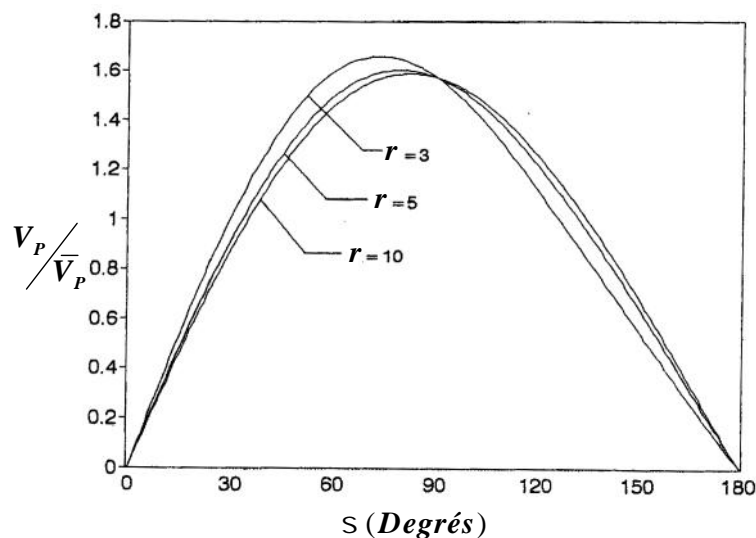


Fig.IV.4 : Evolution du rapport V_p/\bar{V}_p en fonction de l'angle du vilebrequin

4. Volume unitaire V_U :

C'est le volume déplacé par le piston dans son mouvement du **PMB** vers le **PMH**

$$V_U = V_{PMB} - V_{PMH} \quad (\text{IV.31})$$

- Pour un moteur monocylindre :

$$V_U = \left(\frac{f}{4}\right) D^2 C \quad (\text{IV.32})$$

- Pour un moteur multicylindre :

$$V_T = n \left(\frac{f}{4}\right) D^2 C \quad (\text{IV.33})$$

n : Nombre de cylindres du moteur

5. Volume mort V_0 :

C'est le volume de la chambre de combustion, lorsque le piston est au **PMH**

$$V_0 = V_{PMH}$$

$$V_{PMB} = V_0 + V_U \quad (\text{IV.34})$$

6. Rapport de compression :

$$v = \frac{V_{PMB}}{V_{PMH}} = \frac{V_0 + V_U}{V_0} \quad (\text{IV.35})$$

Pour les (**SIE**: Spark Ignition Engines) moteur à explosion: $8 < v < 11$

Pour les (**CIE**: Compression Ignition Engines) moteur Diesel: $12 < v < 24$

7. Volume du cylindre en fonction de l'angle de rotation

$$V(S) = V_0 + \left(\frac{f}{4}\right) D^2 (L + R - S) \quad (\text{IV.36})$$

Sous forme adimensionnelle :

$$\frac{V}{V_0} = 1 + \frac{1}{2}(v-1) \left[\left(\frac{L}{R}\right) + 1 - \cos S - \sqrt{\left(\frac{L}{R}\right)^2 - (\sin S)^2} \right] \quad (\text{IV.37})$$

8. Surface de la chambre de combustion :

$$A_{chc} = A_c + A_p + f D (L + R - S) \quad (\text{IV.38})$$

- A_p : Aire de la surface transversale de la chambre de combustion coté piston :

$$A_p = \left(\frac{f}{4}\right) D^2 \quad (\text{IV.39})$$

- A_C : Aire de la surface transversale de la chambre de combustion coté culasse

En considérant les définitions de L, R et S la relation devient:

$$A_{ChC} = A_C + A_P + \left(\frac{f}{2}\right) DC \left[\left(\frac{L}{R}\right) + 1 - \cos S - \sqrt{\left(\frac{L}{R}\right)^2 - (\sin S)^2} \right] \quad (IV.40)$$

IV.4. Système de distribution

On appelle "distribution" l'ensemble des organes qui réalisent l'ouverture et la fermeture des conduites d'admission et d'échappement, et des éléments qui effectuent leur commande. Elle se compose de pignon d'arbre à cames, entraîné par le pignon de vilebrequin figure IV.5.

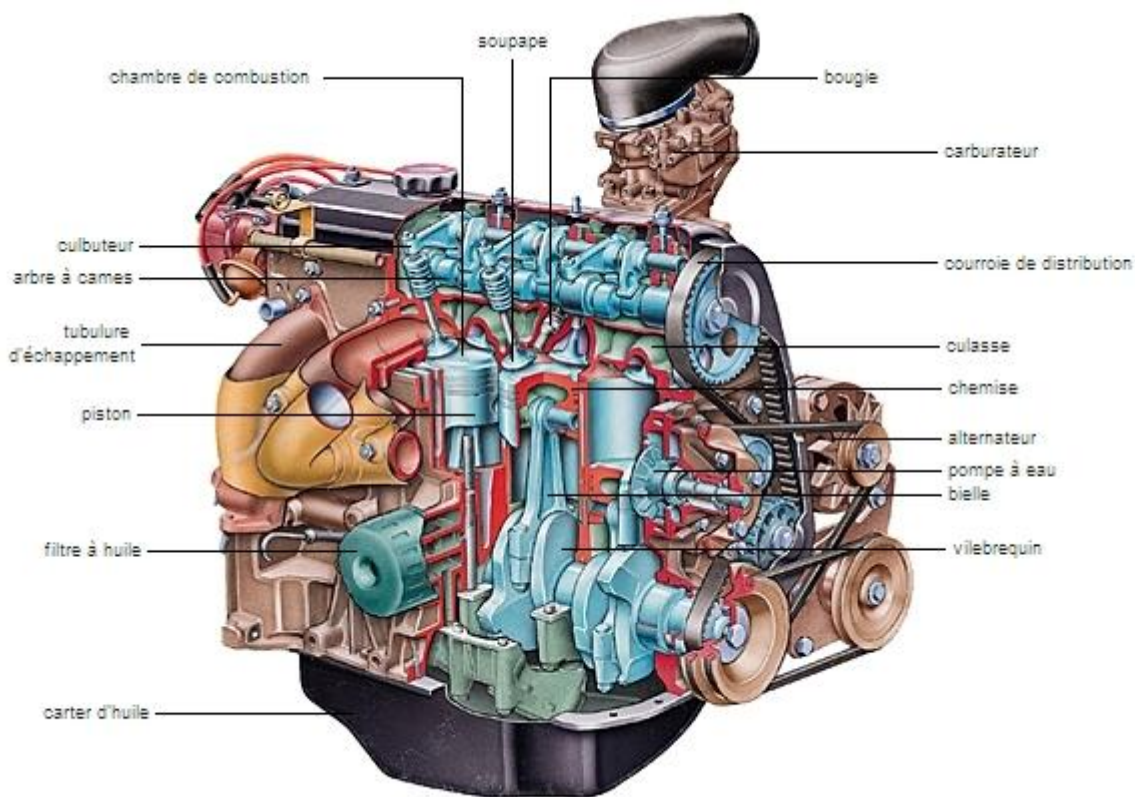


Fig.IV.5 : Mécanisme de distribution. [12]

IV.4.1. Le principe de fonctionnement

L'ouverture et la fermeture des cylindres sont réalisées par les soupapes. Pendant ce cycle, chaque soupape ne doit s'ouvrir qu'une seule fois. L'ouverture est possible grâce à des cames par contre la fermeture est assurée par des ressorts. La transmission du mouvement de l'arbre à cames aux soupapes est assurée par des poussoirs. Elle peut comprendre également des tiges de culbuteurs et des culbuteurs. La synchronisation avec le vilebrequin est réalisée par des pignons reliés entre eux par un système indéformable (pignon, chaîne, courroie).

IV.4.2. Le rôle de la distribution

La distribution consiste à :

- Commander l'ouverture et la fermeture des soupapes.
- Imposer l'instant de l'ouverture, l'amplitude et la durée du mouvement des soupapes.
- Conditionner le bon déroulement du cycle à 4 temps.
- Conditionner le bon rendement du moteur.

IV.4.3. Les principaux organes de la distribution

- a) **Arbre à came** : il est entraîné par le vilebrequin pour effectuer un tour pour deux tours de vilebrequin.
- b) **Les cames** : elles sont les parties de l'arbre venant commander l'ouverture des soupapes. Leurs formes est très importantes dans le rendement du moteur.

A titre d'exemple le schéma de la figure IV.6 illustre la levée d'un poussoir ou d'un culbuteur entraîné par la came représentée à gauche en fonction de la position angulaire du vilebrequin. Le graphique montre une hauteur de levée de 7mm et un jeu de soupapes de 0.30mm. On a de même un angle d'ouverture de 230° (au vilebrequin) qui correspond à 2 fois l'angle de la came.

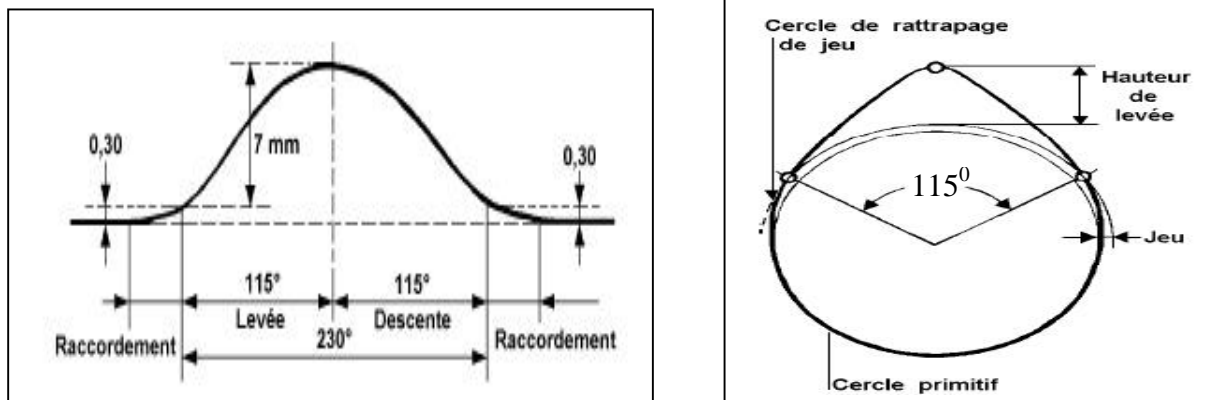


Fig.IV.6 : Les caractéristiques d'une came

- c) **Poussoir** : il est nécessaire de disposer un poussoir entre la queue de soupape et la came afin d'obtenir un meilleur contact entre ces deux pièces.
- d) **Culbuteur (ou linguet)** : il est un levier basculant qui reçoit en un point la poussée de la came, soit directement, soit par l'intermédiaire d'une tige, et par un autre point pousse la soupape en ouverture. Le principal inconvénient de ce montage est le nombre de pièces en mouvement et leur inertie.

- e) **Les soupapes** : elles sont des organes qui régissent l'entrée et la sortie des gaz dans la chambre de combustion. Elles sont commandées par les cames à l'ouverture et rappelées par des ressorts à la fermeture.

IV.4.4. Différents types de distribution

Il existe deux types d'emplacement de l'arbre à cames et trois modes d'entraînement :

IV.4.4.1. Emplacement de l'arbre à cames

- L'arbre à cames latéral lorsqu'il est situé sur le côté du bloc moteur.
- L'arbre à cames en tête lorsqu'il est placé sur la culasse à proximité immédiate des soupapes.

Les arbres à cames en tête permettent une attaque plus directe sur les soupapes. Le nombre de pièces en mouvement, les jeux et les usures sont ainsi diminués.

IV.4.4.2. Mode d'entraînement

- **Courroie** : les pignons reliés par courroie crantée. Système de plus en plus répandu dans les moteurs à arbre à cames en tête. Son fonctionnement est plus silencieux et ne nécessite pas de système de lubrification (figure IV.7.a).
- **Chaîne** : Ce système est couramment utilisé dans les moteurs à arbre à cames latéral et dans certains arbres à cames en tête (figure IV.7.b).
- **Entraînement par cascade de pignons** : les engrenages utilisés particulièrement dans les moteurs diesel et les moteurs de course (figure IV.7.c).

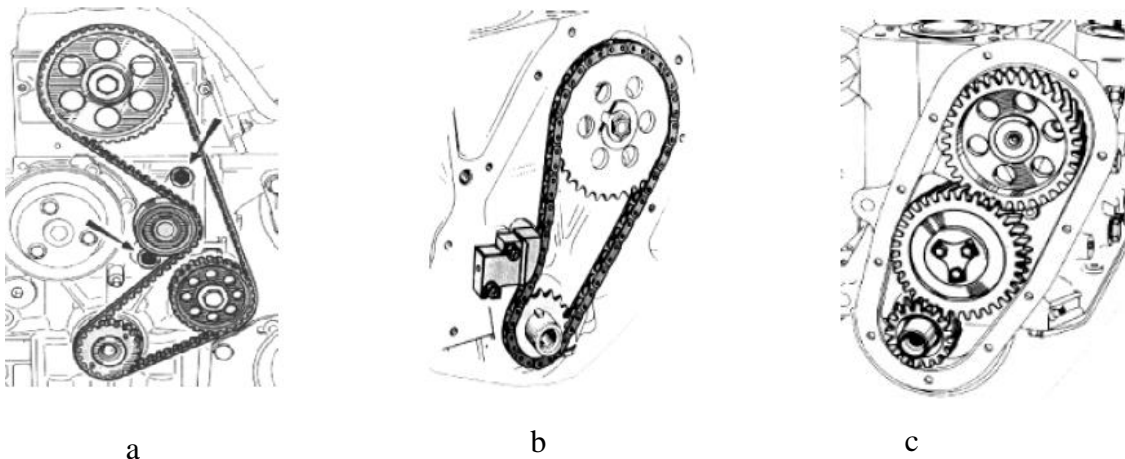


Fig. IV.7 : Différents modes d'entraînement de l'arbre à cames.

IV.5. Équilibrage des masses rotatives

Soit un solide (S) en rotation autour de son axe \vec{Z}_0 . Soit P chaque point du solide ayant pour coordonnées (x, y, z) et dm_P la masse qui y est ponctuellement concentrée. L'axe \vec{Z}_0 est un axe central d'inertie pour le solide si les deux conditions suivantes sont satisfaites :

- **Condition 1** : le centre de gravité du solide doit être placé sur l'axe \vec{Z}_0 ; pour cela, il faut :

$$\sum_{p \in (s)} X. dm_p = 0 \tag{IV.41}$$

$$\sum_{p \in (s)} Y. dm_p = 0 \tag{IV.42à}$$

➤ **Condition 2** : l'axe \vec{Z}_0 doit être un axe principal d'inertie pour le solide ; pour cela, il faut :

$$\sum_{p \in (s)} X.Z. dm_p = 0 \tag{IV.43}$$

$$\sum_{p \in (s)} Y.Z. dm_p = 0 \tag{IV.44}$$

Les quatre sommes sont appelées les « quatre sommes fondamentales ».

❖ **Équilibrage théorique parfait**

On peut toujours équilibrer parfaitement les inerties rotatives en plaçant des masses dans des plans normaux à l'axe de rotation, de part et d'autre du plan contenant la masse à équilibrer. La démonstration qui suit est valable quel que soit le nombre de masses rotatives à équilibrer mais, pour simplifier les calculs, nous la ferons pour une seule masse.

Soit M un point appartenant au plan (\vec{X}_0, \vec{Y}_0) de masse rotative m_{rot} à équilibrer. Soit deux plans perpendiculaires à l'axe de rotation placés de part et d'autre du plan (\vec{X}_0, \vec{Y}_0) [figure IV.8).

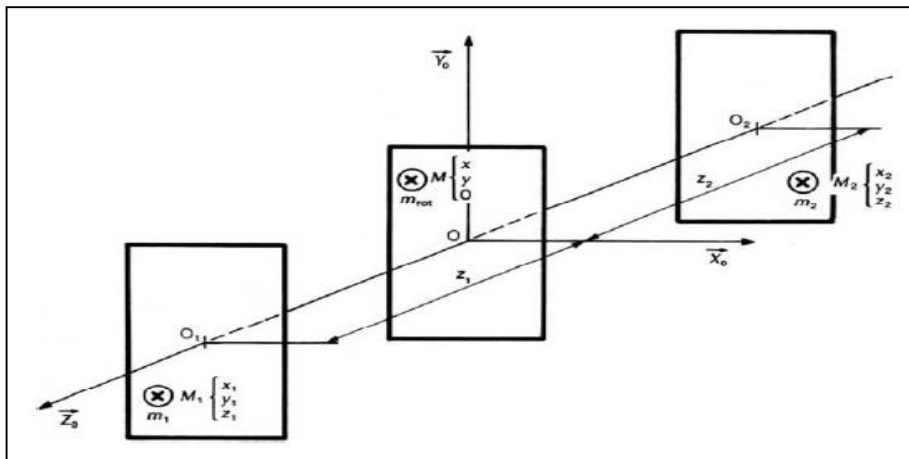


Fig. IV.8 : Équilibrage théorique parfait.

La position de chaque plan est donnée par

$$\vec{OO}_1 = z_1 \vec{Z}_0 \text{ et } \vec{OO}_2 = z_2 \vec{Z}_0 \tag{IV.45}$$

Chaque plan possède respectivement une masse m_1 et m_2 , concentrée aux points M_1 et M_2 . Pour que le solide formé par les trois masses en rotation soit parfaitement équilibré, il faut que les quatre sommes fondamentales soient nulles :

$$x_1 m_1 + x_2 m_2 + x m_{rot} = 0 \tag{IV.46}$$

$$y_1 m_1 + y_2 m_2 + y m_{rot} = 0 \tag{IV.47]$$

$$x_1 z_1 m_1 + x_2 z_2 m_2 = 0 \tag{IV.48}$$

$$y_1 z_1 m_1 + y_2 z_2 m_2 = 0 \tag{IV.49à}$$

C'est un système de quatre équations à quatre inconnues ; après résolution :

$$x_1 m_1 = \frac{x z_2}{z_1 - z_2} m_{rot} \tag{IV.50}$$

$$y_1 m_1 = \frac{y z_2}{z_1 - z_2} m_{rot} \tag{IV.51}$$

$$x_2 m_2 = \frac{x z_1}{z_2 - z_1} m_{rot} \tag{IV.52}$$

$$y_2 m_2 = \frac{y z_1}{z_2 - z_1} m_{rot} \tag{IV.53}$$

On connaît x , y et m_{rot} . On choisit *a priori* la position des deux plans : on connaît donc z_1 et z_2 .

1) Si l'on se fixe les masses m_1 et m_2 , les quatre équations donnent les distances x_1 , x_2 , y_1 et y_2 .

2) Si l'on se fixe les abscisses x_1 et x_2 , les quatre équations donnent les masses m_1 et m_2 et leurs ordonnées y_1 et y_2 .

IV.5.1. Équilibrage théorique parfait d'une masse rotative

Soit m_{rot} la masse rotative attachée au maneton ; on suppose qu'elle est concentrée au point A de

coordonnées [figure IV.9) :

$$\overrightarrow{OA} = \begin{pmatrix} 0 \\ R \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \overrightarrow{X}_0 \\ \overrightarrow{Y}_0 \\ \overrightarrow{Z}_0 \end{matrix} \tag{IV.54}$$

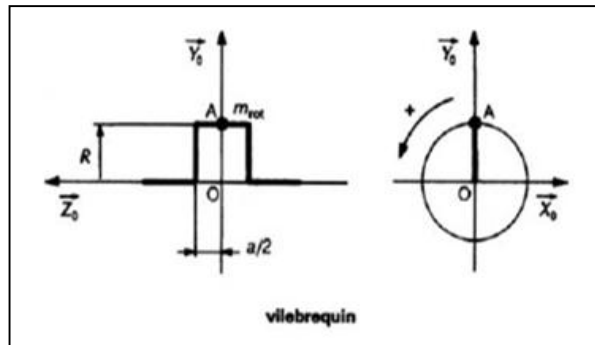


Fig. IV.9 : Vilebrequin d'une seule masse.

Dans ce cas on a :

$$\sum y m = R m_{rot} \neq 0 \tag{IV.55}$$

Pour équilibrer la masse rotative, on place dans le prolongement des bras de maneton des masses m_1 et m_2 concentrées aux points M_1 et M_2 à une distance y_1 et y_2 de l'axe de rotation (figure IV.10) :

$$\overrightarrow{OM_1} = \begin{pmatrix} 0 \\ y_1 \\ \frac{a}{2} \end{pmatrix} \begin{matrix} \overrightarrow{X}_0 \\ \overrightarrow{Y}_0 \\ \overrightarrow{Z}_0 \end{matrix} \tag{IV.56}$$

$$\overrightarrow{OM_2} = \begin{pmatrix} 0 \\ y_2 \\ -\frac{a}{2} \end{pmatrix} \begin{matrix} \overrightarrow{X}_0 \\ \overrightarrow{Y}_0 \\ \overrightarrow{Z}_0 \end{matrix} \tag{IV.57}$$

Il faut que les quatre sommes fondamentales soient nulles :

$$\sum ym = y_1 m_1 + y_2 m_2 + y m_{rot} = 0 \tag{IV.58}$$

$$\sum yzm = y_1 \frac{a}{2} m_1 - y_2 \frac{a}{2} m_2 = 0 \tag{IV.59}$$

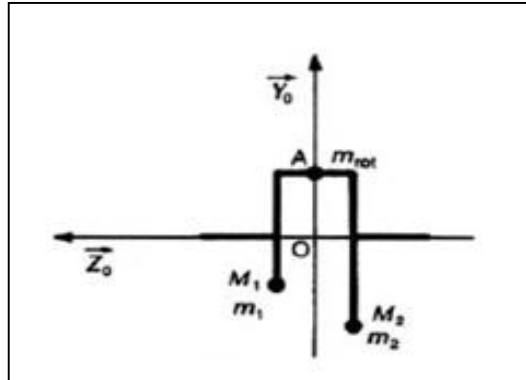


Fig. IV.10 : Equilibrage par deux masses.

IV.5.2. Moteur deux cylindres en ligne à quatre temps

Soit m_{rot} la masse rotative attachée à chaque maneton ; on suppose qu'elle est concentrée aux points A_1 et A_2 de coordonnées (figure IV.11) :

$$\overrightarrow{OA_1} = \begin{pmatrix} 0 \\ R \\ a \end{pmatrix} \begin{matrix} \overrightarrow{X_0} \\ \overrightarrow{Y_0} \\ \overrightarrow{Z_0} \end{matrix} \quad \text{et} \quad \overrightarrow{OA_2} = \begin{pmatrix} 0 \\ R \\ -a \end{pmatrix} \begin{matrix} \overrightarrow{X_0} \\ \overrightarrow{Y_0} \\ \overrightarrow{Z_0} \end{matrix} \tag{IV.60}$$

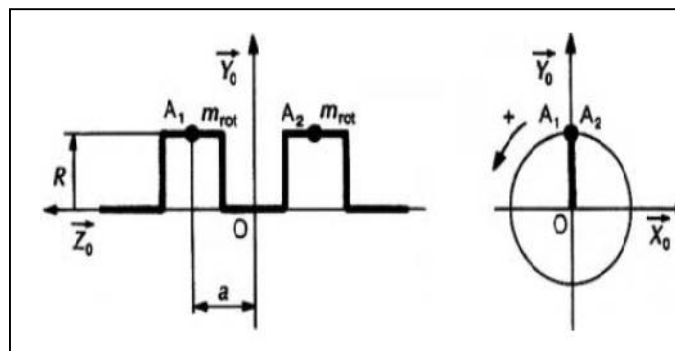


Fig. IV.11 : Vilebrequin d'un Moteur deux cylindres en ligne à quatre temps.

Le plan médian étant plan de symétrie, le moteur n'est soumis à aucun couple. Et pour ce cas on a :

$$\sum ym = 2Rm_{rot} \neq 0 \tag{IV.61}$$

Pour équilibrer les masses rotatives, il y a une infinité de solutions possibles.

IV.5.2.1. Équilibrage maneton par maneton

On équilibre séparément chaque maneton (figure IV.12) comme pour le moteur monocylindre en plaçant quatre masses égales dans le prolongement de chaque bras de maneton à une distance Y_1 Telle que :

$$y_1 m_1 = - \frac{Rm_{rot}}{2} \tag{IV.62}$$

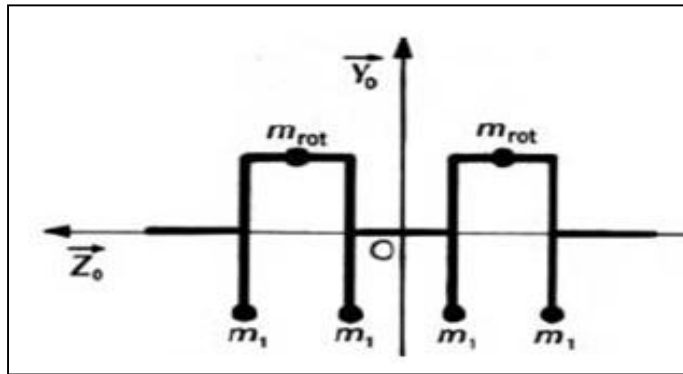


Fig. IV.13 : Équilibrage maneton par maneton

IV.5.2.2. Équilibrage par deux masses

Ces deux masses peuvent être placées dans des plans symétriques par rapport au plan (\vec{X}_0, \vec{Y}_0) ou non symétriques (figure IV.14).

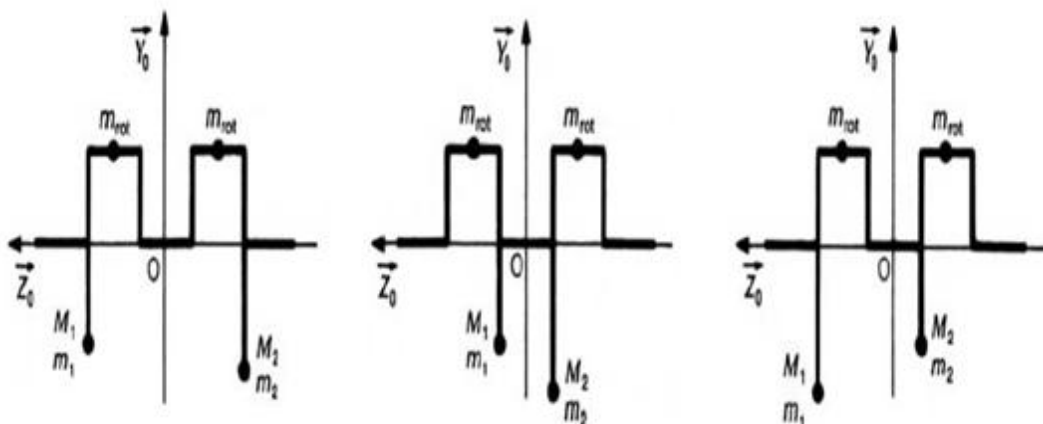
$$\vec{OM}_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ y_1 \\ \frac{3a}{2} \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{X}_0 \\ \vec{Y}_0 \\ \vec{Z}_0 \end{matrix} \tag{IV.63}$$

$$\vec{OM}_2 = \begin{pmatrix} 0 \\ y_2 \\ -\frac{3a}{2} \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{X}_0 \\ \vec{Y}_0 \\ \vec{Z}_0 \end{matrix} \tag{IV.64}$$

Il faut que les quatre sommes fondamentales soient nulles :

$$\sum ym = y_1 m_1 + y_2 m_2 + 2Rm_{rot} = 0 \tag{IV.65}$$

$$\sum yzm = y_1 \frac{3a}{2} m_1 - y_2 \frac{3a}{2} m_2 = 0 \tag{IV.66}$$



Plans symétriques extérieurs Plans symétriques intérieurs Plans non symétriques

Fig. IV.14 : Equilibrage par deux contreponds.

Chapitre V

Performance des moteurs alternatifs

V.1 Définitions

Deux critères sont importants pour caractériser un moteur, ce sont sa puissance et son rendement.

La puissance effective P_e est le produit du couple C mesuré sur l'arbre en sortie du moteur, par la vitesse angulaire de rotation ω de cet arbre :

$$P_e = C \omega \quad (\text{V.1})$$

Avec C en N.m, ω en rad/s et P_e en Watts.

Soit en introduisant le régime du moteur N en tr/min :

$$P_e = \frac{\pi}{30} CN \quad (\text{V.2})$$

Les motoristes utilisent aussi la notion de pression moyenne effective (pme), qui est la pression constante qu'il faudrait appliquer au piston pendant un cycle pour obtenir le même travail effectif. Pour un moteur 4 temps :

$$pme = \frac{1}{V} \frac{200 P_e}{N} = 0,13 \frac{C}{V} \quad (\text{V.3})$$

Avec P_e en kW, V en litres, N en tr/min, C en N.m et pme en bar. La pme sert à exprimer le niveau de charge du moteur, elle est inférieure à 2 bar à faible charge et varie de 8 à 12 bar à pleine admission en aspiration naturelle. La suralimentation peut accroître considérablement ce maximum. Pour un moteur 2 temps :

$$\eta_e = \frac{W_e}{PCI \cdot C_s} \quad (\text{V.4})$$

Le rendement effectif η_e est le rapport du travail effectif W_e produit par le moteur par l'énergie introduite dans les cylindres via le pouvoir calorifique (PCI) du carburant :

$$C_{S_e} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_e PCI} \quad (\text{V.5})$$

C_s étant la masse de carburant consommé pour produire le travail W_e . Les motoristes lui préfèrent souvent la consommation spécifique effective (C_{S_e}) qui correspond à la masse de carburant consommée pour produire une unité de travail, et qui est liée au rendement par l'expression :

$$CS_e = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_e PCI} \quad (V.6)$$

Avec CS_e en g/kWh, PCI en kJ/kg (le PCI d'un Eurosuper est d'environ 42 000 kJ/kg).

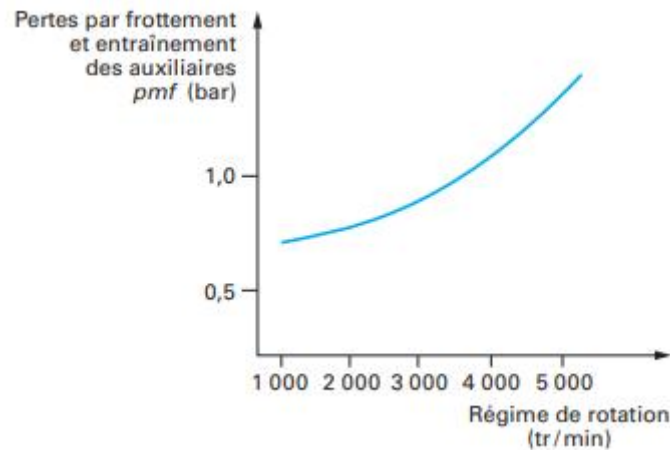


Figure V.1 : Évolution de la pression moyenne de frottement en fonction du régime de rotation

D'une manière analogue, on peut définir des performances indiquées (p_{mi} , CS_i), qui correspondent à ce que l'on pourrait mesurer s'il n'y avait pas de pertes mécaniques dues aux frottements et à l'entraînement des accessoires.

La relation avec les performances effectives s'écrit :

$$p_{mi} = p_{me} + p_{mf} \quad (V.7)$$

où p_{mf} exprime une pression moyenne de frottement. Ainsi :

$$p_{mi} \cdot CS_i = p_{me} \cdot CS_e \quad (V.8)$$

est une manière d'écrire l'invariance du débit de carburant, qu'il soit évalué à partir des performances indiquées ou effectives ; on en déduit :

$$CS_e = CS_i (1 + [p_{mf} / p_{me}]) \quad (V.9)$$

La valeur de p_{mf} dépend essentiellement du régime de rotation, avec une faible sensibilité à la charge du moteur (figure 16). Une valeur de 0,7 à 1 bar à 2 000 tr/min est représentative d'un multicylindre actuel.

V.2 Principe

Dans ce chapitre, nous abordons les différents paramètres de performance des moteurs alternatifs qui permettent l'amélioration et la maîtrise de la puissance et de la consommation du carburant, pour cela, nous traitons deux paramètres tels que :

Moteurs Diesel : injection et chambre de combustion

Suralimentation des moteurs de véhicules par turbocompresseur,

- Les performances d'un moteur sont en fonction complexe de trois paramètres principaux
 - Richesse : R qui conditionne :
 - Rendement de combustion
 - Emissions de polluants
 - Charge (ouverture du papillon) : qui détermine la perte de charge à l'aspiration qui fixe.
 - Pression d'admission
 - Vitesse de rotation : N
 - Détermine le débit des gaz
 - Pertes de charge à l'admission et l'échappement
 - Frottements dans le moteur

V.3 Coefficient de remplissage

Sur le plan thermodynamique, ces paramètres influent sur une grandeur fondamentale qui est le coefficient de remplissage C_r qui représente la fraction de la masse théorique qui est effectivement présente dans le cylindre.

$$m_a = C_r \rho_a V_s = C_r V_s \frac{P_a}{r T_a} \quad (V.10)$$

La baisse de la masse de la charge de gaz frais lors de l'admission est due à :

- Présence résiduelle de fumées
- Température élevée des parois (dilatation des gaz frais)
- Pertes de charge à l'admission
- Moteur à essence : $C_r = 0,80 - 0,85$
- Moteur diesel : $C_r = 0,9$

V.4 Suralimentation

La suralimentation consiste à alimenter un moteur avec une pression supérieure à la pression atmosphérique à l'aide d'un compresseur auxiliaire, elle a pour but d'accroître la masse admise et d'abaisser l'encombrement et le poids du moteur.

La suralimentation permet de porter le coefficient de remplissage C_r à des valeurs supérieures à l'unité, alors qu'il est naturellement limité entre à 0.8 et 0.9

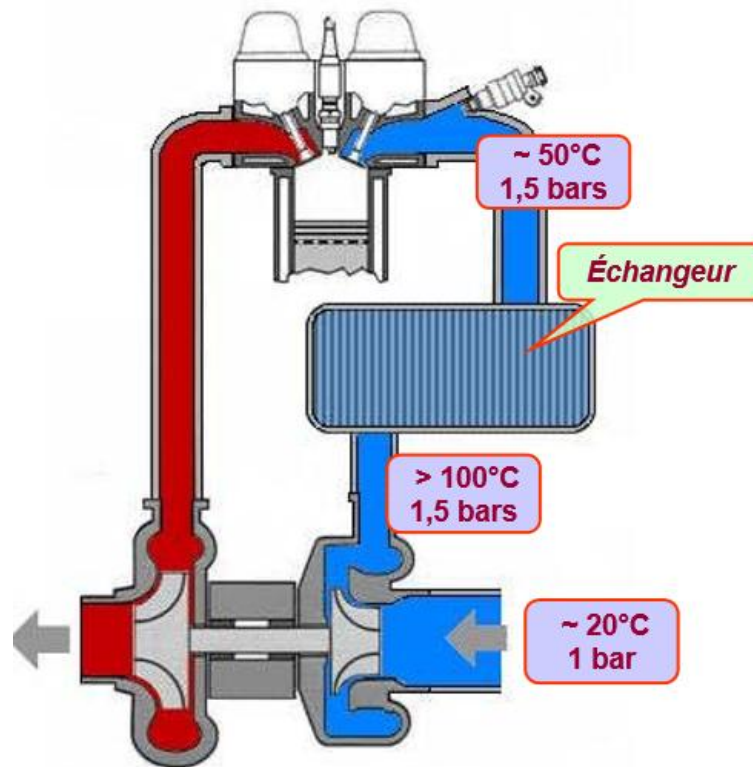


Figure V.2 : Schéma de principe d'un turbocompresseur

A la fin de la phase de détente, les soupapes d'échappement seront ouvertes, les gaz d'échappement qui sortent à la phase d'échappement avec une vitesse assez importante, font tourner la turbine, qui à son tour fait tourner le compresseur puisqu'ils sont adhérents à un même arbre, ce compresseur aspire de l'air ambiant de l'extérieur à environ 25°C, la température du compresseur s'accroît grâce à la température des gaz d'échappement qui font augmenter la température de la turbine qui sera transmise au compresseur; pour éviter l'accroissement de la température de l'air aspiré et comprimé vers le collecteur d'admission, on place un refroidisseur qui permet de ne pas augmenter la température de l'air aspiré dans la chambre de combustion, et d'éviter sa destruction en présence des températures très élevées. L'air aspiré doit franchir un filtre à air pour éviter toute particule ou poussière qui peuvent passer vers les cylindres et de détériorer l'état de ses surfaces.

V.5 Performances effectives, pme

Les performances indiquées sont représentatives du fonctionnement thermodynamique interne du moteur, mais ne prennent pas en compte certaines pertes, comme les pertes par pompage (ou balayage) nécessaires au renouvellement de la charge, ou les pertes mécaniques dues aux frottements et aux auxiliaires.

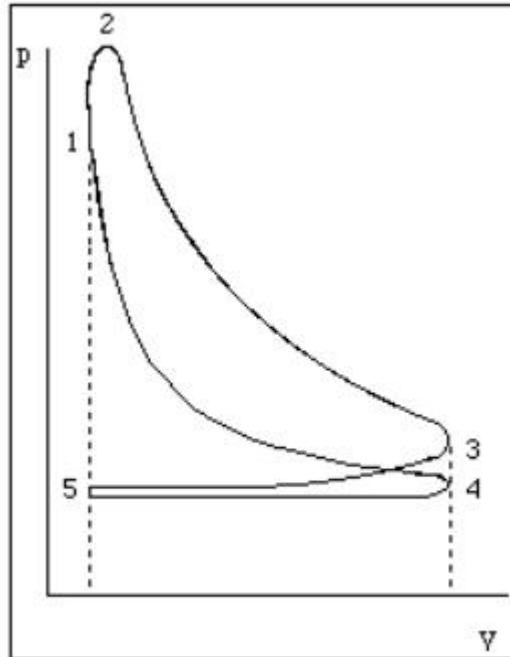


Figure V.3 : Cycle réel et paramètres indiqués. [9-10]

V.5.1 Pertes par pompage

Dans un moteur à quatre temps, le travail utile au cours d'un cycle est égal à la somme algébrique du travail moteur correspondant à l'évolution (4-1-2-3), et du travail récepteur correspondant au renouvellement de la charge (3-5-4), appelé travail de pompage. On a coutume de caractériser le travail de pompage par une pression moyenne de pompage PMP.

La valeur de PMP est directement liée aux pertes de charge à l'admission, qui sont, comme on l'a vu, proportionnelles au carré de la vitesse de rotation. Plus précisément, elles se décomposent en trois catégories :

- les pertes de charge dans les soupapes ;
- les pertes de charge dans les tubulures d'admission et d'échappement ;

• les effets inertiels des écoulements gazeux dans les tubulures d'admission. Globalement, elles se traduisent par une loi parabolique du type :

$$PMP = K N^2 \quad (V.2)$$

V.5.2 Pertes par frottement

Les pertes par frottement sont du type dissipatif, et donc liées à la vitesse du piston. Pour les caractériser, on introduit la pression moyenne de frottement PMF, qui peut être en première approximation considérée comme une fonction linéaire de la vitesse de rotation du moteur. Pour un moteur à essence de série, elle vaut environ :

$$PMF = 0,7 + 1,75 \cdot 10^{-4} (N - 1000) \quad (V.3)$$

Pour un moteur Diesel, elle est légèrement plus élevée :

$$PMF = 0,8 + 6 \cdot 10^{-4} (N - 1000) \quad (V.4)$$

N étant exprimé en tours par minute, et PMF en bars. Globalement donc, les performances du moteur sont données par :

$$PME = PMI - PMF - PMP \quad (V.5)$$

Les ordres de grandeur de PMF sont, comme le montrent les formules ci-dessus, environ 1 bar, tandis que PMP varie entre 0,1 et 0,4 bar environ, suivant la vitesse du moteur. L'analyse qui précède montre donc que le rendement mécanique η_m est loin d'être constant.

V.6 Consommation spécifique d'un moteur

Pour caractériser les performances d'un moteur, on utilise fréquemment la notion de consommation spécifique. La consommation spécifique m_c s'exprime généralement en g/kWh. Elle représente la quantité de carburant qu'il faut brûler pour produire un kWh de puissance mécanique. étant le rendement global du moteur, il vient :

$$m_c = \frac{1}{\eta (PCI)} \quad (V.6)$$

Par exemple, dans le cas de l'octane ($PCI = 48000 \text{ kJ/kg} = 13,33 \text{ kWh/kg}$), et pour un rendement égal à 0,3, on a :

$$m_c = \frac{1}{0,3 \cdot 13,33} = 250 \text{ g/kWh} \quad (V.7)$$

Comme les autres caractéristiques, m_c dépend de la vitesse de rotation du moteur.

$$m_c = \frac{m_{ci}}{\eta_m} \quad (V.8)$$

Connaissant les lois d'évolution de PMI, PMF et PMP en fonction de la vitesse de rotation, il est possible de tracer l'évolution de la consommation spécifique.

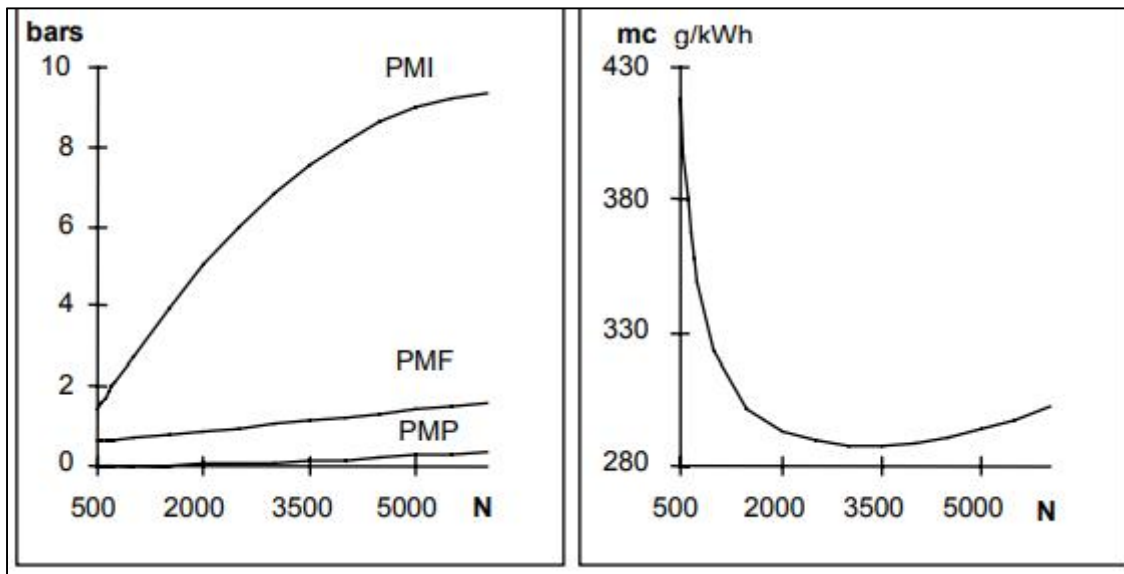


Figure V.4 : Evolution de la consommation spécifique. [11-13]

On voit qu'il existe une vitesse de rotation pour laquelle la consommation spécifique est minimale.

Les analyses des cycles théoriques et des performances globales des moteurs à piston nous ont permis d'identifier les principaux paramètres sur lesquels il est possible de jouer pour optimiser et contrôler leur fonctionnement. Une fois le rapport de compression et le combustible (et donc son PCI) choisis, les variables que l'on peut utiliser pour réguler le moteur sont essentiellement la chaleur fournie (débit de combustible) et la pression d'admission. Nous avons déjà signalé qu'une différence essentielle entre les moteurs à essence et diesel se situe précisément à ce niveau.

V.7 Performances des moteurs à essence

Le rendement thermique effectif des moteurs à essence est affaibli par rapport au rendement théorique par deux causes principales :

En premier lieu, la chaleur perdue, tant par suite de la combustion incomplète que des actions de parois, réduit le travail fourni ;

En second lieu, les pertes mécaniques absorbent une fraction du travail fourni qui est variable, mais jamais inférieure à 12%, et beaucoup plus grande dans les moteurs de petite puissance. Les pertes de rendement sont très variables d'un moteur à l'autre. La perte par combustion incomplète est beaucoup plus importante dans les moteurs à combustible liquide que dans ceux qui utilisent un combustible gazeux, du fait des problèmes de vaporisation incomplète évoqués plus haut. Des pertes s'échelonnant entre 5% et 20 % peuvent exister, suivant les régimes de fonctionnement. La perte par actions de parois est d'autant plus élevée que les dimensions sont faibles, et la vitesse linéaire du piston réduite. À titre indicatif, l'eau de refroidissement évacue généralement entre 25% et 33 % du pouvoir calorifique du combustible. Dans ces conditions, le rendement effectif des moteurs à essence ne dépasse jamais 32 %, et tombe à environ 25 % dans les moteurs de traction à essence de moyenne puissance.

V.8 Perspectives d'évolution des moteurs à essence

V.8.1 Injection directe essence [13-17]

À l'instar des développements réalisés pour les diesel, l'injection directe est en train de se développer pour les moteurs à essence, deux technologies étant en concurrence : les moteurs à mélange pauvre (Lean Burn) et à charge stratifiée, tels que ceux développés au Japon depuis 1997 par Mitsubishi et Toyota, et les moteurs stœchiométriques à forte recirculation des gaz d'échappement, qui correspondent au choix effectué par Renault, les premiers modèles ayant équipé des Mégane depuis 1999.

L'objectif n'est pas seulement ici d'optimiser les performances nominales du moteur, mais aussi de réduire les pertes à bas régime dues au pompage et qui proviennent de l'impossibilité, dans un moteur à essence classique, d'assurer une combustion stable en dessous du seuil d'inflammabilité du mélange comburant (ratio air/carburant voisin de 22/1, alors que la stœchiométrie est réalisée pour 14,6/1). L'idée est de contourner cette difficulté en réalisant, grâce à l'injecteur, un mélange hétérogène dans la chambre, mais de composition convenable à proximité de la bougie, la combustion se propageant ensuite au reste de la chambre. Sans doute, la technologie japonaise est celle qui conduit aux gains de rendement les plus importants : 30% à 40 % de réduction de la consommation à bas régime, 25 % sur les cycles de tests japonais, alors que l'injection directe stœchiométrique ne permet pas de dépasser 15% à 20 % de baisse de consommation.

Dans les deux cas, les pertes de pompage sont fortement diminuées grâce à une forte recirculation des gaz d'échappement (Exhaust Gas Recirculation EGR), qui permet, tout en réduisant les émissions de NOx, de limiter la dépression causée par le papillon placé dans les tubulures d'admission. Dans les deux cas aussi, le taux de compression peut être sensiblement augmenté sans risque de détonation (12,5 en mélange pauvre, 11,5 en stœchiométrique, contre 10,5 dans un moteur à injection multipoints).

V.9 Perspectives d'évolution des moteurs Diesel

V.9.1 Injection directe pour moteurs automobiles [18-19]

L'injection directe n'est pas un concept nouveau : comme nous l'avons vu, la plupart des moteurs diesel semi rapides ou lents y ont recours. Dans les moteurs rapides, on avait dû y renoncer jusqu'à récemment car elle présentait divers inconvénients (émissions de particules dues à l'hétérogénéité de la répartition du combustible, bruits du moteur...), et ne permettait pas d'accélérer suffisamment la combustion. La solution retenue était d'utiliser des préchambres, qui augmentaient les pertes par les parois et par étranglement.

Les travaux sur l'injection directe ont dans un premier temps porté sur Diesel, l'objectif étant d'éviter les problèmes qui existaient auparavant lorsqu'elle était utilisée dans les moteurs rapides. La solution qui s'impose aujourd'hui comme étant le meilleur compromis sur le plan technico-économique est la technologie du Common Rail. Schématiquement, elle consiste à distribuer le carburant par une canalisation commune à tous les injecteurs, et à piloter ceux-ci grâce à des dispositifs électromagnétiques.

La pression très élevée du "rail" (1300 - 1500 bars), et le très petit diamètre des trous des injecteurs (moins de 200 microns) permettent de réaliser une pulvérisation extrêmement fine du carburant, qui se vaporise immédiatement et brûle dans l'air bien mieux que ne le permettaient les systèmes classiques.

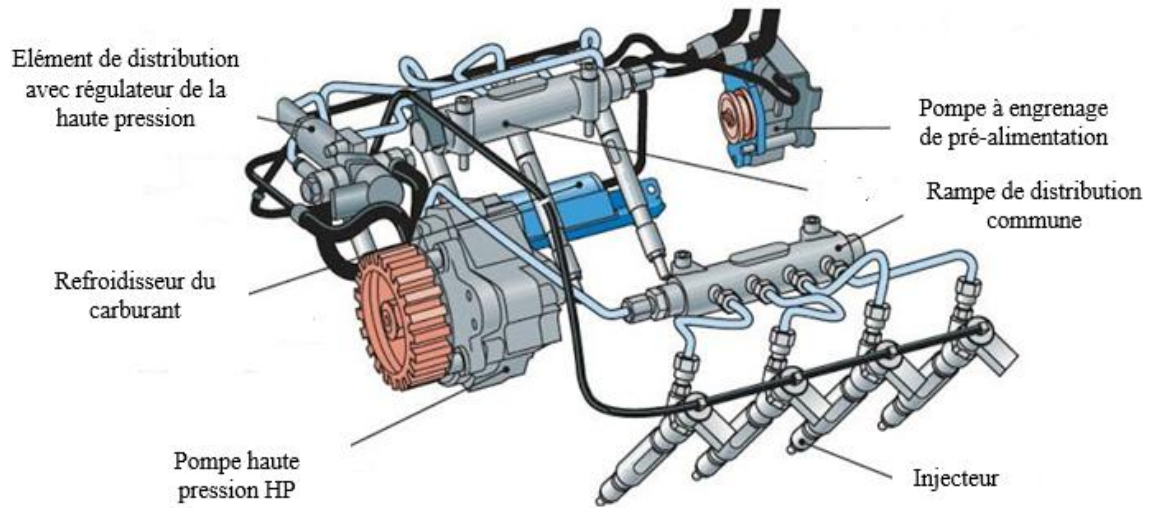


Figure V.5 : Système d'injection Diesel à accumulateur (Common Rail). [20]

Références Bibliographiques

- [1] BENCHERIF, M. (2018). Moteurs à combustion interne, combustion et éléments de carburation. Université des Sciences et de la Technologie d'Oran - Mohammed Boudiaf
- [2] NAHIM, Hassan Moussa. Contribution à la modélisation et à la prédiction de défaillances sur les moteurs Diesel marins. 2016. Thèse de doctorat. Aix Marseille university.
- [3] RITTER, Xavier. Modélisation de la distribution d'un moteur à arbre à cames en tête. 2006. Thèse de doctorat. Lyon, INSA.
- [4] IBRAHIM, Hussein, ILINCA, Adrian, et PERRON, Jean. Moteur Diesel suralimenté : bases et calculs, cycles réel, théorique et thermodynamique : rapport interne. 2006.
- [5] ZIDI, Mohamed Naceur. Développement d'un simulateur pour le moteur Diesel en vue d'étudier les performances et le comportement dynamique. 2017. Thèse de doctorat. Université du Québec à Rimouski.
- [6] Jaumotte, A. L., DECOCK, P., & RIOLLET, G. (1991). Caractéristiques et similitude des turbomachines hydrauliques. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (B4402), B4402-1.
- [7] Jean TRAPY. (2010). Docteur ès sciences Ingénieur principal à l'Institut français du pétrole (IFP). Technique de l'ingénieur Moteur à allumage commandé.
- [8] Ibrahim, H., Ilinca, A., & Perron, J. (2006). Moteur diesel suralimenté : bases et calculs, cycles réel, théorique et thermodynamique : rapport interne. Université du Québec à Rimouski, 300, Canada, Rapport interne Laboratoire de Recherche en Énergie Éolienne LREE-02.
- [9] ZIDI, Mohamed Naceur. *Développement d'un simulateur pour le moteur Diesel en vue d'étudier les performances et le comportement dynamique*. 2017. Thèse de doctorat. Université du Québec à Rimouski.
- [10] Renaud Gicquel. (2009). Extrait de "Systèmes Energétiques, tome 2", Presses de l'Ecole des Mines de Paris.

- [11] GICQUEL, Renaud. Diagrammes thermodynamiques-Fluides purs, azéotropes et gaz idéaux. 2015.
- [12] POUILLE, J. P. (2008). Moteurs Diesel d'automobile-Conception.
- [13] GABORIEAU, Cécile. *Encrassement de la boucle de recirculation des gaz d'échappement (dite boucle EGR): étude de la cinétique de formation et de destruction des dépôts dans le but de dégager les leviers fonctionnels et organiques assurant une conception fiable à coût objectif en clientèle*. 2012. Thèse de doctorat. Bordeaux 1.
- [14] SOLO, Andriniaina Harry. *Étude théorique d'un plasma dans la phase de transition allumage/combustion d'un moteur à gaz*. 2020. Thèse de doctorat. Université Paul Sabatier-Toulouse III.
- [15] Martinez, L. (2009). Simulation aux grandes échelles de l'injection de carburant liquide dans les moteurs à combustion interne (Doctoral dissertation).
- [16] IAFRATE, Nicolas. *Simulation aux grandes échelles diphasique dans les moteurs downsizes à allumage commandé*. 2016. Thèse de doctorat.
- [17] FIORINA, B., VIÉ, A., FRANZELLI, B., *et al.* Modeling challenges in computing aeronautical combustion chambers. *Aerospace Lab*, 2016, no 11, p. 19 pages.
- [18] Bencherif, M., & Liazid, A. (2013). Modélisation et Simulation de la Combustion dans un Moteur Diesel à Injection Directe à l'aide du Modèle Shell-CTC. In Proceedings of 1st International Conference on Aeronautics Sciences (ICAS'01), USTO-MB, Oran, Algerie (pp. 27-28).
- [19] BENCHERIF, M., LIAZID, A., et TAZEROUT, M. Simulation de la Combustion dans un Moteur Diesel à Injection Directe à l'aide d'un Mécanisme Réduit. *EMP, Bordj El Bahri*, 2012, p. 10-11.
- [20] GUESMI Lamine & ZITOUNI Sabri ; cours moteur thermique ; Post on 09-Mar-2016