



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة وهران 2 محمد بن أحمد
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed

معهد الصيانة و الأمن الصناعي
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

Département de Maintenance en Electromécanique

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

Filière : Electromécanique

Spécialité : Electromécanique Industrielle

Thème

Simulation Numérique du Comportement Thermodynamique d'un Moteur à 4 Temps

Présenté et soutenu publiquement par :

Bouterbiat Djilali

Baouia Ramzi Mohamed Tahar

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
Bouhamri Noureddine	MCB	Université d'Oran2 /IMSI	Président
Meghdir Abed	MCB	Université d'Oran2 /IMSI	Encadreur
Bouhafs Moahmmmed	MCB	Université d'Oran2 /IMSI	Examineur

Année 2020/2021

REMERCIEMENTS

Nous tenons à remercier premièrement Dieu tous puissant pour la volonté, la santé et la patience, qu'il nous a donné durant toutes ces longues années.

Nous tenons également à exprimer notre vif remerciement à notre encadreur Monsieur Meghdir Abed , pour avoir d'abord proposé ce thème et suivi le déroulement de ce mémoire et pour la confiance et l'intérêt qu'ils nous ont accordé tout au long de la réalisation de ce travail.

Nous tenons à citer dans ces remerciements les membres du jury qui ont bien voulu examiner et juger notre travail.

Nous remercions tous nos professeurs de l'IMSI qui ont contribué à notre formation.

Merci enfin à tous ceux qui, de près ou de loin, nous ont aidé et donc ont contribué au succès de ce travail.

DÉDICACE

Je dédie ce travail:

À ALLAH le tout-puissant à qui je dois tout

À mes chers parents, pour tout leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études.

À mes chères frères pour leur encouragements permanents et leur soutien moral.

À toute ma famille et mes amis pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire.

À tous mes professeurs : Leur générosité et leur soutien m'oblige de leur témoigner mon profond respect et ma loyale considération.

À mon binôme

Résumé

Ce modeste travail consiste d'étude d'un moteur à quatre temps.

Après un aperçu sur les composantes du moteur et ses cycles thermodynamique, on procède au calcul numérique de la puissance effective, rendement effectif ainsi que l'étude et la simulation du déplacement, de la vitesse et de l'accélération de piston et ce a l'aide de logiciel Matlab.

Abstract

This modeste work involves a comprehensive study of engine four strokes.

After an overview of the components of the engine and its thermodynamic cycles , we proceed to the numerical calculation of the effective power, effectif performance and also the study and the simulation of displacement , velocity and acceleration of piston using Matlab program

SOMMAIRE

Liste des figures	<i>i</i>
Liste des Tableaux	<i>ii</i>
Nomenclature	<i>iii</i>
Introduction générale	1

Chapitre I

I Les moteurs thermiques.....	2
I.1 Historique du moteur thermique	2
I.2 Définition d'un moteur thermique.....	3
I.3 Ensemble d'un moteur thermique.....	3
I.4 Les organes d'un moteur thermique.....	4
I.4.1 Organes fixes.....	4
I.4.1.1 Culasse	4
I.4.1.2 Bloc-moteur	5
I.4.1.3 Carter	6
I.4.1.4 Collecteurs d'admission et d'échappement	6
I.4.2. Organes mobiles.....	7
I.4.2.1 Piston	7
I.4.2.2 Bielle	8
I.4.2.3 Vilebrequin	9
I.4.2.4 Volant moteur	9
I.4.2.5 Soupapes et l'arbre à cames	10
I.5 Classification des moteurs thermiques.....	11
I.5.1 Classification selon le type de combustion.....	11
I.5.1.1 Les moteur à combustion interne	
I.5.1.2 Les moteur à combustion externe	
I.5.2 Classification selon le type d'allumage.....	11
I.5.2.1 Moteur à allumage commandé	
I.5.2.2 Moteur à auto inflammation	
I.5.3 Classification selon le type d'injection	11
I.5.3.1 Les moteurs à injection directe	
I.5.3.2 Les moteurs à injection indirecte	
I.5.4 Classification selon la disposition des cylindres.....	12
I.5.4.1 Moteur en ligne	
I.5.4.2 Moteur en V	
I.5.4.3 Moteur en I ou boxer	
I.5.4.4 Moteur en W	
I.5.4.5 Moteur en étoile ou radiaux	
I.5.4.6 Moteur en U	
I.6 Conclusion.....	16

Chapitre II

II.1 Fonctionnement d'un moteur.....	17
II.2 Etude thermodynamique.....	18
II.2.1 Cycle de Beau de Rochas – moteur à quatre temps.....	18
II.2.2 Diagramme réel avant réglage (Cycle OTTO)	20
II.2.3 Diagramme réel après réglage.....	22
II.3 Cycle deux temps.....	23
II.4 Cycle de Carnot.....	24
II.5 Cycles diesel.....	25
II.6 Cycle diesel mixte.....	27
II.7 Conclusion.....	28

Chapitre III

III.1 Introduction.....	29
III.2 Approche sur les principales grandeurs géométriques d'un moteur à 4 temps.....	29
III.2.1 Diamètre du cylindre	
III.2.2 Course du piston	
III.2.3 Volume unitaire	
III.2.4 Volume mort	
III.2.5 Volume total	
III.2.6 Cylindrée totale	
III.2.7 Taux de compression	
III.2.8 Taux d'augmentation de pression	
III.2.9 Le rapport de liaison bielle-manivelle	
III.2.10 La vitesse de rotation	
III.3 Thermodynamique fondamentale.....	31
III.3.1 Rendement théorique	31
III.3.2 Rendement indiqué.....	35
III.3.3 Rendement effective.....	35
III.3.4 Puissance effective.....	35
III.4 System bielle-manivelle.....	37
III.5 Mouvement de piston.....	37
III.5.1 Déplacement instantané du piston.....	37
III.5.2 Vitesse instantané du piston	38
III.5.3 Accélération instantané du piston.....	38
III.6 Dynamique de vilebrequin.....	38
III.6.1 Le couple indiqué.....	40
III.6.2 Le couple alternatif.....	41
III.6.3 Efforts de liaison et dimensionnement.....	41
III.6.4 Effort de réaction latérale entre le piston et la paroi de cylindre	42
III.6.5 La force résultante	42

III.7 Conclusion.....	43
-----------------------	----

Chapitre IV

IV.1 Présentation de logicielle de calcul Matlab.....	44
IV.2 Espace de travail.....	44
IV.3 Caractéristiques du moteur a étudié	45
IV.4 Résultats et discussions.....	45
IV.4.1 Rendement théorique en fonction de taux de compression	46
IV.4.2 Puissance effective en fonction de vitesse angulaire.....	47
IV.4.3 Déplacement instantané de piston	48
IV.4.4 Vitesse instantané de piston	49
IV.4.5 L'accélération instantané de piston.....	50
IV.5 Conclusion	51
Conclusion générale	52
Annexe.....	53
Bibliographie	

LISTE DES FIGURES

Figure I.1	<i>Schéma d'ensemble d'un moteur thermique.....</i>	03
Figure I.2	<i>Culasse</i>	04
Figure I.3	<i>Bloc-moteur.</i>	05
Figure I.4	<i>Carter.</i>	06
Figure I.5	<i>Collecteur d'échappement.....</i>	07
Figure I.6	<i>Piston.</i>	07
Figure I.7	<i>Bielle.</i>	08
Figure I.8	<i>Vilebrequin.</i>	09
Figure I.9	<i>Volant moteur.</i>	10
Figure I.10	<i>Soupapes et l'arbre à came.</i>	10
Figure I.11	<i>Moteur en ligne.</i>	13
Figure I.12	<i>Moteur en v</i>	13
Figure I.13	<i>Moteur boxer.....</i>	14
Figure I.14	<i>Moteur en w.....</i>	14
Figure I.15	<i>Moteur radiaux/ en étoile</i>	15
Figure I.16	<i>Moteur en U</i>	15
Figure II.1	<i>Principe de fonctionnement d'un moteur</i>	18
Figure II.2	<i>Description des moteurs à 4 temps</i>	19
Figure II.3	<i>Diagramme de cycle de Beau de Rochas</i>	20
Figure II.4	<i>Diagramme réel avant réglage</i>	21
Figure II.5	<i>Diagramme réel après réglage</i>	22
Figure II.6	<i>Cycle théorique (2temps)</i>	23
Figure II.7	<i>Cycle Pratique (2temps)</i>	23
Figure II.8	<i>Cycle de Carnot</i>	25
Figure II.9	<i>Cycle diesel théorique</i>	25
Figure II.10	<i>Cycle diesel mixte</i>	27

Figure III.1	<i>Caractéristiques géométriques</i>	29
Figure III.2	<i>Diagramme de Watt</i>	32
Figure III.3	<i>Mécanisme bielle-manivelle</i>	37
Figure III.4	<i>Schéma de l'ensemble moteur dynamomètre</i>	39
Figure III.5	<i>Schéma rendu libre</i>	42
Figure III.6	<i>force et pression des gaz en fonction de l'angle de vilebrequin</i>	42
Figure IV.7	<i>Schéma des forces</i>	43
Figure IV.1	<i>Interface-utilisateur de MATLAB</i>	44
Figure IV.2	<i>Rendement théorique en fonction de taux τ</i>	46
Figure IV.3	<i>La puissance effective en fonction de vitesse angulaire</i>	47
Figure IV.4	<i>Déplacement de piston en fonction de l'angle de vilebrequin</i>	48
Figure IV.5	<i>Vitesse de piston en fonction de l'angle de vilebrequin</i>	49
Figure IV.6	<i>Accélération de piston en fonction de l'angle de vilebrequin</i>	50

LISTE DES TABLEAUX

Tableau IV.1	<i>caractéristiques moteur Renault.....</i>	45
Tableau IV.2	<i>Résultats obtenu.....</i>	45

Nomenclature

<i>PMH</i>	Point mort haut
<i>PMB</i>	Point mort bas
<i>A_p</i>	Surface du piston
<i>S</i>	Course du piston
<i>V_d</i>	Volume unitaire
<i>V_m</i>	Volume mort
<i>D</i>	Diamètre du piston
<i>V_t</i>	Volume total
<i>V_C</i>	Cylindrée totale
<i>n</i>	nombre des cylindres
τ	Taux de compression
ρ_p	Taux d'augmentation de pression
λ	Rapport de liaison bielle-manivelle
<i>L_B</i>	longueurs de la bielle
<i>L_M</i>	longueurs de manivelle
ω	La vitesse de rotation
θ	L'angle de vilebrequin
<i>W_{IND}</i>	Travail indiqué
<i>P</i>	La pression
<i>V</i>	Volume
η_{th}	Le rendement théorique
<i>Q₁</i>	Chaleur dépensée durant la phase 2-3
<i>Q₂</i>	Chaleur dépensée durant la phase 4-1
<i>m</i>	La masse de gaz
<i>R</i>	constantes massiques
<i>C_p</i>	Chaleurs massiques à pression constant

C_V	Chaleurs massiques à volume constant
U	L'énergie interne
H	L'enthalpie
dS	L'entropie
γ	Coefficient de Poisson
T	Température
η_{ind}	Rendement indiqué
PCI	Pouvoir calorifique inferieur
mc	quantité de carburant
η_e	rendement effectif
P_e	puissance effective
M_e	couple effectif
m_{a1}	Le pouvoir comburivore massique
ρ_0	Masse vol de l'air
Φ	Richesse
rpm	vitesse de rotation
z	déplacement instantané du piston
v	vitesse instantanée du piston
a	accélération instantané du piston
J_m	Couple et moment d'inertie propre de vilebrequin
Γ_n	Couple et moment d'inertie partie mobile
m_{biel}	La masse totale de la bielle
l_1	Distance qui sépare le centre de gravité de la bielle
J_1	Moment d'inertie de dynamomètre
Γ_F	Le couple frein
Γ_i	Couple frein
Γ_{fr}	Couple de frottement

Γ_{alt} Couple alternatif

\vec{F}_i Force de pression (exercée sur le piston)

P_{cyl} Pression de cylindre

P_{amb} Pression ambiant

δ L'angle entre l'axe médian du cylindre et l'axe de la bielle

T_i Force tangentielle

m_{eq} La masse équivalente

m_{pis} La masse du piston

m_{biel} La masse de la bielle

F_t Force tangentielle

F_b Effort de réaction de la bielle

N Effort de réaction latérale entre le piston et la paroi du cylindre

X_R Force d'inertie horizontale.

Y_R Force d'inertie verticale.

F_i Force résultante

Introduction générale

Le moteur à explosion à quatre temps est un moteur thermique : il convertit de la chaleur en énergie mécanique. Il est aussi appelé moteur à combustion interne, car le carburant brûle à l'intérieur du moteur. Dans une voiture par exemple, le moteur fournit de l'énergie mécanique grâce à l'explosion d'un mélange de carburant et d'air dans un cylindre contenant un piston.

Selon le lieu de déroulement de la combustion, ils se divisent en deux groupes:

- Moteurs à combustion externe : où la combustion est organisée à l'extérieur du moteur. Les machines à vapeur en sont un exemple.
- Moteurs à combustion interne : où la combustion est préparée à l'intérieur du moteur, dans la chambre de combustion. Les moteurs à pistons, les turbines à gaz et les turboréacteurs font partie de ce groupe. Mais traditionnellement, l'appellation 'moteur à combustion interne' est réservée, uniquement, aux moteurs à pistons.

Ce genre de moteurs est largement utilisé dans le domaine du transport routier, maritime, ferroviaire et aérien, dans le domaine des travaux publics et agricoles, ainsi que dans les centrales électriques.

Notre étude est consacrée, plus particulièrement, aux moteurs à combustion interne.

La présente étude se compose de quatre chapitres:

- Le premier chapitre constitue une recherche bibliographique
- Le deuxième chapitre entame présentation des cycles thermodynamique.
- Le troisième chapitre contient étude thermodynamique.
- Le quatrième chapitre expose et analyse les résultats obtenus par programmation Matlab. Une conclusion générale sur le travail réalisé.

Généralités sur les moteurs à quatre temps

I. Les moteurs thermiques :

La propulsion du véhicule est habituellement obtenue au moyen de moteurs, à savoir dispositifs mécaniques capables de convertir l'énergie chimique d'un combustible en énergie mécanique.

Nous avons commencé ce chapitre par un aperçu historique sur les premières tentatives de fabrication des moteurs ainsi la définition de moteur thermique dans lequel nous avons détaillé les organes fixes et mobiles et leur matière et son rôle aux fonctionnements.

I.1 Historique du moteur thermique :

Le moteur thermique de combustion interne à pistons est très ancien, au moins dans ses principes, c'est une exception faite de la machine à vapeur, il est difficile de trouver actuellement des réalisations techniques aussi près des idées générales conçues il y a un siècle C'est effet en janvier 1862 que le français Alphonse Beau de Rochas, ingénieur de chemin de fer de Provence, obtient un brevet pour le cycle à quatre temps avec compression préalable, universellement appliqué de nos jours. Quelques années plus tard en 1876, l'Allemand N.A.Otto (Nikolaus Otto) réalise le premier moteur thermique fonctionnant selon le cycle de Beau de Rochas [1].

Avec les Français Hugon et Lenoir apparaît en 1860 le moteur à deux temps à un seul cylindre fait naissance, mais la première application de la compression préalable au cycle deux temps sera due, en 1879, à « Dugald Clerk ». Les moteurs à combustion interne qui sont alors fabriqués fonctionnent aux gaz des hauts fourneaux ou à l'essence de pétrole avec allumage par étincelle.

Un autre type de moteur va naître des travaux R. Adolphe diesel qui essaie tout d'abord, d'appliquer le cycle de Carnot à la réalisation d'un moteur alimenté en poussière de charbon. Celui-ci est injecté dans une atmosphère portée à une température élevée par compression, et il doit s'enflammer spontanément au fur à mesure de son introduction. Les travaux entrepris par l'inventeur, avec la collaboration des ingénieurs de la « société Krupp », aboutiront en 1897 au moteur diesel tel qu'on le connaît aujourd'hui. Ainsi apparaissent les moteurs à combustion interne à deux temps et à quatre temps, à allumage commandé et à allumage par

compression, dont les réalisations successives depuis un siècle, aboutiront aux machines perfectionnées que nous connaissons aujourd'hui [1].

I.2 Définition d'un moteur thermique

Les moteurs thermiques ont pour rôle de transformer l'énergie thermique en énergie mécanique. Et sont généralement distingués en deux types .Les moteurs à combustion interne où le système est renouvelé à chaque cycle. Le système est en contact avec une seule source de chaleur (l'atmosphère), c'est le cas des moteurs à essence et diesel. Les moteurs à combustion externe où le système (air) est recyclé, sans renouvellement, ce qui nécessite alors deux sources de chaleur, par exemple dans cette dernière catégorie on trouve les machines à vapeur, le moteur Stirling [2]

I.3 Ensemble d'un moteur thermique :

La (figure I.1) présente le schéma d'ensemble d'un moteur thermique.

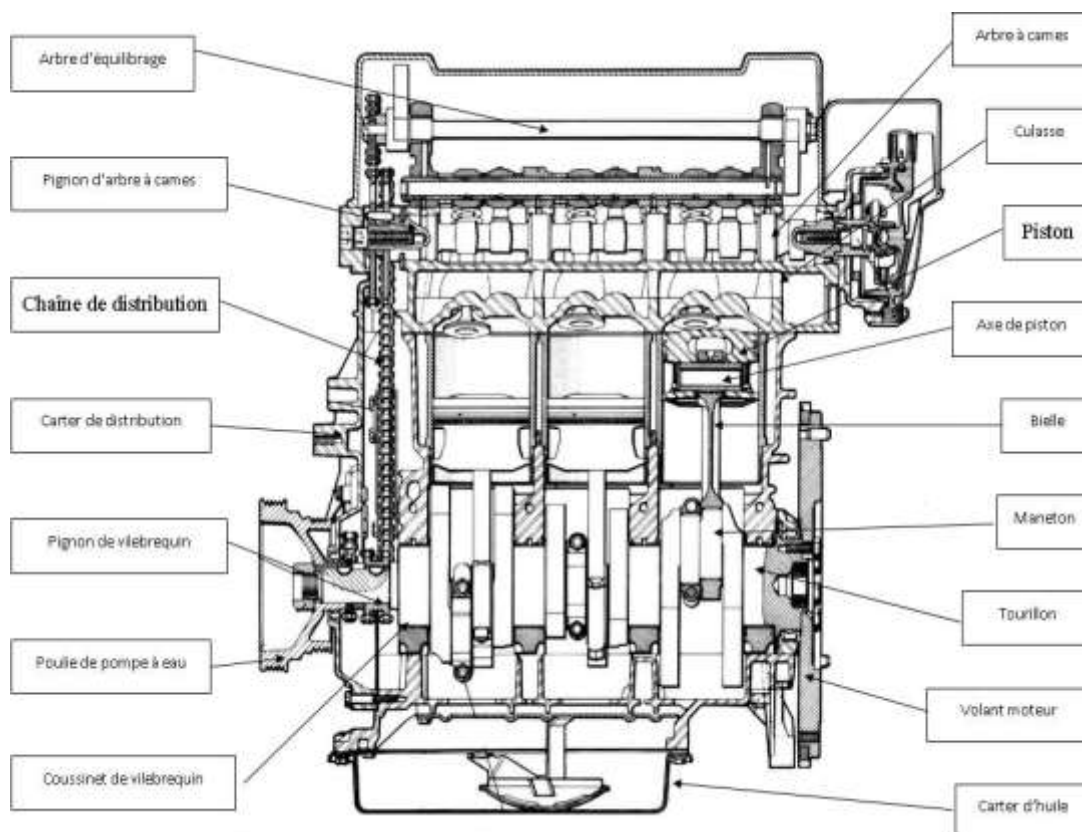


Figure I.1 Schéma d'ensemble d'un moteur thermique.

I.4 Les organes d'un moteur thermique :

I.4.1 Organes fixes:

I.4.1.1 Culasse :

La culasse est une pièce fixe, assemblée sur le bloc-cylindres rigidement pour qu'elle résiste à la fois aux chocs des explosions et à la dilatation des pièces, étanches pour éviter toute fuite des gaz vers l'extérieur et la rentrée d'eau dans les cylindres [3].

Rôle :

- Elle assure la fermeture des cylindres dans leur partie supérieure, et contient la chambre de combustion.
- Elle permet la circulation des gaz: conduits ou chapelles.
- Elle reçoit tout ou partie de la distribution.
- Elle reçoit la bougie d'allumage.
- Elle doit évacuer une quantité importante de chaleur [4]



Figure I.2 Culasse.

I.4.1.2 Bloc-moteur :

Il supporte directement ou non, les parois latérales des cylindres. Le bloc-cylindres formé d'une seule pièce est plus résistant aux efforts produits. Les matériaux de sa construction, soit les fontes spéciales soit les alliages légers à base d'aluminium, sont obtenus par divers procédés [3].

Le bloc est coulé et usiné. Il est :

- soit en fonte spéciale

C'est de la fonte G.S. (Graphite Sphéroïdale) qui possède une grande facilité de moulage et des propriétés mécaniques équivalentes à celles de l'acier, sauf la soudabilité. Ses qualités sont améliorées par divers procédés :

NITRURATION: traitement thermochimique de durcissement superficiel par l'azote.

CÉMENTATION: Durcissement superficiel par le carbone.

- soit en alliage d'aluminium (ALPAX)

Caractéristiques de ce matériau :

- léger.
- excellent conducteur thermique.
- bonne résistance à la corrosion.
- fabrication facile: bonne moulabilité. [4]



Figure I.3 Bloc-moteur.

I.4.1.3 Carter :

En mécanique, un carter est une enveloppe protégeant les organes mécanique, souvent fermée de façon étanche, et contenant le lubrifiant nécessaire à son fonctionnement [3].

- Il sert de réservoir d'huile.
- Il est en tôle d'acier emboutie ou en aluminium nervuré (meilleur refroidissement).
- Parfois cloisonné pour éviter les déjaugages de la pompe (ex: virages...).
- Parfois, généralement en compétition, afin de diminuer la hauteur et éviter les déjaugages, on utilise un "carter sec" : l'huile est rejetée dans un autre réservoir. On a alors 2 pompes à huile, une pompe de vidange et une pompe de pression. [4]



Figure I.4. Carter.

I.4.1.4 Collecteurs d'admission et d'échappement :

Le collecteur d'admission est un élément de la ligne d'air d'un moteur à explosion multicylindre, Appelé aussi répartiteur. Il a pour fonction de fournir, à chaque cylindre, la quantité d'air nécessaire à une combustion complète du carburant. Le rôle du collecteur d'admission est de répartir l'air admis dans le moteur sur la totalité des cylindres pour réaliser une combustion totale du carburant dans

chacun d'eux. Le rôle du collecteur est la sortie des gaz brulis à l'extérieur de chambre de combustion [3].



Figure I.5. *Collecteur d'échappement.*

I.4.2 Organes mobiles :

I.4.2.1 Piston :

Un piston est un élément cylindrique pouvant se déplacer en va-et-vient dans un cylindre, ce mouvement génère un déplacement de gaz ou une variation de pression de ce gaz, qu'on appelle compression, dans les machines où le piston a une forme cylindrique, le piston est relié au vilebrequin par une bielle ou tige de piston.

Le piston est entouré de segments de piston assurant une bonne étanchéité entre les deux côtés [3].



Figure I.6. *Piston.*

I.4.2.2 Bielle :

La bielle est l'organe de liaison entre le piston et le vilebrequin. Il s'agit d'une tige forgée qui doit être aussi légère mais en même temps aussi solide que possible [3]. La bielle comporte trois parties :

Le pied :

- C'est la liaison entre la bielle et le piston.
- Il est percé et alésé en cas d'axe serré dans la bielle.
- Il est percé et alésé avec un bague en bronze en cas d'axe libre dans la bielle ; la bague est alors percé pour assurer la lubrification de l'axe [4].

La tête :

- C'est la liaison avec le vilebrequin (manetons).
- Elle comporte 2 parties :
- l'une solidaire du cor" la tête "
- l'autre rapportée: " le chapeau " ; ce dernier est fixé par des boulons à écrous auto-serrures [4]

Le corps :

- Il assure la rigidité de la pièce.
- Il est généralement de section en forme de I, croissant du pied vers la tête. [4]



Figure I.7 Bielle.

I.4.2.3 Vilebrequin :

Un vilebrequin est un axe excentrique qui convertit un mouvement rectiligne en un mouvement rotatif. Il constitue un élément essentiel des moteurs à essence, moteurs Diesel et autres moteurs à combustion. Il en existe de nombreuses formes et tailles selon le constructeur et le nombre de cylindres [3].

Rôle :

- Il reçoit l'effort transmis par les pistons et les bielles et fournit un mouvement circulaire en sortie du moteur.
- Il entraîne en rotation certains accessoires (ex : pompe à huile, distributeur d'allumage etc...) [4].



Figure I.8 *Vilebrequin.*

I.4.2.4 Volant moteur :

Le volant moteur est une masse d'inertie servant à régulariser la rotation du vilebrequin. Le volant a également d'autres fonctions secondaires.

- il porte la couronne de lancement du démarreur.
- il porte le système d'embrayage et possède une surface d'appui pour le disque.
- il porte parfois le repère de calage d'allumage ou le déclenchement du repère P.M.H. [4]

Description :

- Afin d'augmenter le moment d'inertie, on éloigne les masses le plus possible de l'axe. Disposition qui conduit à un voile mince et une jante massive.

- La forme du vilebrequin dépend du nombre de cylindres, sachant que l'on cherche Toujours à répartir régulièrement les explosions sur la durée d'un cycle, plus le nombre de cylindre est élevé, meilleure est la régularité cyclique [4]



Figure I.9 *Volant moteur.*

I.4.2.5 Soupapes et l'arbre à cames :

Une soupape est un organe mécanique de la distribution des moteurs thermiques à quatre Temps permettant l'admission des gaz frais et l'évacuation des gaz brûlés. De manière générale, une Soupape d'admission sépare le Conduit d'admission de la chambre de combustion, et une soupape D'échappement sépare celle-ci du conduit d'échappement [3].



Figure I.10 *Soupapes et l'arbre à came.*

I.5 Classification des moteurs thermiques:

I.5.1 Classification selon le type de combustion:

I.5.1.1 Les moteurs à combustion interne:

Sont des moteurs à essence, possédant un système d'allumage, le mélange air-essence peut s'effectuer soit par carburateur, soit par injection [5].

I.5.1.2 Les moteurs à combustion externe:

La combustion est déclenchée par l'injection du gasoil sous pression dans l'air fortement comprimé, il se produit alors une auto inflammation [5].

I.5.2 Classification Selon le type d'allumage:

I.5.2.1 Moteur à allumage commandé:

Le moteur à essence dans lequel la combustion de l'essence est amorcée par l'étincelle d'une bougie, possède un système d'allumage commandé, le mélange d'air et d'essence se fait en deux phases, soit par carburateur, soit par injection. Depuis 1993, tous les véhicules neufs vendus en Europe sont équipés d'un système d'injection [3].

I.5.2.2 Moteur à auto inflammation:

Les moteurs Diesel, dont la combustion est déclenchée par l'injection de gazole sous pression dans de l'air fortement comprimé, il se produit alors une auto-inflammation, ce qui signifie que le mélange s'enflamme spontanément [5].

I.5.3 Classification Selon le type d'injection:

I.5.3.1 Les Moteurs à injection directe:

La chambre de combustion est usinée dans le piston, L'injecteur débouche directement dans la chambre de combustion, il est du type à trous (plusieurs Orifices) [5].

➤ **Avantage:**

- Rendement élevé, donc consommation assez faible.
- Bon départ à froid.
- Simplicité de réalisation.

➤ **Inconvénients :**

- Moteur bruyant : cognement caractéristique au ralenti et à faible régime.

I.5.3.2 Les moteurs à injection indirecte :

Ils se regroupent en 3 familles :

- L'injection à chambre de précombustion.
- L'injection à chambre auxiliaire de réserve d'air.
- L'injection à chambre de turbulence.

L'injecteur, en principe à aiguille, pulvérise le gazole dans une préchambre située dans la culasse.

La solution la plus répandue pour les moteurs à injection indirecte est la chambre de turbulence, notamment sur les véhicules légers (Peugeot, Renault, Citroën...).

Pour ce type de moteur, un dispositif d'aide au démarrage est indispensable (bougies de préchauffage) [5].

➤ **Avantage:**

- Pression d'injection moins élevée qu'avec l'injection directe. Moteur moins bruyant.
- Combustion plus souple et plus rapide. Régimes moteurs plus élevés.

➤ **Inconvénients :**

- Départ à froid impossible sans dispositif d'aide au démarrage.

L'unicité du carburateur entraîne une répartition inégale du gaz-carburant dans les cylindres, en effet le cylindre le plus éloigné est moins bien alimenté que celui le plus près d'où l'inconvénient d'avoir des richesses différentes dans les cylindres [5].

I.5.4 Classification selon la disposition des cylindres

I.5.4.1 Moteur en ligne:

Les cylindres sont placés les uns à côté des autres, dans l'industrie automobile, les moteurs de petite cylindrée sont souvent des moteurs avec cylindres en ligne, depuis plus de 30 ans, les moteurs à quatre cylindres en lignes sont devenus la norme dans l'industrie automobile. Ces moteurs sont réputés pour leur douceur de fonctionnement.

Il existe des moteurs à 2, 3, 4, 5 et 6 cylindres en ligne. Les moteurs en ligne peuvent être montés dans le sens de la longueur ou de la largeur [5].



Figure I.11 Moteur en ligne.

I.5.4.2 Moteur en V :

Les cylindres sont alignés en deux rangs décalés d'un certain angle (de 15° à 135°), ce type de moteur est plus compact qu'un moteur en ligne, ce moteur est aussi robuste, il est aussi plus large, mais plus petit en hauteur et longueur.

Les moteurs en V peuvent également être montés dans le sens de la longueur ou de la largeur, le nom de moteur en V est dû au fait que les rangées de cylindres peuvent être agencées en forme de V [3].

Un moteur en V peut être plus ou moins droit ou couché, lorsque l'angle est de 90° et qu'un des deux cylindres est à l'horizontale, on parle volontiers de « cylindres en L », sans que le moteur soit vraiment différent d'un moteur en V [5]



Figure I.12 Moteur en v.

I.5.4.3 Moteur Boxer ou en I :

Les cylindres sont opposés et à l'horizontale (Les cylindres sont face à face), appelés « Boxer », ces moteurs permettent d'abaisser le centre de gravité des voitures. Les pistons se déplaçant dans un même plan horizontal mais dans des directions opposées, les forces d'inertie du premier et du second ordre sont équilibrées. Par contre dans un bicylindre, les couples d'inertie du premier et du second ordre ne sont pas équilibrés en raison du fait que les cylindres opposés ne sont pas dans le même plan transversal. Dans le cas d'un 4-cylindres, tant les forces que les couples d'inertie du premier ordre sont équilibrés. [5]



Figure I.13 Moteur boxer.

I.5.4.4 Moteur en W : Ils peuvent être:

- À trois cylindres : chaque cylindre est décalé par rapport à l'autre d'un certain angle, par exemple : angle du premier par rapport au deuxième : 15° , angle du troisième par rapport au premier : 30° . Appelé aussi moteur « en éventail ».

En V : les cylindres des deux lignes sont eux-mêmes disposés en quinconce, permettant de diminuer un peu la longueur du bloc [5].

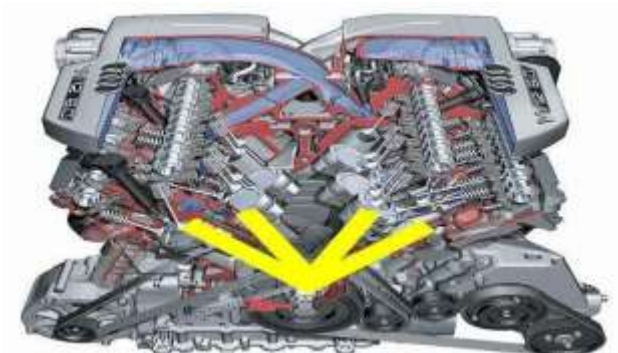


Figure I.14 Moteur en w

I.5.4.5 Moteurs radiaux / en étoile :

Aujourd'hui, ce type de moteur est surtout utilisé dans les avions à hélices, sur les avions, il est très important que le moteur puisse être refroidi directement. Ce moteur fournit une très grande puissance, ce que nécessite justement un avion [5].



Figure I.15 Moteur radiaux/ en étoile.

I.5.4.6 Moteur en U :

Le moteur en U est un type de moteur à combustion caractérisé par un agencement des cylindres en forme de U les uns par rapport aux autres et par rapport aux vilebrequins, on obtient ce type de moteur quand on combine et relie entre eux deux moteurs en ligne [5].



Figure I.16 Moteur en U.

I.6 Conclusion:

La remise en état par réparation des moteurs thermiques et la gestion des pièces de rechanges pour la rénovation des moteurs nécessite une connaissance technique concernant l'ensemble des organes mobiles et fixes de ce mécanisme tels que (piston, bielle, vilebrequin...etc.), leur rôle et les matériaux de fabrication.

Le principe de fonctionnement dépend du nombre de cylindre et les différents types d'allumage et de combustion qui se change selon le type de moteur et leurs caractéristiques.

Chapitre II

Présentation des cycles thermodynamiques

II.1 Fonctionnement d'un moteur

Un moteur diesel fonctionne différemment d'un moteur à essence. Même si leurs principaux organes sont semblables et s'ils respectent le même cycle à quatre temps. Un moteur diesel et un moteur à explosion présentent des différences sensibles, en particulier dans la façon dont le mélange est enflammé et la manière dont la puissance délivrée est régulée. Dans un moteur à essence, le mélange carburé est enflammé par une étincelle électrique. Dans un moteur diesel, l'allumage est obtenu par une auto inflammation du gazole à la suite de l'échauffement de l'air sous l'effet de la Compression

Un rapport volumétrique normal est de l'ordre de 1/ 20 pour un moteur diesel (alors qu'il est de 1/10 pour un moteur à essence). Un tel taux de compression porte la température de l'air dans le cylindre à plus de 450°C. Cette température étant celle de l'auto inflammation du gazole, celui -ci s'enflamme spontanément au contact de l'air sans qu'il y ait besoin d'une étincelle, et par conséquent, sans système d'allumage.

Un moteur diesel aspire toujours la même masse d'air à régime égal par un conduit de section constante dans lequel seule s'interpose la soupape d'admission il n'y a donc ni carburateur ni papillon.

A la fin de la phase d'admission, la soupape d'admission se ferme, puis le piston, soumis à l'inertie de l'ensemble vilebrequin-volant moteur, remonte vers le haut du cylindre en comprimant l'air dans environ 1/20 de son volume initial.

A la fin de cette phase de compression qu'une quantité précisément dosée de carburant est injectée dans la chambre de combustion, en raison de la température élevée de l'air comprimé, ce carburant s'enflamme immédiatement et les gaz chauds, en se dilatant, repoussent le piston avec force, quand le piston remonte dans le cylindre, lors de la phase d'échappement, les gaz brûlés sortent par la soupape d'échappement.

A la fin de la phase d'échappement, le cylindre est prêt à admettre une nouvelle charge d'air frais afin que le cycle complet recommence [4]

II.2 Etude thermodynamique

II.2.1 Cycle de Beau de Rochas – moteur à quatre temps

a. Principe

Ce cycle a été défini par Beau de Rochas en 1862 puis mis en œuvre par Étienne Lenoir en 1883. Il est composé de quatre étapes au cours desquelles le piston effectue quatre mouvements linéaires :

- admission du mélange
- compression
- combustion/détente
- échappement

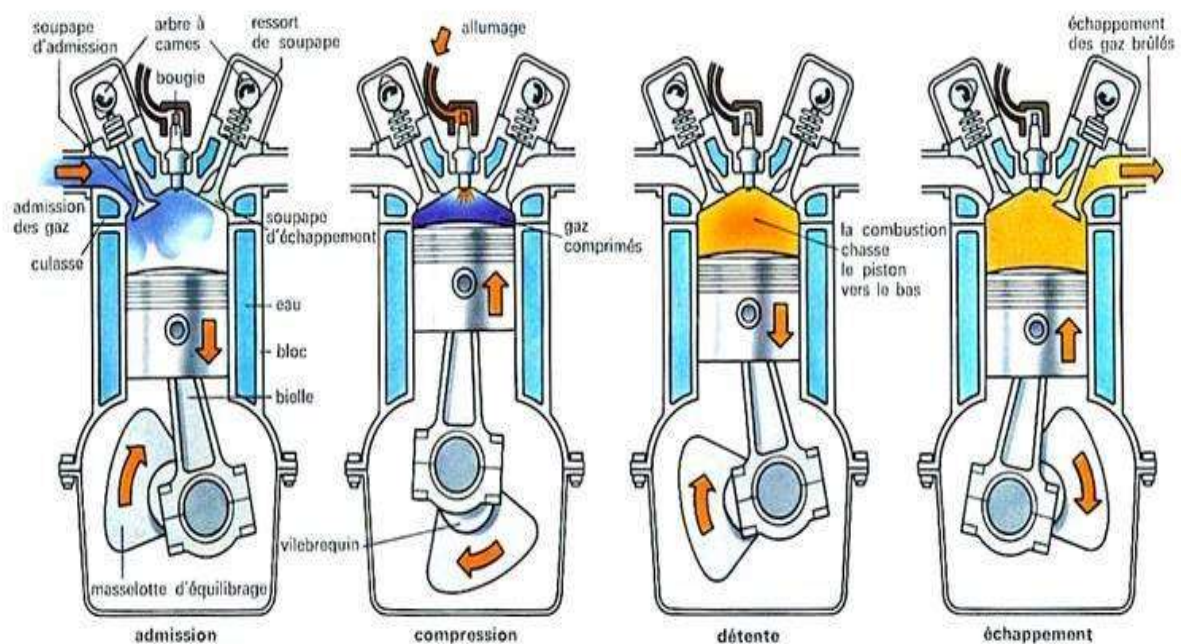


Figure II.1 Principe de fonctionnement d'un moteur

Le cycle commence à un point mort haut, où le piston est à son point le plus élevé (Figure II.2).

Pendant l'admission, le piston descend et permet au mélange d'air et de carburant d'être aspiré dans le cylindre via la soupape d'admission. (Figure II.2).

Lors de la compression, la soupape d'admission se ferme, le piston remonte, comprimant ainsi le mélange admis. (Figure II.2).

Au moment de la combustion, le mélange air-carburant est enflammé par une bougie d'allumage, aux environs du deuxième point mort haut (remontée complète du piston) (Figure II.2).

La pression des gaz portés à haute température force le piston à descendre, provoquant une détente des gaz (Figure II.2). Ce mouvement est le seul temps moteur du cycle (produisant de l'énergie directement utilisable).

A l'échappement, les gaz brûlés sont évacués du cylindre via la soupape d'échappement poussée par la remontée du piston. (Figure II.2) [6]

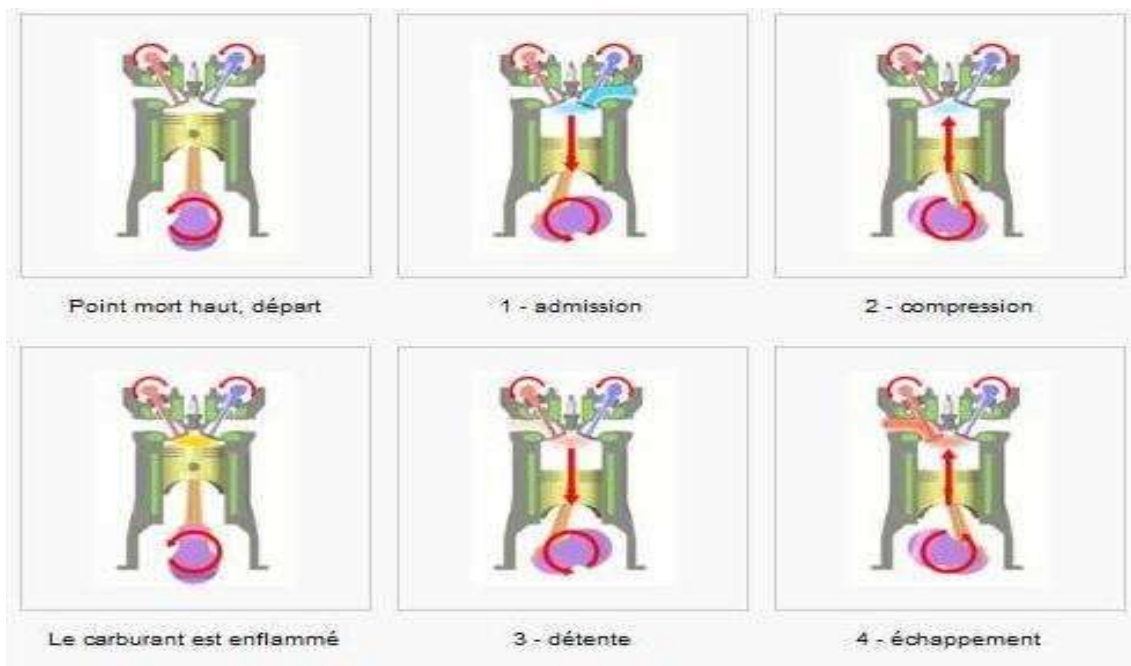


Figure II.2 Description des moteurs à 4 temps

Les variations qui se produisent dans le diagramme sont liées aux lois de la thermodynamique

- _ Le travail moteur est représenté par l'aire ADEBA
- _ Les temps résistants sont représentés par l'aire ABCA
- _ Le travail utile – l'aire CDEBC

a) Aspiration du gaz à la pression atmosphérique dans le cylindre le long de la droite isobare AB

- b) Compression adiabatique BC jusqu'au volume minimal V_1 , la pression devenant p_1 .
- c) Combustion instantanée du gaz à volume constant le long de la droite isochore CD avec une forte élévation de température à T_2 et de la pression à p_2 .
- d) Détente du gaz chaud le long de l'adiabatique DE qui ramène le volume à V_0 , mais à une pression p_3 supérieure à celle de l'atmosphère
- e) Ouverture de l'échappement des gaz dont la pression tombe instantanément à la pression atmosphérique le long de l'isochore EB, la température redescendant à T_1 .
- f) Reste à vider le cylindre, des gaz brûlés, en décrivant l'isobare BA, pour revenir au point de départ A [7].

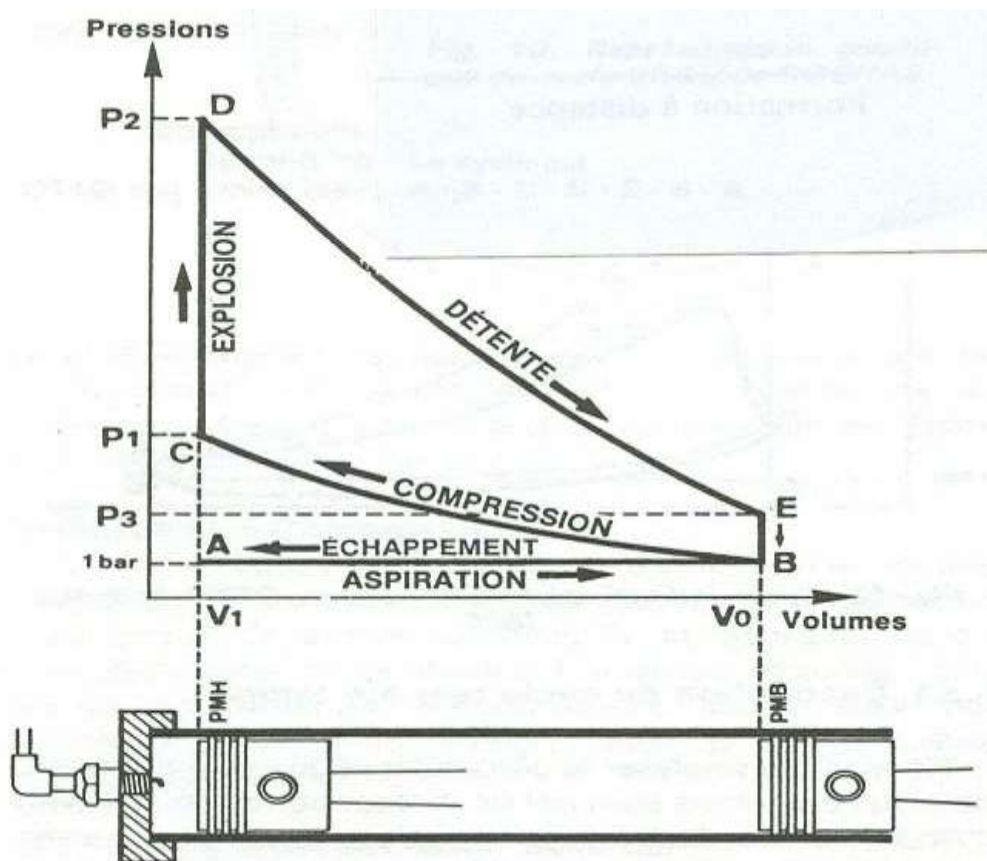


Figure II.3 Diagramme de cycle de Beau de Rochas

II.2.2 Diagramme réel avant réglage (Cycle OTTO)

La première réalisation pratique d'un moteur à piston fonctionnant suivant le cycle à 4 temps a été réussie par OTTO en 1876. Mais le graphique des pressions qu'il releva sur le

moteur monocylindrique à piston tournant à 180 tr/min s'écartait assez nettement du cycle théorique de Beau de Rochas; le rendement pratique était inférieur au rendement théorique.

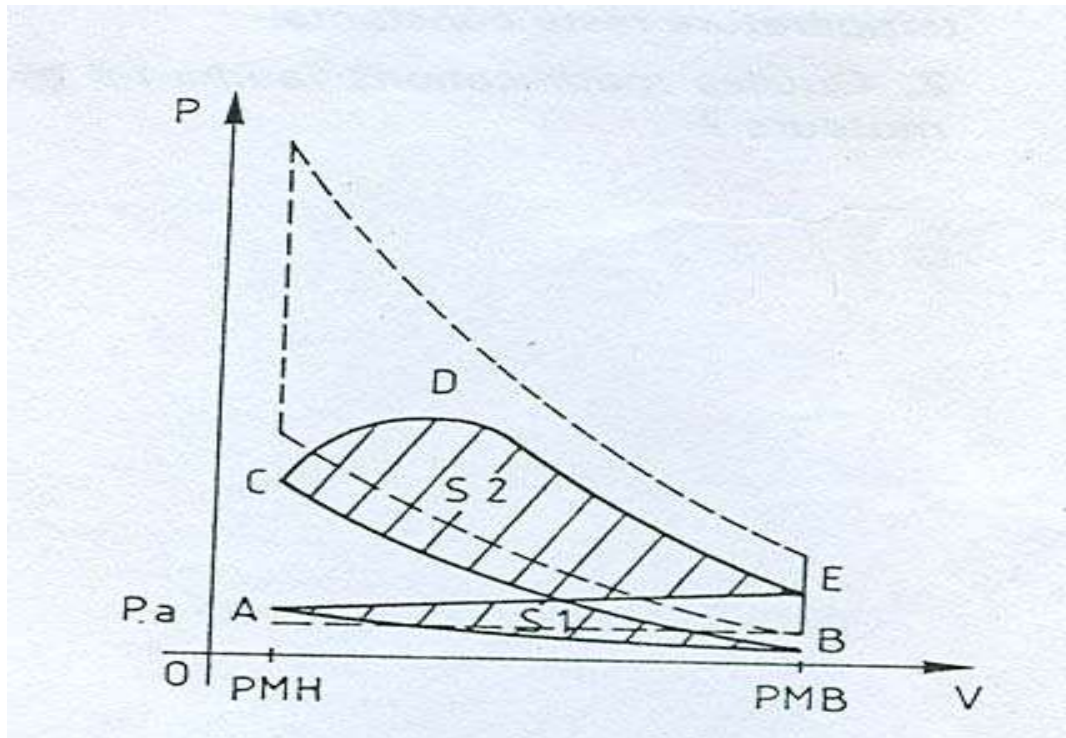


Figure II. 4 Diagramme réel avant réglage

- Admission (Courbe AB) :
La pression p est supérieure à p_a du fait de l'accumulation des gaz dans la tubulure d'admission, puis le recule rapide du piston crée une baisse de pression dans la deuxième partie de AB.
 $P_b < P_a$ au point B.
- Compression (Courbe BC) :
La courbe de compression se trouve en dessous de la courbe théorique, puisque son point de départ B est en dessous de p_a . Elle est également modifiée par les échanges de chaleur.
- Inflammation-détente (Courbe CDE) :
Pendant le temps que dure la combustion, le piston recule. La verticale va s'abaisser en une courbe dont la pression maximale sera plus faible. De plus, pendant la détente, les gaz chauds perdent une partie de leur chaleur. La pression décroît plus rapidement que dans le moteur théorique
- Echappement (Courbe EA) :

La chute de pression se fait progressivement pour n'approcher la pression à l'admission qu'en fin de course piston. Pendant toute la course il règne une contre-pression due à la poussée rapide du piston.[7]

II.2.3 Diagramme réel après réglage

Il est nécessaire, pour remédier à ces inconvénients d'augmenter le temps d'ouverture des soupapes afin d'éviter le freinage des gaz. Le point d'allumage devra être avancé pour tenir compte du délai d'inflammation.

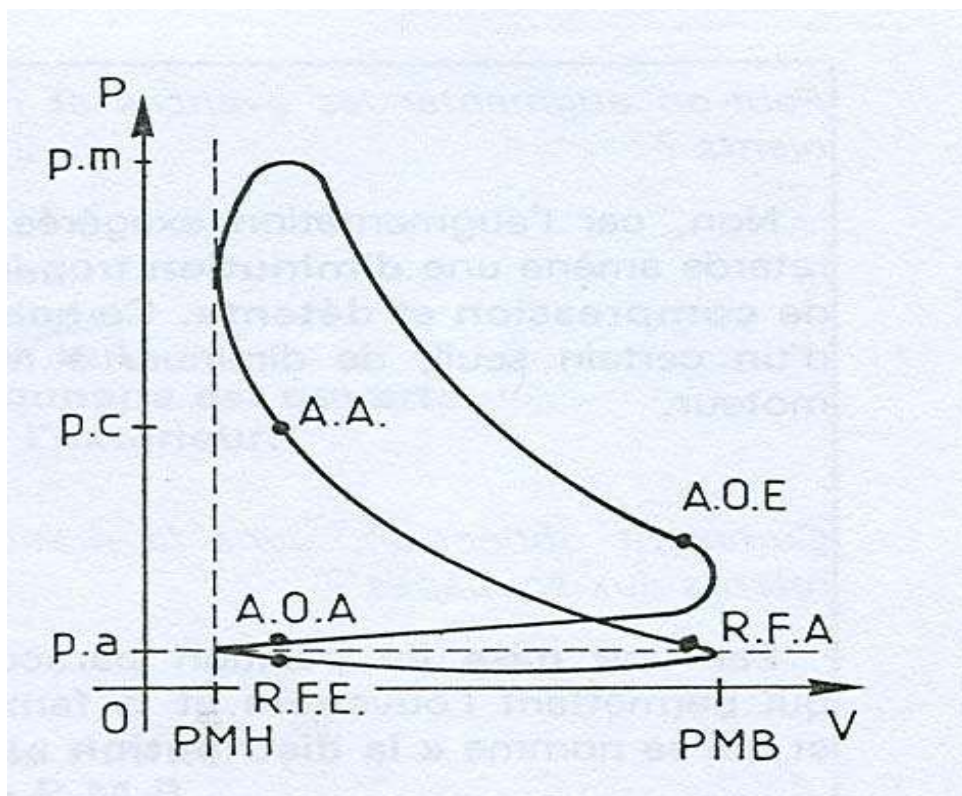


Figure II. 5 Diagramme réel après réglage

- Avance à l'ouverture de l'admission (AOA) :
Cette avance évite l'arrêt de la veine gazeuse devant une soupape fermée et améliore ainsi le taux de remplissage.
- Retard à la fermeture de l'admission (RFA) :
On profite de l'inertie des gaz pour augmenter le remplissage et ne refermer la soupape qu'après le PMB. La diminution du temps de compression est compensée par une pression de début de compression plus élevée.

- Avance à l'allumage (AA) :
Elle permet de répartir l'explosion de part et d'autre du PMH. La pression maximale se trouve ainsi augmentée
- Avance à l'ouverture de l'échappement (AOE) :
Elle permet d'avancer la chute de pression des gaz brûlés afin de limiter leur tendance à la contre-pression.
- Retard à la fermeture de l'échappement (RFE) :
On profite de l'inertie des gaz pour faciliter leur évacuation complète.
La soupape d'échappement se ferme donc au début du temps admission [7]

II.3 Cycle deux temps

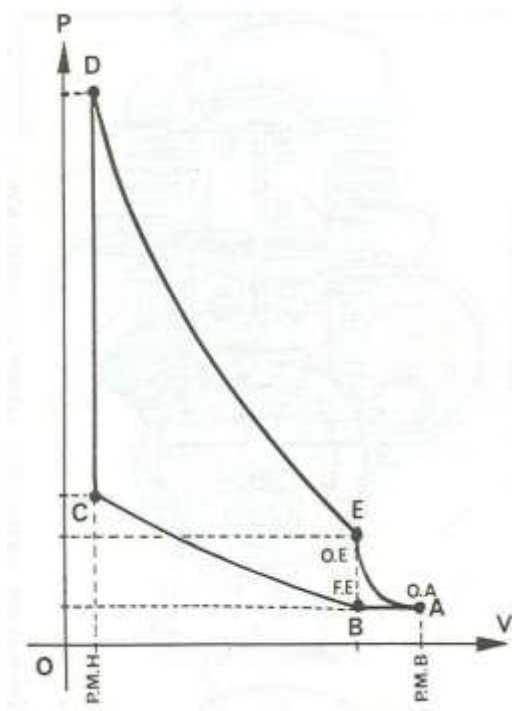


Figure II.6 Cycle théorique (2temps)

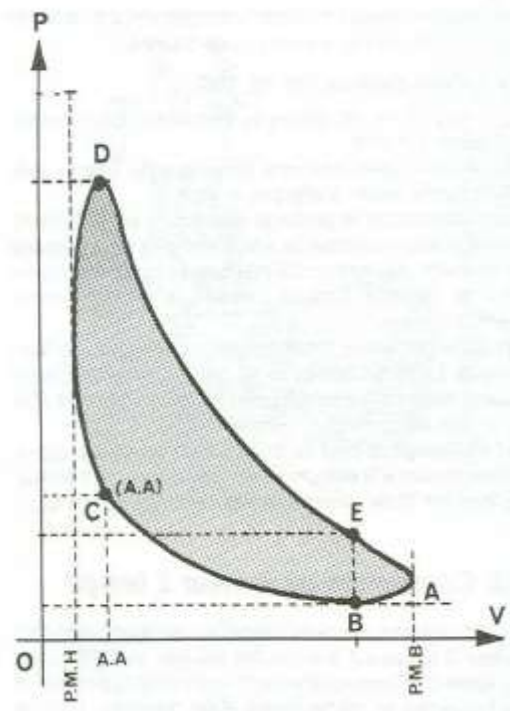


Figure II.7 Cycle Pratique (2temps)

A) Théorique :

Cycle Dans les moteurs 2 temps à lumières, les opérations d'admission et d'échappement ont une durée très réduite et elles s'effectuent toutes les deux au voisinage du théorique. Le piston part de PMB au point "A", les lumières de transfert étant découvertes et les gaz frais préalablement comprimés dans le carter. C'est la phase "admission" jusqu'au point "B" qui correspond à la fermeture des lumières de transfert et d'échappement.

La compression s'exerce jusqu'au point "C" où se produit l'allumage, au voisinage du PMH; et la pression monte brusquement jusqu'en "D". C'est alors la détente qui correspond à la phase "DE", le point "E" correspondant à l'ouverture de la lumière d'échappement. La pression tombe brusquement jusqu'en "B".

Le piston termine sa course descendante "EA" avant de recommencer un nouveau cycle. La phase "EAB" correspond au balayage des gaz brûlés qui n'ont pas fini d'être évacués par les gaz frais qui ont commencé à pénétrer dans le cylindre par les canaux de transfert. [7]

B) Pratique :

Le diagramme réel diffère du diagramme théorique sur les points suivants :

- a- L'étincelle jaillit avec une assez grande avance (AA) avant que le piston n'atteigne le PMH.
- b- La combustion se prolonge légèrement après le PMH, quand le piston commence à descendre; il y a une pointe de pression, puis celle-ci diminue assez régulièrement pendant la détente jusqu'à l'ouverture de la lumière d'échappement.
- c- L'échappement ne se fait pas aussi rapidement que dans le cycle à 4 temps puisqu'on ne dispose que d'une faible course du piston au voisinage du PMB.
- d- Le balayage ne peut se faire qu'avec la faible pression correspondant à la pré compression dans le carter inférieur. Celle-ci est faible puisqu'elle est de l'ordre de 1.4 bars. [7]

II.4 Cycle de Carnot

L'injection progressive d'après "Rudolf Diesel" devait permettre la réalisation de cycle de Carnot en assurant le tric de piston.

Pour réaliser la détente isotherme Diesel injecter le combustible de façon progressive, la température se maintenait a 800C° alors que l'augmentation de volume entraînait chute de pression allant jusqu'à 9.166 pascal (90Kg/cm²).

A la fin de la combustion commençait la détente adiabatique avec diminution de la température et chute de la pression de 9.105 pascals (90 à 1.033Kg/cm²) valeur de la pression atmosphérique.

Le cycle théorique de Carnot possède un excellent rendement qui est égal à 0.727

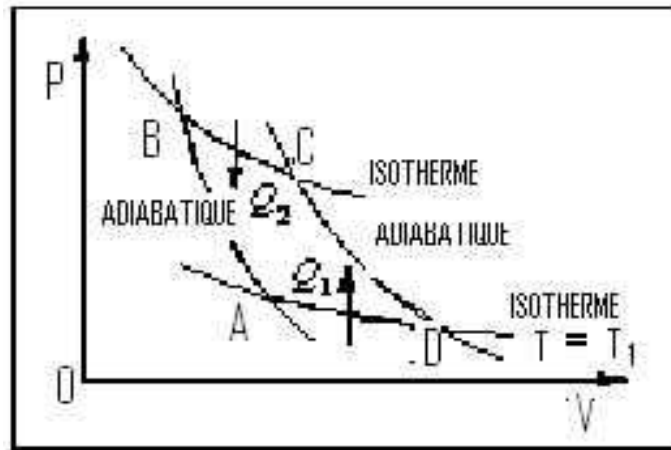


Figure II.8 Cycle de Carnot

Ce cycle comprend les phases suivantes :

A-B \leftrightarrow compression adiabatique.

C-D \leftrightarrow détente adiabatique.

A-D \leftrightarrow compression isotherme.

B-C \leftrightarrow détente isotherme.

Le diagramme (V, P) est en général appelé diagramme de Clapyron, les points A, B, C, et D correspondent à quatre états d'équilibre du système qui sont liés par les quatre transformations (deux isothermes et deux adiabatiques). [8]

II.5 Cycles diesel:

a) Théorique :

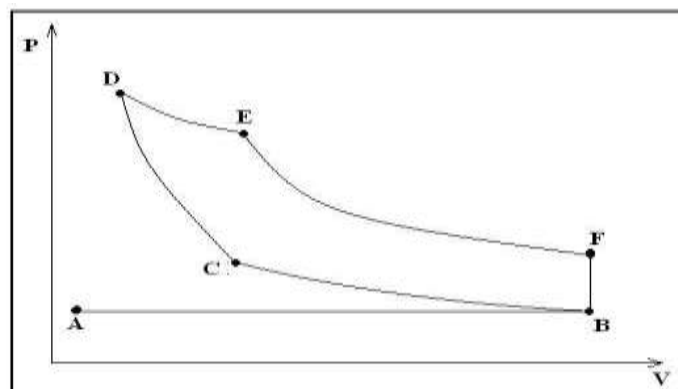


Figure II.9 Cycle diesel théorique

Ce cycle se rapproche du cycle de Carnot.

Le diagramme se décompose ainsi :

1ère temps aspiration d'air AB.

2ème temps compression isotherme BC jusqu'à $3 \cdot 10^5$ Pa environ puis compression adiabatique CD jusque à $2.5 \cdot 10^7$ Pa la température montant à plus de 800°C .

3ème temps injection prolongée du combustible pour obtenir une combustion isotherme. Le décompte du piston s'accompagnant d'une baisse de température et de pression jusqu'à $9 \cdot 10^6$ Pa (90Kg/cm^2) donc détente isotherme DE, puis détente adiabatique EF après cessation de l'injection.

4ème temps chute de pression FB puis échappement BA. Ce cycle théorique ne peut être réalisé en raison de la trop forte compression demandée. [7]

b) Réel :

Pour obtenir un fonctionnement correct du moteur diesel, les modifications suivantes ont été apportées au cycle théorique.

1 -Avance ouverture admission (AOA) : pour permettre une meilleure évacuation des gaz brûlés, on donne de l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission, de façon à ce que l'air aspiré dans le cylindre chasse le gaz brûlés.

2 -Retard fermeture admission (RFA) : on donne du retard à la fermeture de la soupape d'admission pour obtenir un meilleur remplissage, en effet, l'air ayant acquis une certaine vitesse. Durant la course descendante du piston, continue de pénétrer dans le cylindre pendant le temps mort du piston au PMB.

3 -Avance ouverture échappement (AOE) : a la fin du cycle de détente, il est bon d'avoir de l'avance à l'ouverture de la soupape d'échappement pour permettre une meilleure évacuation des gaz brûlés.

4 -Retard fermeture échappement (RFE) : nous remarquerons que ce retard correspond à quelque chose près à l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission. En effet, les gaz frais pénétrant dans le cylindre chassent les gaz brûlés.

5 -Avance à l'injection (AI) : comme un certain temps s'écoule entre le début de l'injection et le début de la combustion, représenté par l'angle, il faut de l'avance à l'injection pour faire coïncider le début de la combustion avec la position du piston au PMH c'est pour cette raison

que, durant la compression, on injecte le combustible avant que le piston soit exactement au PMH.

Il ne faut pas négliger cette avance, mais ne pas l'exagérer sous peine d'entraîner de graves inconvénients.[8]

II.6 Cycle diesel mixte

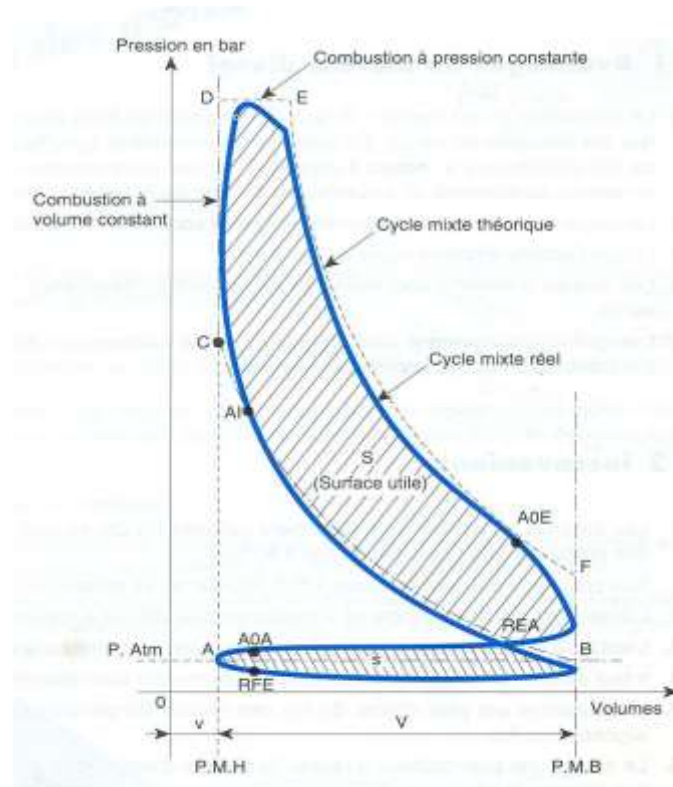


Figure II.10 Cycle diesel mixte

Ce cycle est employé principalement sur les diesels modernes à grande vitesse de rotation (1500 à 5400 tr/min).

C'est une combinaison des deux cycles classiques dans lesquels une partie du combustible brûle à volume constant et l'autre partie à pression constante.

Le cycle mixte se rapproche plus ou moins de l'un des deux cycles classiques selon les réglages qui déterminent l'injection. Le cycle à volume constant donne un rendement meilleur et le cycle à pression constante permet la construction de moteurs plus légers puisque la pression maximale est plus faible.[7]

II.7 Conclusion

Dans ce chapitre on a vu le fonctionnement du moteur avec les différents cycles thermodynamiques pour les moteurs à 4 temps et 2 temps dans le deux cas théorique et pratique.

Calcul thermodynamique

III.1 Introduction

Deux critères sont importants pour caractériser un moteur 4 temps essence, ce sont son rendement et sa puissance. [9]

III.2 Approche sur les principales grandeurs géométriques d'un moteur à 4 temps :

Les moteurs thermiques à combustion interne se caractérisent par:
L'alésage, la course, la cylindrée. [10]

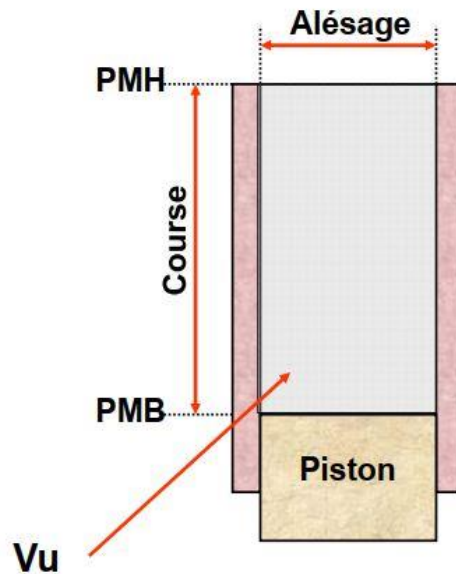


Figure I.1 Caractéristiques géométriques.

III.2.1 Diamètre du cylindre D

Il est appelé également alésage. La puissance est liée à ce paramètre puisque qu'elle dépend de la surface du piston A_p [11]

$$A_p = \pi \frac{D^2}{4} \quad (\text{III.1})$$

III.2 .2 Course du piston S:

Distance S parcourue par le piston entre le (PMH) et le(PMB) (mm)

$$S = 2.r \quad (\text{III.2})$$

Avec r est le rayon de manivelle ou vilebrequin.[11]

III.2.3 Volume unitaire V_d :

La cylindrée unitaire correspond au volume balayé par le piston entre PMH et PMB [11]:

$$V_d = \frac{\pi D^2}{4} S \quad (\text{III.3})$$

III.2.4 Volume mort V_m :

Lorsque le piston est au PMH, le volume de la chambre de combustion n'est pas nul. Il reste un volume minimal entre le piston et la culasse, appelé volume mort V_m [11].

III.2.5 Volume total V_t :

Le volume total de la chambre de combustion V_t est égal à la somme du volume déplacé V_d et du volume mort V_m [11]:

$$V_t = V_d + V_m \quad (\text{III.4})$$

III.2.6 Cylindrée totale V_c :

Elle représente la somme des cylindrées unitaire d'un moteur à (n) cylindres :

$$V_c = n V_d \quad (\text{III.5})$$

Avec :

V_d : volume unitaire

n: nombre des cylindres [11].

III.2.7 Taux de compression τ :

Il représente le rapport entre le volume V_t et le volume V_m [11] :

$$\tau = \frac{V_t}{V_m} \quad (\text{III.6})$$

III.2.8 Taux d'augmentation de pression (ρ_P) :

Il représente le rapport de la pression P_3 à la fin de l'introduction de la chaleur sur la pression P_2 en fin de compression.

$$\rho_P = \frac{P_3}{P_2} \quad (\text{III.7})$$

III.2.9 Le rapport de liaison bielle-manivelle :

Le rapport de liaison bielle-manivelle est donné par l'équation suivante [12]:

$$\lambda = \frac{L_M}{L_B} \quad (\text{III.8})$$

Avec :

L_B : longueurs de la bielle

L_M : longueurs de la manivelle

III.2.10 La vitesse de rotation (ω) :

L'angle de vilebrequin (θ) pour l'étude du fonctionnement du moteur, il est très pratique d'exprimer l'évolution des diverses variables ou la position des parties mobiles en fonction de l'angle de vilebrequin, plutôt qu'en fonction du temps. La relation entre l'angle du vilebrequin θ , la vitesse de rotation ω et le temps s'écrit :

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (\text{III.9})$$

- Avec $\theta_{PMB}=0^\circ$ et $\theta_{PMB} = 180^\circ$ [11]

III.3 Thermodynamique fondamentale

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

III.3.1 Rendement théorique

Dans les moteurs à combustion interne, le cycle thermodynamique est le passage obligé entre l'énergie dégagée par la combustion se déroulant dans la chambre de combustion et le travail mécanique recueilli par le piston en mouvement.

Le travail effectué sur le piston au cours d'un cycle opératoire ou travail indiqué a pour valeur

$$W_{IND} = \int P \quad (\text{III.10})$$

Où

P est la pression régnant dans le volume V de l'enceinte que définit dans le cylindre la position du piston

Le diagramme de Watt (P V) ou diagramme indicateur dont la surface mesure le travail indiqué constitue de ce fait l'outil d'analyse thermodynamique de base du cycle réalisé selon que le moteur est à quatre temps son diagramme indicateur se présente sous l'aspect (Figure III.2)

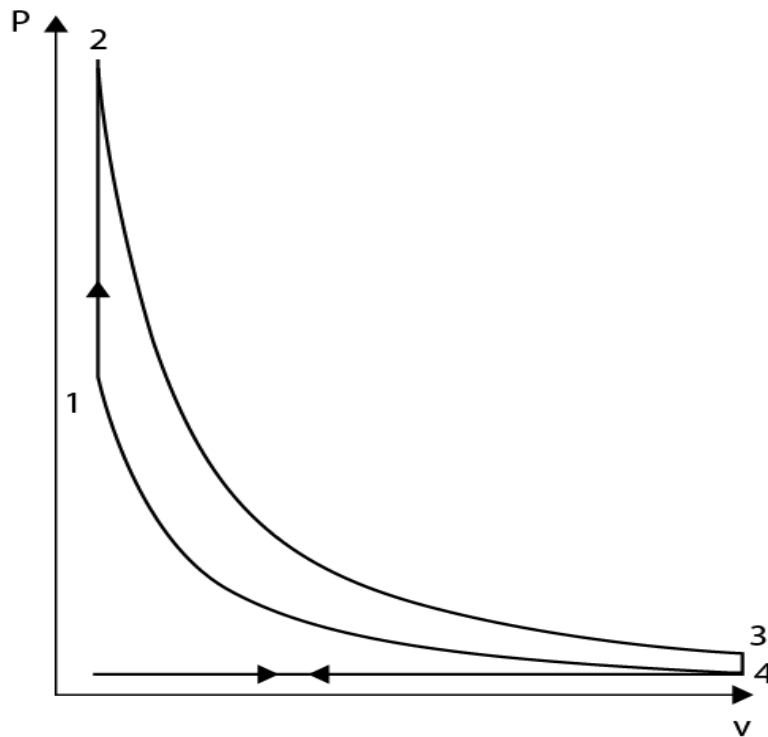


Figure III.2 Diagramme de Watt

Le rendement théorique de transformation de la chaleur en travail est défini par l'expression :

$$\eta_{th} = \frac{\int P dV}{Q_1} \quad (\text{III.11})$$

Où :

Q_1 représente la chaleur dépende durant la phase 2-3, tandis que $(\int P dV)$ est le travail utile recueilli.

En vertu du principe d'équivalence, on peut encore écrire :

$$\int P dV = Q_1 - Q_2 \quad (\text{III.12})$$

Où :

Q_2 représente la chaleur évacuée durant la phase 4-1 de retour à l'état initial. L'expression (2) a donc pour équivalent :

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\int P dV}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (\text{III.13})$$

Lors des transformations adiabatiques de compression et de détente du gaz, l'énergie cinétique de celui-ci est négligeable devant les termes de travail mis en jeu. Ces transformations adiabatiques peuvent donc être considérées comme exemptes de dissipations : elles sont donc isentropiques.

Pour la masse m de gaz idéal l'équation d'état s'écrit :

$$P V = m R T \quad (\text{III.14})$$

Où :

R est la constante massique du gaz considéré, liée aux chaleurs massiques C_P et C_V par la relation :

$$R = C_P - C_V \quad (\text{III.15})$$

On sait que cette équation d'état entraîne l'indépendance des fonctions énergie interne U enthalpie H vis-à-vis de la pression et du volume massique (loi de Joule).

Dépendant de la seule température, ces fonctions ont donc pour différentielle :

$$dU = m C_V dt \quad \text{et} \quad dH = m C_P dt \quad (\text{III.16})$$

Les expressions définissant l'entropie soit :

$$dS = \frac{dU + P dV}{T} = \frac{dH - V dP}{T} \quad (\text{III.17})$$

Se réécrivent dès lors :

$$dS = m C_V \frac{dT}{T} + m R \frac{dV}{V} = m C_P \frac{dT}{T} - m R \frac{dP}{P} = m C_V \frac{dT}{T} + m C_P \frac{dV}{V} \quad (\text{III.18})$$

La transformation isentropique $dS=0$ donne donc lieu aux relations suivantes utilisant le coefficient de Poisson $\gamma = C_p / C_v$

$$\frac{dT}{T} = -(\gamma - 1) \frac{dV}{V} \quad \text{ou} \quad \frac{dP}{P} = -\gamma \frac{dV}{V} \quad (\text{III19})$$

Si on admet à titre de simplification, que les chaleurs massique C_p et C_v soient invariables au cours de cycle, le coefficient de poisson γ est constant, et la relation obtenue pour la compression s'intègre sous l'une des formes :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \quad \text{ou} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} \quad (\text{III20})$$

On obtient de même pour la détente les expressions :

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} \quad \text{ou} \quad \frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma} \quad (\text{III21})$$

Le rapport des volumes :

$$\tau = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3} \quad (\text{III22})$$

Est le rapport volumétrique de compression, appelé par abus de langage taux compression.

Le rendement du cycle de Beau de Rochas se calcule à partir des expressions des effets calorifiques Q_1 et Q_2 :

$$Q_1 = m C_v (T_3 - T_2) \quad \text{et} \quad Q_2 = m C_v (T_4 - T_1) \quad (\text{III23})$$

On introduisant l'équation (10) dans (4) donnent la relation :

$$\eta_{th} = \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (\text{III24})$$

Dans cette expression, on peut encore noter que l'on a en vertu des relations qui précèdent :

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (\text{III25})$$

Le rendement du cycle de Beau de Rochas s'exprime ainsi sous la forme simple [11]

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\tau^{\gamma-1}} \quad (\text{III26})$$

III.3.2 Rendement indiqué

C'est le rapport du travail indiqué fourni sur la quantité de chaleur dégagée par combustion pour réaliser ce travail. Pour une durée de travail égale à une heure on peut calculer le rendement indiqué par la relation suivante [13] :

$$\eta_{\text{ind}} = \frac{W_{\text{ind}}}{m c_{\text{PCI}}} \quad (\text{III27})$$

Avec :

W_{ind} : travail indiquée en KJ

m_c : quantité de carburant en Kg

PCI : pouvoir calorifique du carburant (KJ/kg)

III.3.3 Rendement effective

Le rendement effectif est aussi appelé rendement global. Il sert surtout à comparer les différents moteurs. Par analogie au rendement indiqué on peut calculer le rendement effectif par la relation [13]:

$$\eta_e = \frac{W_e}{m c_{\text{PCI}}} \quad (\text{III28})$$

III.3.4 Puissance effective

Connaissant la pression moyenne effective p_{me} , on peut exprimer les valeurs de puissance effective P_e et du couple effectif M_e à partir des dimensions principales : l'alésage D , la course du piston C_s et le nombre z de cylindres que fixe l'architecture générale du moteur.

$$P_{me} = r \eta_e \frac{\phi_{\text{PCI}}}{m_{a1}} \rho_0$$

Avec :

r : Coefficient de remplissage

η_e : Rendement effectif

m_{a1} : Le pouvoir comburivore massique

PCI : Pouvoir calorifique

ρ_0 : Masse vol de l'air

Φ : Richesse

On peut expliciter le travail effectif sous la forme :

$$We = pme Vc = pme z \frac{\pi D^2 c}{4} \quad (\text{III29})$$

On peut identifier cette expression du travail effectif a celle correspondant au produit du couple développé a l'arbre (vilebrequin) par le déplacement angulaire correspondant à un cycle a 4 temps :

$$We = 4\pi Me \quad (\text{III30})$$

Le couple effectif Me développé au vilebrequin a donc pour expression :

$$Me = \frac{pme Vc}{4\pi} \quad (\text{III31})$$

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

$$Pe = Me \omega \quad (\text{III32})$$

Avec : Pe en (Watt) ; Me en (N.m) ; ω en (rad/s) ;

Où la vitesse angulaire du vilebrequin ω est liée a la fréquence de rotation v (t/s) ou au régime rpm (t/min) par :

$$\omega = 2\pi v = \frac{2\pi rpm}{60} \quad (\text{III33})$$

L'expression pratique de la puissance effective s'écrit donc [11] :

$$Pe = \frac{2v}{t} pme Vc \frac{rpm}{30t} \quad (\text{III34})$$

III.4 System bielle-manivelle :

Dans le système bielle-manivelle, l'une des extrémités de la bielle, appelée tête de bielle, est articulée sur l'excentrique d'une manivelle ou sur un maneton de vilebrequin, qui, en tournant, lui fait subir un mouvement circulaire. L'autre extrémité, appelée pied de bielle, dont la trajectoire est rectiligne, est articulée sur une crosse, qui se déplace entre deux glissières, ou sur l'axe d'un piston, ce dernier assurant lui-même le guidage du mouvement. La tête de bielle est généralement en deux parties pour permettre son montage sur le maneton ; la partie amovible, ou chapeau, est goujonnée au corps de la bielle. [10]

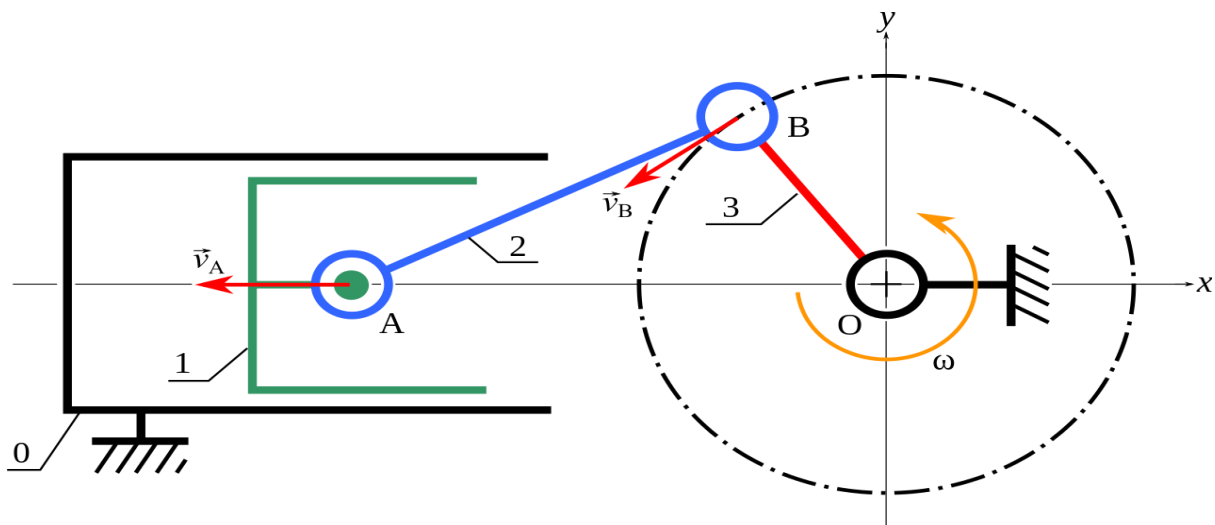


Figure III.3 mécanisme bielle-manivelle.

III.5 Mouvement de piston

III.5.1 Déplacement instantané du piston

On a le déplacement instantané du piston donné par l'équation suivante

$$z = r * [(1 - \cos\theta) + \frac{\lambda}{4} * (1 - \cos 2\theta)] \quad (\text{III35})$$

A Partir de l'équation (III35) on Remarque que:

- Le déplacement est nul quand le piston au point mort haut (PMH) ; c'est à dire. ($\theta = \pi, 2\pi, 4\pi$)
- Le déplacement est maximal quand le piston est au point mort bas (PMB) c'est-à-dire : ($\theta = \pi, 3\pi$).

- Remarque : si on change le rapport de construction (λ), l'influence sur le déplacement instantané du piston reste la même.

III.5.2 Vitesse instantané du piston :

On a la vitesse instantané du piston donné par l'équation suivante :

$$v = \omega * r * \left[(\sin\theta) + \frac{\lambda}{2} * (\sin 2\theta) \right] \quad (\text{III.36})$$

On Remarque que :

- La vitesse est nulle quand le piston est au PMH ($\theta = 0$).
- La vitesse est maximale quand le piston est au PMB ($\theta = 1$).
- Remarque : si on change le rapport de construction (λ), l'influence sur la vitesse instantané du piston reste la même.

III.5.3 Accélération instantané du piston :

On a accélération instantané du piston donné par l'équation suivante

$$a = \omega * r * \left[(\cos\theta) + \frac{\lambda}{4} * (\cos 2\theta) \right] \quad (\text{III.37})$$

On Remarque que :

- L'accélération est maximale quand le piston est au PMH.
- L'accélération est minimale quand le piston est au PMB.
- Remarque : L'accélération est plus petite lorsque le rapport de construction (λ) est nul.

III.6 Dynamique de vilebrequin :

Le vilebrequin est l'une des pièces maitresse du moteur à combustion interne, puisqu'il permet la transformation du mouvement linéaire et alternatif des pistons en un mouvement circulaire continu bien plus exploitable

Chaque cylindre d'un moteur à explosion sur un cycle à 4 temps fonctionne à tour de rôle pour avoir une rotation régulière et pour équilibrer les efforts sur le vilebrequin.

Les grandeurs qui liée au piston dépend à la vitesse de rotation et l'angle de vilebrequin, Pour calculer cette dernière entre chaque cylindre, il faut diviser 720° (2 tours de vilebrequin pour

le cycle) par le nombre de cylindres. Ainsi, avec 4 cylindres, le temps moteur est tous les 180 degrés de rotation du vilebrequin.

$$\frac{d}{dt}(J_m \omega) = \sum_n \Gamma_n \tag{III.38}$$

Avec Γ_n représentent le couple et le moment d'inertie équivalent des parties mobiles. Ce dernier est composé du moment d'inertie propre du vilebrequin J_m auquel s'ajoute la contribution de la masse de la bielle.[11]

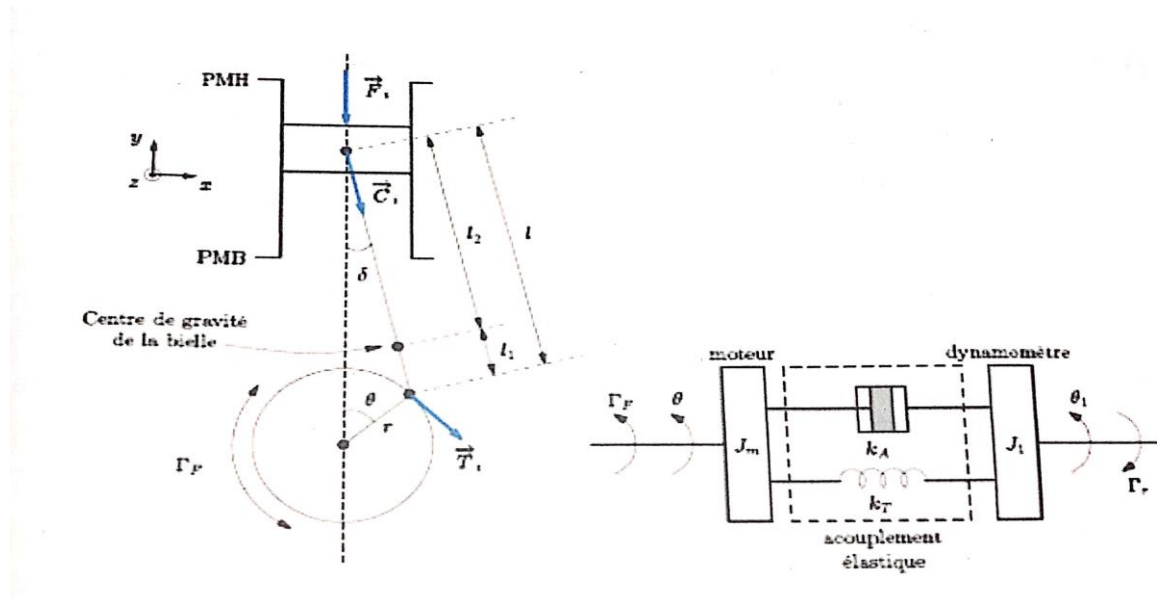


Figure III.4 Schéma de l'ensemble moteur dynamomètre

La bielle est assimilée à un axe sans masse portant à chacune de ses extrémités une masse ponctuelle relative à la position du centre de gravité. Ainsi il vient :

$$J_m = J_{vit} + \left(\frac{l_1}{l} m_{biel}\right) \cdot r^2 \tag{III.39}$$

Avec m_{biel} est la masse totale de la bielle et l_1 la distance qui sépare le centre de gravité de la bielle et son axe du côté vilebrequin. En appliquant le principe fondamental de la dynamique au moteur et au dynamomètre, on obtient un système de deux équations différentielles ordinaires.

La première régit la dynamique de la vitesse de rotation du moteur ω et la seconde la vitesse de rotation du dynamomètre ω_1 :

$$\begin{cases} J_m \dot{\omega} = \Gamma_F - \Gamma_T - \Gamma_A \\ J_1 \dot{\omega}_1 = \Gamma_T + \Gamma_A - \Gamma_r \end{cases} \tag{III.40}$$

Avec J_1 et Γ_F sont respectivement le moment d'inertie du dynamomètre et le couple frein. Par définition, ce dernier est égal au couple indiqué Γ_i , auquel on retranche le couple de frottement Γ_{fr} et le couple alternatif Γ_{alt} : [11]

$$\Gamma_F = \Gamma_i - \Gamma_{fr} - \Gamma_{alt} \quad (\text{III41})$$

III.6.1 Le couple indiqué

Le couple indiqué Γ_i , résulte de l'action des gaz sur le piston, il traduit le travail thermodynamique transmis au vilebrequin. On note F_i l'effort de pression des gaz sur la tête du piston, celui-ci étant directement lié à la pression cylindre P_{cyl} mais aussi à la pression des gaz dans le bas moteur. Pour simplifier, on considère qu'elle est égale à la pression atmosphérique P_{amb} . La force F_i est transmise à l'arbre moteur via le mécanisme bielle-manivelle. [11]

Cette force exercée sur le piston est dirigée suivant l'axe du cylindre, son expression est donnée par :

$$\vec{F}_i = -(P_{cyl} - P_{amb}) \frac{\pi D^2}{4} \vec{x} \quad (\text{III42})$$

Si on note δ l'angle entre l'axe médian du cylindre et l'axe de la bielle, alors, la composante de cette force dans la direction de l'axe de la bielle est :

$$\vec{C}_i = \vec{F}_i \left(\frac{1}{\cos(\delta)} \right) \quad (\text{III43})$$

La composante de la force F_i dans la direction tangentielle au cercle décrit par la trajectoire de l'axe d'articulation entre la bielle et le vilebrequin est :

$$\vec{T}_i = \vec{C}_i \left(\frac{\sin(\delta + \theta)}{\cos(\delta)} \right) \quad (\text{III44})$$

Finalement, le couple indiqué sur l'arbre moteur est donné par le produit de la force tangentielle T_i par le rayon du vilebrequin (r)

Si on exprime le couple indiqué uniquement en fonction de l'angle vilebrequin θ on aboutit à la relation suivante: [11]

$$\Gamma_i = |\vec{T}_i| \cdot r = (P_{cyl} - P_{amb}) \frac{\pi D^2}{4} g_1(\theta) \quad (\text{III45})$$

$$g_1(\theta) = r \cdot \sin(\theta) \left[1 + \frac{\cos(\theta)}{\sqrt{B_{bm}^2 - \sin^2(\theta)}} \right] \quad (\text{III46})$$

III.6.2 Le couple alternatif

Le couple alternatif Γ_{alt} est la résultante du mouvement alternatif du piston et de la tête de la bielle. En suivant le même principe que pour le calcul du couple indiqué, on aboutit à l'expression suivante du couple alternatif:

$$\Gamma_{alt} = m_{eq} \cdot r \cdot g_1(\theta) \cdot a \quad (\text{III47})$$

Avec m_{eq} est la masse équivalente comprenant la masse du piston m_{pis} et la masse ponctuelle de la bielle située à l'extrémité supérieure de celle-ci. Il vient alors:

$$m_{eq} = m_{pis} + \frac{l_2}{l} m_{biel} \quad (\text{III48})$$

Où

l_2 est la distance entre le centre de gravité de la bielle et son axe du côté piston (elle respecte la relation $l = l_1 + l_2$).

- La variable (a) représente l'accélération du piston. [11]

III.6.3 Efforts de liaison et dimensionnement :

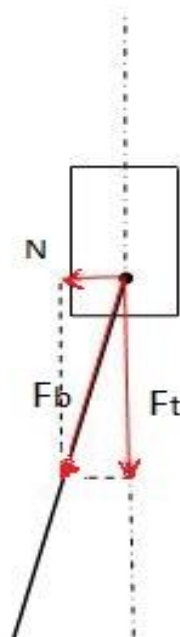


Figure II.5. Schéma rendu libre

On a les efforts F_b et F_t qu'ils sont influés sur la bielle.[11]

$$F_t = P + m_{pis} \cdot a \tag{III49}$$

$$F_b = \frac{F_t}{\cos(\theta)} = \frac{F_t}{\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \theta}} \tag{III50}$$

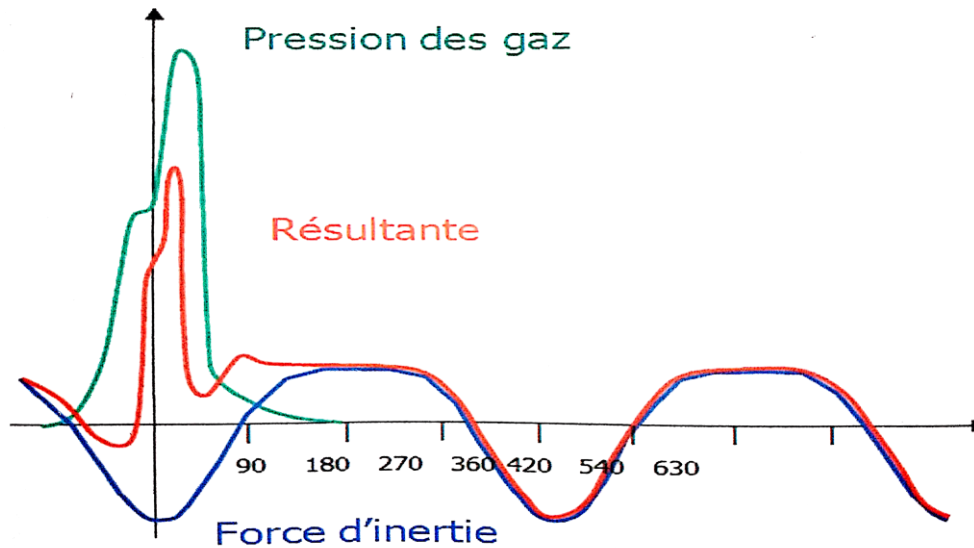


Figure III.6 force et pression des gaz en fonction de l'angle de vilebrequin

III.6.4 Effort de réaction latérale entre le piston et la paroi de cylindre :

$$N = \lambda \cdot \sin \theta \frac{F_t}{\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \theta}} \tag{III51}$$

III.6.5 La force résultante :

Résultantes des forces de réaction sur le bâti support du moteur sont X_R et Y_R

X_R Force d'inertie horizontale.

Y_R Force d'inertie verticale.[11]

$$F_i = \sqrt{X_R^2 + Y_R^2} \tag{III.52}$$

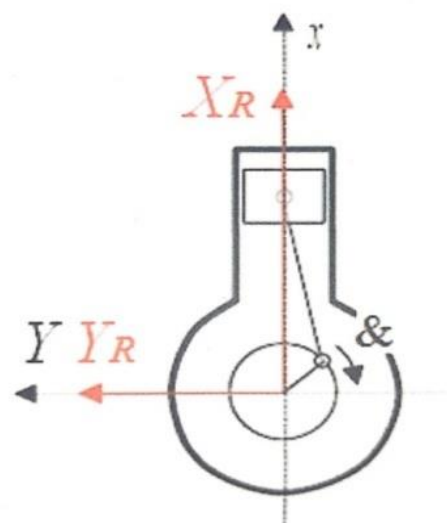


Figure IV.7 Schéma des forces

III.7 Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté les caractéristiques et énergétiques d'un moteur essence et les équations fondamentales du domaine mécanique :

Le déplacement

La vitesse

L'accélération

La force d'inertie

La force de pression

Chapitre IV

Résultats et discussions

IV.1 Présentation de logiciel de calcul Matlab :

Matlab est un environnement de calcul numériques mtriciel.Après le lancement de Matlab, unefenêtre de commande apparaît qui permet a l'utilisateur de taper une commande quelconque obéissant a la syntaxe de Matlab.

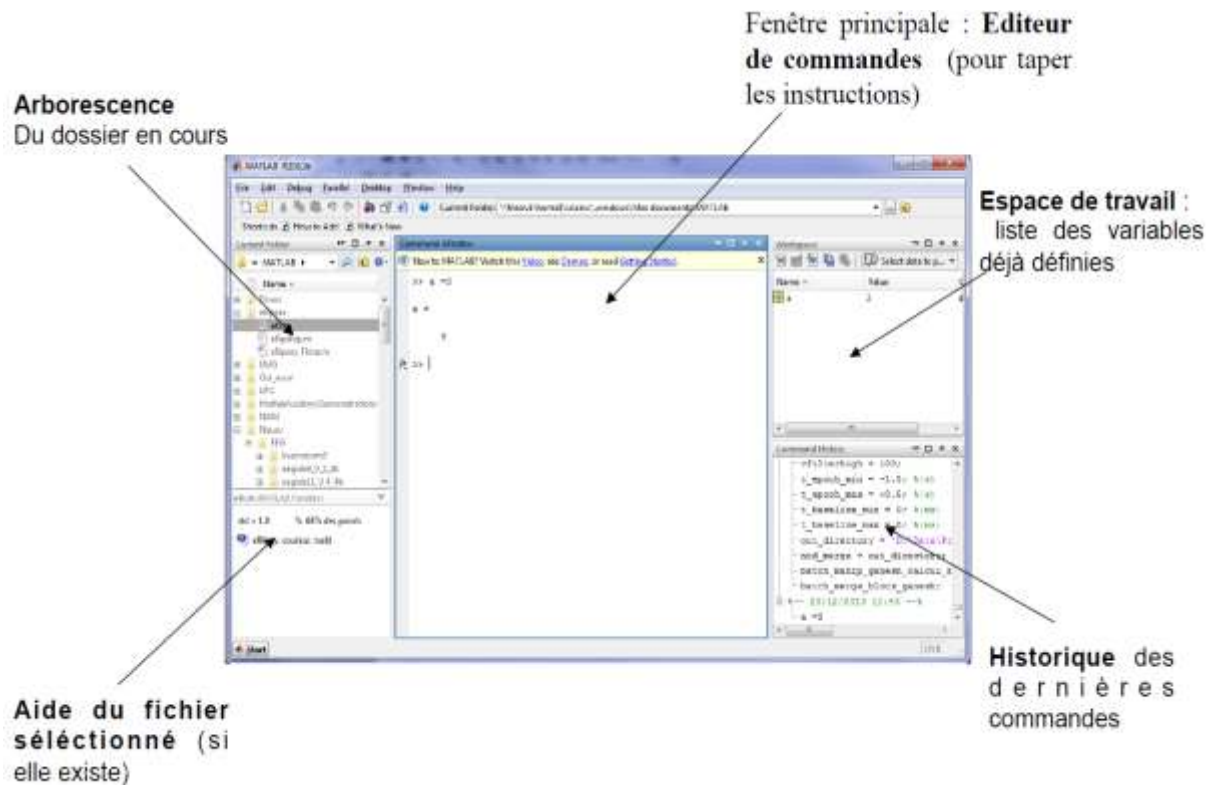


Figure IV.1Interface-utilisateur de MATLAB

IV.2 Espace de travail

Comme tout langage de programmation Matlab permet de définir des données variables .Les variables sont définies au fur et à mesure que l'on donne leurs noms et leurs valeurs numériques ou leurs expressions mathématiques.

Matlab ne nécessite pas de déclaration de type ou de dimension pour une variable .Les variables sont stockées dans l'espace de travaille peuvent être utilisées dans les calculs subséquents.

IV.3 Caractéristiques du moteur étudié :

On prend un moteur Renault de 1.2l essence son caractéristiques sont :

Spécifications techniques	Nom de paramètre	Valeur
La vitesse de rotations	N	3000 tr/min
La course	S	7.7 cm
L'alésage	D	6.9 cm
Volume total d'un cylindre	Vt	300 cm ³
Nombre de cylindre	n	4
Bielle	L _b	27 cm
Manivelle	L _m	8 cm
Pression moyenne effective	p _{me}	10 bars

Tableau IV.1 caractéristiques moteur Renault

IV.4 Résultats et discussion :

Après la simulation sous le logiciel Matlab on trouve les résultats suivantes :

Spécifications techniques	Nom de paramètre	Résultats obtenu
La surface du piston	A _p	37.3928 cm ²
Rayon de manivelle	r	3.85 cm
Volume unitaire	V _d	287.9246 cm ³
Volume mort	V _m	12.0754 cm ³
Volume cylindre total	V _c	1151.7 cm ³
Taux de compression	τ	24.84
Rendement théorique max	η _{th}	0.7243
Le rapport Bielle manivelle	λ	0.29

Tableau IV.2 Résultats obtenu

IV.4.1 Présentation du rendement théorique en fonction de taux de la compression τ :

La Figure IV.2 représente la variation de rendement effectif par rapport le taux de compression :

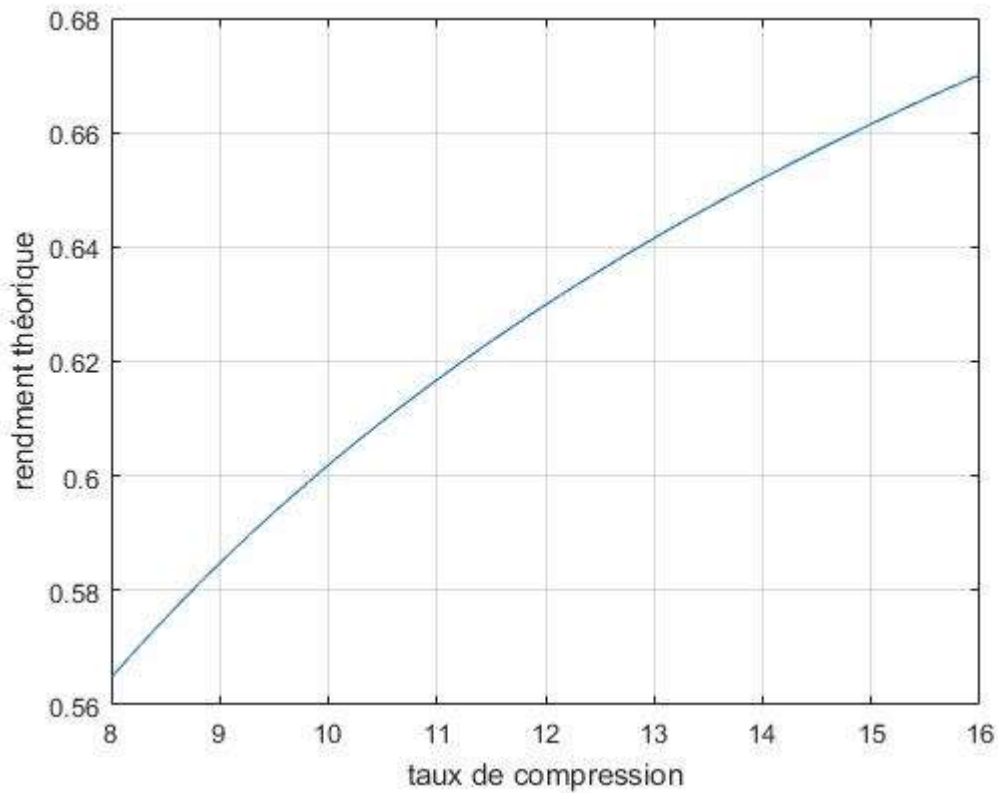


Figure IV.2 Rendement théorique en fonction de taux τ

Analyse et discussion :

Dans cette figure on remarque une augmentation du rendement à partir de valeur 8 pour taux de compression jusqu'au la valeur ($\tau=16$) puis une stabilité de rendement et ce quelque soit la variation du taux de compression.

IV.4.2 Présentation de la puissance effective en fonction de vitesse angulaire :

La courbe suivante représente la puissance effective en fonction de la vitesse angulaire :

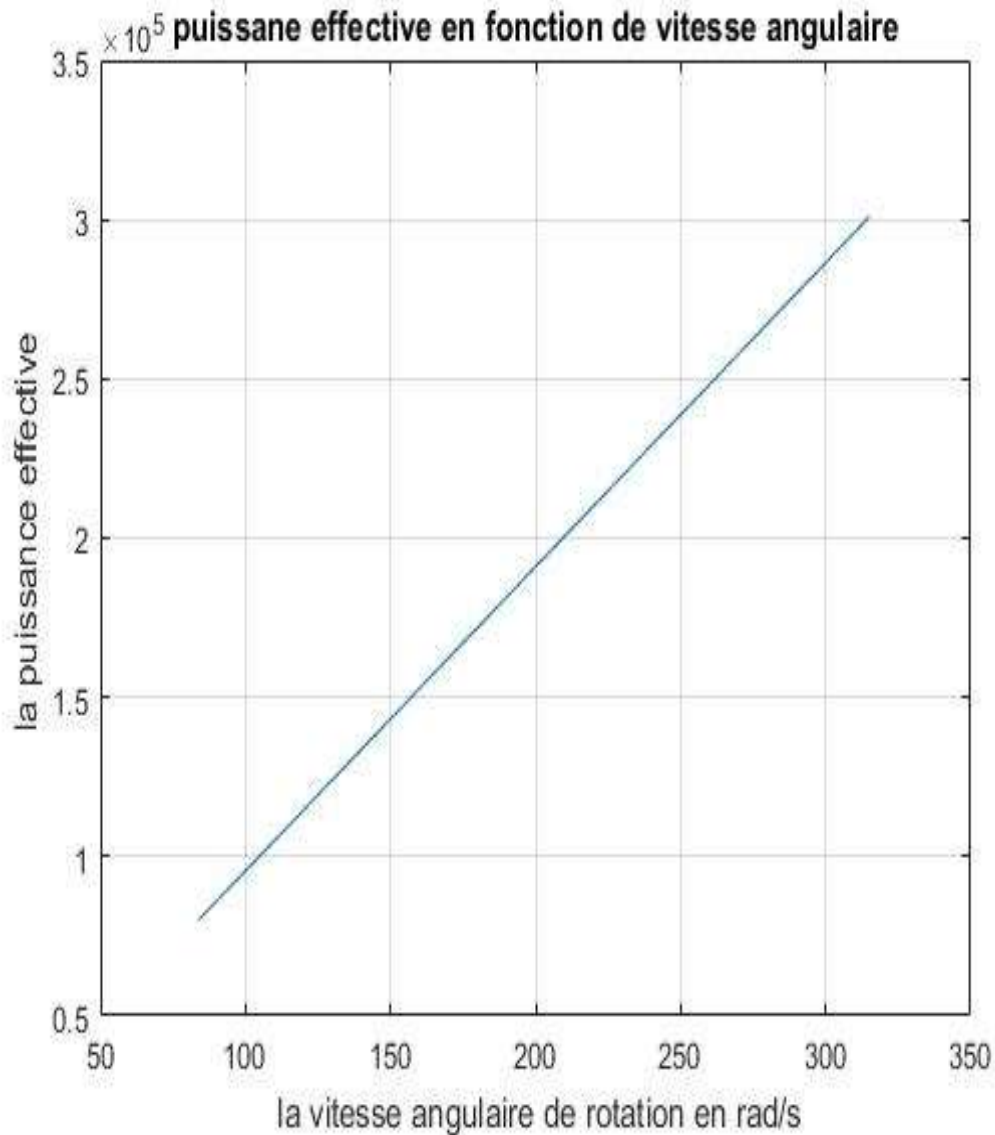


Figure IV.3 La puissance effective en fonction de vitesse angulaire

Analyse et discussion :

On a pris la vitesse de rotation dans la marge de 800tr/min jusqu'à 3000 tr/min en vitesse angulaire $\omega=83.7$ rad/s, jusqu'à $\omega=314$ rad/s, après la simulation on trouve qu'il y a une augmentation de la puissance effective en fonction de l'augmentation de la vitesse angulaire .

IV.4.3 Présentation du déplacement instantané de piston :

La courbe suivante présente la fonction entre le déplacement de piston et l'angle de vilebrequin

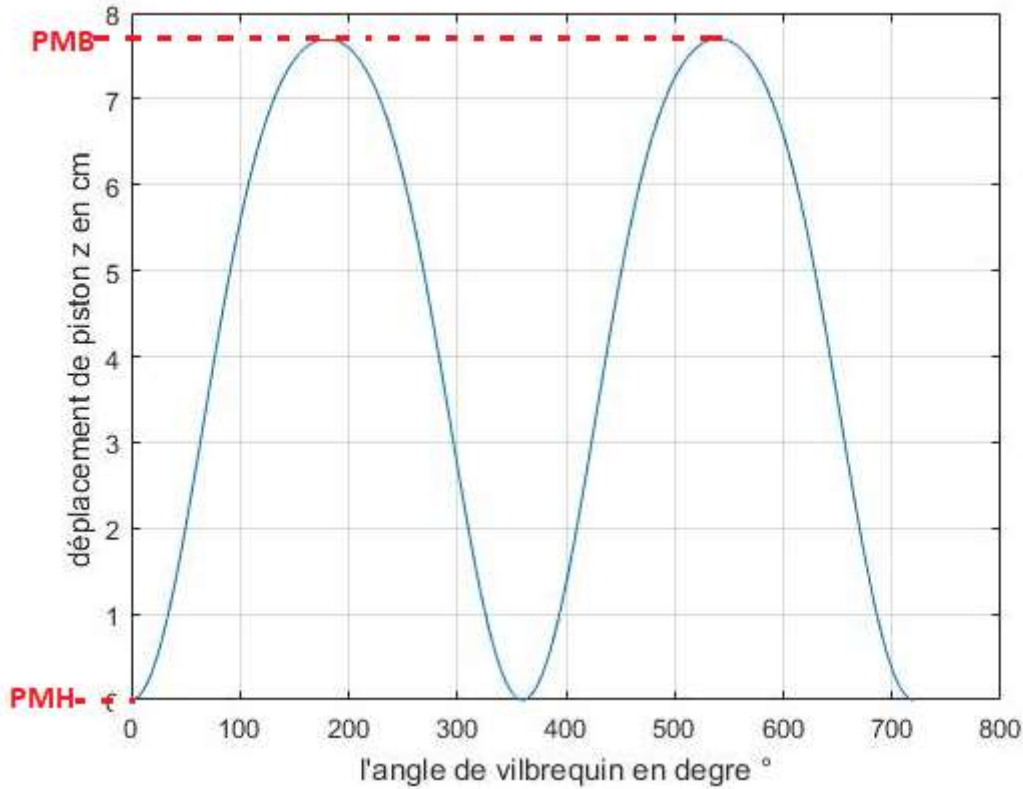


Figure IV.4 Déplacement de piston en fonction de l'angle de vilebrequin

Analyse et discussion

D'après la courbe on remarque que le déplacement a un mouvement sinusoïdal. Le piston part du point PMH qui représente le degré 0° jusqu'au point PMB qui représente le degré 180° puis revient au point PMH correspondant au degré 360 puis les cycles se répètent.

IV.4.4 Présentation de la vitesse instantané de piston :

La figure IV.5 représente la vitesse de piston en fonction de l'angle de vilebrequin

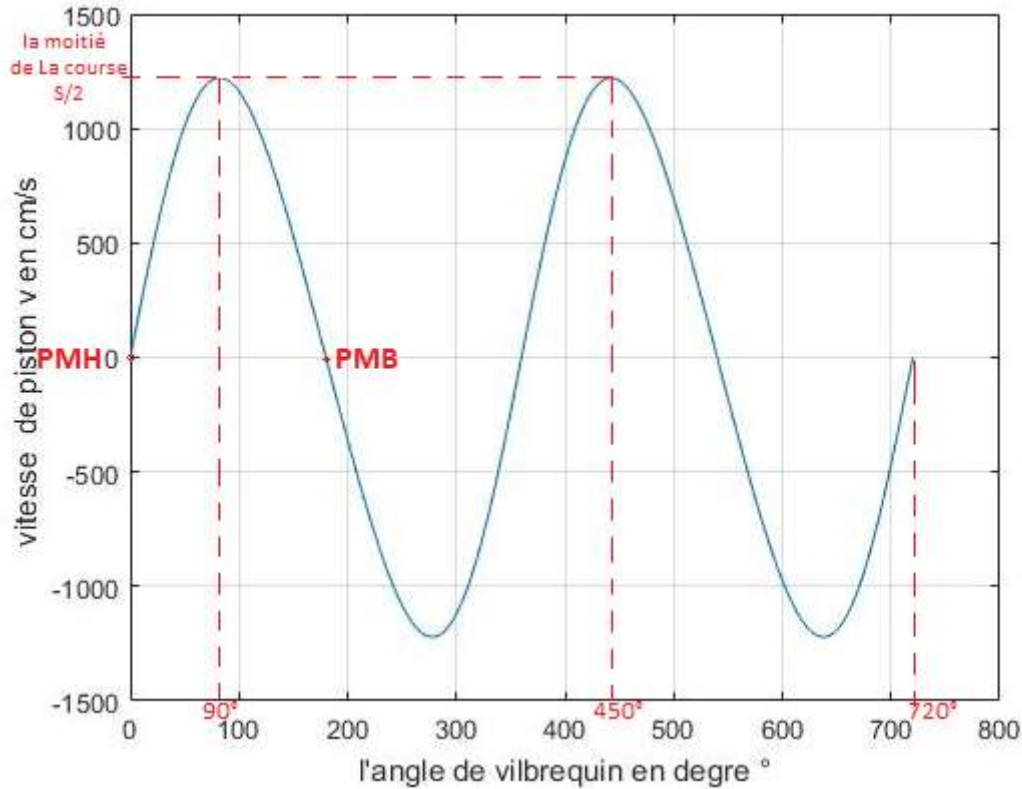


Figure IV.5 Vitesse de piston en fonction de l'angle de vilebrequin

Analyse et discussion

D'après la figure on remarque que la vitesse du piston a un mouvement sinusoïdale, La vitesse commence à partir de 0 cm/s jusqu'à ce qu'elle atteigne la vitesse maximale au point S/2 (S :La course) qui correspond l'angle 90° puis commence à diminuer jusqu'à ce qu'elle soit nul au point PMB qui correspond l'angle 180° puis augmente jusqu'à ce qu'elle atteigne le point PMH puis le processus est répété jusqu'à 720° Cela représente le cycle du moteur.

IV.4.5 Présentation d'accélération instantané de piston :

On a la figure IV.6 représente l'accélération en fonction de l'angle de vilebrequin

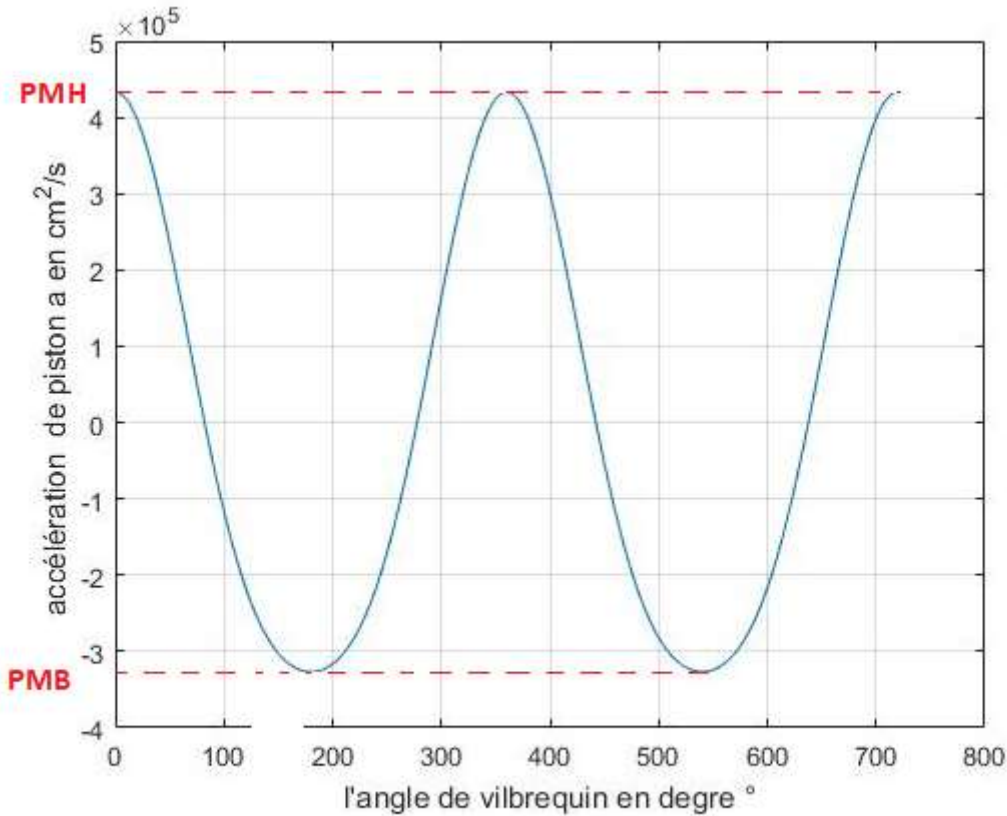


Figure IV.6 Accélération de piston en fonction de l'angle de vilebrequin

Analyse et discussion

D'après la courbe d'accélération du piston en fonction de l'angle de vilebrequin on remarque que l'accélération du piston a un mouvement sinusoïdale. Au point PMH, on remarque que l'accélération est maximale, puis commence à décroître et est nulle au point S/2 (S : course), puis commence à augmenter jusqu'à devenir maximale au point PMB, et on constate que l'accélération a une relation inverse avec la vitesse..

IV.5 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons prenant un moteur d'essence Renault 1.2l comme un modèle pour simuler ses caractéristiques thermodynamique utilisant logiciel matlab qui est encore permit de calcul des spécifications techniques géométrique tell que le volume de cylindre , volume unitaire , le taux de compression. Et pour les comportements de mouvement (le déplacement, la vitesse , l'accélération) on a fait ses simulation pour chaque angle de rotation de vilebrequin dans une intervalle de 0 à 720°.

Conclusion Générale

Dans ce travail Nous avons présenté une étude et simulation conceptuelle sur les comportements thermodynamique d'un moteur essence à quatre temps. Nous avons commencé par élaborer des généralités sur les moteurs thermiques et ses composantes. Ensuite vers une description de principe de fonctionnement des moteurs à quatre temps sans oublié le moteur de 2 temps. Les cycles que se font en général en 4 étapes. On présente là des cycles thermodynamiques de manière théorique et pratique "réel".

Puis nous avons fait une étude thermodynamique qui nous a parmi d'élaborer un programme sous Matlab pour présenter la variation de rendement en fonction de taux de compression ce qui nous a amenés à dire que l'augmentation du taux de compression jusqu'à une certains valeur n'a plus d'effet sur le rendement de ce dernier.

De plus nous avons simulé le déplacement, la vitesse et l'accélération pour chaque angle de rotation du vilebrequin soit à chaque de cycle de fonctionnement car elles ont grande importance dans le comportement dynamique.

Enfin, ce modeste travail nous a permis d'approfondir nos connaissances dans le domaine du calcul des moteurs et de la programmation sous Matlab.

ANNEXE

```

1 - N=3000 %vitesse de rotation en tr/min
2 - S=7.7 % la course en cm
3 - D=6.9 %alésage en cm
4 - Vt=300 %volume total en cm^3
5 - m=4 %nombre de cylindres
6 - Lb=27 % longueur de la bielle en cm
7 - Lm=8 % longueur de la manivelle en cm
8 - %surface de piston:cm^2
9 - Ap=pi*(D^2/4)
10 - %rayon de manivelle en cm
11 - r=S/2
12 - %volume unitaire en cm
13 - Vd=(pi*D^2/4)*S
14 - % volume mort
15 - Vm=Vt-Vd
16 - %volume cylindre total en cm
17 - Vc=m*Vd
18 - % taux de compression
19 - T=Vt/Vm
20 - %rendement théorique
21 - Rth=1-(1/T^0.4)
22 - % Le rapport bielle manivelle
23 - X=Lm/Lb

```

ANNEXE1 : les applications numériques des équations

The image shows the MATLAB Editor interface with the file 'rendTh.m' open. The code defines a time vector 't' from 8 to 16 with a step of 0.1, a coefficient 'g' of 1.4, and a compression rate 'z' calculated as 1 - t.^(-g+1). It then plots 'z' against 't', labels the axes as 'taux de compression' and 'rendement théorique', and enables the grid.

```

1 - t=8:0.1:16
2 - g=1.4 %coef de poisson
3 - z=1-t.^(-g+1)
4 - plot(t,z)
5 - xlabel ("taux de compression")
6 - ylabel(" rendement théorique ")
7 - grid on

```

ANNEXE2 : Simulation de $\eta_{th} = f(\tau)$

The image shows the MATLAB Editor interface with the file 'puissn.m' open. The code defines angular velocity 'w' from 84 to 315 rad/s, average pressure 'pme' of 10 bar, and total cylinder volume 'Vc' of 1200 cm. It calculates the effective torque 'Me' and then the effective power 'pe' as a function of 'w'. The plot is labeled with 'la vitesse angulaire de rotation en rad/s' and 'la puissance effective', and titled 'puissance effective en fonction de vitesse angulaire'.

```

1 - w=84:1:315 %n est vitesse angulaire de rotation en rad/s
2 - pme=10 % pression moyenne en bar
3 - Vc=1200 %volume de cylindrée total en cm
4 - Me=(pme*Vc)/(4*pi) % le couple effectif
5 - %calcul de puissance effectif en fonction de vitesse de rotation w (rad/s)
6 - pe=w*Me
7 - plot(w,pe)
8 - xlabel (" la vitesse angulaire de rotation en rad/s")
9 - ylabel(" la puissance effective")
10 - title(" puissance effective en fonction de vitesse angulaire ")
11 - grid on

```

ANNEXE3 : Simulation de $Pe = f(w)$

The image shows the MATLAB Editor window for the file 'depl.m'. The code defines parameters for a slider crank mechanism and plots the piston displacement z as a function of the crank angle t .

```

1 - r=3.85
2 - n=3000
3 - Lm=27
4 - Lb=8
5 - X=Lb/Lm %X= rapport de bielle manivelle %
6 - w=(2*pi*n)/60
7 - t=0:1:720 %t est l'angle de vilebrequin
8 - z=r*(1-cosd(t)+(X/4)*(1-cosd(2*t)))
9 - plot(t,z)
10 - xlabel("l'angle de vilebrequin en degre °")
11 - ylabel("déplacement de piston z en cm ")
12 - grid on

```

ANNEXE4 : Simulation de $z = f(\theta)$

The image shows the MATLAB Editor window for the file 'vitesse.m'. The code defines parameters for a slider crank mechanism and plots the piston velocity v as a function of the crank angle t .

```

1 - r=3.85
2 - n=3000
3 - Lm=27
4 - Lb=8
5 - X=Lb/Lm %X= rapport de bielle manivelle %
6 - w=(2*pi*n)/60
7 - t=0:1:720
8 - v=r*w*(sind(t)+(X/2)*sind(2*t))
9 - plot(t,v)
10 - xlabel("l'angle de vilebrequin en degre °")
11 - ylabel("vitesse de piston v en cm/s ")
12 - grid on

```

ANNEXE5 : Simulation de $v = f(\theta)$

```
1 - r=3.85
2 - n=3000
3 - Lm=27
4 - Lb=8
5 - X=Lb/Lm %X= rapport de bielle manivelle %w=(2*pi*n)/60
6 - t=0:1:720
7 - a=r*w^2*(cosd(t)+(X/4)*cosd(2*t))
8 - plot(t,a)
9 - xlabel("l'angle de vilbrequin en degre °")
10 - ylabel("accélération de piston a en cm^2/s ")
11 - grid on
```

ANNEXE6 : Simulation de $a = f(\theta)$

Bibliographie

- [1] G. Maillard, Technologie de l'automobile, juin 1986.
- [2] B. Kerboua, Thème : Modélisation des caractéristiques mécaniques du moteur thermique alternatif en régime in stationnaire, Mémoires de Magister, Université de Tlemcen, 2000.
- [3] Les organes de moteur, Technologie automobile, Académie de Nancy-Metz, 200
- [4] O.Medjnah/ S.Djemiat. Thème : Détection des défauts et mode de réparation des blocs moteurs, Université Mohamed Boudiaf M'sila 2016/2017
- [5] G.Abderahim / S.Noureddine, Thème : Maintenance des moteurs à essence, mémoire de Master, Université Kasdi Merbah Ourgla, juin 2019
- [6] H.Ben Abdel jaoued,Modélisation de la combustion d'un moteur à essence,mémoire deMaster, Université de Maine 2010/2011
- [7]P.Sovanna,Moteurs thermiques(ITC/GIM)
- [8] F.Kebli, Calcul des performances d'un moteur Diesel, Mémoire de Master, Université Saad Dahleb de Blida 2006/2007
- [9] thermodynamique fondamentale du moteur, Université Bruxelles 2004
- [10] Institut Supérieur des Sciences Appliquées et de Technologie de Sousse -2ème licence Appliquée Electromécanique
- [11] Naoui Mokhtar , Etude paramétrique d'un moteur à Quatre temps essence ,Université d'Oran ,mémoire de fin d'étude 2011,2012
- [12] BOUARICHA MOUNA, Simulation d'un moteur à combustion interne HCCI avec méthane comme carburant, Mémoire de Master, Université BADJI MOKHTAR ANNABA 2016/2017
- [13] Mohamed BENCHERIF, Moteurs à Combustion Interne, Combustion et Eléments de Carburant, Polycopié destiné aux étudiants de Licence et Master LMD, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran - Mohammed Boudiaf 2018