

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA- BEJAIA
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



MEMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique

Spécialité : Énergétique

Présenté Par :

IFTISSEN Sedik

SALHI Loucif

Thème

**SIMULATION DES PROCESSUS THERMODYNAMIQUES D'UN MOTEUR A
COMBUSTION INTERNE**

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom

Mr. D. SADAOUI

Président ; Université de Bejaïa.

Mr. B. HAMTACHE

Rapporteur; Université de Bejaïa.

Mr. N. BOUTALBI

Examineur; Université de Bejaïa.

Mr. H. ALI AGHA

Examineur ; Université de Bejaïa.

Session juin 2016



REMERCIEMENT

En premier lieu, nous tenons à remercier Dieu, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

Nous tenons à remercier Mr B. HAMTACHE notre promoteur pour son grand soutien et ses conseils considérables.

Nous remercions également tous les membres du jury pour nous avoir fait l'honneur d'examiner ce mémoire.

Nous remercions également tous les enseignants du département génie mécanique.

Que toute personne ayant participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail accepte, nos grands et sincères remerciements.

Dédicace

Je tiens à dédier ce modeste travail à tous ceux qui me sont chers :

A ceux qui ont fait de moi ce que je suis :

*Mes très chers parents pour qui je n'oublierai jamais leur grande affection ;
leur soutien et leur encouragements ; tout le long de mes études.*

A mes très chères sœurs

A mon frère

A mes amies de H-314, et à tous les amies

S_IFTISSEN

Je dédie ce modeste travail :

A ma source de bonheur :

*Ma mère, mon père pour leurs amour, leur bonté, leur sacrifice, leurs
encouragements perpétuels, leur soutien*

Puisse dieu prolonges leur vie dans le bonheur.

A mes très chères sœurs

A mon frère

A mes amies de H-314, et à tous les amies

L_SALHI

Sommaire

Nomenclature.....

Introduction générale.....1

Chapitre I : Recherche bibliographique

I.1. Introduction..... 3

I.2. Historique..... 3

I.3. Définition du moteur à combustion interne 3

 I.3.1. Moteur à allumage par compression 3

 I.3.2. Moteur à allumage commandé 3

I.4. Principe de fonctionnement des moteurs à quatre temps 4

I.5. Cinématique du moteur 5

I.6. Les processus thermodynamiques d'un moteur à combustion interne 8

 I.6.1. Processus d'admission..... 8

 I.6.1.1. La pression en fin d'admission 8

 I.6.1.2. La température en fin d'admission 8

 I.6.2. Le processus de compression 9

 I.6.2.1. Pression de la compression 9

 I.6.2.2. température de la compression 10

 I.6.3. Processus de combustion détente 10

 I.6.3.1. La combustion 10

 I.6.3.1.1. pression de la combustion..... 10

 I.6.3.1.2. température de la combustion..... 11

 I.6.3.2. La détente 15

 I.6.3.2.1. Pression de la détente 15

 I.6.3.2.2. température de la détente 15

 I.6.4. Processus d'Echappement 16

 I.6.4.1. Pression de l'échappement 16

 I.6.4.2. température de l'échappement..... 17

I.7. Synthèse bibliographique.....	17
I.8. Conclusion	19

Chapitre II : Modélisation thermodynamique

II.1. Introduction	20
II.2. Hypothèses d'études	20
II.3. Cinématique de moteur à combustion interne	21
II.4. Les processus thermodynamiques d'un moteur à combustion interne	23
II.4.1. Processus d'admission	23
II.4.1.1. pression de l'admission	24
II.4.1.2. Température de l'admission	25
II.4.2. Processus de compression.....	25
II.4.2.1. Pression de la compression	25
II.4.2.2. Température de la compression.....	26
II.4.3. Processus de combustion détente.....	26
II.4.3.1. La combustion	26
II.4.3.1.1. pression de la combustion	26
II.4.3.1.2. température de la combustion	28
II.4.3.2. La détente	29
II.4.3.2.1. Pression de la détente	30
II.4.3.2.1. Température de la détente	30
II.4.4. Processus d'échappement	30
II.4.4.1. pression d'échappement	30
II.4.4.2. température d'échappement	31
II.5. Conclusion.....	31

Chapitre III : Calcul de performance

III.1. Les données statiques du moteur KAMAZ-740.....	32
---	----

III.2. Le combustible gas-oil moteur à combustion massique.....	33
III.3. La quantité stœchiométrique pour la combustion de 1 kg de combustible	33
III.4. La quantité de la charge fraiche	34
III.5. La quantité des produits de combustion	34
III.6. La quantité totale des produits de combustion	35
III.7. Coefficient des gaz de résiduel.....	35
III.8. le coefficient du changement moléculaire.....	36
III.9. la variation du Coefficient du changement moléculaire.....	36
III.10. L'augmentation de coefficient du changement moléculaire	36
III.11. La fraction de la masse brulée du carburant.....	36
III.12. L'exposant polytropique	36
III.13. Processus d'admission.....	37
III.14. Processus de compression	37
III.15. Processus de combustion détente	38
III.15.1. Processus de la combustion	38
III.15.2. processus de la détente	40
III.16. Les paramètres indiqués du cycle.....	42
III.17. Les pertes mécaniques et les paramètres effectifs du cycle	44
III.18. Tableau récapitulatif des performances énergétiques	47
Chapitre IV : Résultats et Discussions	
Conclusion générale.....	66

La liste des figures

Figure (I.1) : Diagramme PV pour un moteur à quatre temps SI [2]	4
Figure (I.2) : Représentation schématique d'un moteur à combustion interne alternatif [5].....	5
Figure (I.3) : Course du piston en fonction d'angle de rotation du vilebrequin [2]	6
Figure (I.4) : Vitesse du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin [7].....	7
Figure (I.5) : Accélération du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin [7].....	7
Figure (I.6) : Évolution de la fraction brûlée [11].	11
Figure (I.7) : Évolution du dégagement d'énergie [12].	12
Figure (I.8) : Effet du choix du paramètre (m) suivant la loi de Wiebe [15].....	13
Figure (I.9) : Allure de la loi de dégagement de chaleur [11].....	14
Figure (I.10) : Evolution de la pression dans la chambre de combustion en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin au voisinage du point mort haut [17].....	14
Figure (I.11) : L'évolution de la température et de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin [2].	16
Figure (IV.1) : La course du piston en fonction de l'angle du vilebrequin.	51
Figure (IV.2) : La cylindrée unitaire en fonction de l'angle du vilebrequin.....	51
Figure (IV.3) : La vitesse du piston en fonction de l'angle du vilebrequin.	52
Figure (IV.4) : L'accélération du piston en fonction de l'angle du vilebrequin.	52
Figure (IV.5) : Taux de dégagement d'énergie en fonction de l'angle du vilebrequin.	53
Figure (IV.6) : Le taux adimensionné en fonction de l'angle du vilebrequin.....	53
Figure (IV.7) : La fraction de la masse brûlée en fonction de l'angle du vilebrequin.....	54
Figure(IV.8) : L'évolution de pression de compression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.....	54
Figure(IV.9) : L'évolution de pression de la combustion en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.....	55
Figure(IV.10) : L'évolution de pression de la combustion en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.....	55
Figure (IV.11) : Pression dans le cylindre en fonction de l'angle du vilebrequin.	56

Figure (IV.12) : L'évolution de température de la compression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.....	57
Figure (IV.13) : L'évolution de température de la combustion en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.....	57
Figure (IV.14) : L'évolution de température de la détente en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.....	58
Figure (IV.15) : La température dans le cylindre en fonction de l'angle du vilebrequin.	58
Figure (IV.16) : La pression moyenne effective on fonction de vitesse de rotation du vilebrequin.	59
Figure (IV.17) : La puissance moyenne effective on fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.....	59
Figure (IV.18) : La pression moyenne indiquée en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.....	60
Figure (IV.19) : La puissance indiquée en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.	61
Figure (IV.20) : La puissance des pertes mécanique en fonction de vitesse de rotation du vilebrequin.....	61
Figure(IV.21) : La pression moyenne indiquée ; et effective ; et la pression des pertes mécaniques en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.....	62
Figure (IV.22) : La consommation spécifique effective en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.....	63
Figure (IV.23) : La consommation horaire en fonction de la vitesse de rotation de vilebrequin.	63
Figure (IV.24) : Le couple moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.....	64
Figure (IV.25) : Le diagramme (PV) pour le moteur KAMAZ 740-11.....	65

NOMENCLATURE

Désignation	signe	unité
Paramètre à identifier de Wiebe	a_v	/
Capacité thermique à volume constant	C_p	$[J. kg^{-1}K^{-1}]$
Capacité thermique à pression constante	C_v	$[J. kg^{-1}K^{-1}]$
Alésage	D	[m]
Consommation spécifique effective du combustible	g_e	$[kg. h^{-1}]$
Consommation spécifique indiquée du combustible	g_i	$[kg. h^{-1}]$
Débit d'air	G_{air}	$[kg. h^{-1}]$
Consommation horaire	G_{comb}	$[kg. h^{-1}]$
Quantité des gaz d'échappement	G_{gaz}	$[kg. h^{-1}]$
Pouvoir calorifique du gasoil	H_u	$[J. kg^{-1}]$
Enthalpie massique	h	$[J. kg^{-1}]$
Nombre de cylindre	i	/
Longueur de la bielle	l	[m]
Quantité stœchiométrique pour la combustion	l_0	$[kmol. kg_{comb}^{-1}]$
Travail spécifique de compression	l_{ac}	$[MJ. kg^{-1}]$
Travail spécifique des gaz avant le processus de combustion	l_{cz}	$[MJ. kg^{-1}]$
Travail spécifique de cycle	l_j	$[MJ. kg^{-1}]$
Travail spécifique des gaz avant le processus de détente	l_{zb}	$[MJ. kg^{-1}]$
Quantité d'air théoriquement	L_0	$[kmol. kg_{comb}^{-1}]$
Masse des gaz dans le collecteur d'échappement	m_e	[kg]
Paramètre à identifier de wiebe	m_v	/
Débit d'air entrant dans les cylindres	\dot{m}_e	$[kg/s]$
Débit des gaz sortant de la chambre de combustion	\dot{m}_{eo}	$[kg/s]$
Débit de gazole	\dot{m}_f	$[kg/s]$
Quantité de la charge fraîche	M_1	$[kmol. kg_{comb}^{-1}]$
Quantité totale des produits de combustion	M_2	$[kmol. kg_{comb}^{-1}]$
Couple moteur	M_e	[N. m]
Vitesse de rotation	n	[tr/mn]
Exposante polytropique de la compression	n_1	/
Exposante polytropique de la détente	n_2	/
Puissance moyenne effective	N_e	[W]
Puissance au litre	N_{el}	$[W. l^{-1}]$
Puissance par unité de surface du piston	N_{ep}	$[W. m^2]$
Puissance indiquée	N_i	[W]
Puissance des pertes mécaniques	N_m	[W]
Pression atmosphérique	P_0	[bar]
Pression à la fin d'admission	P_a	[bar]
Pression à la fin de la détente	P_b	[bar]
Pouvoir calorifique inférieur	PCI	$[kJ. kg^{-1}]$
Pression moyenne effective	P_e	[bar]
Pression des gaz dans le collecteur d'échappement	P_{ec}	[bar]
Pression des gaz résiduels	P_r	[bar]
Pression de la combustion	P_x	[bar]
Pression à la fin de la combustion	P_z	[bar]
Pression moyenne indiquée	P_i	[bar]

Pression moyenne des pertes mécaniques	P_m	[bar]
Chaleur dégagée ou absorbée	Q	[J. kg ⁻¹]
Dégagement de chaleur du a la combustion	Q_c	[J]
Energie totale contenue dans le carburant	Q_{tot}	[J]
Chaleur de combustion	Q_z	[J]
Constante des gaz parfaits relative à l'air	r	[J/kg. K]
Rayon	R	[m]
Course du piston	s	[m]
Vitesse du piston	\dot{S}	[m/s]
Accélération du piston	\ddot{S}	[m/s ²]
Temps	t	[s]
Température ambiante	T_0	[K]
Température à la fin d'admission	T_a	[K]
Température à la fin de la détente	T_b	[K]
Température des gaz dans le collecteur d'échappement	T_e	[K]
Température des gaz résiduelle	T_r	[K]
Température de la compression	T_x	[K]
Température à la fin de la combustion	T_z	[K]
Energie interne de l'air	u	[J]
Volume de combustion pendant la phase initiale	V_1	[m ³]
Volume de combustion pendant la phase finale	V_2	[m ³]
Volume total	V_t	[m ³]
Volume de l'air dans le collecteur d'admission	V_a	[m ³]
Volume à la fin de la détente	V_b	[m ³]
Volume à la fin de la compression	V_c	[m ³]
Volume des gaz dans le collecteur d'échappement	V_e	[m ³]
Cylindrée unitaire	V_h	[m ³]
Volume mort	V_m	[m ³]
Volume à la fin de la combustion	V_z	[m ³]
Travail produit ou consommé	W	[J. kg ⁻¹]
Part du carburant brûlé pendant la phase initiale	X_1	/
Part du carburant brûlé pendant la phase finale	X_2	/
Fraction brûlée	X_{br}	/
Taux adimensionné	y	/

Symbole grecques :

Désignation	signe	unité
Angle du vilebrequin avec la verticale	α	[deg]
Angle de la bielle avec la verticale	β	[deg]
Coefficient du changement moléculaire	β_{1-2}	/
Valeur maximum du coefficient de changement moléculaire	β_{0max}	/
Coefficient des gaz résiduels	γ_r	/
Taux de détente préliminaire	Γ	/
Taux de détente postérieure	δ	/
Perte de pression	ΔP_a	[bar]
Elévation de la température	ΔT	[K]
Taux de compression	ε	/
Taux de détente	ζ	/

Rendement effectif	η_e	/
Rendement indiqué	η_i	/
Rendement mécanique	η_m	/
Taux de remplissage	η_v	/
Rapport du maneton du vilebrequin à la longueur de la bielle	λ	/
Viscosité dynamique	μ	[kg. m ⁻¹ . s ⁻¹]
Chaleur molaire à pression constants des produits de combustion	μC_p^z	[J. kmol ⁻¹ K ⁻¹]
Chaleur molaire à volume constants des produits de combustion	μC_v^z	[J. kmol ⁻¹ K ⁻¹]
Rapport d'efficacité de la combustion	ξ	/
Constante	π	[rad]
Nombre de cycle	τ	/
Fonction cinématique du changement du volume du cylindre	Ψ	/
Vitesse angulaire	ω	[rad/s]

Introduction générale

Introduction Général

L'automobile est l'un des plus grands produits de consommation du XXe siècle. C'est le moyen de transport le plus répandu au monde. Ces véhicules sont équipés jusqu'à aujourd'hui presque exclusivement d'un moteur à combustion interne, celui-ci leur confère la fiabilité et un faible coût énergétique.

Notre objectif essentiel a été de synthétiser les informations sur le moteur à combustion interne pour, détermine les relations thermodynamiques du moteur en fonction de l'angle du vilebrequin et de sa vitesse de rotation.

Quant à la seconde phase, nous avons utilisé les équations cinématiques, dynamiques et thermodynamiques obtenues lors de l'étude théorique (modélisation) préalablement faite.

Un traitement informatique avec MATLAB nous permet de faire la simulation de ce système d'équations conduisant à la représentation:

- Des courbes de la course, la vitesse et l'accélération du piston en fonction de l'angle de vilebrequin.
- La courbe de pression en fonction de l'angle du vilebrequin.
- La courbe de température en fonction de l'angle du vilebrequin.
- Des courbes de la puissance et la pression moyenne effective en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.
- La courbe de couple moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin

La modélisation et simulation du moteur à combustion interne a longtemps été un outil efficace pour étudier l'exécution du moteur et contribuer à l'évaluation et aux nouveautés.

Diverses solutions ont été utilisées avec plus ou moins de réussite. Pour l'optimisation des processus thermodynamiques du moteur à combustion interne pour un régime non stationnaire. Les choix techniques ont, dans le passé, été principalement dictés par le souci de réaliser la combustion le plus simplement possible en utilisant des moyens d'injection peu sophistiqué pour des raisons économiques. Depuis quelques années, le besoin des solutions performantes force l'orientation vers des solutions techniques plus évoluées, en utilisant la modélisation zérodimensionnelle pour la combustion. Le principe de cette méthode est de réduire l'ensemble des phénomènes physiques et chimiques dans un nombre restreint d'équations explicites[1,2]. Les objectifs peuvent être atteints par la combinaison de l'injection et de la chambre de combustion qui permet de maîtriser avec précision le mélange du combustible à l'air contenu dans la chambre de combustion.

Des lois empiriques ont été choisies pour la modélisation de la combustion afin de réduire le temps de modélisation. Le modèle pressant en langage de calcul dans l'environnement MATLAB, est capable de prédire l'évolution des variables utiles au contrôle moteur en degré du vilebrequin.

Le premier chapitre est consacré à des généralités sur le moteur à combustion interne et leur différent phénomène. Une synthèse bibliographique des travaux expérimentaux ayant traité les processus thermodynamiques du moteur à combustion interne sur plusieurs modèles.

Le deuxième chapitre consiste à la simulation des processus thermodynamique. Nous avons commencé notre simulation par la cinématique du moteur qui intervient, dans le processus de compression et de détente, par la suite on a simulé des équations thermodynamiques en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les processus de compression, de combustion et de détente.

Le troisième chapitre est une présentation de modèle (KAMAZ-740), moteur diesel à aspiration naturelle avec le calcul de performance de ce moteur.

Le quatrième chapitre est consacré à la discussion de résultats, on a deux parties, la première partie en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin et la deuxième partie elle est en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.

Chapitre I :

Généralité sur le moteur

I.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons exposer les généralités et la synthèse bibliographique des travaux consacrés à la modélisation des processus thermodynamiques d'un moteur à combustion interne, dans le but d'introduire le lecteur aux notions qui sont à la base de ce travail ainsi que pour situer notre travail par rapport à ceux de la littérature.

I.2. Historique

La seconde moitié du *XIX^e* siècle- le siècle de la vapeur a vu naître et grandir cette magnifique invention qui est le moteur thermique. C'est en 1882 que le Français Beau de Rochas publie une brochure autographiée qui résumait ses travaux [1]. Non seulement, Beau de Rochas a imaginé la compression préalable, mais aussi il a le premier, estimé possible l'auto-allumage d'un mélange gazeux inflammable.

Le moteur Diesel qui équipe les automobiles que nous connaissons à ce jour est le fruit d'une évolution constante. Les travaux préliminaires de Rudolf Diesel durèrent plus de dix ans, avant qu'il ne dépose son premier brevet en 1892. Actuellement, Diesel est devenu nom commun ou adjectif pour désigner ou qualifier les anciens moteurs à « huile lourde ».

I.3. Définition du moteur à combustion interne

Moteur à combustion interne, est un dispositif mécanique capable de convertir l'énergie chimique du combustible en chaleur par combustion, en suite la chaleur est convertie en travail mécanique [2]. En effet, la chaleur produite par la combustion augmente la pression et le volume spécifique. Grâce à son expansion, on obtiens le travail mécanique.

Dans les moteurs à combustion internes, les produits de combustion (l'air et le carburant) sont utilisés comme fluides de travail et la combustion a lieu à l'intérieur du cylindre, tandis que dans les moteurs à combustion externe, la combustion produit le transfert de chaleur à un autre fluide de travail au moyen d'échangeurs de chaleur, et la combustion est obtenue dans une chambre séparée, appelée habituellement brûleur. On distingue deux types de moteur.

I.3.1. Moteur à allumage par compression

Dans un moteur à allumage par compression, 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.

I.3.2. Moteur à allumage commandé

Dans un moteur à essence, le mélange carburé est enflammé par une étincelle électrique.

I.4. Principe de fonctionnement des moteurs à quatre temps

Le carburant pulvérisé très finement et mélangé à l'air forme un mélange combustible qui est introduit dans le cylindre. Cette introduction correspond à l'opération d'admission. À ce stade de l'introduction dans le cylindre, le mélange gazeux est à faible pression. Si on l'enflammait à ce moment, il ne pourrait fournir qu'un travail insuffisant, il faut au préalable le comprimer : c'est l'opération de compression [3]. Puis, le mélange enflammé se détend en fournissant l'effort moteur transformé en mouvement de rotation sur l'arbre moteur grâce au mécanisme bielle-manivelle. Enfin, il faut que les gaz brûlés soient évacués avant qu'un nouveau mélange frais soit admis dans le cylindre, c'est l'opération d'échappement.

- **Cycle moteur à quatre temps**

Le cycle d'un moteur à quatre temps de SI peut être illustré en traçant les données (PV) pression-volume extraite à partir d'une trace de pression. Car le volume de cylindre est une fonction de l'angle détraqué, il est possible de rapporter la pression au volume de cylindre pour construire un diagramme (PV) comme vu sur la figure (I.1).

L'intégrale au-dessus des courses d'échappement et de prise (la section B + la section C) est le travail indiqué effectué sur le gaz par le piston. L'intégrale au-dessus de la compression et des courses de puissance (la section A + la section C) est le travail indiqué effectué sur le piston par le gaz.

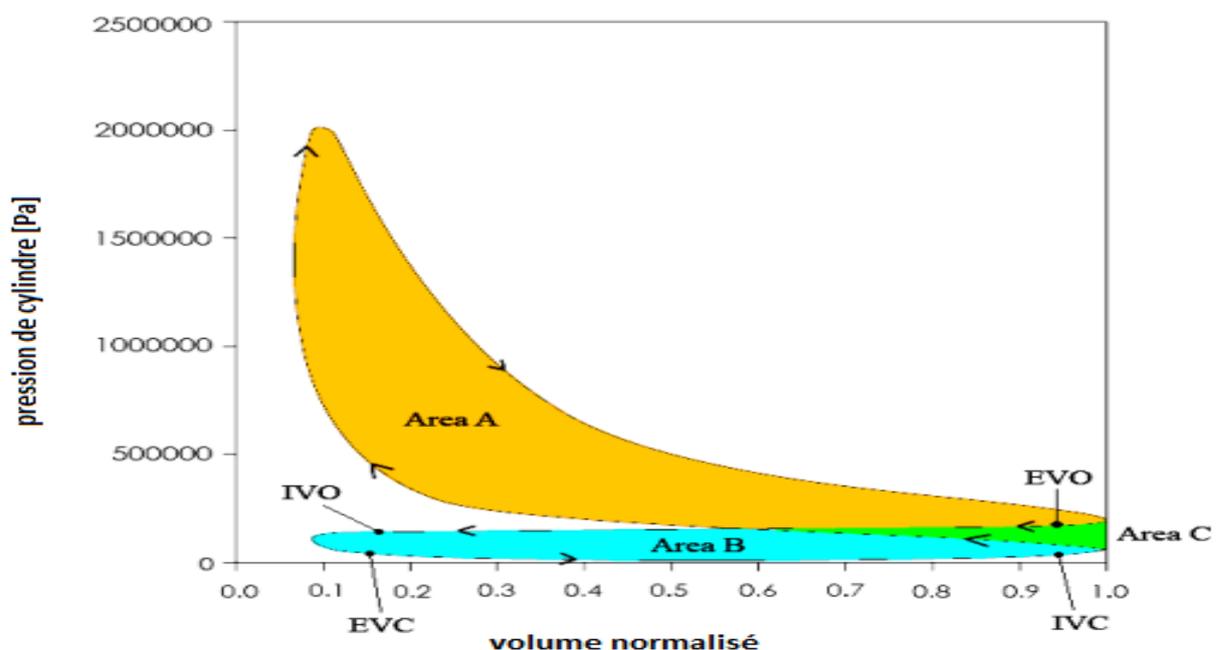


Figure (I.1) : Diagramme réel PV pour un moteur à quatre temps SI [2].

(IVO) soupape (valve) d'admission.

(EVO) soupape d'échappement.

I.5. Cinématique du moteur

• Le mécanisme bielle-manivelle

La majorité des moteurs à combustion interne fonctionnent suivant le principe de transformation du mouvement alternatif rectiligne du piston en mouvement circulaire de l'arbre moteur [4]. Cette transformation est réalisée par l'intermédiaire de l'ensemble mécanique, bielle-manivelle. Le vilebrequin est formé par l'arbre moteur et des axes excentriques (les manivelles), la bielle réalise la liaison entre la manivelle et le piston, l'effort des gaz sur ce dernier est alors transmis au vilebrequin. Cette transformation présente un inconvénient, le mouvement alternatif du piston engendre des variations de la vitesse de rotation. Pour absorber ces variations, le vilebrequin supporte à l'une de ses extrémités un volant d'inertie.

L'ordonnancement des cylindres et la conception du vilebrequin sont adaptés de manière à optimiser le transfert du mouvement rectiligne en mouvement de rotation. Les critères d'optimisation sont généralement : la réduction des vibrations et la limitation des pulsations de couple sur l'arbre moteur.

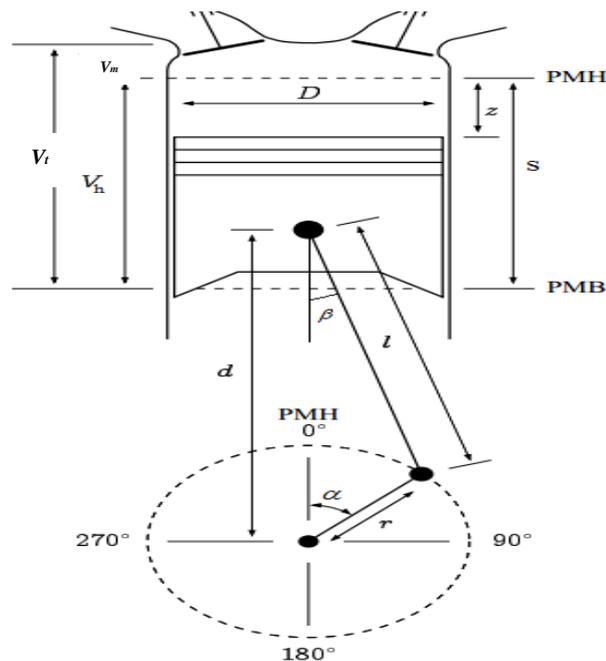


Figure (I.2) : Représentation schématique d'un moteur à combustion interne alternatif [5].

La cylindrée unitaire V_h correspond au volume balayé par le piston entre le PMH et le PMB :

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} s \quad (\text{I. 1})$$

Quand le piston est au PMH, il reste un volume minimal décrit principalement par le jeu entre le piston et le sommet du cylindre [5,6], c'est le volume mort V_c . Le volume mort inclut

également le logement de l'injecteur et le bol usiné dans la tête du piston et éventuellement le volume de la chambre de précombustion dans le cas d'un moteur à injection indirecte. Le volume total du cylindre V_a est égal :

$$V_t = V_m + V_h \tag{I.2}$$

D'où

$$V_t = V_m + \frac{\pi D^2}{4} s \tag{I.3}$$

Où :

D : Alésage [m].

s : Course du piston [m].

Equation du mouvement du piston :

$$s(\alpha) = R + l - (r \cos \alpha + l \cos \beta) \tag{I.4}$$

Où :

α : L'angle vilebrequin avec la verticale.

β : L'angle bielle avec la verticale.

R : Rayon [m].

l : la longueur de la bielle [m].

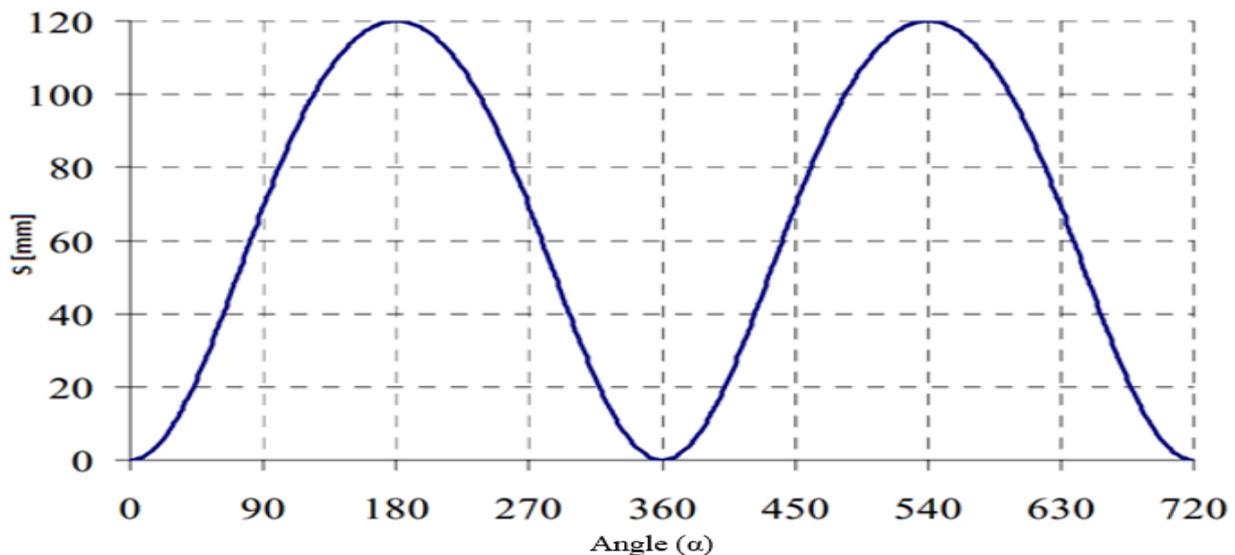


Figure (I.3) : Course du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin [2].

Vitesse du piston :

$$\frac{ds}{dt} = \dot{s}(t) = r\omega \left(\sin(\omega t) + \frac{\lambda}{2} \sin^2(\omega t) \right) \tag{I.5}$$

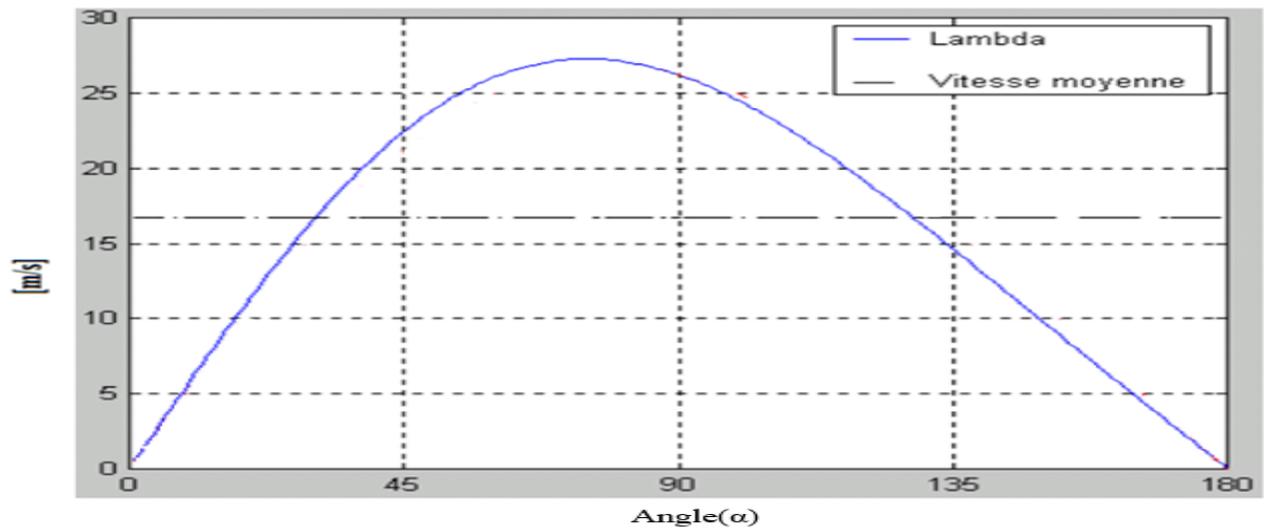


Figure (I.4) : vitesse du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin [7].

Accélération du piston :

$$\frac{d^2s}{dt^2} = \ddot{s}(t) = r\omega^2(\cos(\omega t) + \lambda \cos^2(\omega t)) \tag{I.6}$$

Avec :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \tag{I.7}$$

Et

$$\alpha = \omega t \tag{I.8}$$

Où :

ω : La vitesse angulaire [rad/s].

t : Le temps [s].

n : La vitesse de rotation [tour/min]

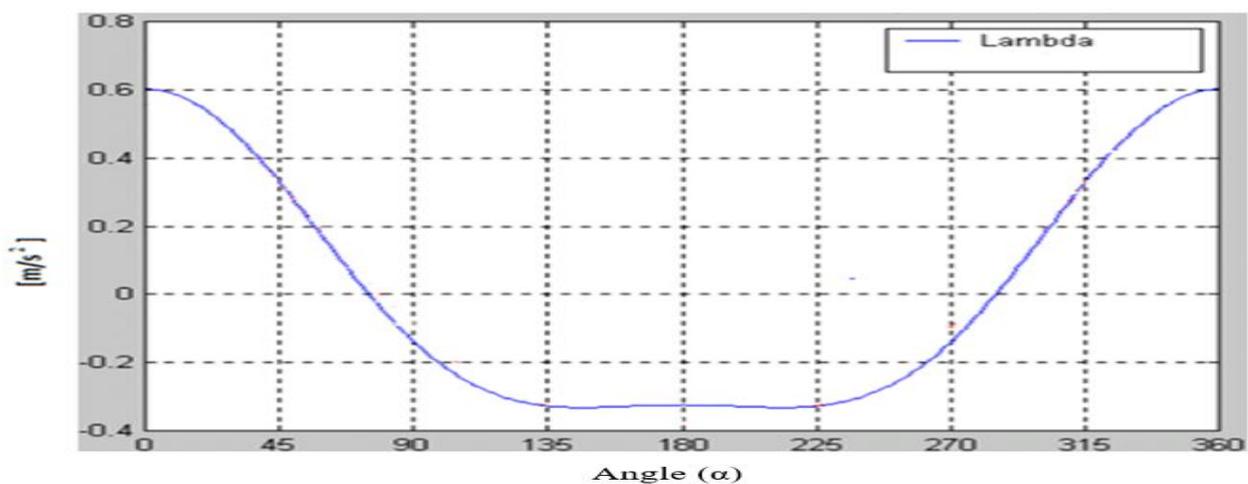


Figure (I.5) : accélération du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin [7].

I.6. Les processus thermodynamiques d'un moteur à combustion interne

I.6.1. Processus d'admission

Initialement, le piston se trouve au PMH, la soupape d'admission est ouverte et la soupape d'échappement fermée. Durant sa première course du PMH vers le PMB, le piston crée une dépression. L'air frais est alors aspiré à la pression atmosphérique à travers la soupape, la phase d'aspiration ou d'admission s'achève par la fermeture de la soupape lorsque le piston atteint le PMB. Chaque temps du cycle a son importance [4] : ici, la qualité de l'admission conditionne la puissance du moteur, car la quantité de combustible qui peut être brûlée est intimement liée à la charge d'air dans les cycles.

I.6.1.1. La pression en fin d'admission

La pression en fin d'admission, est un facteur principal qui conditionne la masse gazeuse introduite pendant la phase d'admission dans le cycle. Sa valeur est déterminée par la formule suivante [8] :

$$P_a = P_0 - \Delta P_a \quad (\text{I. 9})$$

Où :

P_a : Pression à la fin d'admission [Pa].

P_0 : Pression atmosphérique [Pa].

ΔP_a : Perte de pression engendrée par les paramètres géométriques, aérodynamiques et acoustiques du système d'admission [Pa].

En considérant le collecteur d'admission comme un système thermodynamique ouvert et adiabatique.

$$\frac{dP_a}{dt} = \frac{r * n_1}{V_a} (\dot{m}_{ei} * T_a) \quad (\text{I. 10})$$

P_a : La pression de l'air dans le collecteur d'admission.

V_a : Le volume de l'air dans le collecteur d'admission.

T_a : La température de l'air dans le collecteur d'admission.

\dot{m}_{ei} : Le débit d'air entrant dans les cylindres.

I.6.1.2. La température en fin d'admission

La température en fin d'admission, dépend des caractéristiques du mélange carburé, au début d'admission, et des gaz résiduels. Elle est donnée par la formule suivante :

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (\text{I. 11})$$

Où :

T_0 : Température de la charge fraîche au début d'admission [K].

ΔT : Elévation de la température [K].

T_r : Température des gaz résiduels [K].

γ_r : Coefficient des gaz résiduels.

Le coefficient des gaz résiduels, est donné par l' expression suivante :

$$\gamma_r = \frac{(T_0 + \Delta T)}{T_0} \frac{P_r}{\epsilon \cdot P_a - P_r} \quad (\text{I. 12})$$

Où :

P_r : Pression des gaz résiduels [Pa].

P_a : Pression en fin d'admission [Pa].

ϵ : Taux volumétrique de compression.

I.6.2. Le processus de compression

Tout au long de cette étape, les deux soupapes sont fermées, le cylindre est donc hermétiquement clos. Le volume de la chambre de combustion diminue à mesure que le piston se déplace du PMB vers le PMH. L'air admis précédemment est alors comprimé, sa pression et sa température augmentent considérablement [5]. L'élévation de la pression dans le cylindre dépend du rapport volumétrique en général, à l'issue de cette phase, la pression de l'air atteint de 10 à 25 fois sa valeur initiale.

L'équation fondamentale du processus polytropique de compression pour une transformation fermée :

$$PV^{n_1} = \text{cst} \quad (\text{I. 13})$$

$$TV^{n_1-1} = \text{cst} \quad (\text{I. 14})$$

I.6.2.1. Pression en phase de compression

Il est possible de calculer un changement de pression dans le cylindre à la fin du processus de la compression par la relation suivante :

$$P_c = P_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad (\text{I. 15})$$

I.6.2.2. Température en phase de compression

Il est possible de calculer un changement de température pour une transformation fermée avant la fin du processus de compression par :

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1} \quad (\text{I. 16})$$

Où :

P_a : La pression ou début de compression [Pa].

T_a : La température ou début de compression [K].

V_a : Le volume ou début de compression [m^3].

V_c : Le volume à la fin de compression [m^3].

n_1 : L'exposant polytropique de la compression.

I.6.3. Processus de combustion détente

Le combustible liquide est injecté sous forme de très fines gouttelettes lorsque le piston atteint le PMH (le carburant est parfois injecté avant le PMH, ainsi la combustion s'effectue "à cheval" entre la fin de la compression et le début de la détente). Au contact de l'air chaud comprimé, ce carburant commence à s'évaporer puis s'enflamme spontanément. La combustion libère l'énergie du carburant. Il en résulte une augmentation de la pression des gaz dans le cylindre [8,9]. Le piston, sous l'effet de cette pression, est repoussé jusqu'au PMB. C'est pendant cette phase que l'énergie mécanique est transmise à l'arbre moteur par le piston et le système bielle-manivelle. Le troisième temps s'achève lorsque le piston atteint le PMB.

I.6.3.1. La combustion

I.6.3.1.1. pression en phase de combustion

Pour établir un modèle plus précis de la combustion on utilise le système d'équations suivant :

$$P_x = \frac{2Q_z(X_2 - X_1) + P_c(KV_1 - V_2)}{KV_2 - V_1} \quad (I. 17)$$

P_x : La pression de la combustion.

P_c : La pression de la compression.

V_1 : Le volume de combustion pendant la phase initiale.

V_2 : Le volume de combustion pendant la phase finale.

X_1 : La part du carburant brûlé pendant la phase initiale.

X_2 : La part du carburant brûlé pendant la phase finale.

$K=1.33$: La chaleur spécifique à la pression constante/à chaleur spécifique au volume constant.

Q_z : Chaleur de combustion spécifique.

I.6.3.1.2. température en phase de combustion

Equation de la température s'écrit comme suis :

$$T_x = \frac{T_1}{P_1 V_2} \frac{P_x V_x}{\beta_{1-2}} \quad (I. 18)$$

T_x : La température de la combustion

On définit la fraction brûlée comme suit [10] :

$$X_{br} = \frac{m_{br}}{m_{ad}} \quad (I. 19)$$

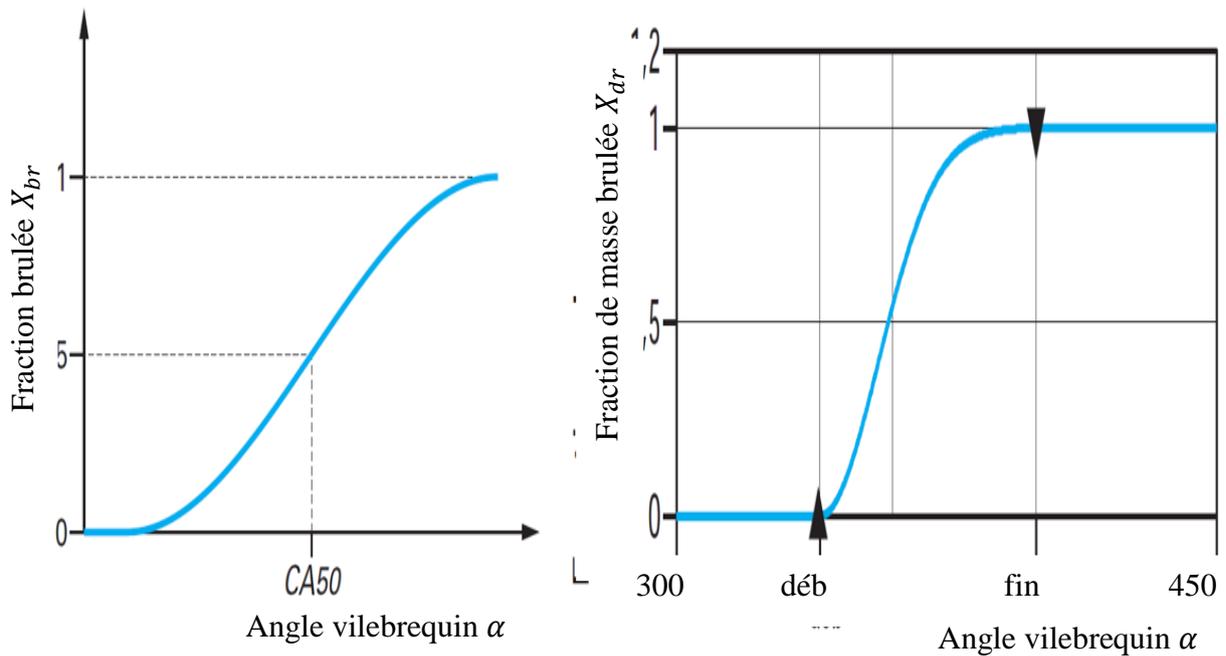


Figure (I.6) : Évolution de la fraction brûlée [11].

Le taux de fraction brûlée (taux de dégagement d'énergie), pour les moteurs diésel :

$$\frac{dx_{br}}{d\alpha} = \frac{a_v(m_v + 1)}{\Delta\alpha_{comb}} y^{m_v} \exp[-a_v y^{m_v+1}] \quad (I. 20)$$

Où :

x_{br} : La fraction de masse brûlée.

m_v, a_v : Paramètres à identifier.

y : temps adimensionné.

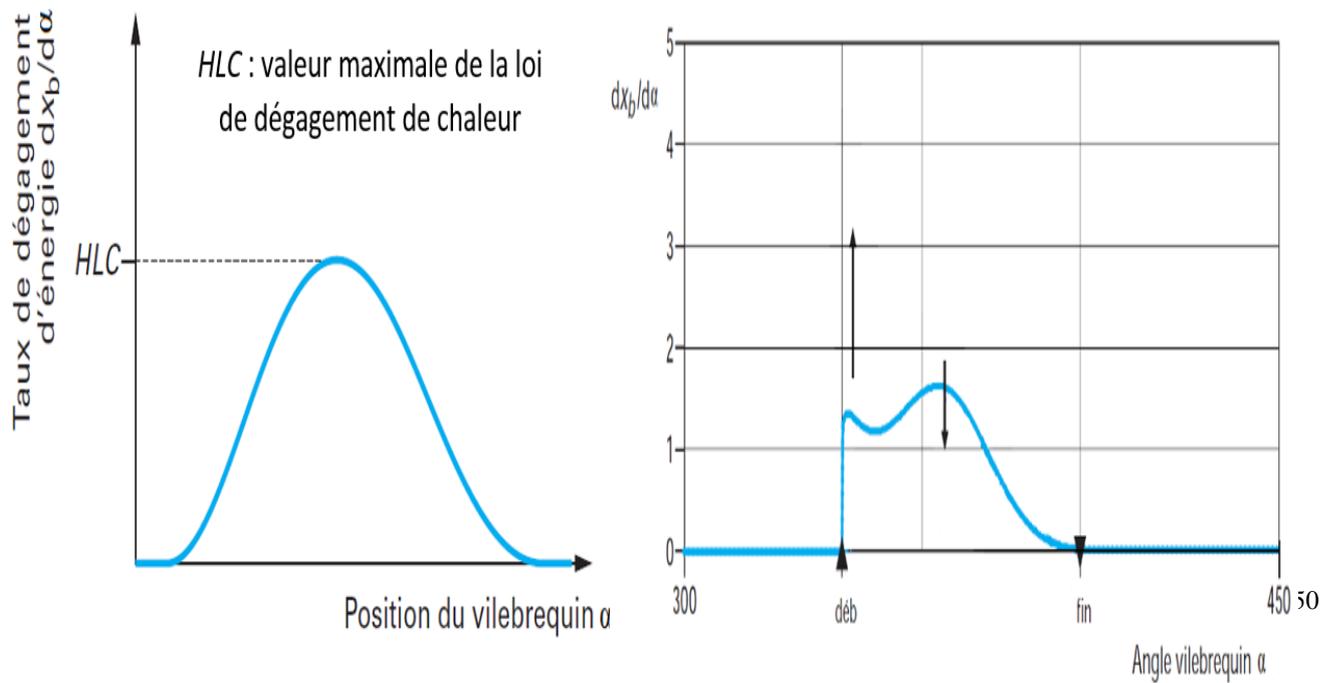


Figure (I.7) : Évolution du dégagement d'énergie [12].

Choix des valeurs de a_v et m_v : Les valeurs de a_v peuvent balayer une grande plage jusqu'à une valeur infinie. Le paramètre a_v traduit le pourcentage de la masse de carburant brûlée par rapport à la masse de carburant introduite. Considéré à 99,9 % du carburant introduit comme brûlé donne une valeur de 6,908 pour a_v . Une augmentation de a_v par rapport à la valeur utilisée sur la (figure I.8) produit une forte croissance du pic de combustion et une combustion plus rapide. La variation du facteur m_v entraîne une dissymétrie de la distribution, donc du dégagement de chaleur [13,14]. Une valeur faible entraîne des démarrages de combustion très violents. L'augmentation de m_v engendre des combustions tardives et un décalage du pic de combustion.

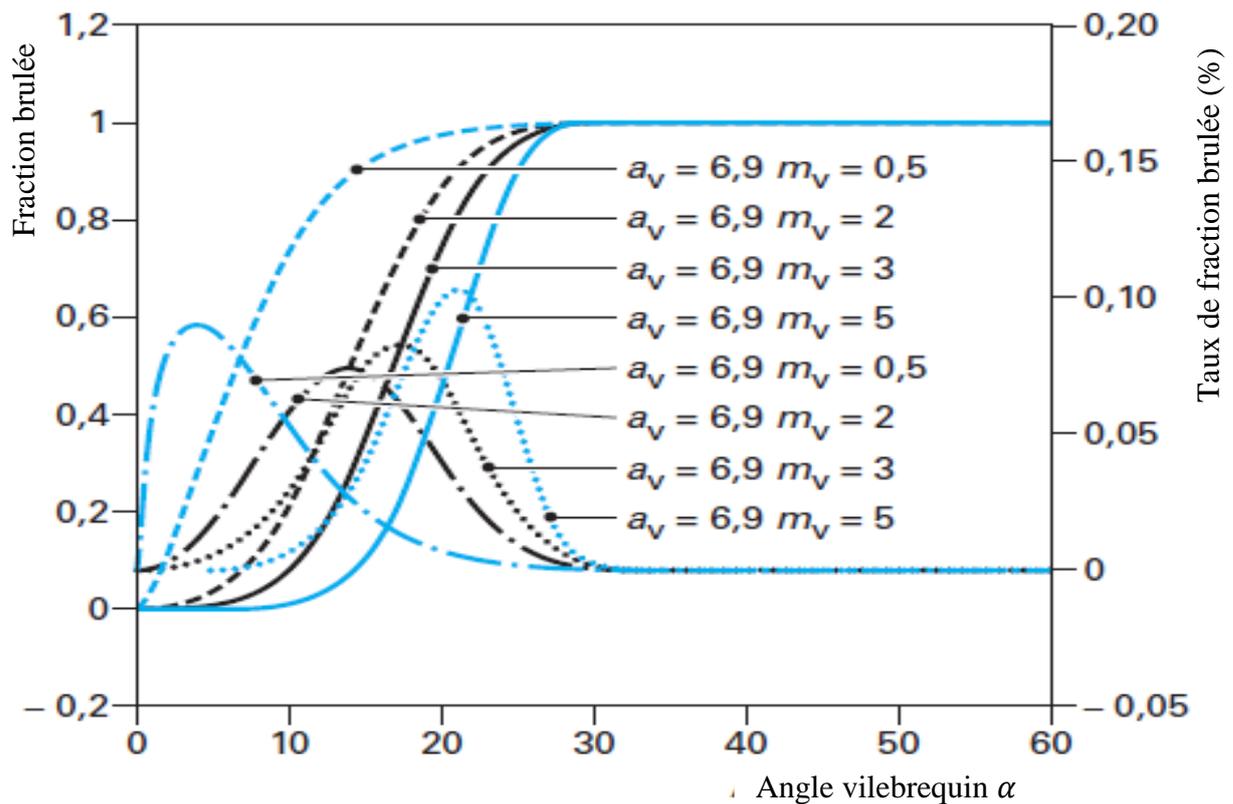


Figure (I.8) : Effet du choix du paramètre (m) suivant la loi de Wiebe [15].

L'ensemble des cas expérimentaux peut être modélisé par une loi paramétrique (figure 8). Une loi souvent utilisée est celle de Wiebe. Dans les moteurs à allumage commandé, une simple fonction à quatre paramètres permet de décrire les différentes configurations d'application [12,16]. Dans les applications du moteur Diesel, une double fonction de Wiebe est alors utilisée, elle permet de décrire la partie de combustion par prémélange et celle par diffusion.

Par ailleurs, la fraction de masse brûlée x_{br} est liée au taux de dégagement de chaleur par l'expression suivante :

$$x_{br} = \frac{Q_c}{Q_{tot}} \quad (I.21)$$

Donc la quantité de chaleur due à la combustion :

$$Q_c = x_{br} Q_{tot} \quad (I.22)$$

Où :

Q_c : Dégagement de chaleur dû à la combustion [J].

Q_{tot} : Energie totale contenue dans le carburant ou énergie totale consommée [J].

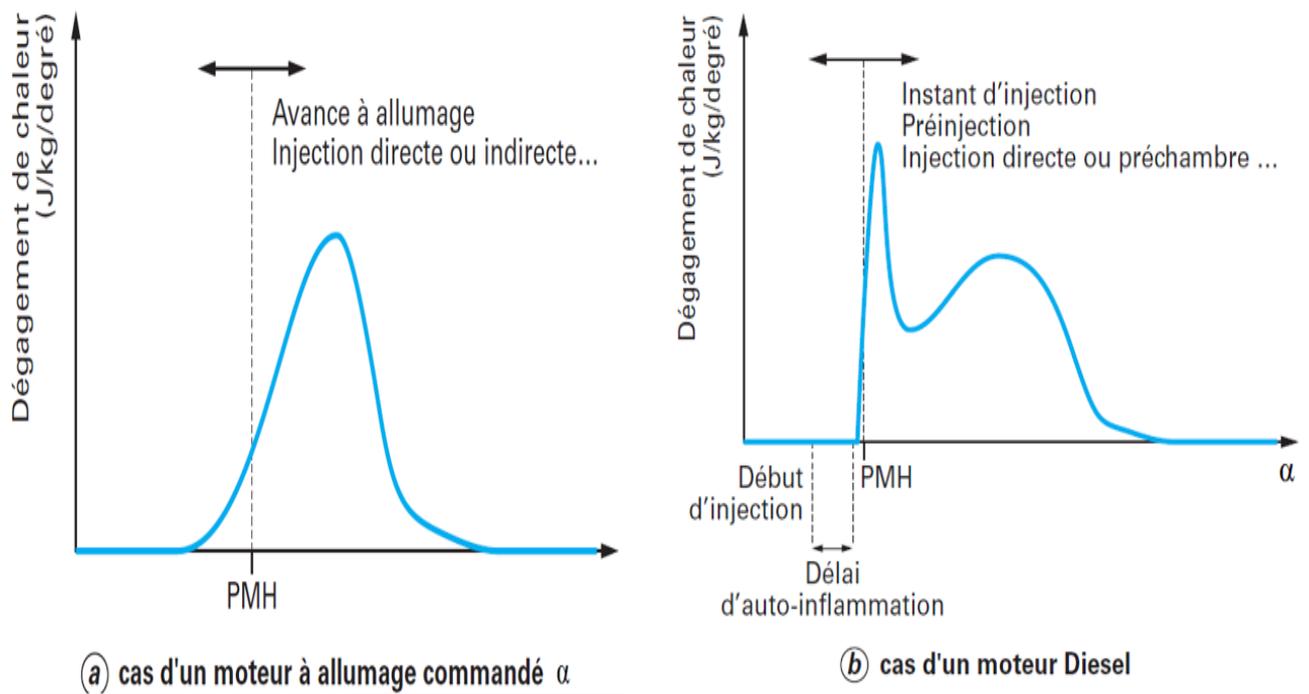


Figure (I.9) : Allure de la loi de dégagement de chaleur [11].

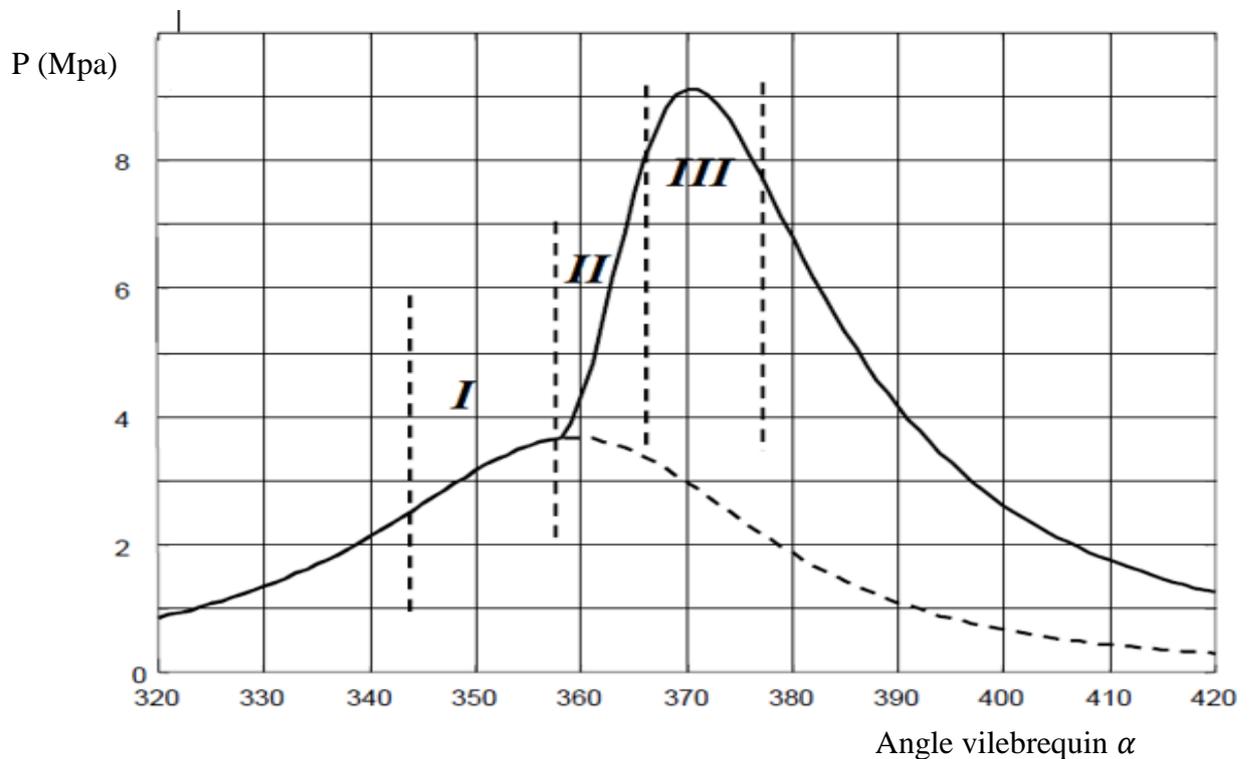


Figure (I.10) : Evolution de la pression dans la chambre de combustion en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin au voisinage du point mort haut [17].

Durant le délai à l'auto-ignition (**I**), la pression évolue dans le moteur conformément à la loi de compression simple, prolongée en traits interrompus au-delà du point mort haut à titre de ligne de référence (absence de combustion).

Lorsque la combustion rapide s'amorce (**II**), son caractère explosif conduit à une élévation brutale de la pression, provoquant un bruit caractéristique de "cogement".

Ce bruit est l'épiphénomène transmis au monde extérieur par les parois du moteur, dynamiquement sollicitées par l'onde d'expansion de la fraction brûlée dans la chambre [4,17].

Enfin, la combustion lente (**III**), s'accompagne d'augmentation du produit (PV) de l'ensemble de la charge conformément à l'équation d'état thermodynamique moyen de celle-ci, l'évolution étant assez lente pour que l'on puisse considérer la pression comme uniforme dans la chambre.

I.6.3.2. La détente

À partir d'équation polytropique [5] :

$$PV^{n_2} = \text{cst} \quad (\text{I. 23})$$

$$TV^{n_2-1} = \text{cst} \quad (\text{I. 24})$$

I.6.3.2.1. Pression en phase de détente

Il est possible de calculer un changement de pression dans le cylindre à la fin du processus de la détente :

$$P_z V_z^{n_2} = P_b V_b^{n_2} \quad (\text{I. 25})$$

I.6.3.2.2. température en phase de détente

Il est possible de calculer un changement de température pour une transformation fermée avant la fin du processus de détente :

$$T_z V_z^{n_2} = T_b V_b^{n_2-1} \quad (\text{I. 26})$$

P_z , P_b : Sont respectivement la pression à la fin de combustion et la détente.

T_z , T_b : Sont respectivement la température à la fin de combustion et la détente.

V_z , V_b : Sont respectivement le volume à la fin de combustion et la détente.

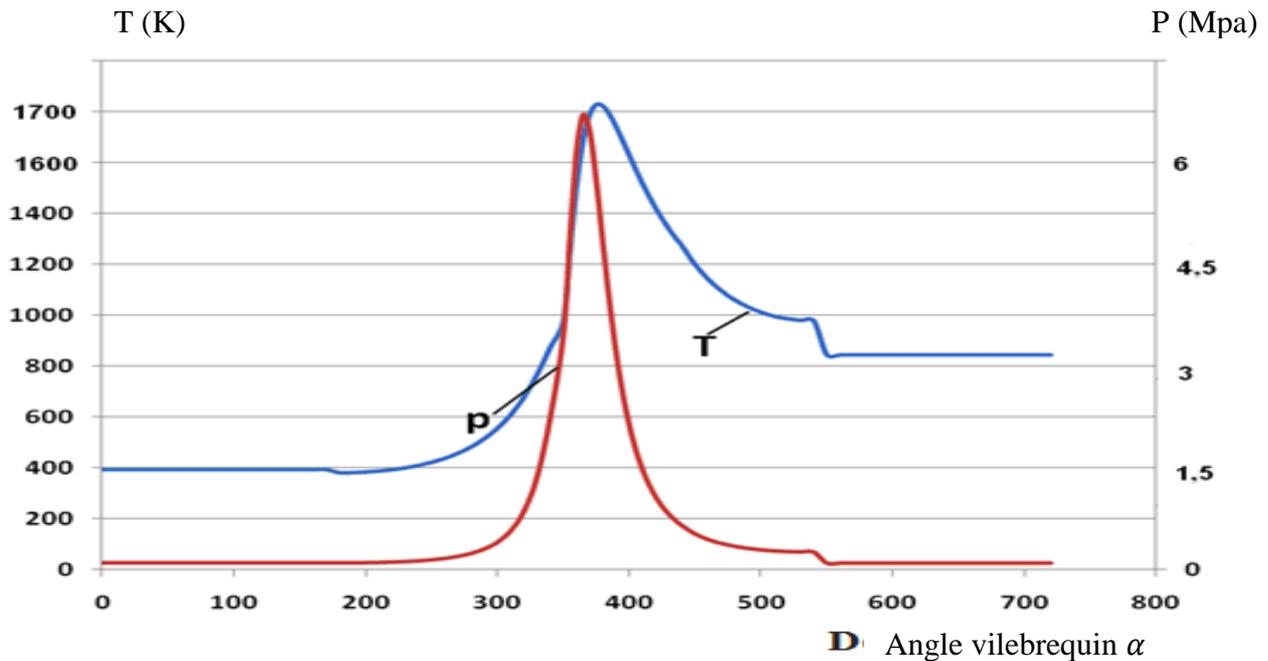


Figure (I.11) : L'évolution de la température et de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin [2].

I.6.4. Processus d'Échappement

Au PMB, la soupape d'échappement s'ouvre laissant s'échapper les gaz brûlés sous l'effet de leur pression et du déplacement du piston. Lorsque le piston se retrouve au PMH, la boucle est bouclée, et un nouveau cycle peut alors commencer. Cette étape joue un rôle primordial, en effet, si l'expulsion des gaz brûlés est incomplète, la quantité d'air frais admissible au cycle suivant sera moindre et le mélange n'aura pas la même composition [4]. La variation de la richesse du mélange d'un cycle à l'autre est l'une des causes de la dispersion cyclique et, par conséquent, de bruits et de vibrations indésirables ; le processus d'échappement est reflété sur la figure ci-dessus.

On peut décomposer la phase d'échappement, en deux sous phase :

- La bouffée, lorsque la soupape s'ouvre. Cette bouffée est une détente polytropique.
- Le refoulement, quand le piston remonte. Ce refoulement est supposé isobare.

I.6.4.1. Pression de l'échappement

En considérant le collecteur d'échappement comme un système thermodynamique ouvert et adiabatique, la variation de la pression à l'intérieur du collecteur est calculée d'après l'équation suivante :

$$\frac{dP_e}{dt} = \frac{r * n_2}{V_e} ((\dot{m}_{ei} + \dot{m}_f) * T_{eo} - \dot{m}_t * T_e) \quad (I.27)$$

P_e : La pression des gaz dans le collecteur d'échappement.

T_e : La température des gaz dans le collecteur d'échappement.

V_e : Le volume des gaz de collecteur d'échappement.

I.6.4.2. température de l'échappement

La température de collecteur d'échappement :

$$T_e = \frac{P_e * V_e}{r * m_e} \quad (I. 28)$$

m_e : Masse des gaz dans le collecteur d'échappement.

r : La constante des gaz parfaits relative à l'air.

I.7. Synthèse bibliographique

L'analyse bibliographique développée dans ce chapitre regroupe des résultats d'expérience et des travaux de modélisation relative à des travaux de recherches menées sur des processus thermodynamiques du moteur à combustion interne.

B. A. Sharoglazov et al. [5] ont étudié la variation de pression et de température en fonction de l'angle de vilebrequin des processus thermodynamiques de moteur à combustion interne.

H. Pascal et al [11] focalisent uniquement sur la modélisation des phénomènes physiques et chimiques mis en jeu lors de la combustion Diesel avec une approche thermodynamique zérodimensionnelle basse sur les modèles de combustion phénoménologique qui réduisent l'ensemble des phénomènes physiques et chimiques énumérés précédemment à une **équation explicite de dégagement de chaleur en fonction de l'angle du vilebrequin ou du temps**. Le choix du type de modèle à utiliser dépend très largement des exigences, termes de précision et de vitesse de calcul.

G. Philippe [12] a décrit les principes et les équations de base d'une approche de modélisation zérodimensionnelle sans faire d'hypothèses particulières sur les sous-modèles d'évolution comme les transferts thermiques aux parois par exemple. Loi du taux de dégagement d'énergie et de dégagement de chaleur, est celle de Wiebe.

Leurs utilisations permettent d'aborder l'optimisation et le contrôle moteur dans une optique d'une approche temps réel sur véhicule.

O. Grondin [17] établit un modèle du moteur à allumage par compression capable de reproduire l'évolution des variables essentielles pour le contrôle et le diagnostic et ce, en temps réel. Il est donc choisi de concevoir un modèle zéro-dimensionnelle reposant sur l'étude thermodynamique du moteur. Cette approche offre un bon compromis entre la précision des résultats et le temps de simulation. De plus, le paramétrage est simplifié. Il constitue donc un intermédiaire et un support idéal pour générer des données.

C. Barba et al. [18] choisissent de modéliser la combustion de l'injection principale uniquement par une seule phase de combustion de diffusion. Le dégagement de chaleur est alors modélisé sur une phase de Vibe (partielle) suivie d'une hyperbole. Ce modèle est plutôt adapté pour les pleines charges.

N. Bordet [19] on étudie la combustion Diesel dans les moteurs récents. L'objectif est d'augmenter la précision des modèles tout en limitant les temps de calcul associés afin d'utiliser la simulation comme un outil dédié à la mise au point.

Le développement d'un modèle zéro-dimensionnelle pour orienter la simulation du système et présenter la prise en compte de l'ensemble des phénomènes physico-chimiques se déroulant dans la chambre de combustion confère au modèle un niveau de productivité conséquent. Un nouveau modèle de combustion de prémélange est proposé, permettant une modélisation détaillée des combustions fortement diluées et des combustions relatives aux injections précoces. Une approche innovante permettant de quantifier les interactions entre les jets pour le multi injection elle est également proposée après calibration sur un nombre restreint d'essais moteur, les résultats du modèle global sont comparés à des mesures expérimentales pour toute la plage de fonctionnement du moteur.

H. Karabulut et al [20] ont étudié l'augmentation de la pression par degré d'angle détraqué qui est lié au taux de dégagement de chaleur. Au moyen de réduire la quantité du combustible et l'accumulation pendant le retard d'allumage. Les analyses Thermodynamiques sont la plupart des modèles mathématiques fiables fournissant des critères de conception robustes. Combiné l'analyse thermodynamique peut être employée pour estimer la pression de gaz, la température de gaz, la puissance de moteur, l'efficacité thermique.

L'analyse thermodynamique permet également l'optimisation des éléments de moteur du poids ou point de vue de volume.

I.8. Conclusion

Cette recherche bibliographique est une base de travail lorsque l'on s'intéresse à la modélisation thermodynamique zérodimensionnelle des cycles moteurs à combustion interne, qui s'étend de l'avant-projet de validation d'une nouvelle solution aux modèles destinés au contrôle moteur. Le choix du type de modèle à utiliser dépend très largement des exigences en termes de précision et de vitesse de calcul.

Aujourd'hui, une tendance forte consiste à utiliser des modèles très détaillés (tout en limitant le nombre de paramètres) pour alimenter les paramètres de modèles plus simples, mais plus rapides en temps de calcul. Qu'on va programmer en langage de calcul dans l'environnement MATLAB-Simulink.

Chapitre II :

Simulation thermodynamique

II.1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons modéliser les équations thermodynamiques du moteur à combustion interne en fonction de l'angle du vilebrequin. Nous cherchons la simplicité puisque ces modèles sont conçus dans le but d'être utilisés dans un processus d'optimisation dynamique lourd.

II.2. Hypothèses d'études

Pour pouvoir établir les modèles en valeurs moyennes, on va supposer que les hypothèses suivantes sont vraies :

- Le mélange contenu dans le cylindre est homogène dans l'espace durant toutes les phases du cycle.
- Pour un moteur multicylindre, tous les cylindres sont identiques, possédant la même thermodynamique et fonctionnant dans les mêmes conditions, donc les résultats globaux, sont obtenus en multipliant les résultats de l'analyse d'un moteur monocylindre par le nombre de cylindres.
- Les propriétés thermodynamiques (pression, température...) varient seulement en fonction du temps (angle de vilebrequin) et sont uniformes dans l'espace dans chaque zone.
- Le carburant est complètement vaporisé et mélangé à l'air entrant préalablement à l'admission.
- L'air dans le collecteur d'admission et les gaz dans le collecteur d'échappement se comportent comme des gaz parfaits, donc les différents états de l'air ou des gaz sont liés par l'équation des gaz parfaits :
- Les collecteurs d'admission et d'échappement sont adiabatiques et par suite on va négliger tous les échanges de chaleur avec l'extérieur.
- Les variations des capacités thermiques à volume constant et à pression constante avec la température sont négligeables.
- La répartition de l'air dans le collecteur d'admission est homogène et tous les points à l'intérieur du collecteur sont à la même température et pression. De même pour les gaz dans le collecteur d'échappement.

II.3. Cinématique de moteur à combustion interne

La cylindrée unitaire V_h correspond au volume balayé par le piston entre le PMH et le PMB :

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} s \quad (\text{II. 1})$$

Quand le piston est au PMH, il reste un volume minimal décrit principalement par le jeu entre le piston et le sommet du cylindre, c'est le volume mort V_m [12,13]. Le volume mort inclut également le logement de l'injecteur et le bol usiné dans la tête du piston et éventuellement le volume de la chambre de précombustion dans le cas d'un moteur à injection indirecte. Le volume total du cylindre V_t est égal :

$$V_t = V_m + V_h \quad (\text{II. 2})$$

Donc

$$V_t = V_m + \frac{\pi D^2}{4} s \quad (\text{II. 3})$$

Avec :

D : Alésage [m].

s : Course du piston [m].

Equation du mouvement du piston :

$$s(\alpha) = R + l - (r \cos \alpha + l \cos \beta) \quad (\text{II. 4})$$

On divise par r on trouve :

$$s(\alpha) = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right] \quad (\text{II. 5})$$

Avec :

$$\lambda = \frac{R}{l} \quad (\text{II. 6})$$

Comme :

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \quad (\text{II. 7})$$

On remplace dans l'équation (5) on trouve :

$$s(\alpha) = R \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (\text{II. 8})$$

La fonction cinématique de la course de piston $\sigma(\alpha)$ s'écrit comme suite :

$$\sigma(\alpha) = \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \quad (\text{II. 9})$$

Où :

α : L'angle vilebrequin avec la verticale.

β : L'angle bielle avec la verticale.

R : Rayon [m].

l : la longueur de la bielle [m].

λ : Le rapport du maneton du vilebrequin à la longueur de la bielle.

Le volume du cylindre en fonction de la course :

À partir des équations (II.3) et (II.8) on obtient l'équation suivante :

$$V(\alpha) = V_m + \frac{\pi D^2 s}{4} \frac{\sigma(\alpha)}{2} = V_m + \frac{V_h}{2} \sigma(\alpha) \quad (\text{II. 10})$$

Avec :

$$R = \frac{s}{2} \quad (\text{II. 11})$$

On tenant compte que :

$$\varepsilon = \frac{V_t}{V_m} \quad (\text{II. 12})$$

Et

$$V_h = V_t - V_m = V_m(\varepsilon - 1) \quad (\text{II. 13})$$

A partir de la formule (9) nous pouvons la réécrire sous forme suivante

$$V(\alpha) = \frac{V_t}{\varepsilon} \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma(\alpha) \right) \quad (\text{II. 14})$$

Avec :

$$V(\alpha) = \frac{V_t}{\varepsilon} \Psi(\alpha) \quad (\text{II. 15})$$

Avec :

$$\Psi(\alpha) = \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma(\alpha) \right) \quad (\text{II. 16})$$

Où :

ε : Taux de compression.

$\Psi(\alpha)$: La fonction cinématique du changement du volume du cylindre.

Vitesse du piston :

$$\frac{ds}{dt} = \dot{s}(t) = R\omega \left(\sin(\omega t) + \frac{\lambda}{2} \sin^2(\omega t) \right) \quad (\text{II. 17})$$

Accélération du piston :

$$\frac{d^2s}{dt^2} = \ddot{s}(t) = R\omega t^2(\cos(\omega t) + \lambda \cos^2(\omega t)) \quad (\text{II. 18})$$

La vitesse angulaire :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (\text{II. 19})$$

Avec :

$$\alpha = \omega t \quad (\text{II. 20})$$

Où :

ω : La vitesse angulaire [rad/s].

t : Le temps [s].

II.4. Processus thermodynamiques d'un moteur à combustion interne

II.4.1. Processus d'admission

L'application du premier principe de la thermodynamique au collecteur d'admission donne par la relation suivante :

$$\frac{d(m_a u)}{dt} = -\dot{W} + \dot{Q} + \dot{m}_{ei} * h_{ei} \quad (\text{II. 21})$$

m_a : La masse de l'air présente dans le collecteur d'admission.

u : L'énergie interne de l'air.

h : L'enthalpie massique.

\dot{W} : Puissance produit ou consommé.

\dot{Q} : Puissance dégagée ou absorbée.

\dot{m}_{ei} : Le débit d'air entrant dans les cylindres.

L'énergie interne et l'enthalpie massique sont reliées à la température de l'air par les équations suivantes :

$$u = C_V * T \quad (\text{II. 22})$$

$$h = C_P * T \quad (\text{II. 23})$$

$$C_V = \frac{r}{n_1 - 1} \quad (\text{II. 24})$$

$$C_P = \frac{n_1 * r}{n_1 - 1} \quad (\text{II. 25})$$

r : La constante des gaz parfaits relative à l'air.

C_V : La capacité thermique à pression constante.

C_P : La capacité thermique à volume constant.

n_1 : L'exposant polytropique de l'admission.

II.4.1.1. pression en phase d'admission

En considérant le collecteur d'admission comme un système thermodynamique ouvert et adiabatique.

$$\frac{dP_a}{dt} = \frac{r * n_1}{V_a} (\dot{m}_{ei} * T_a) \quad (\text{II. 26})$$

P_a : La pression de l'air dans le collecteur d'admission.

V_a : Le volume de l'air dans le collecteur d'admission.

T_a : La température de l'air dans le collecteur d'admission.

Le débit d'air entrant dans les cylindres est calculé par la formule suivante :

$$\dot{m}_{ei} = \dot{m}_{ei,th} * \eta_v \quad (\text{II. 27})$$

$\dot{m}_{ei,th}$: Le débit d'air théorique :

$$\dot{m}_{ei,th} = \frac{V_h * P_a}{r * T_a} * \frac{n}{4 * \pi} \quad (\text{II. 28})$$

n : La vitesse de rotation du vilebrequin.

V_h : La cylindrée du moteur.

η_v : le taux de remplissage donné par :

$$\eta_v = a_1 + a_2 n + a_3 n^2 \quad (\text{II. 29})$$

$a_i, i = 1... 3$ sont des paramètres identifiés à partir des données expérimentales.

La variation de la masse de l'air à l'intérieur du collecteur est calculée d'après la loi de la conservation de la masse :

$$\frac{d\dot{m}_a}{dt} = \dot{m}_a = \dot{m}_{ei} \quad (\text{II. 30})$$

II.4.1.2. Température a la fin d'admission

La température du collecteur d'admission est calculée par l'expression suivante :

$$T_a = \frac{P_a * V_a}{r * m_a} \quad (\text{II. 31})$$

II.4.2. Processus de compression

Pour déterminer la pression et la température de charge fraîche, pendant cette phase, il est nécessaire de déterminer leurs variations en fonction de l'angle du vilebrequin.

L'équation fondamentale polytropique de compression pour une transformation fermée s'écrit comme suit :

$$PV^{n_1} = \text{coste} \quad (\text{II. 32})$$

Et

$$TV^{n_1-1} = \text{coste} \quad (\text{II. 33})$$

Il est possible de calculer un changement de pression dans le cylindre à la fin du processus de la compression :

$$P_c = P_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad (\text{II. 34})$$

II.4.2.1. Pression en phase de compression

L'équation de la variation de pression s'écrit :

$$P(\alpha) = P_a \left[\frac{V_a}{V(\alpha)} \right]^{n_1} \quad (\text{II. 35})$$

On remplace l'équation (II.13) dans l'équation (II.28) :

$$P(\alpha) = P_a \left[\frac{\Psi_a}{\Psi(\alpha)} \right]^{n_1} \quad (\text{II. 36})$$

II.4.2.2. Température en phase de compression

Il est possible de calculer un changement de température pour une transformation fermée à la fin du processus de compression :

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad (\text{II. 37})$$

L'équation de la variation de température s'écrit :

$$T(\alpha) = T_a \left[\frac{V_a}{V(\alpha)} \right]^{n_1-1} \quad (\text{II. 38})$$

On remplace l'équation (II.13) dans l'équation (II.31) :

$$T(\alpha) = T_a \left[\frac{\Psi_a}{\Psi(\alpha)} \right]^{n_1-1} \quad (\text{II. 39})$$

D'où

$$\Psi(\alpha_x) = 1 + \left(\frac{\varepsilon - 1}{2} \right) \sigma_x \quad (\text{II. 40})$$

Et

$$\sigma_x = r \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 + \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (\text{II. 41})$$

Où :

P_a : La pression au début de compression [Pa].

T_a : La température au début de compression [K].

V_a : Le volume au début de compression [m³].

V_c : Le volume à la fin de compression [m³].

n_1 : L'exposant polytropique de la compression.

II.4.3. Processus de combustion détente

II.4.3.1. La combustion

II.4.3.1.1. pression de la combustion

$$P_x = \frac{2Q_z(X_2 - X_1) + P_c(KV_1 - V_2)}{KV_2 - V_1} \quad (\text{II. 42})$$

P_x : La pression de la combustion.

P_c : La pression de la compression.

V_1 : Le volume de combustion pendant la phase initiale.

V_2 : Le volume de combustion pendant la phase finale.

X_1 : La part du carburant brûlé pendant la phase initiale.

X_2 : La part du carburant brûlé pendant la phase finale.

La fraction brûlée :

$$x_{br} = 1 - \exp(-a_v y (\alpha)^{m_v+1}) \quad (II. 43)$$

La fraction brûlée pendant la phase finale :

$$x_{12} = \exp(-a_v y^{m_v+1}) - \exp(-a_v y^{m_v+1}) \quad (II. 44)$$

Pour les moteurs diésel :

$$y = \frac{\alpha_{déb}}{\alpha_{fin} - \alpha_{déb}} = \frac{\alpha_{déb}}{\Delta\alpha} \quad (II. 45)$$

Et

$$y(\alpha) = \frac{\alpha - \alpha_{déb}}{\alpha_{fin} - \alpha_{déb}} = \frac{\alpha - \alpha_{déb}}{\Delta\alpha} \quad (II. 46)$$

$\alpha_{déb}$: Angle du début de combustion.

α_{fin} : Angle de la fin de combustion.

$\Delta\alpha$: Durée de combustion.

m_v , a_v : Paramètres à identifier.

y : temps adimensionné.

a_v et m_v sont déterminés dans le but d'avoir des résultats proches de l'expérience, dans le cadre de ce travail on a, $a = 6.9$, $m_v = 0.5$ [15].

K : l'exposant adiabatique des gaz brûlés est donné par la relation suivante :

$$K = \frac{C_p}{C_r} \quad (II. 47)$$

Par ailleurs, la fraction de masse brûlée x_{br} est liée au taux de dégagement de chaleur par l'expression suivante :

$$x_{br} = \frac{Q_z}{Q_{tot}} \quad (II. 48)$$

Donc la quantité de chaleur due à la combustion s'écrit :

$$Q_z = x_{br} Q_{tot} \quad (II. 49)$$

Avec :

$$Q_{tot} = \eta_c \text{ PCI } m_{br} \quad (II. 50)$$

Où :

Q_z : Dégagement de chaleur dû à la combustion [J].

Q_{tot} : Energie totale contenue dans le carburant ou énergie totale consommée [J].

η_c : Rendement de combustion.

PCI : Pouvoir calorifique inférieur [KJ/Kg].

Taux de dégagement d'énergies s'exprime suivant la relation (II.30) pour les moteurs diesel est donne par cette relation:

$$\frac{dx_{br}}{d\alpha} = \frac{a_v(m_v + 1)}{\Delta\alpha_{comb}} y^{m_v} \exp[-a_v y^{m_v+1}] \quad (II. 51)$$

II.4.3.1.2. température en phase de combustion

La variation de la température :

$$T_x = \frac{T_c}{P_c} \frac{P_x V_x}{V_2 \beta_{1-2}} \quad (II. 52)$$

T_x : La température de la combustion

Avec

$$\beta_{1-2} = \frac{(\beta_1 + \beta_2)}{2} \quad (II. 53)$$

Coefficient du changement moléculaire :

$$\beta_2 = 1 + (\beta_{max} - 1)X_2 \quad (II. 54)$$

Valeur maximum du coefficient du changement moléculaire :

$$\beta_{max} = \frac{\beta_{0max} + \gamma}{1 + \gamma} \quad (II. 55)$$

Valeur maximum du coefficient chimique de changement moléculaire (avec $\alpha < 1$)

$$\beta_{0\max} = 1 + \frac{\left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32}\right)}{\alpha \cdot L_0} \quad (\text{II. 56})$$

L_0 : La quantité d'air théoriquement nécessaire pour la combustion de 1 kg de carburant :

$$L_0 = \left(\frac{\frac{8}{3}C + 8H - O}{0.232} \right) \quad (\text{II. 57})$$

II.4.3.2. La détente

À partir d'équation polytropique :

$$PV^{n_2} = \text{cst} \quad (\text{II. 58})$$

et

$$TV^{n_2-1} = \text{cst} \quad (\text{II. 59})$$

On a

$$P_z V_z^{n_2} = P_b V_b^{n_2} \quad (\text{II. 60})$$

et

$$T_z V_z^{n_2} = T_b V_b^{n_2-1} \quad (\text{II. 61})$$

Ou :

P_z , P_b : Sont respectivement la pression à la fin de combustion et à la fin de détente.

T_z , T_b : Sont respectivement la température à la fin de combustion et à la fin de détente.

V_z , V_b : Sont respectivement le volume à la fin de combustion et à la fin détente.

Pour le cycle avec la combustion isochore, moteur à l'allumage commandée :

$$P_b = \left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{n_2} P_z = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2}} \quad (\text{II. 62})$$

Et

$$T_b = \left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{n_2-1} T_z = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} \quad (\text{II. 63})$$

II.4.3.2.1. Pression en phase de détente

L'équation de la variation de la pression de processus de détente s'écrit comme suit :

$$P_x = P_z \left[\frac{\Psi(\alpha_x)}{\Psi(\alpha_b)} \right]^{n_2} \quad (\text{II. 64})$$

II.4.3.2.1. Température en phase de détente

L'équation de la variation de la température de processus détente :

$$T_x = T_z \left[\frac{\Psi(\alpha_x)}{\Psi(\alpha_b)} \right]^{n_2-1} \quad (\text{II. 65})$$

D'où

$$\Psi(\alpha_x) = 1 + \left(\frac{\varepsilon - 1}{2} \right) \sigma_x \quad (\text{II. 66})$$

Et

$$\sigma_x = r \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 + \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (\text{II. 67})$$

II.4.4. Processus d'échappement

On va considérer qu'il n'y a pas de retard entre l'entrée de l'air dans la chambre de combustion et la sortie des gaz, d'où :

$$\dot{m}_{e0} = \dot{m}_{ei} + \dot{m}_f \quad (\text{II. 68})$$

\dot{m}_{e0} : Le débit des gaz sortant de la chambre de combustion et entrant dans le collecteur d'échappement.

\dot{m}_f : Le débit de gazole.

II.4.4.1. pression d'échappement

En considérant le collecteur d'échappement comme un système thermodynamique ouvert et adiabatique, la variation de la pression à l'intérieur du collecteur est calculée d'après l'équation suivante :

$$\frac{dP_e}{dt} = \frac{r * n_2}{V_e} \left((\dot{m}_{ei} + \dot{m}_f) * T_{e0} - \dot{m}_t * T_e \right) \quad (\text{II. 69})$$

P_e : La pression des gaz dans le collecteur d'échappement.

T_e : La température des gaz dans le collecteur d'échappement.

V_e : Le volume des gaz dans le collecteur d'échappement.

La variation de la masse des gaz à l'intérieur du collecteur est calculée d'après la loi de la conservation de la masse :

$$\frac{dm_e}{dt} = \dot{m}_e = \dot{m}_{ei} + \dot{m}_f \quad (\text{II. 70})$$

II.4.4.2. température d'échappement

$$T_e = \frac{P_e * V_e}{r * m_e} \quad (\text{II. 71})$$

II.5. Conclusion

Cette modélisation nous permet de connaître l'évolution de température et de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pendant tout le cycle du moteur, et on reste toujours dans l'hypothèse que les variations de la température et de la pression pendant les phases d'admission et de l'échappement restent constantes.

Chapitre III :

Calcul de performance

Ce chapitre on le consacre pour le calcul de performance du moteur, pour le model (**KAMAZ-740**) c'est un moteur diesel huit cylindres a aspiration naturelle.



III.1. Les données statiques du moteur KAMAZ-740

- Type 4-temps compression d'allumage.
- Nombre de cylindres **8**.
- Les chemises sont en forme de **V**, Angle Camber **90°**
- L'ordre de tir **1-5-4-2-6-3-7-8**.
- Alésage et course, **120x120 mm**.
- Le rapport du maneton de vilebrequin à la longueur de la bielle $\lambda = R/L$. $\lambda = 0.263$
- La direction de rotation de vilebrequin à droite.
- Cylindrée totale : **10.85**.

- Taux de compression : **17**.
- Aspiration naturelle.
- Injection indirecte avec une pompe en ligne.
- Puissance effective du moteur : $N_e = 129.437 \text{ kW}$.
- Vitesse de régime du moteur : **2600 tr/mn**.
- Le pouvoir calorifique du gasoil : $H_u = 42.5 \text{ MJ/kg}$.

III.2. Le combustible gas-oil moteur à combustion massique

- $g_C = 0.87$ (teneur en Carbone) ;
- $g_{H_2} = 0.126$ (teneur en Hydrogène) ;
- $g_{O_2} = 0.04$ (teneur en Oxygène) ;

III.3. La quantité stœchiométrique pour la combustion de 1 kg de combustible

La combustion est une réaction d'oxydation d'un combustible par une espèce chimique oxydante appelée comburant. Dans la majorité des cas, elle se déroule en phase gazeuse.

$$l_0 = \left(\frac{8}{3} g_C + 8 g_{H_2} - g_{O_2} \right) / 0.232$$

$$l_0 = \frac{\left(\frac{8}{3} \times 0.87 + 8 \times 0.126 - 0.004 \right)}{0.232}$$

$$l_0 = 14.3275 \left[\frac{\text{kg d'air}}{\text{kg comb}} \right]$$

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_{\text{air}}}$$

$$L_0 = \frac{14.3275}{28.97}$$

$$L_0 = 0.4946 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de comb}} \right]$$

III.4. La quantité de la charge fraîche

Pour les moteurs diesels, l'excès d'air du mélange combustion doit être toujours supérieur à la limite d'apparition des fumées. Dans notre cas $\alpha = 1.8$.

$$M_1 = \alpha \cdot L_0$$

$$M_1 = 1.8 \times 0.4946$$

$$M_1 = 0.89028 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de comb}} \right]$$

III.5. La quantité des produits de combustion

Indiquons d'abord que l'azote ne participe pas à la réaction de combustion, pour cela la quantité de ce dernier est la même que celle introduite dans le cylindre.

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{g_C}{12}$$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{0.87}{12}$$

$$M_{\text{CO}_2} = 0.0725 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de comb}} \right]$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{g_{\text{H}_2}}{12}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0.126}{12}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 0.063 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de comb}} \right]$$

$$M_{\text{O}_2} = 0.21(\alpha - 1)L_0$$

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \times (1.8 - 1) \times 0.4946$$

$$M_{\text{O}_2} = 0.083 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de comb}} \right]$$

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0$$

$$M_{N_2} = 0.79 \times 1.8 \times 0.4946$$

$$M_{N_2} = 0.703 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de comb}} \right]$$

III.6. La quantité totale des produits de combustion

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}$$

$$M_2 = 0.0725 + 0.063 + 0.083 + 0.703$$

$$M_2 = 0.9215 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de comb}} \right]$$

III.7. Coefficient des gaz de résiduel (γ_r)

$$T_r = (600 \text{ à } 900)\text{K} , P_r = (1 \text{ à } 2)\text{bar} \text{ et } \Delta T = (5 \text{ à } 20)^\circ$$

$$\text{On prend } T_r = 750^\circ\text{K} , P_r = 1.1 \text{ bar} \text{ et } \Delta T = 15^\circ$$

La température T_r et la pression P_r peuvent être calculées thermodynamiquement mais généralement, les résultats obtenus sont souvent éloignés de la réalité ; pour cela on préfère les donner dans les intervalles ci-dessus.

Le choix de la différence de température ΔT dépend de la conception et de l'installation de la conduite d'admission du moteur.

Le taux de remplissage : $\eta_v = 0.86$.

$$\gamma_r = \frac{P_r T_r}{[(\epsilon - 1)\eta_v P_0 T_r]}$$

$$\gamma_r = \frac{1.1 \times 293}{[(17 - 1) \times 0.86 \times 1.013 \times 750]}$$

$$\gamma_r = 0.0308$$

Valeur maximum du coefficient chimique de changement moléculaire (avec $\alpha > 1$).

$$\beta_{0\max} = 1 + \frac{\left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32}\right)}{\alpha l_0}$$

$$\beta_{0\max} = 1 + \frac{\left(\frac{0.126}{4} + \frac{0.004}{32}\right)}{1.8 \times 14.3275}$$

$$\beta_{0\max} = 1.00122$$

III.8. le coefficient du changement moléculaire réel

$$\beta_{\max} = \frac{\beta_{0\max} + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta_{\max} = \frac{1.00122 + 0.0308}{1 + 0.0308}$$

$$\beta_{\max} = 1.00118$$

III.9. la variation du Coefficient du changement moléculaire

$$\beta_2 = 1 + (\beta_{\max} - 1)X_2$$

III.10. L'augmentation de coefficient du changement moléculaire

$$\beta_2 = \frac{(\beta_1 + \beta_2)}{2}$$

III.11. La fraction de la masse brulée du carburant

$$X_2 = 1 - \exp(-a_v y^{m_v+1})$$

III.12. L'exposant polytropique

$$n_1 = 1.41 - \frac{100}{n}$$

$$n_1 = 1.41 - \frac{100}{2600}$$

$$n_1 = 1.37$$

III.13. Processus d'admission**III.13.1. La pression à la fin d'admission**

$P_a = (0.9 \text{ à } 0.95)P_0$; On prend $P_a = 0.94P_0$

$$P_a = 0.94 \times 1.013$$

$$P_a = 0.9522 \text{ [bar]}$$

III.13.2. La température à la fin d'admission

La charge fraîche introduite dans le cylindre est à la fin d'admission déjà mélangée avec les gaz résiduels. Ainsi, la charge fraîche est chauffée par les parois de canalisation d'admission ou une augmentation de température de ΔT se produit, et par les gaz brûlés dont leur température est désignée par T_r .

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_a = \frac{293 + 15 + 0.0308 \times 750}{1 + 0.0308}$$

$$T_a = 321.2068 \text{ [K]}$$

III.14. Processus de compression**III.14.1. La pression à la fin de compression**

Pendant la compression, la température et la pression de la charge fraîche s'élèvent. Leurs valeurs en fin de compression dépendent de la pression et la température au début de compression du taux de compression et de l'échange de chaleur avec les parois du cylindre.

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

$$P_c = 0.9522 \times 17^{1.37}$$

$$P_c = 46.1788 \text{ [bar]}$$

III.14.2. La température à la fin de compression

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = 321.2068 \times 17^{1.37 - 1}$$

$$T_c = 916.3277 \text{ [K]}$$

III.15. Processus de combustion détente**III.15.1. Processus de la combustion****III.15.1.1. La pression maximale du cycle**

La combustion dans les moteurs Diesels dépend des propriétés du combustible, de la qualité de pulvérisation (atomisation), de la durée d'injection, de l'avance à l'injection, du taux de compression, charge, nombre de tours, forme de la chambre et autres paramètres.

$$P_z = \lambda P_c$$

λ : Taux de croissance de pression, $\lambda = 1.5 \rightarrow 2$

On prend $\lambda = 1.55$

$$P_z = 1.55 \times 46.1788$$

$$P_z = 71.5771 \text{ [bar]}$$

III.15.1.2. La température maximale du cycle

Pour les moteurs diesel le coefficient de dégagement de chaleur est de : $\delta = 1$;

Le rapport de dégagement de chaleur : $\psi = 0.86$

Puis le rapport d'efficacité de la combustion : $\xi = \psi \delta$

$$\xi = 0.86 \times 1$$

$$\xi = 0.86$$

$$\frac{\xi H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + (\mu C_v^c + 8.314 \times \lambda) T_c = \beta \cdot \mu C_p^z \cdot T_z$$

Avec :

$$\mu C_v^c = \mu C_{v\text{air}} \int_0^{T_c} dt = a + b \cdot T_c$$

Sachant que $a = 20.16$; $b = 1,738 \cdot 10^{-3}$

$$\mu C_v^c = 20.16 + 1,738 \cdot 10^{-3} \times 916.3277$$

$$\mu C_v^c = 21.7525 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol. K}} \right]$$

$$\mu C_v^z = \left(19.6 + \frac{0.9}{\alpha} \right) + \left(\frac{13.5}{\alpha} + 15.49 \right) 10^{-4} T_z$$

$$\mu C_v^z = \left(19.6 + \frac{0.9}{1.8} \right) + \left(\frac{13.5}{1.8} + 15.49 \right) 10^{-4} T_z = 20.1 + 22.99 \times 10^{-4} T_z$$

$$\mu C_p^z = \mu C_v^z + \mu R$$

$$\mu C_p^z = 20.1 + 22.99 \times 10^{-4} T_z + 8.314 = 28.414 + 22.99 \times 10^{-4} T_z$$

On remplace toutes les données dans l'équation précédente on aura :

$$\begin{aligned} & \frac{0.86 \times 42500}{0.89028 \times (1 + 0.0308)} + (21.7525 + 8.314 \times 1.8) \times 916.3277 \\ & = 1.00118 \times (28.414 + 22.99 \times 10^{-4} T_z) \times T_z \\ & 23.0171 \times 10^{-4} T_z^2 + 28.4475 T_z - 73473.2489 = 0 \end{aligned}$$

$$T_z = \frac{-28.4475 + 36.4308}{2 \times 23.0171 \times 10^{-4}}$$

$$T_z = 1734.2106 \text{ [K]}$$

On remplace T_z par sa valeur on retrouve la valeur de la chaleur massique des produits de combustion :

$$\mu C_v^z = 20.1 + 22.99 \times 10^{-4} \times 2138.162$$

$$\mu C_v^z = 25.0156 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol. K}} \right]$$

$$\mu C_p^z = 28.414 + 22.99 \times 10^{-4} \times 2138.162$$

$$\mu C_p^z = 33.3296 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol. K}} \right]$$

III.15.2. processus de la détente

III.15.2.1. Le taux de détente préliminaire

$$\Gamma = \frac{\beta_{\max} T_z}{\lambda T_c}$$

$$\Gamma = \frac{1.0344 \times 2138.162}{1.8 \times 916.3277}$$

$$\Gamma = 1.3409$$

III.15.2.2. Le taux de détente

$$\zeta = \frac{\varepsilon}{\Gamma}$$

$$\zeta = \frac{17}{1.3409}$$

$$\zeta = 12.6780$$

III.15.2.3. La pression à la fin de détente et sont l'exposant polytropique

L'exposant polytropique :

$$n_2 = 1.23 \rightarrow 1.3$$

$$n_2 = 1.18 + \frac{130}{n}$$

$$n_2 = 1.18 + \frac{130}{2600}$$

$$n_2 = 1.23$$

La pression à la fin de la détente :

$$P_b = \frac{P_z}{\zeta^{n_2}}$$

$$P_b = \frac{71.5771}{12.6780^{1.23}}$$

$$P_b = 3.6479 \text{ [bar]}$$

III.15.2.4. La température à la fin de la détente

$$T_b = \frac{T_z}{\zeta^{n_2-1}}$$

$$T_b = \frac{1734.2105}{12.6780^{1.23-1}}$$

$$T_b = 1012.172 \text{ [K]}$$

III.15.2.5. Vérification de la température des gaz résiduelle T_r

$$T_r' = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{0.8P_a}}}$$

$$T_r' = \frac{1192.172}{\sqrt[3]{\frac{3.6556}{0.8 \times 1.013}}}$$

$$T_r' = 721.52 \text{ [K]}$$

Donc

$$\Delta = \frac{T_r - T_r'}{T_r'}$$

$$\Delta = \frac{750 - 721.52}{721.52} \times 100$$

$$\Delta = 3.94\%$$

Il est évident que le choix de T_r a été fait d'une manière correcte.

III.16. Les paramètres indiqués du cycle

III.16.1. La pression moyenne indiquée

$$P_i = \frac{\varepsilon l_i}{(\varepsilon - 1)V_a}$$

Le travail spécifique de cycle :

$$l_i = l_{ac} + l_{cz} + l_{zb}$$

Le travail spécifique de compression :

$$l_{ac} = \frac{P_a V_a - P_c V_c}{n_1 - 1}$$

$$l_{ac} = \frac{1.068 \times 0.092 - 0.076 \times 3.457}{1.37 - 1}$$

$$l_{ac} = -0.4251$$

Le travail spécifique des gaz avant le processus de combustion :

$$l_{cz} = \sum_1^n \frac{P_1 + P_n}{2} (V_n - V_1)$$

$$l_{cz} = \frac{3.656 + 4.917}{2} (0.076 - 0.065) + \dots + \frac{0.582 + 0.639}{2} (0.588 - 0.633)$$

$$l_{cz} = 1.032$$

Le travail spécifique des gaz avant le processus de détente :

$$l_{zb} = \frac{P_z V_z - P_e V_e}{n_2 - 1}$$

$$l_{zb} = \frac{0.582 \times 0.633 - 0.292 \times 1.0676}{1.4 - 1}$$

$$l_{zb} = 0.1764$$

On a donc :

$$l_i = l_{ac} + l_{cz} + l_{zb}$$

$$l_i = -0.4251 + 1.032 + 0.1764$$

$$l_i = 0.7868$$

Donc :

$$P_i = \frac{17 \times 0.7859}{(17 - 1) \times 1.0676}$$

$$P_i = 7.83 \text{ [bar]}$$

III.16.2. La puissance indiquée

$$N_i = P_i V_h i \frac{n}{30\tau}$$

$$N_i = 0.783 \times 10.85 \times \frac{2600}{30 \times 4}$$

$$N_i = 184.07 \text{ [kW]}$$

III.16.3. Le rendement indiqué

$$\eta_i = \frac{\xi l_i}{q_z}$$

$$\eta_i = \frac{0.86 \times 0.7868}{1.3752}$$

$$\eta_i = 0.492$$

III.16.4. La consommation spécifique indiquée du combustible

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}$$

$$g_i = \frac{3600}{42.5 \times 0.491}$$

$$g_i = 171.52 \left[\frac{\text{g}}{\text{kW.h}} \right]$$

III.17. Les pertes mécaniques et les paramètres effectifs du cycle**III.17.1. La pression moyenne des pertes mécaniques**

$$P_m = a + b \cdot v_{mp}$$

Pour les moteurs diesel à injection indirecte en a :

$$a = 0.092 \text{ Mpa} \quad \text{et} \quad b = 0.0135$$

Donc

$$P_m = 0.092 + 0.0135 \times \frac{0.12 \times 2600}{30}$$

$$P_m = 2.324 \text{ [bar]}$$

III.17.2. La pression effective moyenne

$$P_e = P_i - P_m$$

$$P_e = 0.783 - 0.2324$$

$$P_e = 5.506 \text{ [bar]}$$

III.17.3. Le rendement mécanique

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{P_e}{P_i}$$

$$\eta_m = \frac{P_i - P_m}{P_i}$$

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{P_i}$$

$$\eta_m = 1 - \frac{0.2324}{0.783}$$

$$\eta_m = 0.703$$

III.17.4. Le rendement effectif

$$\eta_e = \eta_i \frac{P_e}{P_i}$$

$$\eta_e = 0.492 \times \frac{0.5506}{0.783}$$

$$\eta_e = 0.3459$$

III.17.5. La puissance des pertes mécaniques

$$N_m = \frac{P_m i V_h n}{30\tau}$$

$$N_m = \frac{0.2324 \times 10.85 \times 2600}{30 \times 4}$$

$$N_m = 54.633 \text{ [kW]}$$

III.17.6. La puissance moyenne effective

$$N_e = \frac{P_e i V_h n}{30\tau}$$

$$N_e = \frac{0.5506 \times 10.85 \times 2600}{30 \times 4}$$

$$N_e = 129.437 \text{ [kW]}$$

III.17.7. La consommation spécifique effective du combustible

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}$$

$$g_e = \frac{3600}{42.5 \times 0.3459}$$

$$g_e = 244.885 \left[\frac{\text{g}}{\text{kW.h}} \right]$$

III.17.8. La consommation horaire

$$G_{\text{comb}} = g_e N_e 10^{-3}$$

$$G_{\text{comb}} = 244.885 \times 129.437 \times 10^{-3}$$

$$G_{\text{comb}} = 31.697 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

III.17.9. Le débit d'air

$$G_{\text{air}} = \alpha G_{\text{comb}} l_0$$

$$G_{\text{air}} = 1.8 \times 31.697 \times 14.3275$$

$$G_{\text{air}} = 817.449 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

III.17.10. La quantité des gaz d'échappement

$$G_{\text{gaz}} = G_{\text{comb}} + G_{\text{air}}$$

$$G_{\text{gaz}} = 31.697 + 917.449$$

$$G_{\text{gaz}} = 849.146 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

III.17.11. La puissance au litre

$$N_{\text{el}} = \frac{N_e}{iV_h}$$

$$N_{\text{el}} = \frac{129.437}{10.85}$$

$$N_{\text{el}} = 11.929 \left[\frac{\text{kW}}{\text{l}} \right]$$

III.17.12. La puissance par unité de surface du piston

$$N_{\text{ep}} = \frac{N_e}{0.785iD^2}$$

$$N_{\text{ep}} = \frac{129.437}{0.783 \times 8 \times 1.2^2}$$

$$N_{\text{ep}} = 14.3497 \left[\frac{\text{kW}}{\text{dm}^2} \right]$$

III.17.13. Le couple moteur

$$M_e = \frac{N_e}{\omega}$$

$$M_e = \frac{30 \cdot N_e}{\pi n}$$

$$M_e = \frac{30 \times 129.437 \times 10^3}{\pi \times 2600}$$

$$M_e = 475.397 \text{ N.m}$$

III.18. Tableau récapitulatif des performances énergétiques

Moteur KAMAZ-740	Fonctionnement à gasoil	Unité
La composition chimique	C₂₁H₄₄	
Teneur en masse du carbone C	0.87	g
Teneur en masse du carbone H	0.126	g
Teneur en masse du carbone O	0.04	g
Pouvoir calorifique H_u	42.5	MJ/kg
Quantité stœchiométrique pour 1 kg de combustible L₀	0.4946	kmole/kg de comb
Quantité stœchiométrique pour 1 kg de combustible I₀	14.3275	kg d'air/kg de comb
Quantité de charge fraiche M₁	0.89028	kmole/kg de comb
Quantité totale des produits de combustion M₂	0.9215	kmole/kg de comb
Coefficient du changement moléculaire β_{max}	1.00118	

Température des gaz résiduels T_r	750	K
Pression des gaz résiduels P_r	1.1	bar
La température de réchauffement d'air en contact avec les pièces du moteur ΔT	15	K
Coefficient des gaz résiduels γ_r	0.0308	
Pression à la fin d'admission P_a	0.9522	bar
Température à la fin d'admission T_a	321.2068	K
Taux de remplissage η_v	0.86	
Pression à la fin de compression P_c	46.1788	bar
Température à la fin de compression T_c	916.3277	K
Pression maximale du cycle P_z	71.5771	bar
Température maximale du cycle T_z	1734.2106	K
Pression à la fin de détente P_b	3.6479	bar
Température à la fin de détente T_b	1012.172	K
Pression moyenne indiquée P_i	7.83	bar
La puissance indiquée N_i	184.07	kW
Le rendement indiqué η_i	0.492	

La consommation spécifique indiquée g_i	171.52	g/kWh
La pression moyenne des pertes mécaniques P_m	2.324	bar
La puissance des pertes mécanique N_m	54.633	kW
Le rendement mécanique η_m	0.703	
La pression moyenne effective P_e	5.506	bar
La puissance moyenne effective N_e	129.437	kW
Le rendement effectif η_e	0.3459	
Consommation spécifique effective g_e	244.885	g/kWh
Consommation horaire G_{comb}	31.697	kg/h
Débit d'air G_{air}	817.449	kg/h
Quantité des gaz d'échappement G_{gaz}	849.149	kg/h
Puissance au litre N_{el}	11.929	kW/l
La puissance par unité de surface du piston N_{ep}	14.3497	kW/dm²
Couple moteur M_e	475.397	N.M

Chapitre IV :

Résultats et discussions

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes figures de notre modélisation, en fonction de l'angle du vilebrequin et de sa vitesse de rotation pour le moteur à combustion interne (**KAMAZ-740**), moteur diesel à aspiration naturelle à l'aide de MATLAB-Simulink.

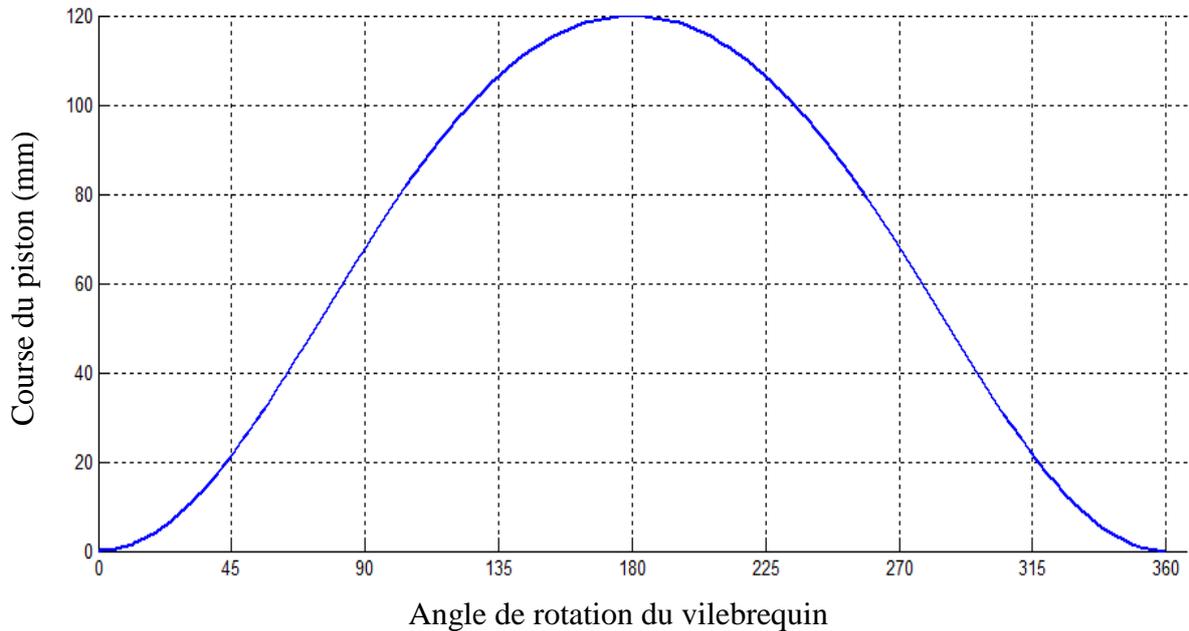


Figure (IV.1) : La course du piston en fonction de l'angle du vilebrequin.

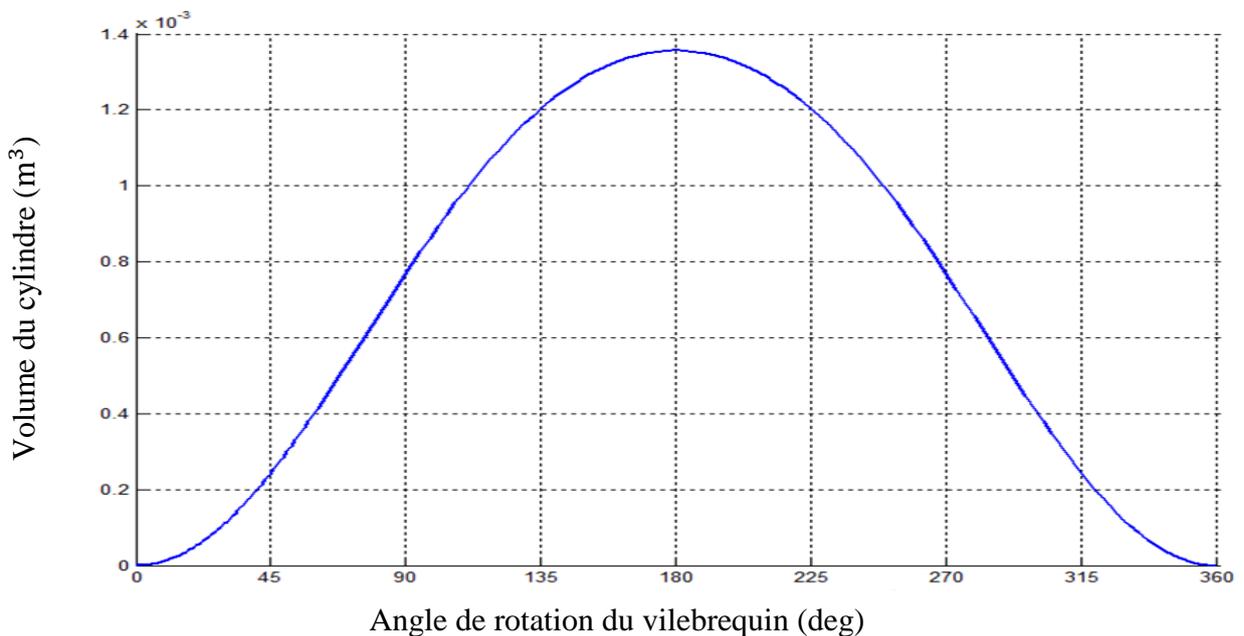


Figure (IV.2) : La cylindrée unitaire en fonction de l'angle du vilebrequin.

Les figures (IV.1) et (IV.2) représentent la variation de la course du piston et le volume du cylindre unitaire en fonction de l'angle du vilebrequin pour un rayon de la manivelle (60mm) on

remarque que ce sont des équations périodiques, variant entre le PMH et le PMB qui atteignent des valeurs maximales de (120mm) et $(1.351 \times 10^{-3} \text{ m}^3)$ pour 180° degré.

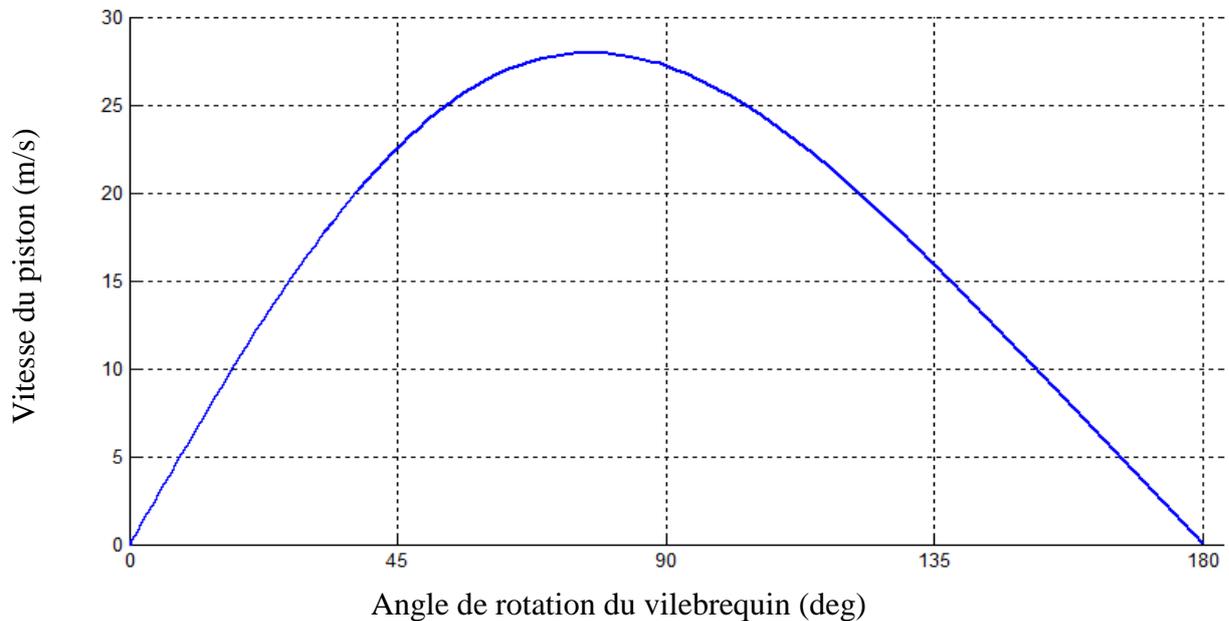


Figure (IV.3) : La vitesse du piston en fonction de l'angle du vilebrequin.

La figure (IV.3) représente la variation de la vitesse du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin, la vitesse du piston augmente avec l'avancement d'angle de rotation jusqu'à (28m/s) et (75° deg), puis décroît et continue de décroître jusqu'à la vitesse nulle au prix de PMB.

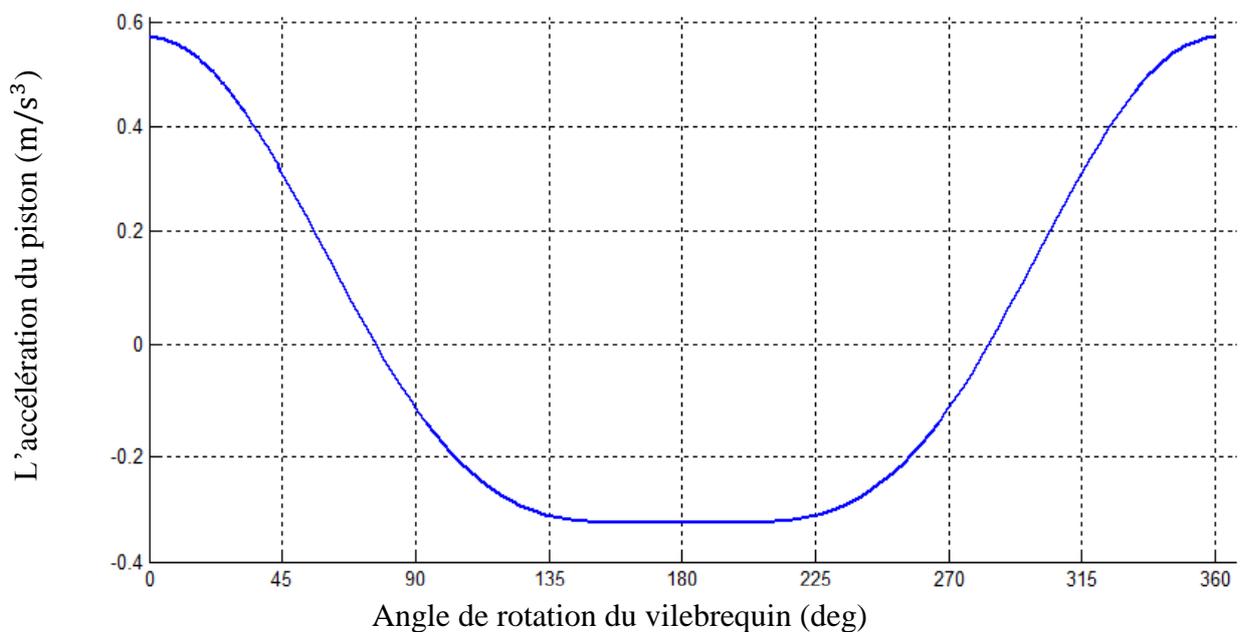


Figure (IV.4) : L'accélération du piston en fonction de l'angle du vilebrequin.

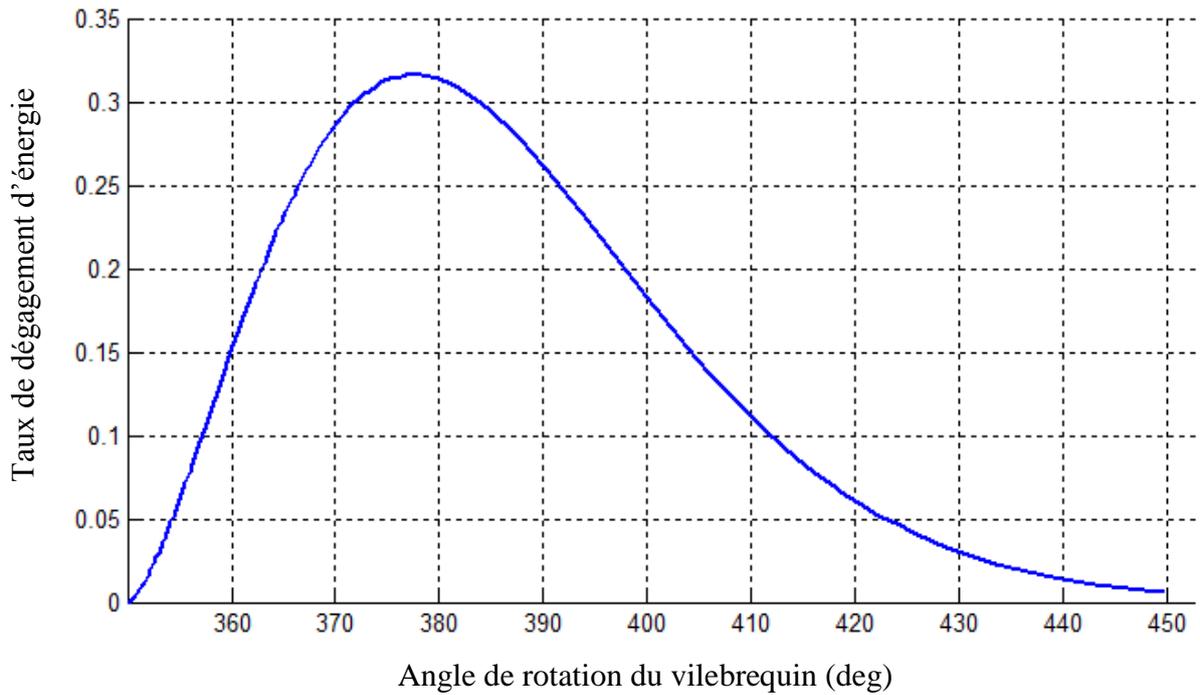


Figure (IV.5) : taux de dégagement dénergie en fonction de l'angle du vilebrequin.

La figure (IV.5) représente le taux de dégagement d'énergie en fonction de l'angle du vilebrequin, augmente progressivement pour atteindre sa valeur maximale aux prés de (377°) de la valeur maximale de la combustion puis diminue pendant le reste de la combustion pour atteindre sa valeur minimale à la fin de la combustion.

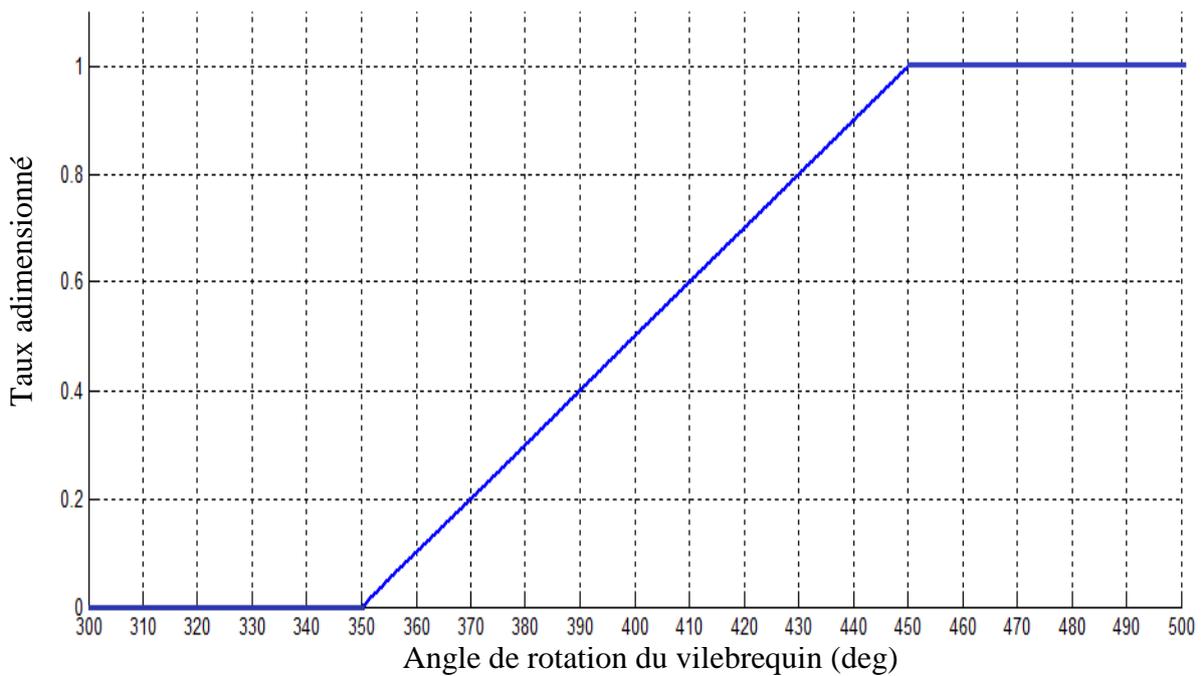


Figure (IV.6) : le taux adimensionné en fonction de l'angle du vilebrequin.

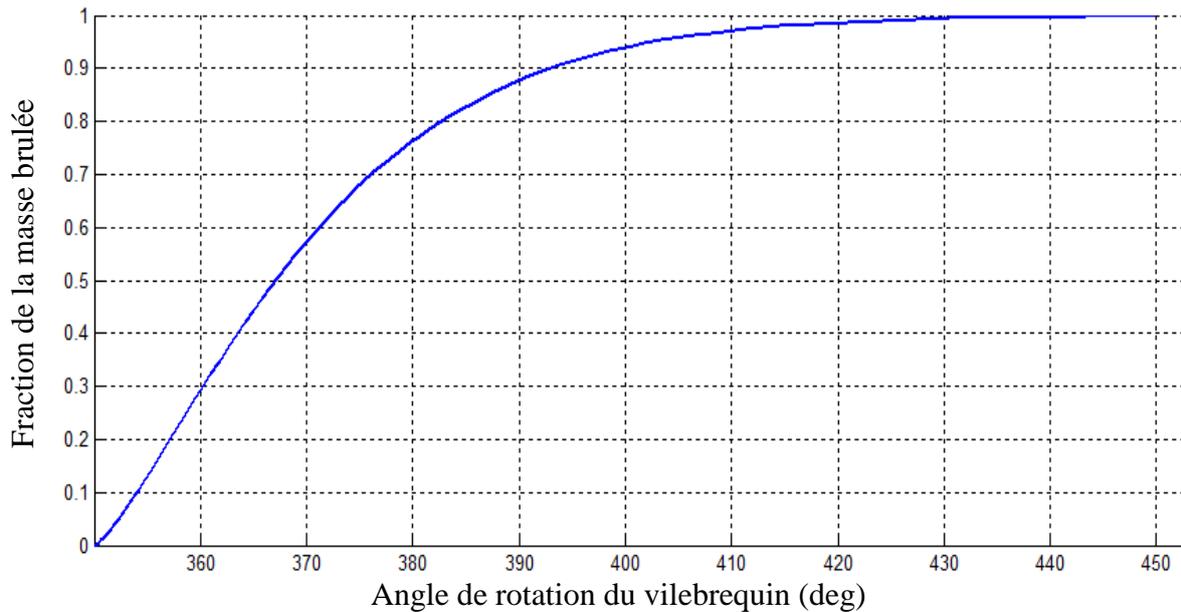
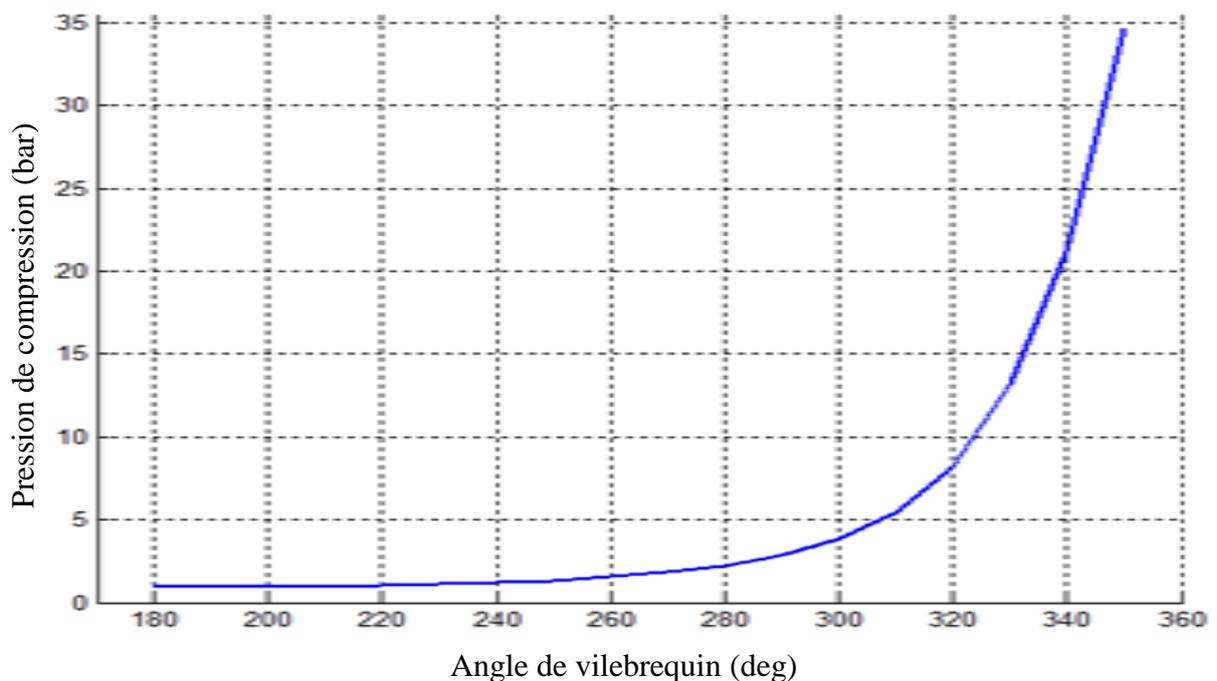
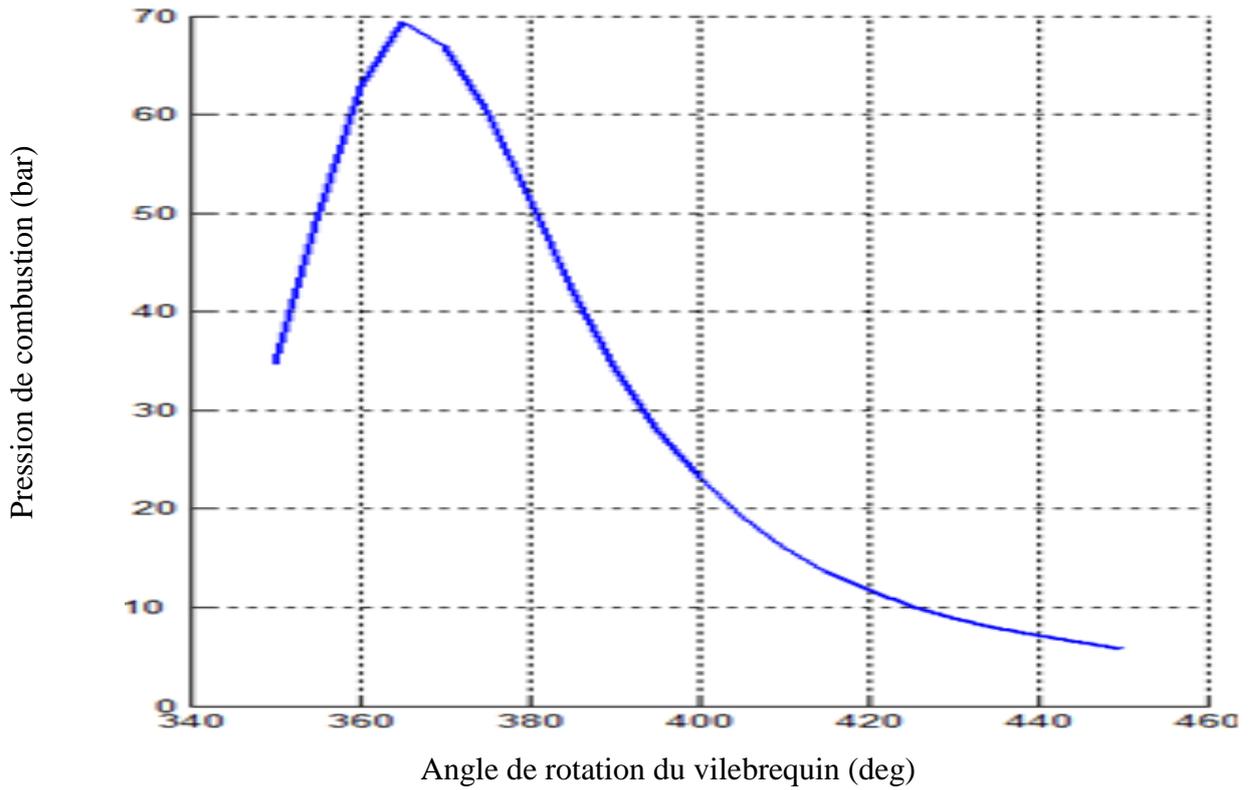


Figure (IV.7) : La fraction de la masse brûlée en fonction de l'angle du vilebrequin.

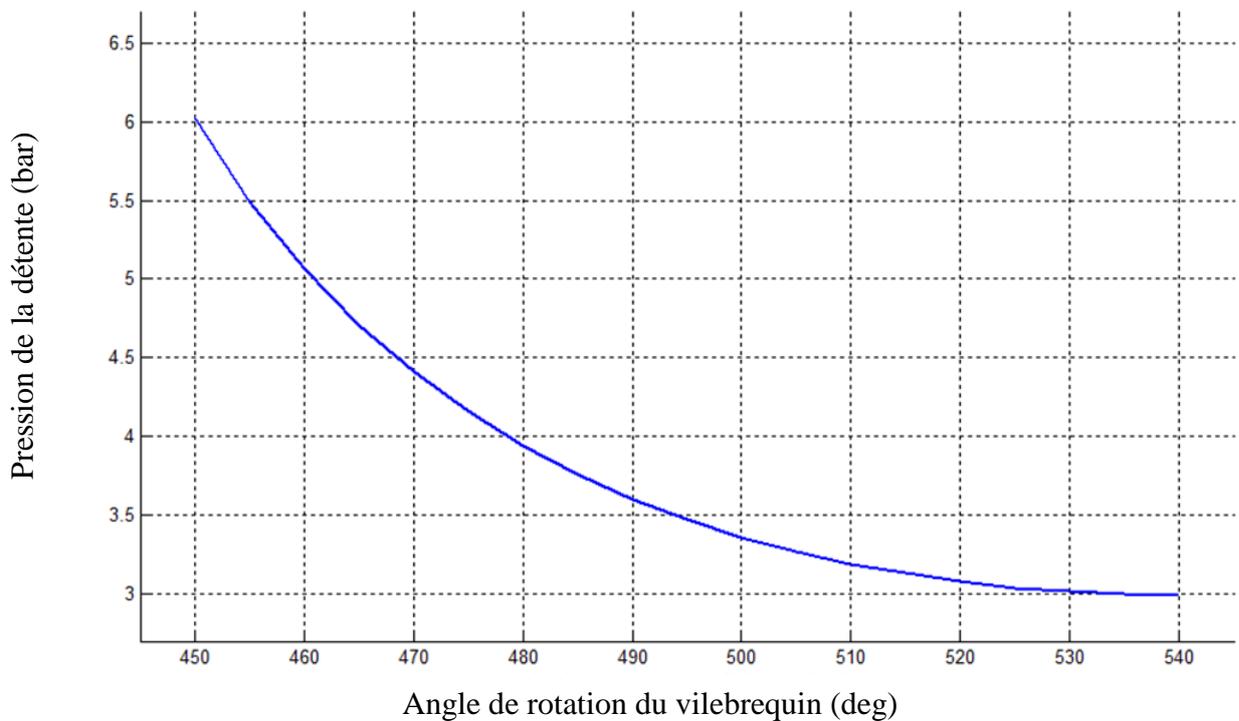
Les figures (IV.6) et (IV.7) montre le comportement de la fraction de la masse brûlée et du temps adimensionné (y) suivant les angles de début et de fin de combustion. La fraction massique brûlée, augmente avec l'avancement de la combustion pour atteindre sa valeur maximale égale à 1 à la fin de cette phase, ce qui signifie que toute la masse du carburant admis est brûlée, puis se stabilise à ce niveau pendant la détente.



Figure(IV.8) : L'évolution de pression de compression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.



Figure(IV.9) : L'évolution de pression de la combustion en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.



Figure(IV.10) : L'évolution de pression de la combustion en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

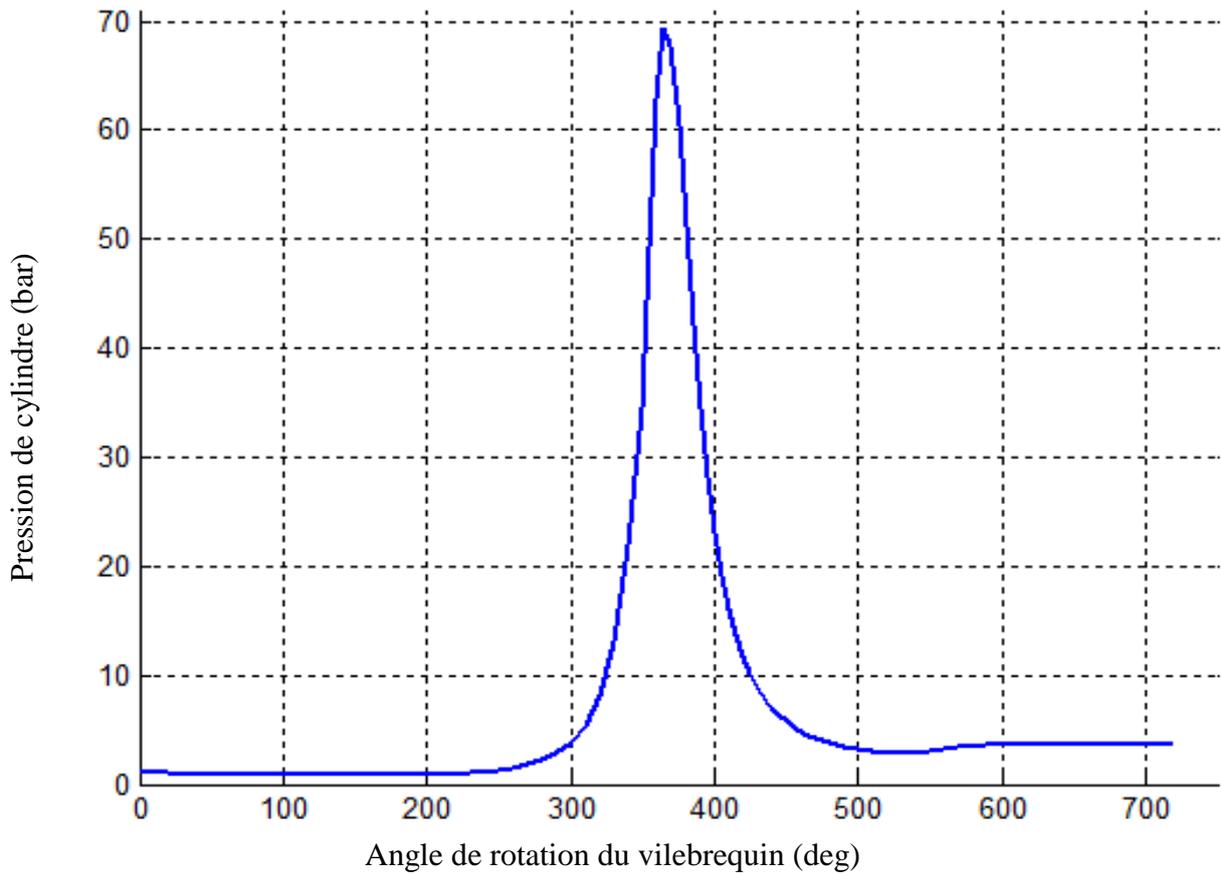


Figure (IV.11) : pression dans le cylindre en fonction de l'angle du vilebrequin.

La figure (IV.11) montre la variation de la pression dans le cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin, pendant l'admission, la compression, la combustion, la détente et l'échappement.

Pour l'admission et l'échappement, la variation de la pression est négligeable par rapport aux autres temps.

La phase de compression, est initiée à (180°) jusqu'à (350°), angle correspondant à l'avancement d'allumage, la pression augmente de (0.095MPa) jusqu'à une valeur équivalente à (4.617MPa) correspondante à la fin de compression.

La phase de combustion correspond à une durée (100°), la pression atteint sa valeur maximale de (6.939MPa), puis décroît et continue de décroître jusqu'à la fin de la phase de détente.

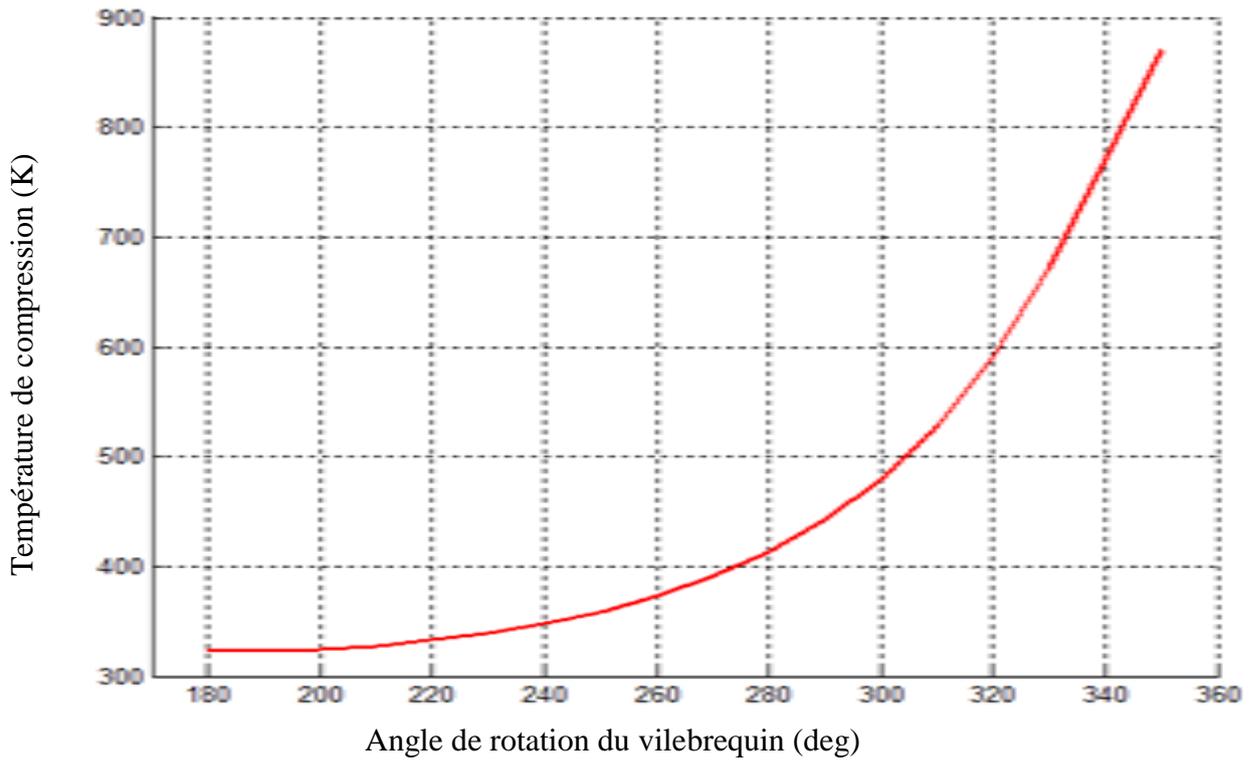


Figure (IV.12) : L'évolution de température de la compression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

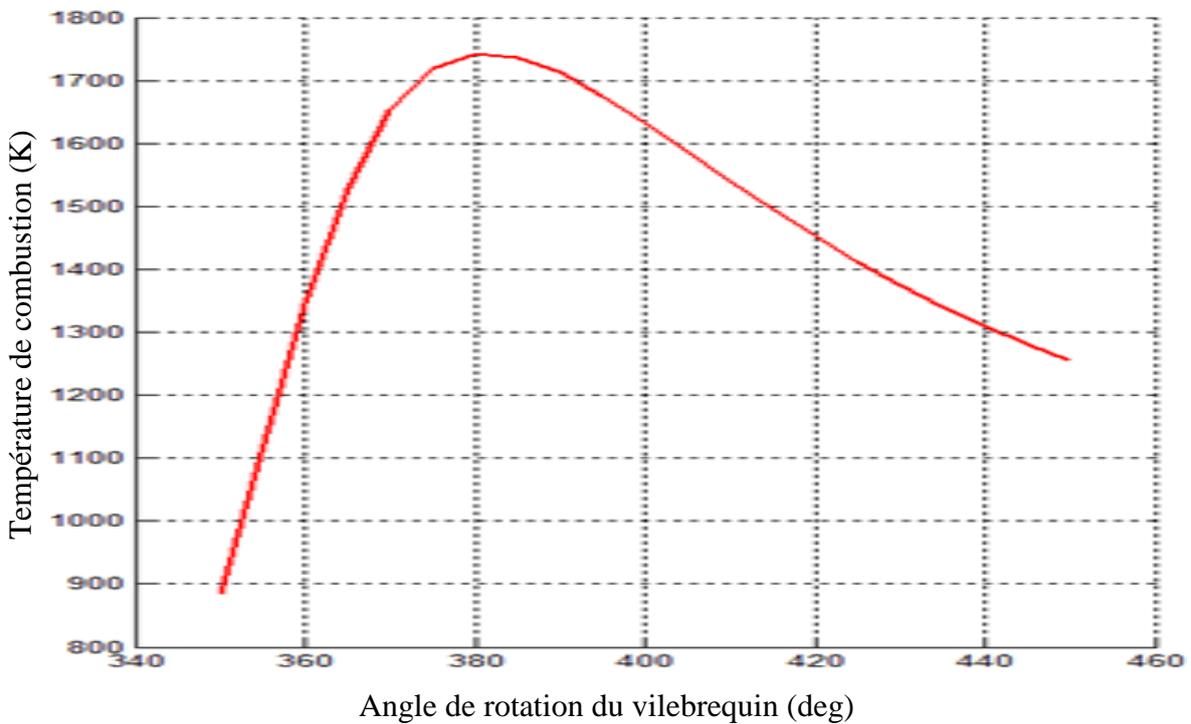


Figure (IV.13) : L'évolution de température de la combustion en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

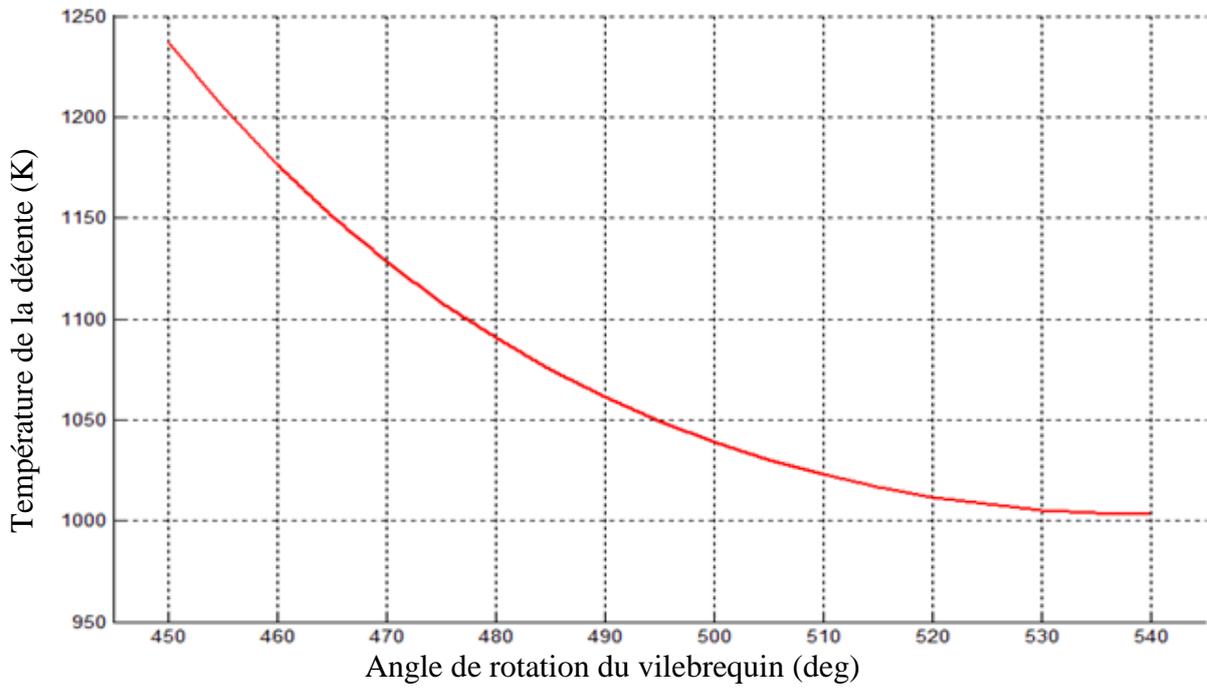


Figure (IV.14) : L'évolution de température de la détente en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

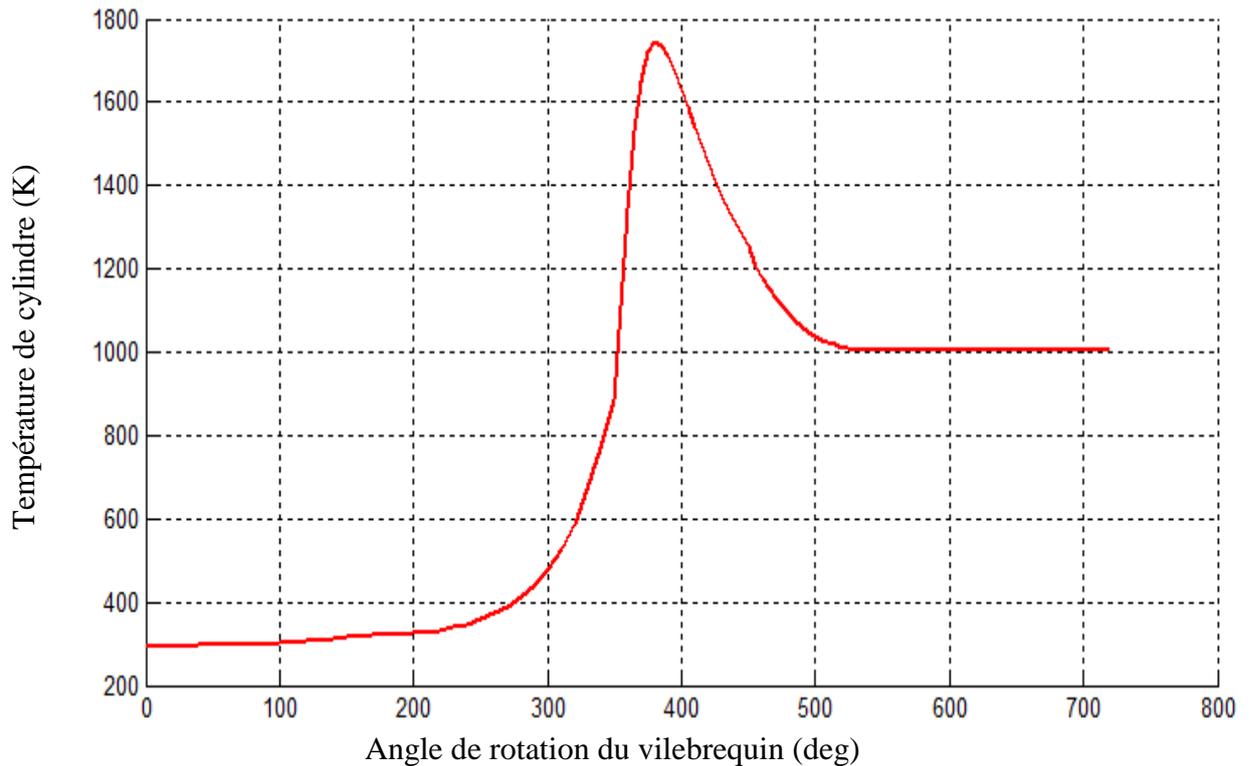


Figure (IV.15) : La température dans le cylindre en fonction de l'angle du vilebrequin.

La température des gaz augmente progressivement avec l'avancement de la combustion pour atteindre sa valeur maximale (1734K) aux alentours du PMH, puis

diminue, pendant ce qui reste de la combustion jusqu'à la fin de la détente, pour atteindre des valeurs minimales de (1000K) au voisinage de PMB. Par contre, les variations de la température dans les phases d'admission et de l'échappement sont constantes, comme la montre la figure (IV.15).

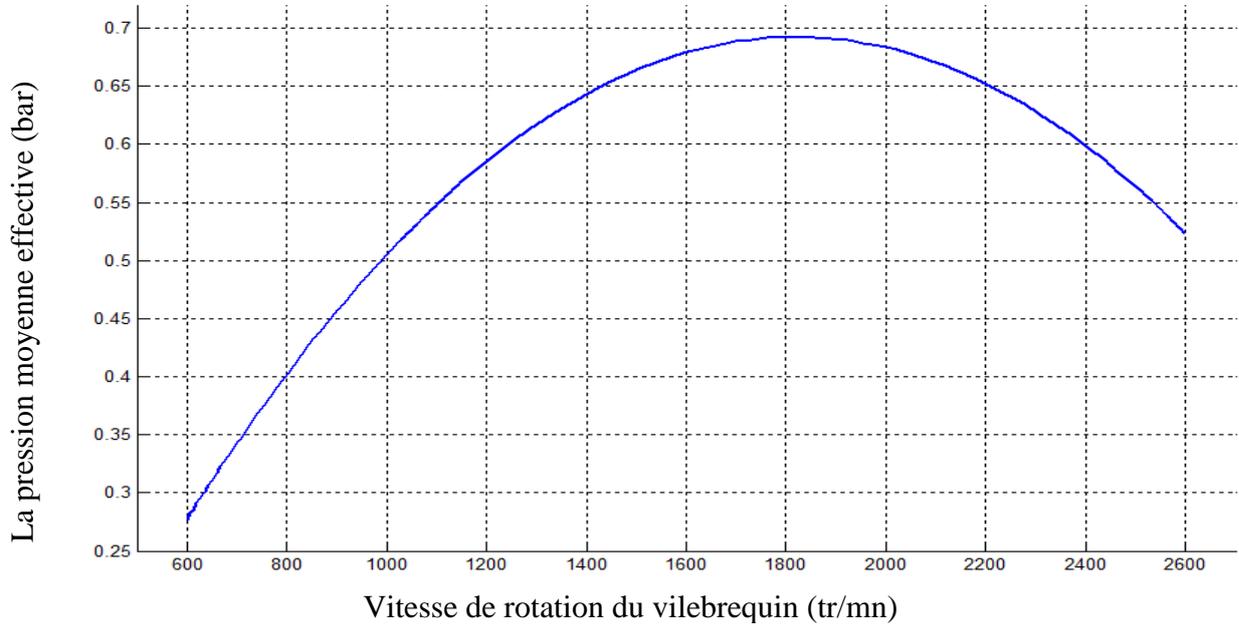


Figure (IV.16) : La pression moyenne effective on fonction de vitesse de rotation du vilebrequin.

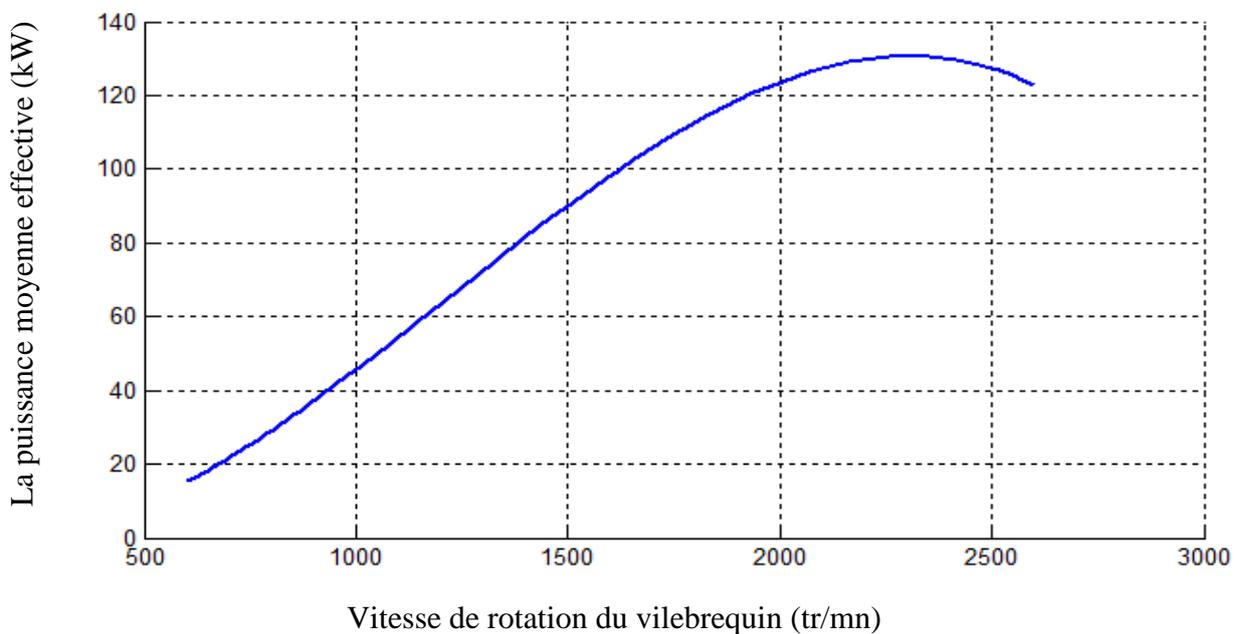


Figure (IV.17) : La puissance moyenne effective on fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.

Les figures (IV.16) et (IV.17) représente respectivement l'évolution de la pression et de la puissance moyenne effective en remarque le croisement de la pression et de la puissance avec l'augmentation de la vitesse de rotation, mais à des vitesses de rotation très élevées on aura une décroissance due à des irréversibilités mécaniques et thermiques.

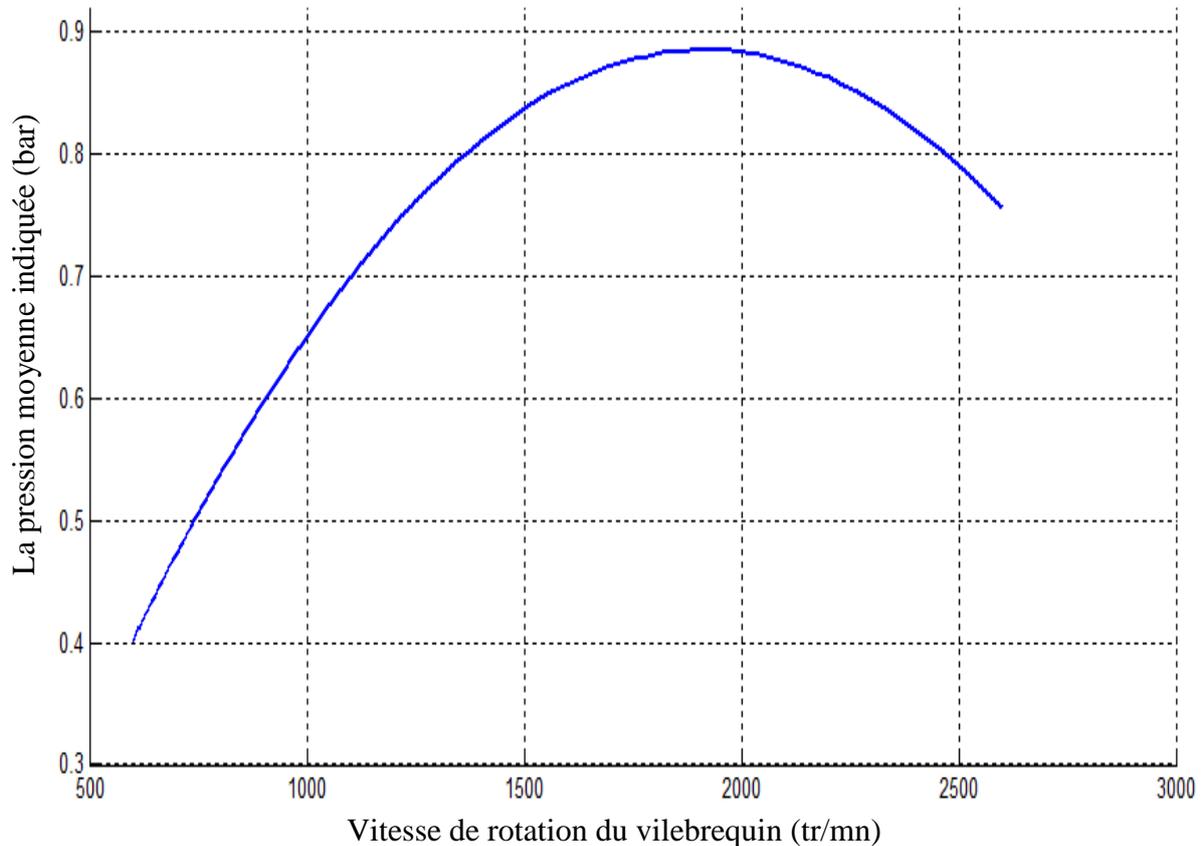


Figure (IV.18) : La pression moyenne indiquée en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.

On remarque dans la figure (IV.18) que la pression moyenne indiquée augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation du vilebrequin, mais à des vitesses très élevées on remarque une diminution de la pression due à des irréversibilités mécaniques et thermiques.

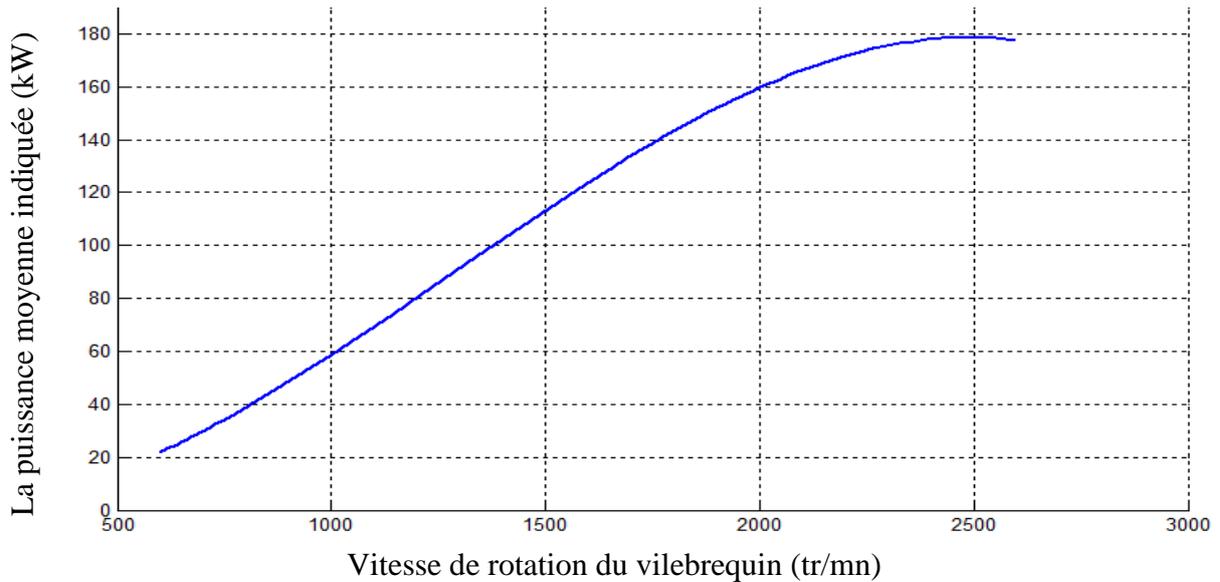


Figure (IV.19) : La puissance indiquée en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.

La figure (IV.19) montre l'augmentation de la puissance indiquée avec la vitesse de rotation du moteur tandis que la puissance grimpe jusqu'au maximum puis diminue. C'est parce que la puissance de frottement grimpe avec la vitesse de rotation du moteur jusqu'à une puissance plus élevée et devient dominante à des vitesses plus élevées.

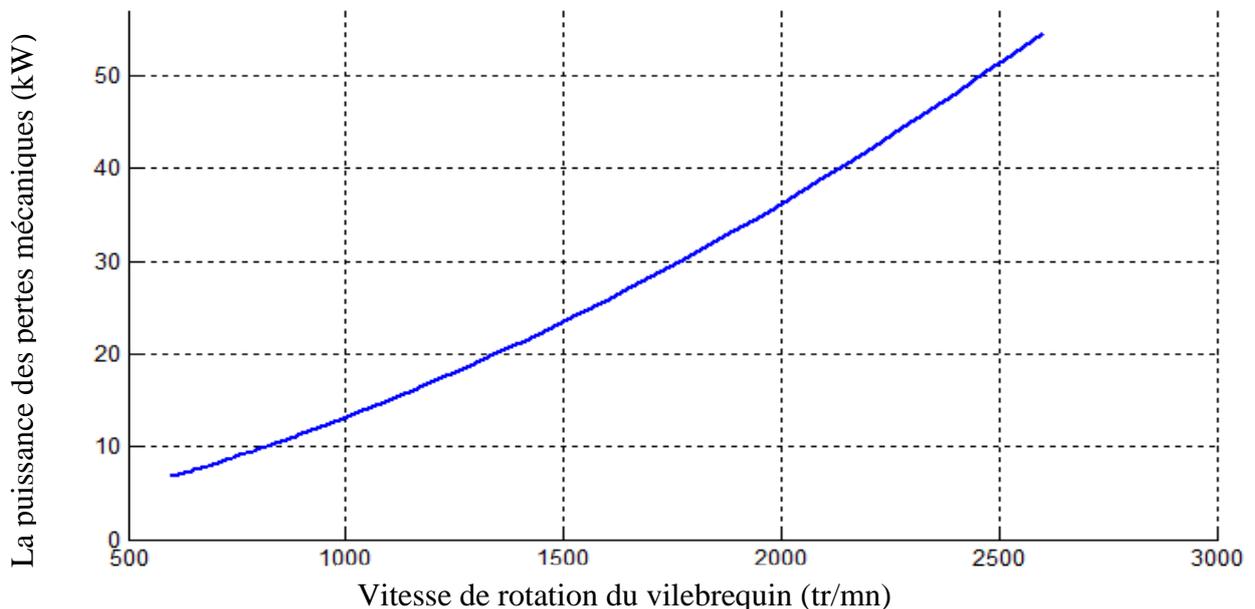
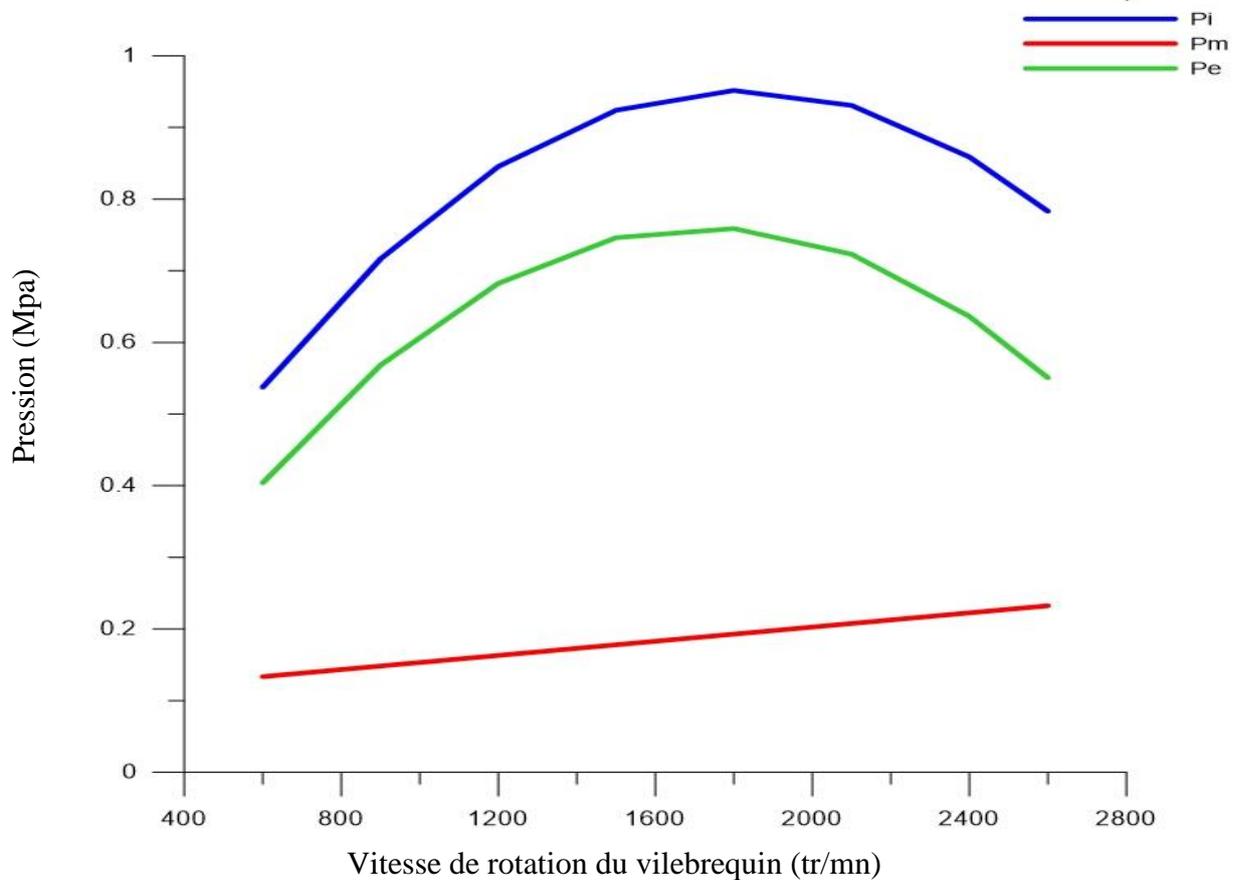


Figure (IV.20) : La puissance des pertes mécanique en fonction de vitesse de rotation du vilebrequin.

La figure (IV.20) représente la puissance des pertes mécanique, qui augmente respectivement avec la vitesse de rotation du vilebrequin, dû à l'irréversibilité mécanique (les

frottements mécaniques) et à l'irréversibilité thermique (la température très élevée des gaz brûlés).



Figure(IV.21) : La pression moyenne indiquée ; et effective ; et la pression des pertes mécaniques en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.

On remarque dans la figure (IV.21) que la pression moyenne effective (Pe) est bien inférieure à celle engendrée réellement par la combustion du mélange dans le cylindre du moteur (Pi). La différence est constituée : par la pression des pertes mécaniques (Pm), comme pertes par frottement des pistons, des segments, des portées des bielles et du vilebrequin, par les pertes dues au travail de pompage du piston pendant l'échappement et l'admission.

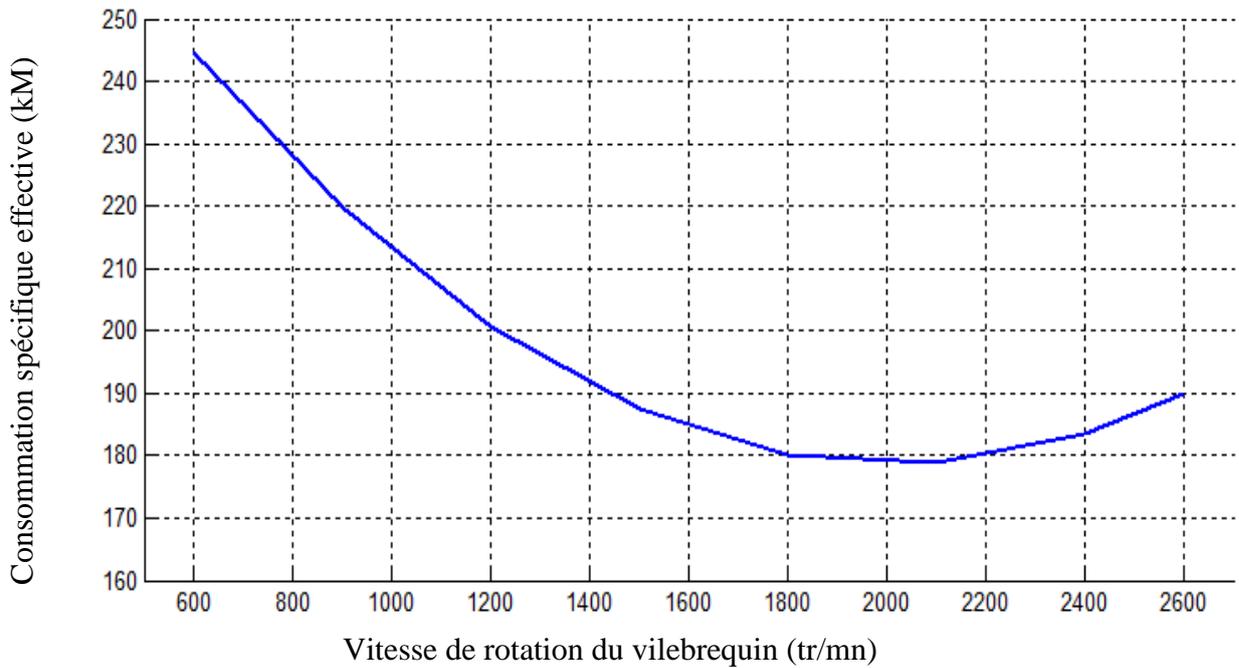


Figure (IV.22) : La consommation spécifique effective en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.

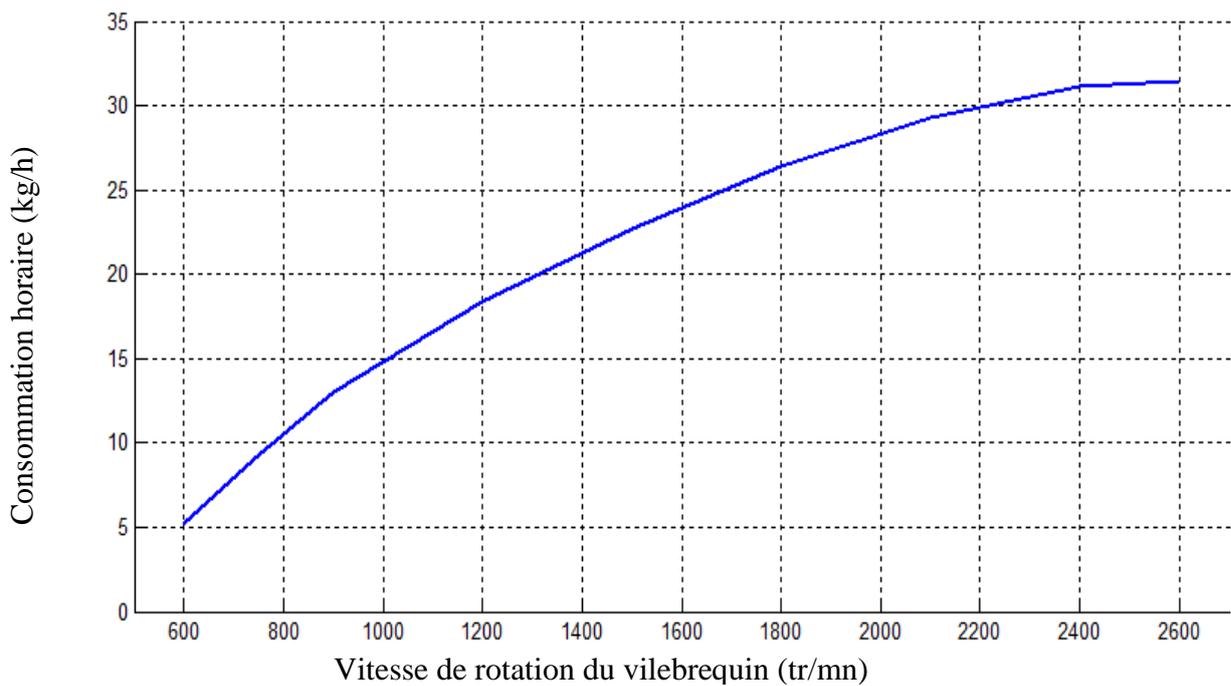


Figure (IV.23) : La consommation horaire en fonction de la vitesse de rotation de vilebrequin.

On remarque dans la figure (IV.23) que la consommation horaire augmente respectivement avec l'évolution de la vitesse de rotation du vilebrequin pour atteindre la valeur maximale de (32 kg/h) au prix de (2600 tr/mn).

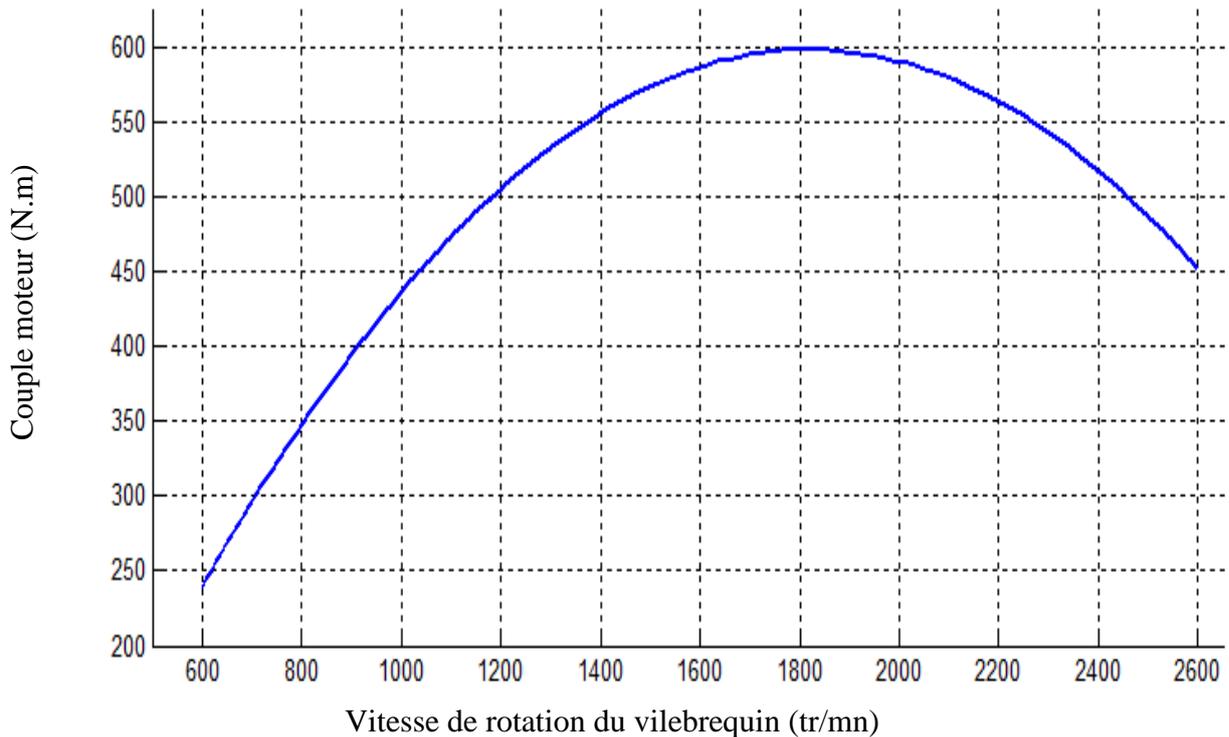


Figure (IV.23) : le couple moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.

La figure (IV.23) montre l'évolution de couple moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin. On remarque l'augmentation du couple avec la vitesse de rotation du vilebrequin jusqu'à (600N.m) pour (1800 tr/mn) puis le couple commence à diminuer de 1800 tr/mn jusqu'à 2600 tr/mn à cause de l'action négative de la pression des gaz sur le travail du cycle et sur le rendement mécanique (augmentation des frottements).

La perte du couple aval correspond à une dégradation de la façon dont l'énergie calorifique disponible après combustion est transformée en travail. Autrement dit, une part plus importante de cette énergie est évacuée par les gaz d'échappement et n'est pas transformée en travail mécanique (d'où le déficit sur le couple moteur).

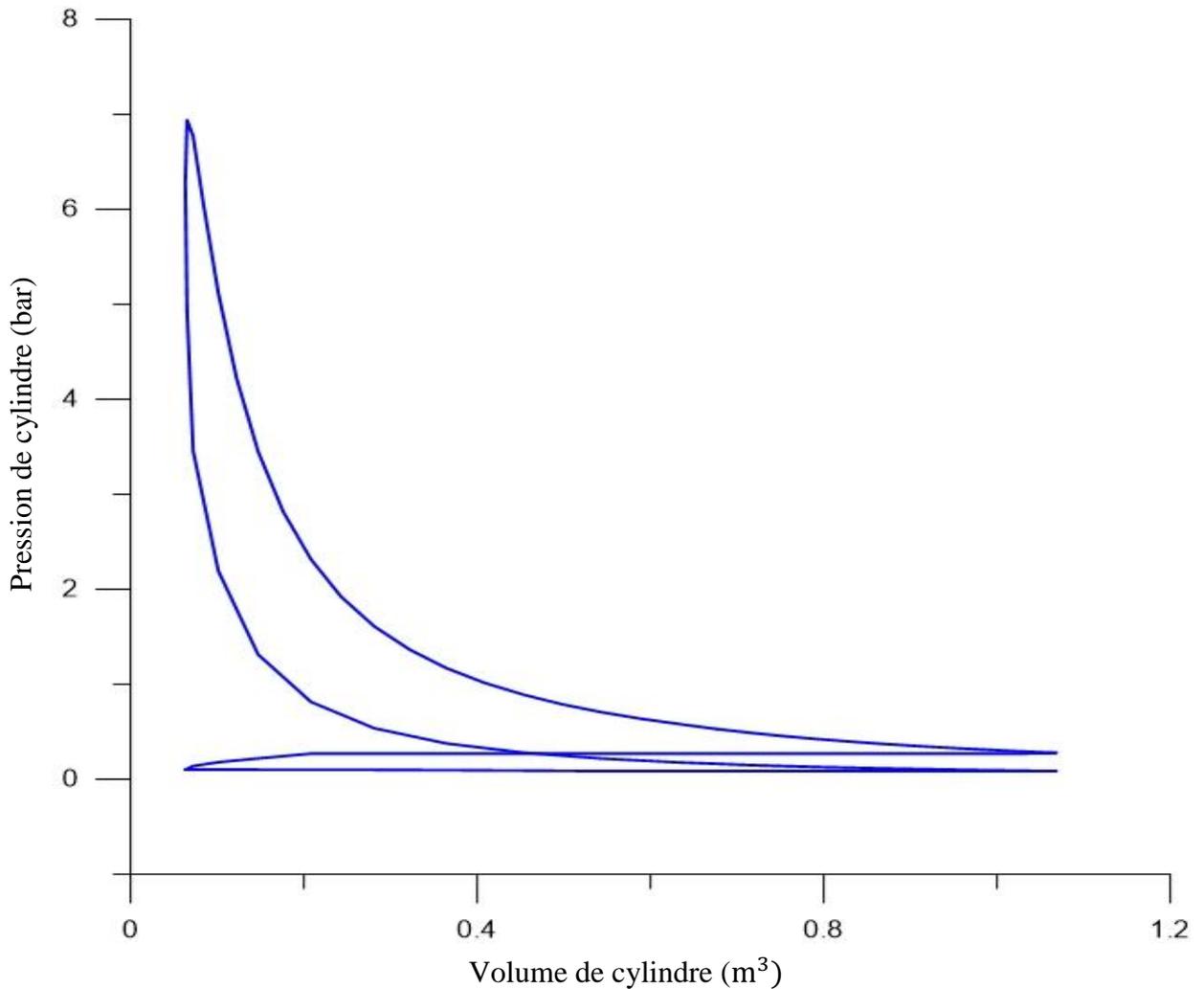


Figure (IV.24) : Diagramme PV pour le moteur **Kamaz-740**

La figure (IV.23) montre l'évolution de la pression en fonction du volume, Notre simulation permet de visualiser le diagramme PV du **Kamaz-740** ; en constate que la pression pendant l'admission est l'échappement est constante, par contre la pression croit la compression et la combustion pour atteindre une pression maximale $P_z = 69.7$ bar ensuite elle décroît pendant la phase de la détente.

Conclusion générale

Conclusion générale

Notre premier objectif de ce travail était de mettre en place une simulation des processus thermodynamiques d'un moteur à combustion interne. Pour simplifier la description des phénomènes et introduisent inévitablement des constantes d'ajustement, des lois paramétriques de calage. Ils mettent néanmoins au premier plan les événements majeurs. Ils donnent aussi un balayage aisé de paramètres par leurs temps de calcul réduits. Leurs utilisations permettent d'aborder l'optimisation et le contrôle moteur dans une optique d'une approche temps réel sur véhicule.

Le deuxième objectif était de représenter la thermodynamique du moteur en fonction de sa cinématique, qui nous a donné l'aspect physique des processus du moteur.

Pour les deux processus, la compression et la détente sont une modélisation à base des équations polytropique pour un système fermé.

Pour la combustion, une tendance forte consiste à utiliser des modèles très détaillés (tout en limitant le nombre de paramètres) pour alimenter les paramètres de modèles plus simples, mais plus rapides en temps de calcul donc on a choisi, la modélisation zérodimensionnelle de la combustion dans les moteurs Diesel est utilisée dans un cadre très large. Le choix du type de modèle à utiliser dépend très largement des exigences en termes de précision et de vitesse de calcul.

Le modèle de combustion est le noyau du simulateur, la précision des résultats dépend de la bonne identification des paramètres des fonctions de Wiebe, pour cela on a choisi les paramètres de monsieur **H. Pascal et al. [11]** pour les moteurs à allumage par compression.

Le deuxième chapitre consacré à la modélisation thermodynamique consiste à mettre en évidence les équations mathématiques gérant chaque phase du cycle.

Le troisième chapitre est consacré pour le calcul de performance de notre moteur, et pour calculer les bornes (le début, la fin et le maximum) de deux paramètres, la température et la pression pour chaque processus.

Dont le quatrième chapitre on a présenté les différents graphes de notre simulation et les comparés avec le mode de calcul de troisième chapitre, on remarque que l'erreur est acceptable qui nous a permis de valider notre travail.

Références bibliographies:

- [1] Y. Zhao and J. Chen: An irreversible heat engine model including three typical thermodynamic cycles and their optimum performance analysis, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, No. 6, pp. 605-613, 2007.
- [2] J. Dorić, I. Klinar and M. Dorić: Constant Volume Combustion Cycle for IC Engines *FME Transactions* VOL. 39, No 3, 2011.
- [3] J.B. Heywood: *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, New York, 1988.
- [4] S. Schagerberg and T. Mckelvey. Instantaneous crankshaft torque measurements - modeling and validation. *SAE Paper*, (2003-01-0713), 2003.
- [5] B. A. Sharoglazov, M. F. Farafontov et V. V. Klementev : moteurs à combustion interne : la théorie, la simulation et le calcul des processus : maison d'édition Tcheliabinsk 2004.
- [6] A. N. Gots: cinématique et la dynamique de la vitesse détraquée des moteurs à piston Vladimir 2005.
- [7] P. Podevin, G. Descombes, A. Clenchi, V. Hara, C. Zahaaria : Amélioration du rendement, aux charges partielles, des moteurs à allumage commandé par l'augmentation du taux de compression COFRET'04, *Energie-Environnement-Economie et Thermodynamique* ; Nancy, France, Avril 2004.
- [8] C. D. Rakopoulos, D. C. Kyritsis: Development and validation of comprehensive twozone model for combustion and emissions formation in DI Diesel engine, *Int. J. Engine Res* vol. 27, pp. 1221-1249. Mars 2003,
- [9] J. A. Caton: Comparison for instructional and complete version of thermodynamic cycle simulation for spark-ignition engines, *International Journal of Mechanical Engineering Education*, vol.29, No.4, Mars 2000.
- [10] P. Guibert: Modélisation du cycle moteur. Approche zérodimensionnelle. *Machine hydraulique et thermique. Techniques de l'Ingénieur* BM 2 510, janv. 2005.
- [11] H. Pascal et J. Thierry : Modélisation du cycle moteur, Moteur à allumage par compression (technique de l'ingénieur).
- [12] G. Philippe : Modélisation du cycle moteur, Moteurs à allumage commandé, (technique de l'ingénieur).

- [13] D.veynante and L.Vervisch: Turbulent combustion modelling. PECS, 28, p. 193-266 (2002).
- [14] F. Chmela and G. Orthaber: Rate of heat release prediction for direct injection Diesel engines based on purely mixing controlled combustion. SAE technical paper 1999-01-0186 (1999).
- [15] J. B. Heywood: internal combustion engine fundamentals. Mc Graw Hill Book Co 1988.
- [16] T.Jaine: Simulation zéro dimensionnelle de la combustion dans un moteur Diesel à injection directe. Thèse de l'Université d'Orléans (2004).
- [17] O. Grondin : modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic. Thèse. l'Université de Rouen. décembre 2004.
- [18] C. Barba, C. Burkhardt , K. Boulouchos et M. Bargende : An empirical model for precalculating the combustion rate of the common rail Diesel engine for passengers cars. MTZ 60, 4 (1999).
- [19] N. Bordet : Modélisation 0D/1D de la Combustion Diesel du Mode Conventionnel au Mode Homogène, l'Université d'Orléans 2011.
- [20] D. Ipci, H. Karabulut, Thermodynamic and dynamic modeling of a single cylinder four stroke diesel engine, Applied Mathematical Modelling (2015),

Résumé

Dans ce travail, on s'intéresse à la modélisation des processus thermodynamiques d'un moteur à combustion interne pour le modèle (KAMAZ 740-11), c'est un moteur diesel à aspiration naturelle.

On a utilisé deux modèles de la modélisation, la compression et de la détente à base des équations polytropique, et pour la combustion c'est une modélisation zéro dimensionnelle, on a utilisé les équations de Wiebe, les équations de la modélisation elles sante en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

Les résultats de la simulation a été comparait avec le model (calcul de performance), pour la température et la pression pour les processus thermodynamiques du moteur, on remarque que l'erreur est acceptable qui nous a permis de valide notre travail.

Mots-clés : simulation, modélisation zéro dimensionnelle, processus thermodynamiques, compression, détente, combustion, température, pression.

Abstract

In this work, one is interested in modeling of the thermodynamic processes of an internal combustion engine for model (KAMAZ 740-11), it is a diesel engine with natural aspiration.

One used two modelled modeling, compression and relaxation containing the equations polytropic, and for combustion it is a zéro dimensionnelle modeling, one used the equations of Wiebe, the equations of modeling they health according to the swing angle of the crankshaft

The results of simulation was compared with the model (calculation of performance), for the temperature and the pressure for the thermodynamic processes of the engine, one notices that the error is acceptable which has allowed to us of valid our modeling.

Keywords: simulation, zéro dimensionnelle modeling, thermodynamic processes, compression, relaxation, combustion, temperature, pressure.

ملخص:

في هذا العمل، قد ركزنا على نمذجة العمليات الحرارية لمحرك الاحتراق الداخلي لنوع (كاماز 11-740) هو محرك الديزل ذو استنشاق الطبيعي. تم استخدام نوعين من النمذجة، الضغط و الاسترخاء على غرار المعادلات polytropic، وللاحتراق النمذجة صفر-الأبعاد، و معادلات Wiebe، نمذجة المعادلات وبقال زاوية دوران العمود المرفقي.

تمت مقارنة نتائج النموذج مع نوع (حوسبة الأداء) لدرجة الحرارة والضغط في عملية الحرارة للمحرك، و نلاحظ أن الخطأ مقبول هاذ ما سمح لنا بالتحقق من صحة النموذج لدينا.

كلمات مفتاح:

النمذجة، النمذجة صفر-الأبعاد، العمليات الحرارية، ضغط، والتوسع، والاحتراق، ودرجة الحرارة، الضغط.