

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Djilali Bounaama - Khemis Miliana



Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de la Technologie

Mémoire du Projet de Fin d'Etudes pour l'obtention du diplôme de

Master

En

Filière : Génie mécanique

Option : Energétique

Titre:

**Etude de la combustion dans le moteur diesel
F8L413 monté sur des véhicules SONACOME**

Réalisé par :

RIBOUH Nouredine

Encadré par :

Dr. B. KHELIDJ

Année Universitaire 2017/2018

Résumé

Ce mémoire est le fruit du travail accompli dans le cadre du projet de fin d'études concernant l'étude de la combustion en mode homogène dans un moteur diesel. Les polluants émis par les véhicules à moteur thermique sont depuis longtemps source d'inquiétudes pour les urbains en raison de leur impact sur la qualité de l'air et la santé. La réduction simultanée des émissions de particules et d'oxydes d'azote des gaz d'échappement des moteurs diesel est toujours d'actualité malgré les avancées significatives des constructeurs d'automobiles. Dans ce travail nous nous sommes fixés comme objectif la modélisation numérique de la combustion dans le moteur diesel F8L413 monté sur les véhicules de la société nationale de construction mécanique en Algérie. Un programme de calcul sous MATLAB a été développé afin de déterminer d'une part l'évolution de différents paramètres en fonction de l'angle de vilebrequin et d'autre part pour prédire le transfert de chaleur dans la chambre de combustion et la teneur des polluants NO_x formés. Les résultats obtenus sont en bon accord avec ceux trouvés dans la littérature.

Mots-Clés: Moteur diesel, Modélisation, Combustion, Transferts thermiques, Polluants.

Abstract

This dissertation is the result of the work done in the framework of the end-of-studies project concerning the study of combustion in homogeneous mode in a diesel engine. Pollutants emitted by thermal engine vehicles have long been a source of concern for urban dwellers because of their impact on air quality and health. The simultaneous reduction of particulate matter and nitrogen oxide emissions from diesel engine exhaust is still relevant despite the significant advances made by automakers. In this work we have set ourselves the objective of numerical modeling of combustion in the diesel engine F8L413 mounted on the vehicles of the national engineering company in Algeria. A MATLAB calculation program has been developed to determine the evolution of different parameters depending on the crank angle and to predict the heat transfer in the combustion chamber and the content of the crankcase. NO_x pollutants formed. The results obtained are in good agreement with those found in the literature.

Keywords: Diesel engine, Modeling, Combustion, Heat transfers, Pollutants.

ملخص

هذه المذكرة هي نتيجة العمل المنجز في إطار مشروع نهاية الدراسة المتعلقة بدراسة الاحتراق في نمط متجانس في محرك الديزل. إن الملوثات المنبعثة من مركبات المحركات الحرارية منذ فترة طويلة مصدر قلق لسكان المدن بسبب تأثيرها على جودة الهواء و الصحة. لا يزال الانخفاض المتزامن لانبعاث أكسيد النيتروجين من عوادم الديزل أمرا ضروريا على الرغم من التقدم الكبير الذي أحرزه صانعو السيارات. في هذا العمل وضعنا لأنفسنا هدف النمذجة العددية للاحتراق في محرك الديزل F8L413 المثبت على المركبات الشركة الهندسية الوطنية في الجزائر. تم وضع برنامج حساب Matlab لتحديد تطور الإعدادات المختلفة اعتمادا على زاوية عمود المرفق و التعرف بنقل الحرارة في غرفة الاحتراق و محتوى علبة المرافق. الملوثات " NOx " شكلت. النتائج التي تم الحصول عليها هي في اتفاق جيد مع تلك الموجودة في الأدب.

كلمات البحث : محرك الديزل ,النمذجة , الاحتراق , التحويلات الحرارية , الملوثات

Dédicaces

Je tiens à dédier ce mémoire :

D'abord tout particulièrement à mes très chers parents en témoignage pour tout ce qu'ils ont sacrifié pour moi.

Ensuite à mes sœurs, mes frères et mes amis pour leurs soutiens et leurs encouragements.

RIBOUH Nouredine

Remerciements

Tout d'abord je remercie Dieu, le tout puissant, qui m'a donné la force pour terminer la rédaction de ce mémoire.

J'adresse mes sincères remerciements, au Dr. B. KHELIDJ, qui a très naturellement accepté d'être le promoteur de mon projet.

Je tiens à lui exprimer ici mes très vifs remerciements pour les conseils et la documentation qu'il a eu l'obligeance de me fournir.

Par la même occasion, j'adresse mes remerciements à tous mes professeurs des années précédentes et en particulier ceux du département de technologie.

Aussi, je remercie tout particulièrement Saliha MOHAMMED BELKEBIR pour l'aide et les conseils qu'elle m'a apporté durant l'élaboration de ce projet.

Enfin, mes remerciements vont à tous ceux qui de près ou de loin m'ont apporté leur aide.

Sommaire

<u>Introduction générale</u>	
<u>Chapitre I : Généralités sur le moteur diesel</u>	
INTRODUCTION	4
I.1. ÉTAT DE L'ART	4
I.2. LE MOTEUR DIESEL	6
I.2.1. Différence entre moteur diesel et à essence	6
I.2.1.1. Principe	6
I.2.1.2. Tableau comparatif	6
I.2.1.3.. Avantages et inconvénients du moteur diesel	8
I.2.1.4. Caractéristiques générales	8
I.2.1.5. Cycles diesel	9
I.2.2. Classification des moteurs diesel	10
I.2.3. Moteur à injection directe	11
I.2.3.1. Techniques de combustion	11
I.2.3.2. Procédé de la firme MAN	11
I.2.4. Moteur à injection indirecte	12
I.2.4.1. Moteur à chambre de précombustion	12
I.2.4.2. Moteurs à chambre de turbulence	13
I.3 ELEMENTS DE COMBUSTION	13
I.3.1 Processus de la combustion	13
I.3.1.1 Généralités	13
I.3.1.2 Compression de l'air	14
I.3.2 Analyse de la combustion	14
I.3.2.1 Caractéristiques de la combustion	14
I.3.2.2 Cognement du moteur diesel	16
I.3.3 Concept HCCI	16
I.3.3.1. Avantages	18
I.3.3.2. Inconvénients	19
I.3.4 Concept PCCI	19
I.4 ECHANGES DE CHALEUR ET REFROIDISSEMENT	21
I.4.1 Echanges de chaleur	21

Sommaire

I.4.1.1 Conduction	21
I.4.1.2 Convection	22
I.4.1.3 Rayonnement	23
I.4.2 Refroidissement du moteur diesel	23
I.4.2.1 le refroidissement par air	23
I.4.2.2 Le refroidissement par eau	24
<u>Chapitre II: Modélisation</u>	
INTRODUCTION	26
II.1- DESCRIPTION DU MODELE	26
II. 2- LES EQUATIONS DU MODELE	27
II.2.1 - Bilan de masse	27
II.2.2 - Conservation de l'énergie	27
II.2.3 - Expression de la température	28
II.2.4 - Expression du volume	29
II.2.5 - Expression de la pression	30
II.2.6 - Expression de l'aire de passage des gaz à l'ouverture de la soupape	31
II.2.7 - Expression des débits massique	31
II.2.8 - Coefficient de transferts de chaleur	32
II.2.9 - Surface d'échange dans un cylindre du moteur	35
II.2.10 - Flux de chaleur dans un cylindre	35
II.2.11-Travail des gaz dans un cylindre	35
II.2.12- La loi de Wiebe	36
II.2.13 - Délai d'auto-inflammation	36
II.3- FORMATION D'OXYDE NITRIQUE	37
II.4- METHODE DE RESOLUTION NUMERIQUE	38
II.5- OUTIL DE CALCUL ET DE SIMULATION	39
II.5.1 - Présentation de Matlab	39
II.5.2 - Méthodologie	40
II.5.3 - Etapes du Programme	40
II.5.4 - Organigramme	41
<u>Chapitre III: Résultats et discussions</u>	

Sommaire

INTRODUCTION	44
III.1 - SPECIFICATIONS DU MOTEUR F8L413	44
III. 2 - RESULTATS NUMERIQUES	46
III.2.1 – Evolution du volume	46
III.2.2 – Evolution de la pression	47
III.2.3 – Evolution de la Température	47
III.2.4 – Evolution de la pression en fonction du volume balayé	48
III.2.5 – Evolution de la fraction massique	49
III.2.6 – Evolution du travail des gaz brulés	49
III.2.7 – Evolution de la concentration en NOx	50
III.2.8 – Evolution du coefficient d'échange global	51
III.2.9 – Evolution de la pression et de la température	51
III.3 - ETUDE COMPARATIVE	52
III.3.1 – Evolution de la pression	52
III.3.2 – Evolution de la température	53
III.3.4 – Evolution de la fraction massique brulée	54
III.3.5 – Evolution du travail du moteur	55
III.3.6 – Evolution du coefficient d'échange global	55
III.3.7 – Evolution de la pression et de la température	56
III.4 - ETUDE DE L'INFLUENCE DE QUELQUES PARAMETRES	57
III.4.1 - Influence de l'angle de début d'injection	58
III.4.2 - Influence de la durée de combustion	59
III.4.3 - Influence du régime du moteur	60
III.4.4 - Influence de la température	60
III.5 - RESULTATS de MESURES	60
III.5.1 - Température de la paroi extérieure du moteur en fonction du temps	60
III.5.2 - Mesure du volume de la chambre de combustion	61
III.5.3 – Mesure de l'alésage d'un cylindre	62
<u>Conclusion générale</u>	
<u>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES</u>	
<u>Annexes</u>	

Sommaire

LISTE DES FIGURES ET DES TABLEAUX

Liste des figures

Numéro	Titre	Page
Figure I.1	Les quatre temps du cycle d'un moteur thermique	7
Figure I.2	Les cycles du Moteur diesel	10
Figure I.3	Amorçage du mouvement tourbillonnant de l'air	11
Figure I.4	La chambre sphérique	12
Figure I.5	Coupe d'un moteur avec chambre de turbulence	13
Figure I.6	Comparaison des Modes de combustion Diesel, essence et HCCI [35]	17
Figure I.7	Comparaison des flammes de combustion Diesel, essence et HCCI [36]	18
Figure I.8	Cylindre équipé d'ailettes pour le refroidissement	23
Figure I.9	Cylindre équipé de circuit d'eau pour le refroidissement	24
Figure II.1	Système thermodynamique étudié pendant la compression	30
Figure II.2	Interface utilisateur, principale	40
Figure II.3	Organigramme du l'enchaînement des différentes étapes de calcul des caractéristiques du moteur Diesel F8L413.	42
Figure III.1	Photo d'un moteur diesel F8L413	44
Figure III.2	Coupe d'un piston de F8L413	44
Figure III.3	Evolution du Volume des gaz dans notre moteur diesel F8L413	46
Figure III.4	Pression des gaz numérique dans un cylindre du moteur diesel F8L413	47
Figure III.5	Evolution de la Température des gaz dans la chambre de combustion d'un moteur diesel F8L413	48
Figure III.6	Evolution de la Pression des gaz dans la chambre de combustion d'un moteur diesel F8L413 en fonction du volume balayé	48
Figure III.7	Evolution de la fraction de la masse de carburant brûlée dans un moteur diesel F8L413	49
Figure III.8	Travail des gaz dans notre moteur diesel F8L413	50
Figure III.9	Evolution des NOx en fonction de lambda pour différentes températures de la chambre de combustion de notre moteur diesel F8L413	50
Figure III.10	Evolution de la Température des gaz dans notre moteur diesel F8L413	51
Figure III.11	Pression et température dans la chambre de combustion d'un moteur diesel F8L413	52
Figure III.12	Comparaison de la pression des gaz dans notre moteur diesel F8L413 avec celle trouvée dans la littérature	53

LISTE DES FIGURES ET DES TABLEAUX

Figure III.13	Comparaison de la température des gaz dans notre moteur diesel F8L413 avec celle trouvée dans la littérature	54
Figure III.14	Comparaison de la fraction massique des gaz dans notre moteur diesel F8L413 avec celle trouvée dans la littérature	54
Figure III.15	Comparaison du Travail des gaz dans notre moteur diesel F8L413 avec celle trouvée dans la littérature	55
Figure III.16	Comparaison du coefficient du change (hg) dans notre moteur diesel F8L413 avec celle trouvée dans la littérature	56
Figure III.17	Comparaison de la pression et Température des gaz dans notre moteur diesel F8L413 avec celle trouvée dans la littérature	56
Figure III.18	La variation du paramètre des gaz dans un cylindre du moteur diesel F8L413 en fonction du début d'injection	57
Figure III.19	La variation du paramètre des gaz dans un cylindre du moteur diesel F8L413 en fonction de la durée de combustion	58
Figure III.20	La variation du paramètre des gaz dans un cylindre du moteur diesel F8L413 en fonction du début d'injection	59
Figure III.21	Evolution des NOx en fonction de lambda pour différentes températures de la chambre de combustion de notre moteur diesel F8L413	60
Figure III.22	Evolution de la température de la paroi extérieure du moteur F8L413 en fonction du temps	61
Figure III.23	Mesure du volume de la chambre de combustion	61
Figure III.24	Mesure de l'alésage d'un cylindre de moteur F8L413	62

Liste des tableaux

Numéro	Titre	Page
Tableau I.1	Limites d'émissions de l'UE pour les véhicules particuliers en (g/km)	5
Tableau I.2	Le cycle diesel comparé au cycle essence à 4 temps	7
Tableau I.3	Caractéristiques générales des moteurs diesel	8
Tableau II.1	Coefficients C_1 et C_2 pour la corrélation de Woschni	35
Tableau III.1	Caractéristiques du moteur F8L413	45

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
A_w	Surface de déperdition dans un cylindre	[m ²]
A_c	Surface de déperdition côté tête du piston et côté chambre de combustion	[m ²]
A_i	Aire de passage de l'air à l'ouverture de la soupape d'admission	[m ²]
A_p	Différence entre l'aire de la section du canal et celle de la tige de la soupape d'admission	[m ²]
A_v	Aire de passage de l'air à l'admission en fonction de la levée de la soupape	[m ²]
B	Alésage du cylindre	[m]
C_1	Coefficients de la corrélation de Woschni	[-]
C_2	Coefficients de la corrélation de Woschni	[m/s.K]
C_v	Capacité calorifique à volume constant	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
C_p	Capacité calorifique à pression constante	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
D_p	Diamètre de la section du canal d'admission de l'air	[m]
D_s	Diamètre de la section de la tige de la soupape d'admission	[m]
E_A	Energie d'activation apparente	[J.mol ⁻¹]
λ	Conductivité thermique du fluide	[W/m.K]
z	Pas d'intégration	[deg]
h_g, h	Coefficients de transfert de chaleur	[W/m ² .K]
L	Hauteur dans la chambre de combustion	[m]
k_{lf}	Facteur de proportionnalité des [NO]	[K ⁻¹]
K	Rapport de chaleurs spécifiques	[-]
K_O	Constante d'équilibre de la dissociation de l'oxygène	[-]
$Lift$	Levée de la soupape en fonction de l'angle du vilebrequin	[m]
m	Exposant de Woschni égal à 0,8	[-]
m_w	Facteur de forme	[-]
\dot{m}	Débit massique à travers la soupape	[kg/s]
$m, m_{ad}, m_{éch}, m_{fuel}$	Masses de gaz	[kg]

Nomenclature

Nu	Nombre de Nusselt	[-]
N	Vitesse de rotation	[tr/min]
ncy	Nombre de cylindre	[-]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du combustible	[J.kg ⁻¹]
P_m	Pression en régime entraîné	[kPa]
P_r	Pression du gaz en un point de référence	[kPa]
P_r	Nombre Prandtl	[-]
P_{cr}	Pression critique	[kPa]
P_0	Pression en amont de la soupape	[kPa]
P_{sp}	Pression en aval de la soupape	[kPa]
P	Pression du gaz	[kPa]
Q	Flux de chaleur	[W]
Q_{fuel}	Energie thermique dégagée par la combustion du carburant	[kJ]
Q_{Paroi}	Transfert de chaleur à travers les parois	[kJ]
Q_i	Chaleur échangée à travers la paroi et celle dégagée par le carburant	[kJ]
R	Constante des gaz parfaits	[kJ/kg.K]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
R_g	Constante des gaz parfaits	[kJ/ kg.K]
rc	Taux de compression	[-]
S	Course du piston	[m]
T_r	Température du gaz en un point de référence	[K]
T	Température des gaz	[K]
U	Energie interne du gaz dans le cylindre	[J]
V	Volume du gaz	[m ³]
V_m	Volume d'un cylindre	[m ³]
V_d	Volume total de la cylindrée du moteur	[m ³]
V_c	Volume de la chambre de combustion	[m ³]
V_r	Volume du gaz en un point de référence	[m ³]
W	Travail mécanique agissant sur le piston	[kJ]
x_b	Fraction de masse de fuel brûlée	[-]
α_w	Paramètre d'efficacité (habituellement égal à 6.908 pour obtenir une fraction brûlée égale à 99.9% en fin de combustion)	[-]

Nomenclature

θ	Angle du vilebrequin	[deg]
θ_C	Retard à la fermeture de la soupape d'admission	[deg]
θ_d	Durée de la combustion	[deg]
θ_O	Avance à l'ouverture de la soupape d'admission	[deg]
θ_s	Début de la combustion	[deg]
η_{comb}	Efficacité de la combustion	[-]
U_p	Vitesse moyenne du piston	[m/s]
τ_{id}	Délai d'auto-inflammation	[ms]
ρ	Densité du fluide	[kg/m ³]
h_j	Enthalpie massique à l'entrée ou à la sortie du cylindre	[J.kg ⁻¹]
w	Vitesse de rotation du moteur	[rad. s ⁻¹]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m s]
τ_{NO}	Temps caractéristique pour le processus de formation de <i>NO</i>	[ms]
a, b	Bornes de l'intervalle d'intégration [a, b]	[deg]
n	Nombre de sous intervalles égaux	[-]
ΔT	Variation de la Température	[K]
<i>CO</i>	Production de monoxyde de carbone	[g/km]
<i>HC</i>	Production d'hydrocarbures imbrulés	[g/km]
<i>lambda</i>	Rapport carburant /air	[-]
<i>NOx</i>	Production oxydes d'azote	[PPM]

Abréviations

<i>AOA</i>	Avance ouverture soupape d'admission
<i>AOE</i>	Avance ouverture soupape d'échappement
<i>HCCI</i>	Homogeneous Charge Compression Ignition
<i>PCI</i>	Pouvoir calorifique inférieur
<i>RFA</i>	Retard fermeture soupape d'admission
<i>RFE</i>	Retard fermeture soupape d'échappement

Introduction

Introduction

La production d'énergie dans les machines thermiques utilisant la combustion est obtenue en convertissant l'énergie « potentielle » chimique d'un mélange réactif (combustible + comburant) en travail moteur : les réactifs ou gaz frais donnent par réaction de combustion, des produits ou gaz brûlés.

Les gaz brûlés à température élevée (1500 – 3000 K), ont une enthalpie élevée également. La détente des produits sous pression (5 à 100 bars dans la pratique), fournit le travail moteur (énergie mécanique, énergie de propulsion).

La réaction globale de combustion est fortement exothermique et irréversible.

Parmi les principaux dispositifs permettant la conversion de l'énergie chimique en énergie mécanique, il y a le moteur alternatif à combustion interne et qui fait l'objet de notre étude.

Le moteur alternatif à combustion interne a plus d'un siècle d'existence. C'est une machine qui n'a plus de « secret ». Toutefois les impératifs actuels d'économie de carburant, d'obtention de rendements optimaux, de réduction de polluants, font que la recherche sur ce type de moteur n'est pas encore sans objet.

À l'heure actuelle, les émissions de polluants et le réchauffement climatique dû principalement à l'utilisation massive des énergies fossiles sont devenus les problèmes les plus sérieux qui menacent l'existence pacifique de l'humanité.

Les moteurs à combustion interne, comme les principaux moteurs de l'industrie automobile, consomment une quantité très importante de combustible fossile par combustion pour développer leur puissance et émettent des gaz d'échappement nocifs tels que les hydrocarbures non brûlés, le monoxyde de carbone, le dioxyde de carbone, les oxydes d'azote et les particules fines.

La formation de polluants comme les oxydes d'azote, dans une chambre de combustion, est liée entre autres à l'existence de températures élevées dans la flamme et en arrière du front de flamme. Afin d'apporter notre contribution à l'évaluation de la quantité de polluants émise par le moteur diesel F8L413 monté sur les véhicules TB230 de la société nationale de construction mécanique (SONACOME) en Algérie, nous nous sommes intéressés dans ce travail plus particulièrement à la modélisation des transferts thermiques et de la combustion dans une chambre du moteur.

Introduction

Ce mémoire s'articule autour de trois chapitres :

Dans le chapitre I, nous présentons d'une part l'état de l'art sur la problématique des polluants et en particulier les NO_x émis par les véhicules équipés de moteur à combustion interne et d'autre part des généralités sur le moteur Diesel.

Le chapitre II est consacré au développement d'un modèle mathématique décrivant le dégagement de chaleur pour modéliser la combustion, dans un cylindre de moteur diesel F8L413, dans une approche à une seule zone et à zéro-dimension.

Dans le chapitre III, nous présentons l'essentiel des résultats numériques obtenus à l'aide d'un programme de calcul sous MATLAB que nous avons développé dans le cadre de ce projet de fin d'études.

Enfin, nous terminons ce travail par une conclusion générale où, nous notons que d'après les résultats de cette étude les quantités de NO_x émises par le moteur diesel F8L413 sont largement supérieures à ceux des normes internationales.

CHAPITRE I

INTRODUCTION

Malgré les avancées significatives des constructeurs d'automobiles avec des systèmes de contrôle des produits de combustion des moteurs, la réduction simultanée des émissions de particules et d'oxydes d'azote (NO_x) des gaz d'échappement des moteurs diesel est toujours d'actualité.

Dans ce chapitre, nous présentons dans un premier temps l'état de l'art sur la problématique des polluants et en particulier les NO_x émis par les véhicules équipés de moteur à combustion interne. Dans un deuxième temps, nous présentons des généralités sur le moteur diesel qui fait l'objet de notre étude.

I.1 ÉTAT DE L'ART

Les émissions de gaz à effet de serre représentent un enjeu majeur sur le réchauffement climatique. Les polluants dus principalement à l'utilisation massive des énergies fossiles représentent aussi une menace sérieuse sur la santé humaine dans les grandes agglomérations.

Les conséquences attendues de ce réchauffement climatique soulèvent des préoccupations (élévation du niveau de la mer, extinction accru d'espèces animales, diminution des ressources en eau...), de nombreux pays qui ont décidé de réduire leurs émissions de gaz à effet de serre [1]. En particulier, l'Union Européenne s'est fixé pour objectif une diminution de 20% de ses gaz à effet de serre d'ici 2020 [2].

Des restrictions sont faites sur les émissions, des véhicules à moteur diesel, comme le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures imbrûlés (HC), les oxydes d'azotes (NO_x) et les particules fines (PM). Ces composés ont un fort impact sur la qualité de l'air et la santé humaine. Ils font donc l'objet de réglementations de plus en plus sévères comme le montre le tableau (I.1) donné ci-dessous.

Les constructeurs automobiles se retrouvent donc devant un double défi : d'une part limiter les émissions de CO_2 et d'autre part réduire les émissions de composés polluants.

Tableau I.1. Historique de la réglementation des émissions à l'échappement des véhicules particuliers en (g/km) [3].

Valeurs limites d'émissions en g/km		CO	HC+ NO _x	NO _x	Particules
Euro 1	Diesel-1992	2.72	0.97	-	0.140
Euro 2	Diesel-1996	1.00	0.70	-	0.080
Euro 3	Diesel-2000	0.64	0.56	0.50	0.050
Euro 4	Diesel-2005	0.50	0.30	0.25	0.025
Euro 5	Diesel-2010	0.50	0.23	0.18	0.005
Euro 6	Diesel-2015	0.50	0.17	0.08	0.005

CO : Monoxyde de carbone; *HC* : Hydrocarbures imbrulés; *NO_x* : Oxydes d'azote

La conférence Paris Climat 2015 (COP21) qui s'est tenue du 30 novembre au 11 décembre 2015, a abouti à un accord international sur le climat, applicable à tous les pays, dans l'objectif est de limiter le réchauffement climatique mondial à 2 °C.

Les gaz d'échappement des moteurs diesel ont été classés comme cancérigène pour l'homme [4]. De nombreuses recherches ont été effectuées sur l'utilisation de carburants alternatifs et renouvelables pour réduire les émissions des moteurs sans les modifier. Les technologies actuelles s'efforcent de réduire les émissions des moteurs proches des limites de la loi, ces limites devant être plus strictes à l'avenir [5].

L'amélioration de la technologie des moteurs diesel s'est accompagnée non seulement d'une réduction significative des émissions, mais aussi d'une modification notable de la composition chimique des particules diesel.

Les moteurs diesel modernes à injection directe ont une consommation spécifique de carburant inférieure d'environ 25% à celle des moteurs à essence modernes [6]. En termes d'émissions, les moteurs diesel produisent typiquement moins de monoxyde de carbone (CO) et d'hydrocarbures imbrulés ou partiellement brulés (HC), comparativement aux moteurs à essence [7]. Les émissions des moteurs diesel sont constituées d'un mélange complexe de plusieurs centaines de substances gazeuses et particulaires. La composition des émissions diesel a évolué au cours du temps, en raison des modifications de la technologie des moteurs diesel, de la composition des carburants, du type et de l'âge du moteur ainsi que de son régime et de son entretien, du traitement des gaz et des particules à l'échappement. Ces évolutions concernent principalement les véhicules routiers, pour lesquels les normes

d'émissions introduites en Europe et aux États-Unis au cours des 20 dernières années ont entraîné une réduction progressive des émissions de particules [8]. Il a été observé une diminution de la taille des agglomérats, se traduisant par une diminution en masse des émissions de particules, mais pas du nombre de particules.

La formation de polluants comme les oxydes d'azote, dans une chambre de combustion, est liée entre autres à l'existence de températures élevées dans la flamme et en arrière du front de flamme. Afin d'évaluer la quantité de polluants émise par le moteur diesel F8L413 monté sur les véhicules TB230 de la société nationale de construction mécanique (SONACOME) en Algérie, nous nous intéressons dans ce travail plus particulièrement aux transferts thermiques et à la combustion dans une chambre du moteur.

I.2. LE MOTEUR DIESEL

I.2.1. Différence entre moteur diesel et à essence

I.2.1.1. Principe

La différence fondamentale entre un moteur du type diesel et un moteur à essence réside dans le mode d'inflammation du carburant et de la caractéristique d'auto-inflammation de celui-ci.

Lorsque, dans une masse d'air suffisamment comprimée, pour que sa température atteigne une valeur déterminée, nous introduisons dans un endroit précis, un combustible adapté, finement pulvérisé, la combustion se déclenche par auto-inflammation (l'explosion, qui est en réalité une combustion très rapide, est réalisée dans le moteur à essence par allumage commandé) [9].

I.2.1.2. Tableau comparatif

Le résultat, d'une étude comparative entre le cycle d'un moteur diesel et le cycle d'un moteur à essence à 4 temps, est donné ci-dessous dans le tableau (I.2).

Dans ce dernier, pour chaque type de moteur et chaque temps de cycle, on donne les fonctions assurées et l'organe qui les assure.

Tableau I.2. Le cycle diesel comparé au cycle essence à 4 temps [9].

Temps du cycle	Moteur diesel		Moteur à essence	
	Fonctions assurées	Organes	Fonctions assurées	Organes
Phase - 1 - Admission	Aspiration d'air	Soupapes d'admission	Aspiration d'un mélange. Air-essence	Soupapes d'admission
Phase - 2 - Compression	Très forte (20 à 35 bar). Compression de l'air d'où échauffement à 600 °C environ. $rc = 6/1$ à $28/1$		Compression du mélange 8 à 12 bars d'où échauffement à 300 °C environ. $rc = 6/1$ à $15/1$	
En fin de course de compression	Injection sous forte pression (120 à 2000 bar) du carburant qui s'enflamme au contact de l'air surchauffé = combustion	Pompe haute pression. injecteurs	Allumage du mélange. Arc électrique à la bougie = explosion	Système d'allumage, bougies d'allumage
Phase - 3 - Combustion ou explosion-détente	Combustion et détente		Combustion et détente	
Phase - 4 - Echappement	Evacuation des gaz brûlés.	Soupapes d'échappement	Evacuation des gaz brûlés	Soupapes d'échappement,

Lors du début de combustion, ou à l'explosion, la vitesse de l'air est de quelques dizaines de m/s dans un moteur à allumage commandé (essence) alors qu'elle est de quelques centaines de m/s dans un moteur à allumage par compression (diesel).

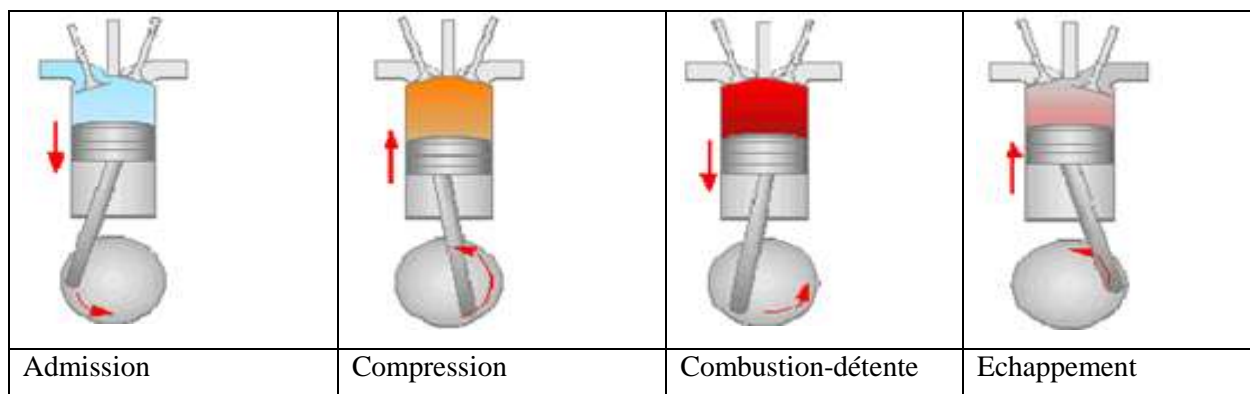


Figure I.1. Les quatre temps du cycle d'un moteur thermique [10]

I.2.1.3.. Avantages et inconvénients du moteur diesel**a.- Avantages**

- Le rendement est meilleur ;
- Le couple moteur est plus important ;
- le moteur diesel est le plus adapté à la suralimentation.

b.- Inconvénients

- L'aptitude au démarrage à froid est moins bonne que pour un moteur à allumage commandé ;
- Il faut assurer un refroidissement suffisant du moteur pour obtenir une bonne tenue des métaux ;
- Le fonctionnement du diesel est plus bruyant que celui du moteur à essence.

I.2.1.4. Caractéristiques générales

Dans le tableau (I.3.) ci-dessous nous indiquons les valeurs moyennes des éléments qui conditionnent le fonctionnement des moteurs diesel.

Tableaux 1.3. Caractéristiques générales des moteurs diesel [9].

Eléments du moteur diesel	Valeurs moyennes
Rapport volumétrique (taux de compression)	16 à 18 /1
Pression de l'air en fin de compression	30 à 35 bars
Température de l'air en fin de compression	500 à 600 °C
Pression d'injection aux injecteurs	120 à 2000 bars
Avance à l'injection (en degrés)	10 à 40 °
Période d'injection (angulaire en degrés moteur)	20 à 40 °
Durée de l'injection	1 à 4/1000 secondes
Dosage combustible-air à pleine charge en poids	1/24 à 1/30
Vitesse de rotations maximales grandes cylindrées, petites cylindrées	1000 à 3200 tr/min, 4000 à 5400 tr/min
Consommation spécifique	180 à 250 g/kW/h

I.2.1.5. Cycles diesel

Entre les cycles diesel réels et théoriques, il existe des différences et des similitudes dans la forme et les valeurs des pressions et des températures.

Le cycle diesel théorique est le cycle théorique d'un moteur diesel, également connu sous le nom de moteur à allumage par compression.

Le cycle théorique d'un moteur thermique est une approximation théorique de son fonctionnement pour calculer sa performance.

Le cycle d'un moteur à combustion interne est constitué par les transformations physiques et chimiques subies par le carburant lors de son passage à l'intérieur du moteur.

L'étude d'un cycle réel prenant en compte toutes les nombreuses variables, représente un problème très complexe. Pour cette raison, il est généralement simplifié en recourant à des approximations théoriques, basées sur différentes hypothèses simplifiées.

La différence fondamentale entre le cycle Otto et le cycle diesel est dans la phase d'introduction de la chaleur. Dans le cycle Otto, la chaleur est introduite à volume constant, tandis que dans le cycle diesel, elle est effectuée à pression constante. Une autre différence entre les deux cycles réside dans les valeurs du taux de compression, qui varie de 12 à 22 pour le moteur diesel, alors qu'il oscille seulement entre 6 et 10 pour les moteurs à essence ou à essence Otto.

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

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

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

La figure (I.2) ci-dessous, montre la représentation des différents cycles du moteur diesel dans le diagramme (P, V).

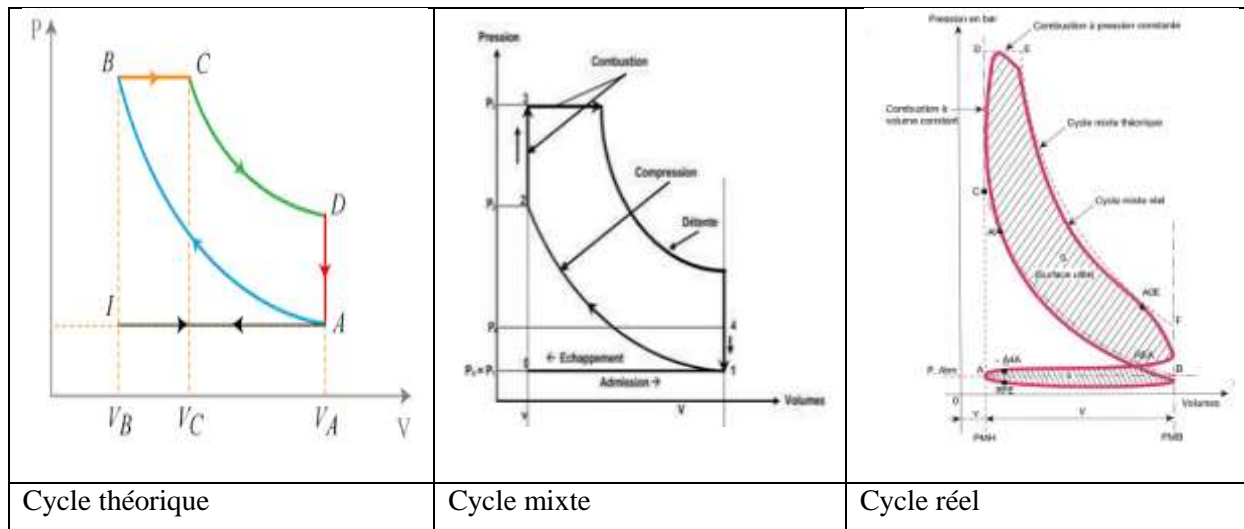


Figure I.2.

Les cycles du Moteur diesel [9 -11]

I.2.2. Classification des moteurs diesel

Tout d'abord, la combustion dans un moteur diesel doit être la plus complète possible, pour générer un maximum d'énergie, avec un minimum de consommation et de rejets polluants.

Les processus complexes de la phase de combustion sont de mieux en mieux maîtrisés, et, au fil des années, diverses et importantes modifications aux formes des chambres de combustion, aux conduits d'admission, aux matériaux employés, mais aussi aux processus d'injection ont été apportés.

Les chambres de combustion jouent un rôle très important pour le fonctionnement et le rendement du moteur diesel.

Deux grandes familles de types de combustion se dégagent:

- L'injection directe, qui désigne les procédés sans fractionnement de la chambre de combustion ;
- L'injection indirecte, qui regroupe les différentes solutions de chambres de combustion divisées [9].

I.2.3. Moteur à injection directe

I.2.3.1. Techniques de combustion

Dans les moteurs à injection directe deux techniques de combustion sont employées :

- La première par énergie des jets d'injecteur utilisé dans les gros moteurs lents. Le système exige une grande précision du positionnement de l'injecteur (à proximité de la chambre) et un excès d'air très important ;
- La deuxième par mouvement tourbillonnant de l'air (swirl). C'est le procédé le plus utilisé sur tous les moteurs modernes, le mouvement tourbillonnant de l'air, est amorcé entre autre par la forme, la longueur et le positionnement du conduit d'admission. C'est un procédé en perpétuelle évolution en fonction de la normalisation antipollution afin d'amélioration sans cesse l'homogénéité du mélange air carburant.

L'injecteur utilisé dans la deuxième technique est du type à trous, le plus souvent multiples (3 à 8) [9].

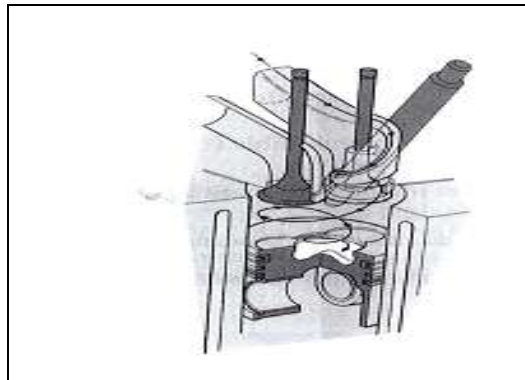


Figure I.3.	Amorçage du mouvement tourbillonnant de l'air
--------------------	---

I.2.3.2. Procédé de la firme MAN

Le procédé de la firme MAN a été utilisé durant de nombreuses années. Le combustible est injecté sur la paroi de la chambre de combustion par un injecteur à un ou deux trous donnant ainsi une grande énergie au jet (très peu pulvérisé).

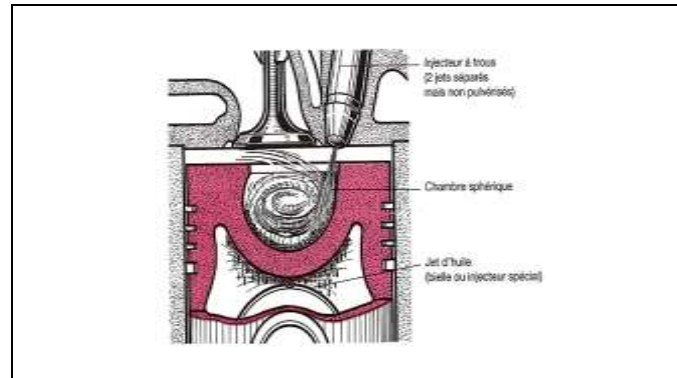


Figure I.4.	La chambre sphérique du piston
--------------------	--------------------------------

Durant la phase l'admission, l'air pénètre dans le cylindre par la volute d'admission. Elle lui imprime un mouvement tourbillonnant très intense, qui se poursuit pendant la compression. En fin de cette dernière, l'injecteur introduit le carburant dans la chambre sphérique du piston, le jet très court est dirigé sur la paroi.

Ce début de combustion s'effectuant avec peu de carburant; le cognement est éliminé. Le reste du carburant étalé en film mince, s'évapore lentement, permettant aux vapeurs de se mélanger avec l'air tourbillonnant [9].

I.2.4. Moteur à injection indirecte

I.2.4.1. Moteur à chambre de précombustion

L'injecteur du type à « téton » est placé sur la culasse et dans une cavité non refroidie appelée « préchambre ».

Elle communique avec le haut du cylindre par un ou plusieurs orifices de passage restreint, et représente entre 20 et 30 % du volume de compression. Une « boule brise jet » en travers de la préchambre, pour « éclater » le jet d'injecteur et favoriser le début de combustion.

Le carburant injecté dans cette préchambre à brûler puisqu'il contient de l'air préalablement comprimé et l'élévation de pression résultant de pression précombustion expulse le mélange vers le cylindre où la combustion se poursuit.

Cette combustion étagée assure un fonctionnement moins bruyant car les pressions d'injection sont modérées (100 à 150 bar) et le rapport volumétrique varie de 12/1 à 15/1.

Le démarrage s'opère généralement à l'aide d'une bougie de préchauffage rapide car le taux de compression adopté ne permet pas de porter l'air ambiant à une température suffisante lorsque la culasse est froide [9].

I.2.4.2. Moteurs à chambre de turbulence

La préchambre communique avec le cylindre par un orifice de large section de forme tronconique; comme dans le cas précédent, l'injecteur débouche dans la chambre.

Pour ces moteurs, le rapport volumétrique est compris entre 15/1 à 18/1, et la pression d'injection est de 110 à 150 bars environ.

Les constructeurs utilisent des bougies de préchauffage rapide de «type crayon» pour les départs à froid.

L'injecteur est du type « à téton » avec effet d'étranglement, et souvent muni d'une coupelle « pare-flamme » [9].

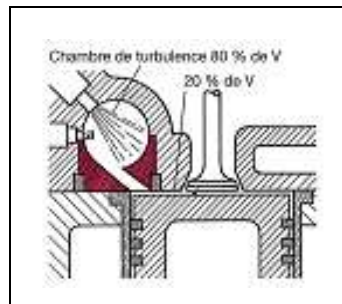


Figure .I.5. Coupe d'un moteur avec chambre de turbulence

I.3 ELEMENTS DE COMBUSTION

I.3.1 Processus de la combustion

I.3.1.1 Généralités

Dans un moteur diesel le mélange air-carburant n'est jamais parfaitement homogène car le carburant n'est injecté que vers la fin du temps de compression.

Le carburant ne peut s'enflammer dès que commence son introduction dans le cylindre puisqu'il doit, au préalable emprunter à l'air comprimé présent dans la chambre et aux parois la chaleur qui lui est nécessaire pour atteindre sa température d'auto-inflammation.

En outre, le carburant s'enflamme très vite quand il est pulvérisé avec violence (forte pression) dans le cylindre. Il n'existe pas un front de flamme mais une multitude de petits foyers d'incendie (un par mini gouttelette), qui s'enflamment au contact de l'air

indépendamment les uns des autres, depuis le début de la première injection jusqu'à la fin, d'une durée variable de 10° à 40° de rotation vilebrequin.

Théoriquement, il faut 20 à 30 g d'air, en moyenne, pour brûler 1g de gazole.

Un excès d'air est toujours nécessaire car il permet :

- de mieux brasser l'air et le combustible ;
- d'enflammer les gouttelettes non mélangées à l'air au moment de l'injection.

Le processus complexe du déroulement de la combustion est lié aux caractéristiques principales suivantes :

- Carburant utilisé;
- Pression d'injection, qualité de la pulvérisation (modèle d'injecteur), point d'injection, nombre d'injection, et taux d'introduction (quantité de carburant injectée par degré vilebrequin);
- Pression de compression dans le cylindre moteur (lié au rapport volumétrique) ;
- Température de l'air et quantité d'oxygène au moment de l'injection ;
- Type de chambre de combustion (injection directe, préchambre, chambre de turbulence, etc.) et homogénéité du mélange (le brassage d'air ou tourbillon d'air ou tourbillon d'air doit atteindre une vitesse de 150 m/s) ;
- Vitesse de rotation et température du moteur [9].

I.3.1.2 Compression de l'air

Le volume d'air présent dans le cylindre après le temps « aspiration » (avec un début de mouvement « tourbillonnant » selon la forme, et la technologie du conduit d'admission, avec ou non la présence d'un déflecteur) est comprimé par la montée du piston vers le PMH.

Cette compression engendre une montée rapide en température, qui doit atteindre au minimum 500 °C pour assurer l'inflammation spontanée du mélange au moment de l'injection.

Dans le même temps, les caractéristiques de la chambre (ou préchambre) de combustion engendrent ou accentuent le mouvement de tourbillon (appelé « swirl »), nécessaire à la formation d'un mélange rapide et homogène de l'air et du carburant injecté (vitesse de l'ordre de 150 à 200 m/s).

I.3.2 Analyse de la combustion

I.3.2.1 Caractéristiques de la combustion

a.- Les qualités d'une bonne combustion

Une bonne combustion doit être :

- immédiate : commencée dès le début de l'injection ;
- régulière et progressive : sans montée brutale de la pression ;
- complète : dégagement de toute la chaleur que le combustible est capable de fournir, pas de résidus ni d'imbrulés.

b.- Point de vue chimique

➤ Oxydation :

Les fines gouttelettes de carburant qui se forment au moment de l'injection dans l'air comprimé s'oxydent au contact de l'oxygène de l'air pour former des peroxydes (les peroxydes sont des composés oxygènes au maximum).

➤ Décomposition des peroxydes :

Il s'agit d'une réaction très brutale qui entraîne le bruit caractéristique du moteur Diesel : « le cognement ».

➤ Cracking du combustible :

La chaleur dégagée réalise un cracking de l'intérieur des gouttelettes restées à l'état initial : décomposition exothermique (qui dégage de la chaleur).

La teneur en carbone des molécules du carburant est très diminuée par cracking et entraîne une diminution de la vitesse de combustion. Il n'y a pas plus de cognement.

c.- Point de vue chronologique

➤ délai d'inflammation

C'est la phase (très courte) préparation à la combustion, qui sépare le début de l'injection du début de l'inflammation du mélange. Ce délai, lié à la nature du carburant et à certains phénomènes physique et chimique se décompose en :

➤ délai physique :

C'est le temps pendant lequel les fines gouttelettes de gazole s'échauffent au contact de l'air jusqu'à leur « vaporisation » (variable selon la température de l'air, la vitesse, la dimension des gouttelettes et la viscosité du combustible). Le diamètre des gouttelettes injectées est variable selon la pression et les caractéristiques des trous de l'injecteur, il varie entre 2 et 100µm.

➤ délai chimique :

Pendant le temps qui précède l'inflammation, se réalise « l'oxydation » du carburant. La durée est comprise entre 0,002 seconde, une montée constante de la pression de compression à lieu pendant cette phase, proportionnelle à l'angle de rotation du vilebrequin (10 à 20°) [9].

I.3.2.2 Cognement du moteur diesel

Les causes du « cognement » : délai d'inflammation prolongé ; quantité trop importante de combustible qui se vaporise au cours de ce délai sont connues, et doivent être résolues en évitant la montée soudaine en pression [9].

a.- réduction du délai d'inflammation

- Utilisation d'un carburant avec un indice de cétane élevé (> 48) ;
- Augmentation importante de la pression d'injection (vitesse du mélange plus grande et gouttelettes plus fines) ;
- Optimisation du point d'injection (calage initial précis, déplacement du point en fonction des caractéristiques du moteur) ;
- Augmentation de la température de l'air (rapporte volumétrique), matériaux plus isolants ;
- Amélioration du remplissage (multisoupapes), et du mouvement tourbillonnant de l'air (swirl), par des formes de conduits d'admission, et des conduits à longueurs variables munis de papillons pilotés électroniquement [9].

b.- Fractionnement du volume de combustible injecté pendant le délai d'inflammation

L'une des solutions efficace est de faire précéder l'injection principale d'une « pré-injection » pour permettre l'inflammation, et une petite montée en pression, quelques degrés avant le point d'injection normal.

Cette « pré-injection » entraîne une réduction considérable du délai d'inflammation lors de l'injection principale, permettant une réduction du bruit de cognement, et une combustion beaucoup plus complète.

Cette « pré-injection » n'est possible que sur les dernières technologies comme les injecteurs-pompes, ou le système « rail commun ».

Autres solution moins efficaces : caractéristique de l'injecteur (voir injecteur à étranglement, porte-injecteur, à doubles ressorts, etc).

I.3.3. Concept HCCI

La combustion homogène HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) est un mode de combustion avancé qui combine des caractéristiques issues des deux types de combustion : le mélange air-carburant pré-mélangé et homogène est traditionnellement utilisé dans les moteurs à essence tandis que l'auto-inflammation est utilisée dans les moteurs Diesel.

Le mode HCCI est un processus de combustion alternatif qui peut fournir des rendements aussi élevés que les moteurs Diesel à injection directe (CIDI), mais contrairement à ces derniers, les niveaux d'émissions d'oxydes d'azote (NOx) et de particules (PM) sont ultra-faibles, grâce à la faible température de combustion. Les moteurs HCCI fonctionnent sur le principe d'avoir une charge diluée, pré-mélangée qui après avoir été comprimée par le piston, réagit et brûle dans le cylindre « en masse », c'est-à-dire simultanément dans toutes les zones de la chambre de combustion. Par conséquent, contrairement au moteur Diesel conventionnel qui est contrôlé par la combustion de diffusion, ce type de combustion est contrôlé par le mélange air-carburant homogène préparé pendant le délai d'inflammation [12]. La Figure (I.6) présente une comparaison illustrée des modes de combustion Diesel (CIDI), essence et HCCI.

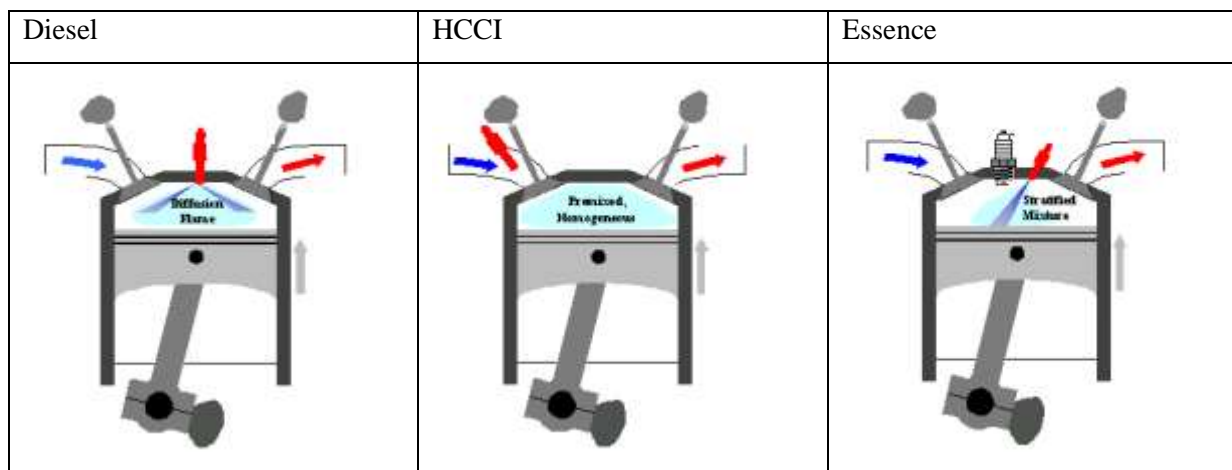


Figure I.6. Comparaison des modes de combustion Diesel, Essence et HCCI [12]

Comme l'air et le carburant sont pré mélangés avant l'inflammation, le processus de mélange n'est plus limitant pour la combustion, la combustion HCCI est donc une combustion en masse uniquement contrôlée par la cinétique chimique du mélange. La figure (1.7) présente une comparaison illustrée des flammes Diesel, essence et HCCI. On peut constater que, dans

la dernière image, aucune flamme n'est visible, mais la combustion HCCI commence à plusieurs endroits en même temps.

Parce qu'il existe suffisamment de temps pour que l'air et le carburant se mélangent avant l'inflammation, les points ou les zones de « mélange homogène » sont toujours en condition pauvre. La combustion HCCI est un mode de combustion qui « distribue » le délai d'inflammation et le dégagement de chaleur de la combustion pré-mélangée conventionnelle uniformément en tous points de la chambre de combustion, afin d'assurer l'efficacité de la combustion tout en réduisant considérablement la température de combustion, supprimant ainsi presque totalement la production de NOx.

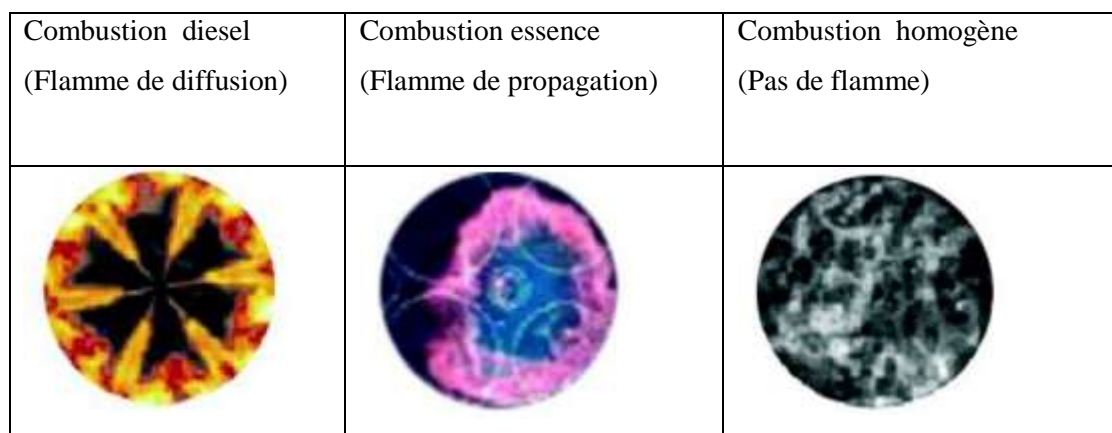


Figure I.7. Comparaison des flammes de combustion Diesel, Essence et HCCI [13].

Les avantages du mode HCCI sont nombreux et dépendent du système de combustion auquel il est comparé.

Les avantages et les désavantages, du mode HCCI, sont résumés ci-dessous comme suit :

I.3.3.1 Avantages

- Le HCCI permet une économie de carburant de 30% par rapport au moteur à essence classique, pour atteindre les besoins des normes actuelles en émissions.
- Comme le HCCI fonctionne en mélange pauvre, il peut fonctionner à un taux de compression de type Diesel (> 15), ce qui le rend plus efficace que le moteur à essence classique [14] ;

- Le mélange homogène air-carburant conduit à une combustion plus propre et des émissions plus faibles par rapport à la combustion Diesel et aussi essence. En fait, parce que les pics de températures maximales sont nettement inférieurs à ceux typiques de la combustion essence, les niveaux de NO_x sont presque négligeables. En outre, le pré-mélange ne produit pas de suie [15] ;
- La combustion HCCI peut fonctionner à l'essence, au Diesel, et avec la plupart des carburants de substitution [16] ;
- Par rapport à l'essence, les pertes par pompage sont plus petites dans le HCCI, ce qui améliore l'efficacité du HCCI [17].

1.3.3.2 Inconvénients

- Les pics de pression élevés dans le cylindre peuvent causer des dommages au moteur ;
- Les taux de dégagement de chaleur et de variation de pression élevés peuvent causer l'usure du moteur ;
- L'auto-inflammation est difficile à contrôler pour le HCCI, contrairement à la combustion essence qui est contrôlée par les bougies et la combustion Diesel qui est contrôlée par les injections de carburant dans le cylindre [18] ;
- La plage d'utilisation du HCCI est réduite, limitée à faible charge par les limites d'inflammabilité, et limitée à charge élevée par des restrictions de pression dans le cylindre [19];
- Les émissions avant catalyseur de monoxyde de carbone (CO) et d'hydrocarbures (HC) sont supérieures à la combustion essence, à cause de l'oxydation incomplète (en raison d'une combustion rapide et de températures faibles dans le cylindre principalement) [20].

1.3.4 Concept PCCI

L'allumage par compression à charge pré-mélangée (PCCI) est une alternative propre et efficace pour la combustion diesel classique. Le concept de combustion PCCI est associé à une injection précoce du carburant tout en appliquant des niveaux élevés de recirculation des gaz d'échappement (EGR) et un fonctionnement avec un mélange très pauvre de telle sorte que l'allumage se déroule bien après l'injection. Ainsi, il est possible de réduire simultanément les émissions de suie et d'oxydes d'azote (NO_x).

La combustion PCCI peut être analysée à l'aide d'un modèle multizone. Dans le modèle multizone, des mécanismes chimiques beaucoup plus détaillés que ceux utilisés en dynamique des fluides computationnelle (CFD) peuvent être introduits directement. Le modèle CFD est toujours utilisé pour prédire la stratification initiale du carburant dans le cylindre, ce qui est important pour améliorer la qualité du modèle.

Pour l'analyse, des expériences dédiées au n-heptane sont utilisées pour évaluer les résultats du modèle. Dans un tel modèle multizone, 10 zones s'avèrent suffisantes pour décrire la stratification avec une résolution adéquate. On observe que les différentes distributions de carburant ont une grande influence sur les émissions lorsqu'il n'y a pas de mélange entre les zones. Pour surmonter cette dépendance, un mélange de diffusion interzonal de base 2 est appliqué. Le niveau de mélange est estimé avec une étude de sensibilité. Lorsque le mélange interzonal est inclus, les résultats d'émission deviennent beaucoup moins sensibles à l'angle de vilebrequin (CA) auquel la stratification de charge est échantillonnée et la simulation est initialisée.

Étant donné que les règlements sur les émissions deviennent plus rigoureux, de nouveaux concepts de combustion devraient être élaborés pour répondre à ces normes d'émissions. Bien que les moteurs à allumage par compression (CI) réduisent les émissions de dioxyde de carbone (CO_2) en raison de leur efficacité supérieure par rapport aux moteurs à allumage commandé (SI), ils émettent des suies et des taux d'oxydes d'azote NO_x élevés [26]. L'allumage par compression à charge pré-mélangée (PCCI) est une alternative prometteuse pour la combustion diesel qui a le potentiel de combiner les niveaux d'émission supérieurs de (SI) et le rendement élevé des moteurs (CI) conventionnels.

La combustion PCCI évite les circonstances qui entraînent des émissions élevées de NO_x et de suie [21-22]. Ce concept permet d'obtenir de très faibles missions de NO_x en opérant avec un mélange hautement dilué qui abaisse la température dans le cylindre, ce qui entraîne une combustion à basse température. D'autre part, le mélange air-carburant est amélioré en appliquant des temps d'injection beaucoup plus tôt en combinaison avec des niveaux élevés de recirculation des gaz d'échappement (EGR). Cela réduit les rapports d'équivalence locale et entraîne donc des émissions de suie très faibles. Comme le carburant est injecté tôt dans la course de compression, les événements d'injection de carburant et de dégagement de chaleur n'ont pas de chevauchement, ce qui rend le processus de combustion principalement contrôlé par la cinétique chimique. Cependant, lorsque l'événement de

dégagement de chaleur est découplé de l'injection de carburant, le contrôle du calage de la combustion en cas d'auto-allumage devient un problème difficile dans le développement et l'étalonnage du moteur.

Pour réduire le temps et les coûts de développement et d'étalonnage, l'importance de la modélisation numérique augmente encore plus. Comme la combustion de type PCCI est principalement régie par l'auto-allumage et non par la propagation de la flamme [23-24], on pense que les approches multizones constituent une approximation réalisable pour ce régime de combustion. Le principal avantage des modèles multizones par rapport au calcul les outils de dynamique des fluides (CFD) est que des mécanismes chimiques plus détaillés peuvent être appliqués directement. Par conséquent, la modélisation multizone a été largement appliquée dans le moteur par la communauté scientifique [25-26]. Dans ces études, les phénomènes d'écoulement complexes sont ignorés. Ceci est un inconvénient majeur puisque les émissions sont sévèrement affectées par le niveau de stratification et les processus de mélange induits par le flux. Cette lacune est surmontée par un couplage complet de modèle multizone avec un modèle CFD [27-28]. Dans un tel modèle couplé bidirectionnel, une zone du modèle CFD correspond à une zone du modèle multizone. La chimie est résolue dans le modèle multizone, le dégagement de chaleur est transféré au modèle CFD, les équations de transport sont résolues par le modèle CFD, et les compositions de mélange sont renvoyées au modèle multizone. Comme les deux modèles interagissent à chaque pas, l'effort de calcul est remarquablement augmenté.

I.4 ECHANGES DE CHALEUR ET REFROIDISSEMENT

I.4.1 Echanges de chaleur

On appelle « transfert de chaleur » le déplacement de la chaleur d'une région à une autre suite à une différence de température, ce déplacement peut se produire entre deux corps en contact (solide-solide, solide-fluide, fluide-fluide) ou entre deux parties d'un même corps. L'énergie interne du système change au cours du déplacement de la chaleur en produisant [29]:

- Le flux thermique transmis ;
- La répartition de la température à l'intérieur du milieu considéré.

Les modes de transmission de la chaleur que nous allons définir par la suite sont : la conduction, la convection et le rayonnement.

I.4.1.1 Conduction

La conduction est le transfert de chaleur des parties chaudes vers les parties plus froides, d'un même corps ou de deux corps en contact sans mouvement apparent de matière. Ce mode peut s'effectuer dans les solides et les fluides. Cependant, c'est le seul mécanisme par lequel la chaleur peut se déplacer dans les solides opaques. La conduction est régie par la loi de Fourier :

$$q = -\lambda \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad [W] \quad (I.1)$$

Où « q » est le flux de chaleur dans la direction x en [W];

Le signe (-) intervient puisque la chaleur s'écoule dans le sens décroissant de la température (gradient de température négatif) ;

λ : Conductivité thermique du milieu considéré en [W/m.K] ;

A : Surface d'échange de chaleur en [m²] ;

dT/dx : Gradient de température dans la direction de x en [K/ m].

I.4.1.2 Convection

D'une façon générale, la convection est le transport d'une grandeur physique d'un fluide d'un point à un autre par le mouvement de ses molécules. Les différences de températures dans les fluides entraînent des différences de densités et donc un mouvement des particules du fluide, ce mouvement a pour effet de véhiculer la chaleur du fluide et d'égaliser les températures par substitution réciproque des molécules froides à des molécules chaudes.

Le phénomène de convection intervient à chaque fois qu'un fluide se déplace par rapport à des éléments fixes (murs, plaques, tubes, ...etc.) à des températures différentes de celle du fluide ou lorsque deux fluides à des températures différentes sont mis en contact.

La convection est dite naturelle si le mouvement des masses fluides responsables du transfert de la chaleur, est provoqué par des différences de densités provenant elles-mêmes des différences de températures à l'intérieur du fluide.

La convection est dite forcée si le mouvement est créé par une action extérieure (ventilateurs, pompes, ...etc.). La loi de Newton donne le flux échangé entre une surface de valeur S et de température T et un fluide de température Tf, elle s'écrit :

$$q = h \cdot S(T - T_f) \quad [W] \quad (I.2)$$

Avec :

q : Flux de chaleur en [W] ;

h : Coefficient d'échange convectif en [W/m².K] ;

S : Surface d'échange de chaleur en [m²] [29].

I.4.1.3 Rayonnement

La chaleur transmise par rayonnement n'a pas besoin de support matériel comme un solide, un liquide ou un gaz. Cela signifie que l'énergie thermique peut traverser le vide. Ce mode de transfert correspond à un flux d'ondes électromagnétiques émises par tout corps, quelle que soit sa température. Le rayonnement électromagnétique est d'autant plus élevé que sa température est grande. Comme pour la conduction, ce sont les interactions entre atomes et molécules qui sont à l'origine de ce rayonnement. Elles peuvent le générer, ce qui diminue leur énergie, ou encore l'absorber, ce qui l'augmente. De par sa nature, le rayonnement n'intervient que dans les milieux transparents (gaz, verre, vide) ou semi-opaque (gaz + fumées de CO₂, gaz + vapeur d'eau) [30].

I.4.2 Refroidissement du moteur diesel

Le système de refroidissement du moteur a pour fonction :

- de dissiper le dégagement de chaleur produit par la combustion à l'intérieur des cylindres ;
- de maintenir les températures des différents organes à des niveaux compatibles avec une résistance mécanique suffisante. Son rôle est donc essentiel pour la préservation du moteur.

I.4.2.1 Le refroidissement par air

La technique la plus simple consiste à balayer les cylindres, équipés d'ailettes comme le montre la figure (I.8), d'un fort courant d'air. Cette solution, présente quelques avantages et inconvénients.

Les avantages : sa simplicité, aucune vanne, pas de pompe ni d'échangeur de température; un cout moindre directement en rapport avec sa simplicité.

Les inconvénients : le bruit dégagé est plus important que dans le cas d'un moteur à refroidissement par eau. Une circulation d'air frais, importante, est nécessaire [31].

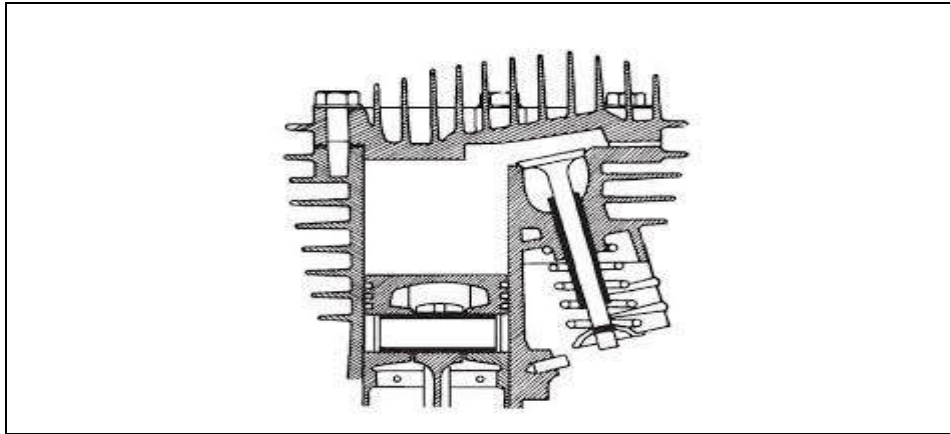


Figure I.8 :	Cylindre équipé d'ailettes pour le refroidissement
---------------------	--

I.4.2.2 Le refroidissement par eau

Le système de refroidissement sur les véhicules modernes repose sur la circulation d'un liquide à basse température acheminant les calories vers le radiateur afin de les rejeter dans l'air.

Dans ce système, l'eau, chargée d'évacuer les calories du moteur, circule autour des chemises à l'intérieur des culasses.

Le circuit de refroidissement contient plusieurs éléments ayant pour tâche de refroidir correctement le moteur comme le montre la figure (I.9).

Enfin le système de refroidissement par air est beaucoup moins efficace que le système de refroidissement par eau.

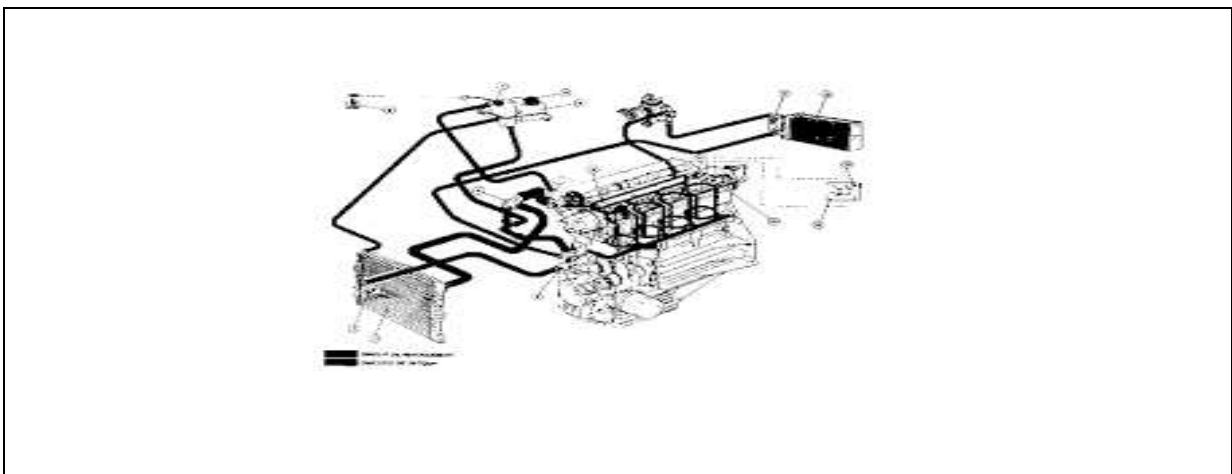


Figure I.9 :	Cylindres équipés de circuit d'eau pour le refroidissement
---------------------	--

CHAPITRE II

INTRODUCTION

Des améliorations considérables ont été apportées aux moteurs Diesel ces dernières années, avec une augmentation du rendement et des réductions d'émissions et de bruit de combustion. Ces améliorations ont été réalisées avec l'introduction de systèmes complexes impliquant de nouveaux dispositifs tels que la recirculation de gaz d'échappement (EGR). De nouvelles stratégies de combustion de type homogène sont également apparues. Ces évolutions dans la technologie du moteur impliquent un développement des modèles numériques correspondants. La modélisation de la combustion est en fait un terme générique qui comprend de nombreuses approches pouvant aller de la simple estimation du délai d'auto-inflammation jusqu'à l'éventuelle prédiction des émissions polluantes.

Dans ce chapitre, nous présentons un modèle mathématique décrivant le dégagement de chaleur pour modéliser la combustion, dans un cylindre de moteur diesel F8L413, dans une approche à une seule zone et à zéro-dimension. Ce modèle de combustion permet le calcul du dégagement de chaleur lié à la combustion et peut être appliqué pour l'évaluation des performances du moteur.

II.1. DESCRIPTION DU MODELE

La modélisation est faite sur un cylindre de moteur diesel F8L413. Ce dernier est monté actuellement sur les camions TB230 de la SONACOME ou la SNVI de Rouiba (Algérie). C'est un moteur V-8 diesel à injection directe connu par sa technique de refroidissement par air.

Le modèle mathématique établi est à une seule zone et à zéro-dimension. Il permet de faire la simulation de l'évolution du système, depuis le début de la phase d'admission jusqu'à la fin de la phase d'échappement.

Le modèle est basé sur les hypothèses suivantes:

- L'équilibre thermodynamique est établi pour chaque étape du calcul ;
- La masse de gaz est un mélange homogène de gaz parfaits ;
- Les gaz brûlés et non brûlés sont mélangés de manière homogène ;
- L'énergie cinétique des gaz d'admission et d'échappement est négligée ;
- La température est homogène et la pression est supposée uniforme dans tout le cylindre ;
- Le carburant injecté ne commence à brûler qu'après la fin du délai d'inflammation.

II.2. LES EQUATIONS DU MODELE

Le moteur fonctionne en mode à 4 temps. Chaque cycle consiste en deux rotations complètes. Ce cycle est complètement décrit par les lois de la thermodynamique.

II.2.1. Bilan de masse

Le bilan massique ou l'équation de continuité s'écrit comme suit :

$$\frac{dm_{adm}}{d\theta} - \frac{dm_{ech}}{d\theta} + \frac{dm_{fuel}}{d\theta} = 0 \quad (1)$$

Avec :

θ : Angle du vilebrequin en (degrés)

m , m_{adm} , m_{ech} , m_{fuel} : Masses de gaz en (kg)

II.2.2. Conservation de l'énergie

L'équation de la conservation de l'énergie appliquée à notre système peut être exprimée comme suit [37-38] :

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\delta W}{d\theta} + \sum_i \frac{\delta Q_i}{d\theta} + \sum_j h_j \cdot \frac{dm_j}{d\theta} \quad (2)$$

Avec :

θ : Angle du vilebrequin en (degrés) ;

U : Energie interne du gaz dans le cylindre en (J) ;

W : Travail mécanique agissant sur le piston en (J) ;

Q_i : Chaleur échangée à travers la paroi et celle dégagée par le carburant (J) ;

(h_j, m_j) : Energie à l'entrée ou à la sortie du cylindre en (J).

Les expressions des termes de l'équation (2) s'écrivent comme suit:

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{m \cdot c_v dt}{d\theta} \quad (3)$$

$$\frac{\delta W}{d\theta} = -P \cdot \frac{dV}{d\theta} \quad (4)$$

$$\sum_i \frac{\delta Q_i}{d\theta} = \frac{\delta Q_{fuel}}{d\theta} + \frac{\delta Q_{paroi}}{d\theta} \quad (5)$$

$$\sum_j h_j \frac{dm_j}{d\theta} = h_{adm} \frac{dm_{adm}}{d\theta} - h_{ech} \frac{dm_{ech}}{d\theta} \quad (6)$$

Où " m " est la masse du gaz, " Q_{fuel} " est l'énergie thermique dégagée par la combustion du carburant et " Q_{paroi} " est le transfert de chaleur à travers les parois.

Le taux de dégagement de chaleur dans un moteur diesel à injection directe est donné par l'équation de Wiebe [34] comme suit :

$$\frac{\delta Q_{fuel}}{d\theta} = \eta_{comb} \cdot m_{fuel} \cdot \frac{dx_b}{d\theta} \quad (7)$$

Où " PCI " est le pouvoir calorifique inférieur du combustible en $J.kg^{-1}$, " m_{fuel} " est la masse de carburant injectée en (kg) dans le cylindre pour permettre au piston de faire deux cycles, η_{comb} est l'efficacité de la combustion et " x_b " est la fraction de la masse de fuel brûlée.

Le taux de transfert de chaleur moyen à n'importe quel angle de vilebrequin " θ " par rapport aux parois exposées à l'intérieur du cylindre pour une vitesse de rotation du moteur " ω " ($rad. s^{-1}$) est déterminé par l'équation de convection newtonienne suivante :

$$\frac{\delta Q_{paroi}}{d\theta} = \frac{h_g \cdot A_w}{w} \cdot (T - T_w) \cdot \frac{\pi}{180} \quad (8)$$

Où " A_w " est la surface de transfert de chaleur. Cette surface est la somme de la surface d'alésage du cylindre, la surface de culasse et la surface de couronne de piston, assumant une culasse plate.

II.2.3. Expression de la température

En remplaçant les équations (3), (4), (5) et (6) dans l'équation de conservation de l'énergie (2) on obtient l'expression de la température suivante :

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{m \cdot c_v} \cdot \left(\frac{\delta Q_{fuel}}{d\theta} + \frac{\delta Q_{paroi}}{d\theta} - P \cdot \frac{dV}{d\theta} + h_{adm} \cdot \frac{dm_{adm}}{d\theta} + h_{ech} \cdot \frac{dm_{ech}}{d\theta} \right) \quad (9)$$

Cette équation doit être résolue itérativement, où " θ " est l'angle de vilebrequin en (degré), " U " est l'énergie interne du gaz dans le cylindre, " W " est le travail mécanique agissant sur le piston, " Q_i " est la chaleur échangée à travers la paroi ainsi que la chaleur dégagée par le carburant, $(h_j \cdot m_j)$ est l'énergie à l'entrée ou à la sortie du cylindre entraînée soit par le flux de gaz d'admission soit par le flux de gaz d'échappement.

II.2.4. Expression du volume

L'expression du volume des gaz en fonction de l'angle du vilebrequin dans un cylindre est donnée par la relation (10) [7].

$$V(\theta) = V_m \cdot \left(\frac{1}{rc} + 0,5 \cdot \left(1 - \frac{1}{rc} \right) \cdot (1 + \cos(\pi + \theta)) \right) \quad (10)$$

Avec « V_m » étant le volume d'un cylindre et défini comme suit :

$$V_m = \left(\frac{V_d}{ncy} \right) + V_c \quad (11)$$

« V_d » et « V_c » sont respectivement le volume total de la cylindrée du moteur et le volume de la chambre de combustion d'un cylindre du moteur.

$$V_d = ncy \cdot \pi \cdot \left(\frac{B}{2} \right)^2 \cdot s \quad (12)$$

$$V_c = \left(\frac{V_d}{rc - 1} \right) \cdot ncy \quad (13)$$

Avec

V : Variation du volume en fonction de l'angle (θ);

θ : Angle de vilebrequin en (degrés) ;

V_m : Volume d'un cylindre (m^3) ;

V_d : Volume total de la cylindrée du moteur en (m^3) ;

V_c : Volume de la chambre de combustion en (m^3) ;

B : Alésage du cylindre en (m) ;

ncy : Nombre de cylindre ;

s : Course du piston (m) ;

rc : Taux de compression.

II.2.5. Expression de la pression

Une fois la température calculée, la pression des gaz dans le cylindre peut être calculée en utilisant l'équation d'état donnée ci-dessous:

$$P = \frac{m \cdot r \cdot T}{V}$$

Et qui s'écrit en fonction de l'angle du vilebrequin comme suit :

$$P(\theta) = \frac{m \cdot r_g \cdot T(\theta)}{V(\theta)} \quad (14)$$

Avec :

P : Pression du gaz en (kPa) ;

m : Masse du gaz en (kg) ;

r_g : Constante des gaz parfaits en (kJ/ kg.K) ;

T : Température du gaz en (K) ;

V : Volume du gaz en (m³).

Le système étudié pendant la phase de compression est présenté sur le schéma de la figure (II.1) suivante :

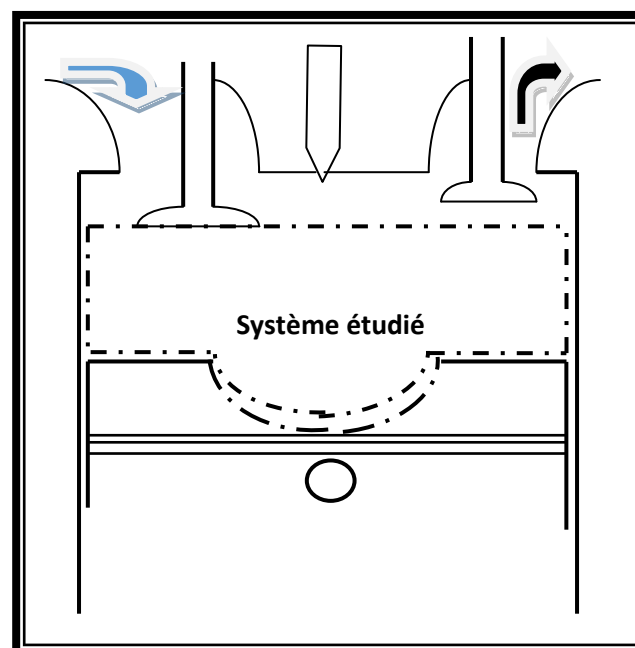


Figure II.1 : Système thermodynamique étudié pendant la compression

II.2.6. Expression de l'aire de passage des gaz à l'ouverture de la soupape

L'aire « A_i » de passage des gaz à l'ouverture de la soupape peut être déterminée en calculant d'abord les aires « A_p » et « A_v » à partir des expressions suivantes [7]:

$$A_p = 0,4.0,23.\pi(Dp^2 - ds^2) \tag{15}$$

$$A_v = 0,35.\pi.Dp.lift \tag{16}$$

Avec :

$$lift = 0,5.lm.(1 - \cos\left(\frac{2.\pi(\theta - \theta_o)}{(\theta_c - \theta_o)}\right)) \tag{17}$$

Si $A_p > A_v$, alors $A_i = A_v$

Et si $A_p < A_v$, alors $A_i = A_p$

Avec :

A_i : Aire de passage de l'air à l'ouverture de la soupape d'admission ;

A_p : Différence entre l'aire de la section du canal et celle de la tige de la soupape d'admission ;

Dp : Diamètre de la section du canal d'admission de l'air ;

ds : Diamètre de la section de la tige de la soupape d'admission ;

$lift$: Levée de la soupape en fonction de l'angle du vilebrequin ;

θ_c : Retard à la fermeture de la soupape d'admission ;

θ_o : Avance à l'ouverture de la soupape d'admission ;

A_v : Aire de passage de l'air à l'admission en fonction de la levée de la soupape.

II.2.7. Expression des débits massiques

Les débits massiques des gaz entrant et sortant du cylindre sont donnés par les formules suivantes [7]:

Pour $P_{sp}/P_0 > P_{cr}$

$$\dot{m} = A_i \cdot \frac{P_1}{R.T_1} \cdot \sqrt{\frac{1000.k.r_g.T_1}{w_s}} \cdot \left[\left(2 \frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_{sp}}{P_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{sp}}{P_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] \right]^{0,5} \tag{18}$$

Pour $P_{sp}/P_0 < P_c$

$$\dot{m} = A_i \cdot \frac{P_0}{R_g \cdot T_0} \cdot \sqrt{\frac{1000 \cdot k \cdot r_g \cdot T_0}{w_s}} \cdot \left[k \left(\frac{2}{k-1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]^{0.5} \quad (19)$$

Et où

$$P_{cr} = \left[\frac{2}{\gamma + 1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \cdot P_0 \quad (20)$$

Avec :

P_{cr} : Pression critique en (kPa) ;

\dot{m} : Débit massique à travers la soupape en (kg/s) ;

k : Rapport de chaleur spécifique ;

P_0 : Pression en amont de la soupape en (kPa) ;

P_{sp} : Pression en aval de la soupape en (kPa) ;

γ : Rapport des chaleurs spécifiques, égal à 1.3 pour une injection directe.

II.2.8. Coefficient de transfert de chaleur

Les données de transfert de chaleur du moteur peuvent être corrélées avec les conditions thermiques du moteur en utilisant deux paramètres adimensionnels, les nombres de Nusselt (Nu) et de Reynolds (Re).

Plusieurs corrélations utilisées pour calculer le coefficient de transfert thermique dans les moteurs ont été publiées dans la littérature. Parmi celles-ci, les corrélations de Woschni, Annand, Hohenberg, sont largement repris pour la modélisation des transferts de chaleur dans les moteurs.

Dans notre étude nous avons utilisé la corrélation de Woschni que nous présentons ci-dessous.

Woschni en 1967, a publié un nouveau modèle de transfert de chaleur. Comme Annand, il a supposé que le transfert de chaleur convectif obéit à la loi donné par l'équation

(24), où Nu est le nombre de Nusselt, décrit par l'équation (21) et Re est le nombre de Reynolds [35], décrit par l'équation (19) [7]:

$$Nu = \left(\frac{h_g \cdot B}{k} \right) \quad (21)$$

Où " h_g " est le coefficient de transfert de chaleur, " B " est l'alésage du cylindre, et " k " est la conductivité thermique du fluide.

Dans la relation de Reynolds, " w " représente la vitesse, " ρ " la densité du fluide, " μ " la viscosité dynamique.

$$Re = \left(\frac{\rho \cdot w \cdot B}{\mu} \right) \quad (22)$$

La vitesse caractéristique du gaz " w " dans le cylindre dépend d'un certain nombre de paramètres, tels que la vitesse du piston et le niveau de turbulence. Comme la vitesse du gaz dans le cylindre varie avec la vitesse du piston, cette dernière est généralement choisie comme une première estimation pour calculer le nombre de Reynolds. La vitesse moyenne du piston $\overline{U_p}$ est donnée par la relation suivante :

$$\overline{U_p} = \frac{2 \cdot N \cdot S}{60} \quad (23)$$

La corrélation entre les nombres adimensionnels Nusselt, Reynolds et Prandtl est donnée par l'équation ci-dessous:

$$Nu = f(Re, Pr) = a \cdot Re^m \cdot Pr^c \quad (24)$$

D'où

$$h_g = a \cdot Re^m \cdot \frac{k}{B} \cdot Pr^c \quad (25)$$

La corrélation de Woschni donnant le coefficient de transfert " h_g " [35] a été fréquemment utilisée dans les études de transfert de chaleur avec des constantes appropriées pour les moteurs à essence, diesel et HCCI [36].

Woschni a d'autre part modifié l'équation (25) en utilisant entre autre l'équation des gaz parfaits ($P = \rho \cdot r \cdot T$) [35- 7], pour obtenir le coefficient de transfert de chaleur " h_g " ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) sous la forme suivante:

$$h_g = C \cdot B^{m-1} \cdot P^m \cdot T^{0.75-1.62m} \cdot w^m \quad (26)$$

La vitesse du gaz " w " est approximée par la vitesse moyenne \overline{U}_p du piston, comme suit:

$$w = C_1 \cdot \overline{U}_p \quad (27)$$

Woschni a ajouté un deuxième terme à la vitesse " w " pour aboutir à une équation qui dépend de la différence de pression, (P - P_m) [35]:

$$w = \left[C_1 \overline{U}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} \cdot (P - P_m) \right] \quad (28)$$

Avec:

m: Constante dans le coefficient de Woschni, égale à 0,8 ;

"P_m" est la pression en régime entraîné; elle est donnée par la relation suivante :

$$P_m = P_r \cdot \left(\frac{V_r}{V} \right)^\gamma \quad (29)$$

Avec:

V_d: Volume déplacé en (m³);

P : Pression instantanée du cylindre en (kPa);

P_r, V_r et T_r sont respectivement la pression, le volume et la température du gaz en un point de référence.

Woschni est finalement arrivé à la relation (30), qu'il utilise plus tard pour déterminer les coefficients de transfert de chaleur pour différentes parties du piston dans un moteur diesel [37].

$$h_g = 3.26 \cdot B^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T^{-0.55} \cdot w^{0.8} \quad (30)$$

Les constantes C₁ et C₂ données dans le tableau (1) sont déterminées empiriquement.

Tableau 1. Coefficients C₁ et C₂ pour la corrélation de Woschni [35].

Phase	C ₁ (-)	C ₂ (m/s.K)
Admission-échappement	6.18	0
Compression	2.28	0
Combustion- expansion	2.28	3.24x10 ⁻³

II.2.9. Surface d'échange dans un cylindre du moteur

La surface d'échange thermique totale « A_w » à l'intérieur d'un cylindre du moteur est déterminée à l'aide de la relation (31) donnée ci-dessous :

$$A_w = ncy \cdot \left(\frac{V - V_c}{B} \right) + A_c \quad (31)$$

Avec :

$$A_c = \pi \cdot B \cdot L + \frac{\pi}{2} B^2 \quad (32)$$

Et

$$L = \frac{4 \cdot V_c}{\pi \cdot B^2} \quad (33)$$

Où :

A_w : Surface de déperdition dans un cylindre ;

A_c : Surface de déperdition côté tête du piston et côté chambre de combustion ;

L : Hauteur dans la chambre de combustion.

II.2.10. Flux de chaleur dans un cylindre

Le flux de chaleur total dans un cylindre de notre moteur « $\sum_i \frac{\delta Q_i}{d\theta}$ » est déterminé par la relation (5) donnée au II.2.2.

$$\sum_i \frac{\delta Q_i}{d\theta} = \frac{\delta Q_{fuel}}{d\theta} + \frac{\delta Q_{paroi}}{d\theta}$$

Où " Q_{fuel} " est l'énergie thermique dégagée par la combustion du carburant et " Q_{Paroi} " est le transfert de chaleur à travers les parois.

II.2.11. Travail des gaz dans un cylindre

Le travail des gaz dans un cylindre « W » échangé avec le piston est calculé à partir de la relation (34).

$$\frac{\delta W}{d\theta} = - \frac{m \cdot R \cdot T}{V} \cdot \frac{dV}{d\theta} \quad (34)$$

Avec :

m : Masse des gaz en (kg) ;

R : Constante des gaz parfaits (kJ/kg. K) ;

T : Température des gaz en (K) ;

V : Volume des gaz (m³) ;

θ : Angle du vilebrequin en (degrés).

II.2.12. La loi de Wiebe

L'évolution de la fraction de masse brûlée est basée sur l'utilisation de fonctions sigmoïdes. La loi de Wiebe (équation 35) est certainement la loi la plus couramment utilisée. Elle présente l'avantage de décrire correctement la plupart des fractions brûlées dans les moteurs à combustion interne, fonctionnant avec différents systèmes de combustion [38]. Les paramètres de cette loi sont : le début de la combustion " θ_s " (déterminé à partir de l'angle de début d'injection et du calcul du délai d'ignition), la durée de combustion " θ_d ", le paramètre d'efficacité " a_w " (habituellement égal à 6.908 pour obtenir une fraction brûlée égale à 99.9% en fin de combustion) et le facteur de forme " m_w ". La durée de combustion " θ_d " peut être réglée entre 50 et 70 degrés [39].

$$x_b(\theta) = 1 - \exp \left[-a_w \cdot \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^{m_w + 1} \right] \quad (35)$$

II.2.13. Délai d'auto-inflammation

Nombreux sont les travaux de recherches menées pour prédire le délai d'auto-inflammation dans un moteur diesel (l'intervalle de temps entre le début de l'injection de carburant et le début de la combustion) [10]. Dans le cadre de ce travail, nous avons utilisé la formule empirique (équation 36) donnée par Hardenberg et al. [7] pour prédire le délai d'auto-inflammation de notre moteur. Ce délai d'auto-inflammation τ_{id} est calculé en degrés d'angle de vilebrequin (deg).

$$\tau_{id}(\text{deg}) = \left(0.36 + 0.22 \cdot \bar{U}_P \right) \exp \left[E_A \cdot \left(\frac{1}{R \cdot T} - \frac{1}{17.190} \right) \cdot \left(\frac{21.2}{P - 12.4} \right)^{0.63} \right] \quad (36)$$

Avec :

P : Pression au PMH (bar);

T : Température au PMH (K);

\bar{U}_P : Vitesse moyenne du piston du moteur ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$);

R : Constante de gaz universelle ($8.314 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$);

E_A : L'énergie d'activation apparente ($\text{J} \cdot \text{mol}^{-1}$).

Cette énergie est calculée à partir de la relation : $E_A = \frac{618.840}{IC + 25}$ et $IC \sim 52$ (n-hexadécane, $C_{16}H_{34}$).

Le délai d'auto-inflammation τ_{id} en (ms) est obtenu à l'aide de la relation suivante:

$$\tau_{id} (ms) = \frac{\tau_{id} (\text{deg})}{0.006 \cdot N} \quad (37)$$

II.3. FORMATION D'OXYDE NITRIQUE

La formation de NO est modélisée en utilisant le mécanisme de Zeldovich, les quantités de formation de NO pour chaque cycle thermodynamique ont été prédites en utilisant la procédure expliquée par Turns (2000) [40]. Après avoir établi les données de température et de pression à chaque angle de vilebrequin en utilisant un modèle zéro dimension, les concentrations d'équilibre de l'azote et de l'oxygène peuvent être prédites, ce qui est utilisé pour une meilleure prédiction de la formation de NO. Les émissions d'oxyde nitrique sont calculées en utilisant la relation ci-dessous:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2 \cdot k_{1f} \cdot [N_2]_e \cdot [O]_e \quad (38)$$

Dans cette relation, l'indice "e" représente la concentration à l'équilibre en moles.

Le facteur " k_{1f} " est fonction de la température T du gaz brûlé. Son expression est comme suit:

$$k_{1f} = 1.82 \cdot 10^{14} \cdot \exp\left(\frac{-38370}{T}\right) \quad (39)$$

La concentration à l'équilibre en oxygène est donnée par la relation suivante:

$$[O]_e = \frac{K_o [O_2]_e^{1/2}}{(R \cdot T)^{1/2}} \quad (40)$$

Où R est la constante universelle des gaz parfaits ($8.314 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) et K_o est la constante d'équilibre pour la dissociation de l'oxygène. Cette dernière est définie comme suit [7]:

$$K_o = 3.6 \cdot 10^3 \cdot \exp\left(-\frac{31090}{T}\right) \cdot (Pa)^{1/2} \quad (41)$$

Le temps caractéristique pour le processus de formation de *NO* est calculé par la relation suivante:

$$\tau_{NO} = \frac{8 \cdot 10^{-16} \cdot T \cdot \exp(58300/T)}{P^{1/2}} \quad (42)$$

En multipliant ce temps par le taux de formation de *NO*, nous obtenons l'équation ci-dessous qui nous permet de prédire les *NO_x* en *PPM*:

$$NO_x(PPM) = \left(\frac{d[NO]}{dt}\right) \cdot \tau_{NO} \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{1000}{3600}\right) \quad (43)$$

II.4. METHODE DE RESOLUTION NUMERIQUE

Les équations différentielles du système sont du premier ordre, sous la forme :

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y) \quad (44)$$

Sachant que la solution doit prendre la valeur « *y₀* » pour « *x = x₀* ».

Parmi les différentes méthodes numériques, permettant la résolution des systèmes différentiels, il existe la méthode d'Euler [41-42]:

Cette méthode, est basé sur le développement de la fonction « *y(x_{k+1})* » au voisinage de « *y(x_k)* » en série de Taylor.

$$y_{k+1} = y_k + \frac{z}{1!} \cdot y'_k + \frac{z^2}{2!} \cdot y''_k + \frac{z^3}{3!} \cdot y'''_k \quad (45)$$

Tels que :

$$y_k = y(x_k),$$

$$y_{k+1} = y(x_{k+1}),$$

y'_k est donnée par l'équation différentielle, et vaut *f(x_k, y_k)*.

Pour la méthode d'Euler, le développement en série de Taylor est arrêté au premier ordre, ce qui amène à écrire :

$$y_{k+1} = y_k + \frac{z}{1!} \cdot y'_k \quad (46)$$

Avec :

$$z = \frac{b-a}{n}$$

Où :

z : Pas d'intégration ;

a, b : Bornes de l'intervalle d'intégration $[a, b]$;

n : Nombre de sous intervalles égaux, définie par les points x_k .

Sachant que

$$x_k = a + k \cdot z \quad \text{et} \quad k = 1..n.$$

La technique de calcul est simple : à partir de x_0 et y_0 , y_1 est calculé au point x_1 , puis y_2 au point x_2 et ainsi de suite jusqu'à $x_n = b$.

II. 5. OUTIL DE CALCUL ET DE SIMULATION

L'outil que nous avons utilisé pour les calculs et la simulation dans notre étude est le logiciel Matlab dont nous donnons une brève présentation ci-dessous.

II.5.1. Présentation de Matlab

MATLAB pour Matrix LABORatory est un environnement puissant, complet et facile à utiliser, destiné au calcul scientifique. Il apporte aux étudiants, chercheurs et à tout scientifique un système interactif intégrant calcul numérique et visualisation. C'est un environnement performant, ouvert et programmable qui permet de remarquables gains de productivité et de créativité.

Dans MATLAB, aucune déclaration n'est à effectuer sur les nombres. En effet, il n'existe pas de distinction entre les nombres entiers, les nombres réels, les nombres complexes et la simple ou double précision. Cette caractéristique rend le mode de programmation très facile et très rapide.

Lorsqu'on lance MATLAB pour la première fois, l'interface utilisateur de la figure (II.2) apparaît dans une configuration par défaut.

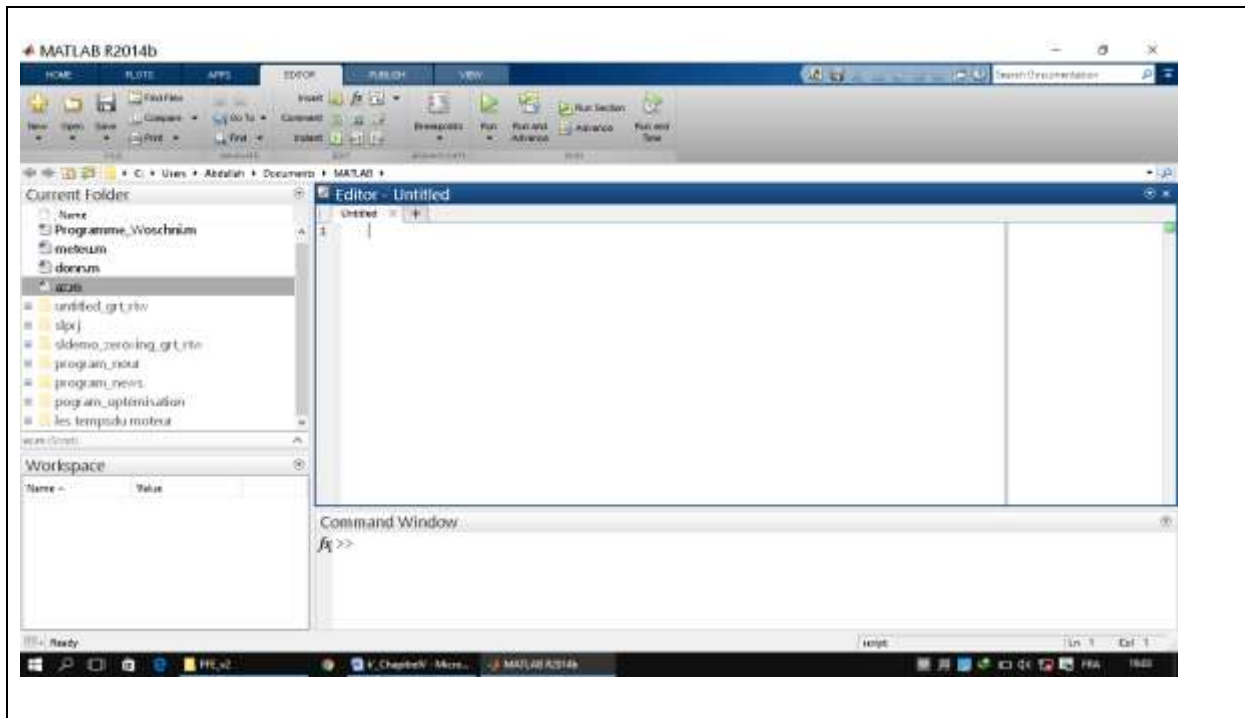


Fig.II.2 : Interface utilisateur, principale

IV.5.2. Méthodologie

Pour mettre en œuvre les algorithmes, il faut écrire des programmes (scripts) sous Matlab. Un script (ou .m) est un fichier ASCII qui contient une succession d'instructions et d'opérations, et exécutable depuis la fenêtre de commande ou de la fenêtre d'édition.

Pour écrire un script, il suffit de sélectionner l'icône « New Script » dans le menu principal du Matlab. A l'ouverture d'une fenêtre d'édition (Editor), on saisit le programme puis on le sauvegarde dès qu'on termine. Pour l'exécuter, on appuie sur le triangle vert (Run) depuis la fenêtre d'édition ou bien en tapant le « nom du programme » depuis la fenêtre de commande (Command Window).

IV.5.3. Etapes du programme principal

Le programme est composé de plusieurs étapes, dont l'objectif est le calcul des différents paramètres de notre système ainsi que du taux de NOx. Les étapes les plus importantes sont :

- **Etape d'initialisation**

Dans cette étape on calcule les valeurs initiales, nécessaires pour démarrer le programme (fractions molaires des réactifs et des produits, constante massique des gaz,...).

- **Etape d'admission**

Cette étape permet le calcul de la température, de la pression et du volume en fin de la phase d'admission.

- **Etape de compression**

Cette étape a pour rôle de suivre l'évolution dans le temps du couple température pression.

- **Etape de combustion-détente**

Cette étape réalise le calcul évolutif, simultanément, de la température, la pression et la production de NO_x. Pour ce dernier un sous-programme est indispensable, pour déterminer les concentrations en NO_x.

- **Etape d'échappement**

Cette étape réalise le calcul de la température et la pression en fin de cycle, ainsi que les concentrations en NO_x à l'échappement.

D'autres sous programmes ont été développés, pour faire des calculs intermédiaires, leur appel est effectué à chaque fois que c'est nécessaire.

II.5.4. Organigramme

L'enchaînement des différentes étapes de calcul des caractéristiques du moteur Diesel F8L413, est présenté sur l'organigramme de la figure (II.3) donnée ci-dessous :

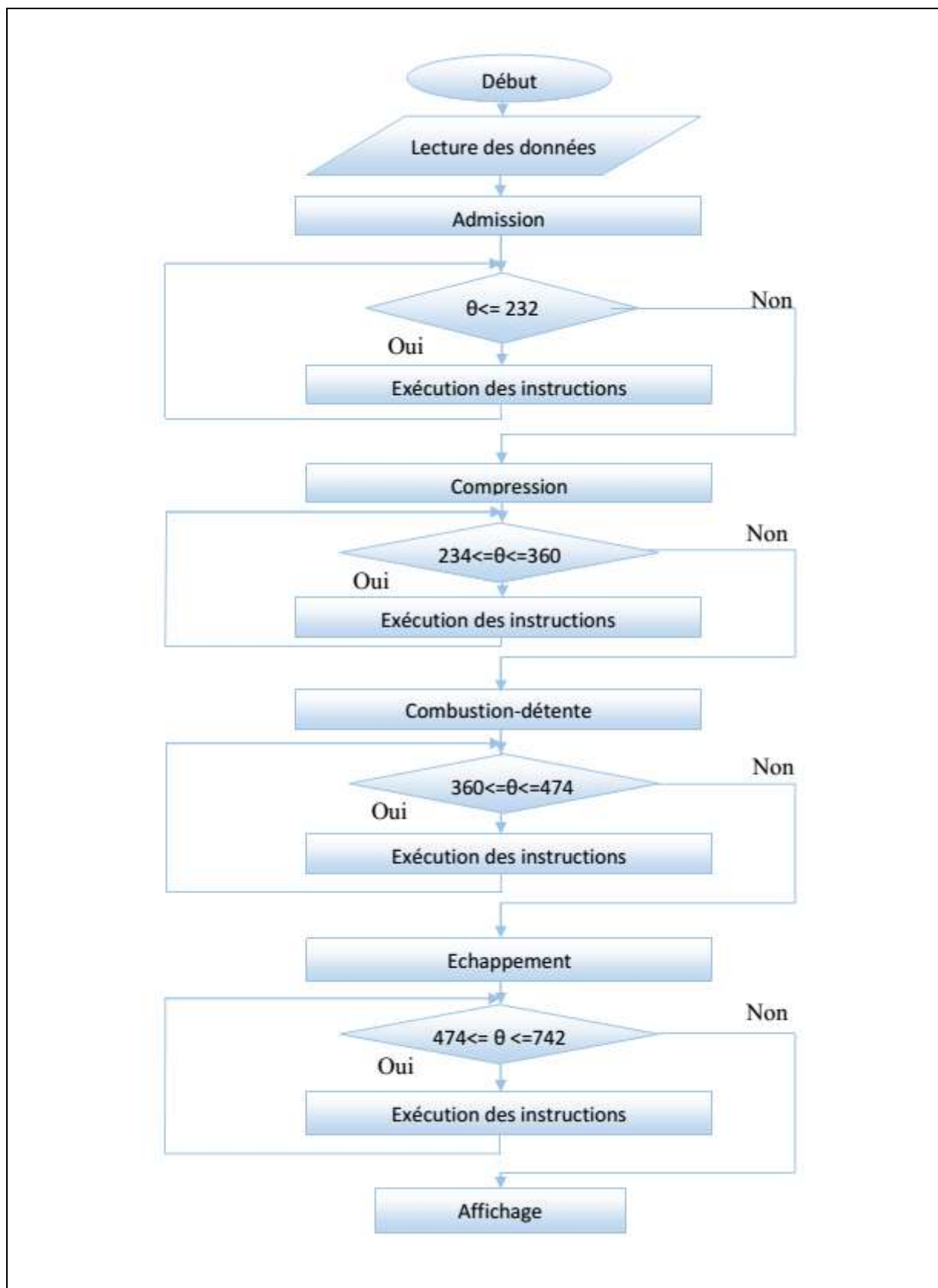


Fig.II.3 : Organigramme de l'enchaînement des différentes étapes de calcul des caractéristiques du moteur Diesel F8L413.

CHAPITRE III

INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous présentons l'essentiel des résultats numériques obtenus à l'aide d'un programme de calcul sous MATLAB que nous avons développé dans le cadre de ce projet de fin d'études. Ces résultats sont relatifs d'une part à l'évolution de différents paramètres tels que la pression et la température en fonction de l'angle du vilebrequin et d'autre part à la prédiction des quantités de polluants, comme les NO_x , émises par le moteur Diesel F8L413 qui est monté sur les véhicules TB230 de la société nationale de construction mécanique en Algérie.

Enfin une étude comparative, de nos résultats numériques avec ceux trouvés dans la littérature spécialisée dans les machines thermiques, a été menée en parallèle pour valider notre modèle mathématique.

III.1. SPECIFICATIONS DU MOTEUR F8L413

Sur la figure (III.1) est présentée une photo d'un moteur diesel F8L413 qui équipe certains véhicules SONACOME en Algérie et qui fait l'objet de notre étude. Les huit cylindres sont équipés d'ailettes et le moteur est connu par sa technique de refroidissement par air. La chambre de combustion du moteur est en grande partie intégrée dans le piston comme le montre la figure (III.2) que nous avons conçu en utilisant le logiciel SolidWorks.

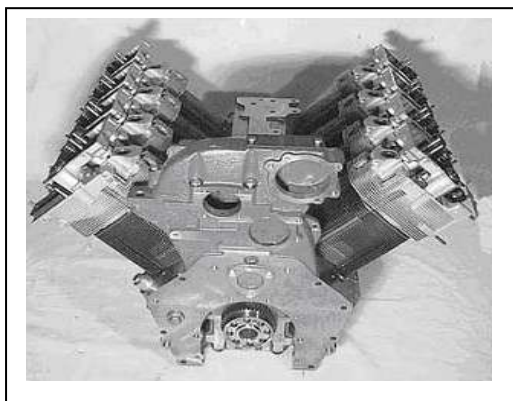


Fig.III.1. Photo d'un moteur diesel F8L413

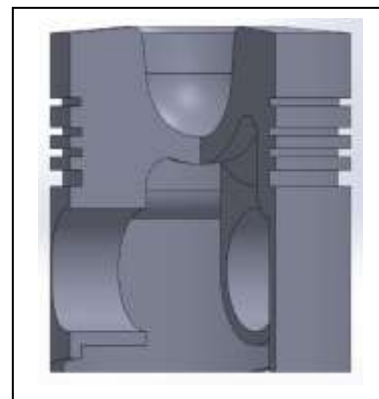


Fig.III.2. Coupe d'un piston de F8L413

Les caractéristiques du moteur F8L413, utilisé dans cette étude, et les conditions de fonctionnement sont données dans le tableau (III.1) ci-dessous:

Tableau III.1. Caractéristiques du moteur F8L413

Caractéristiques	Spécification
Type du moteur	4 temps, allumage par compression
Numéro de type	F8L413
Marque	Deutz
Utilisation	Camion TB230
Principe de combustion	Injection directe
Carburant	Diesel
Type de carburant	C ₁₆ H ₃₄
Mode de refroidissement	Refroidi à l'air
Régime maxi	2650 tr/mn
Alésage (mm)	120
Course (mm)	125
Nombre de cylindre	08
Cylindrée totale (cm ³)	11309
Puissance maxi	232 ch DIN
Couple maxi	83 m.daN
Régime	1500 tr/mn
Taux de compression	18.2/1
Diamètre de piston (mm)	119.89
Longueur de la bielle (mm)	238
Début d'injection du combustible (1500 tr/mn)	28° Avant le PMH
AOE (Avance ouverture soupape d'échappement)	66° Avant le PMB
RFE (Retard fermeture soupape d'échappement)	22° Après le PMH
AOA (Avance ouverture soupape d'admission)	20° Avant le PMH
RFA (Retard fermeture soupape d'admission)	54° Après le PMB
Pouvoir calorifique inférieur(PCI)	43.4 MJ/kg

III.2. RESULTATS NUMERIQUES

La simulation de l'évolution des différents paramètres est basée sur un modèle de combustion à une seule zone où les gaz brûlés et non brûlés sont supposés mélangés d'une manière homogène. Le moteur diesel concerné est à injection directe avec un taux de compression constant.

Les résultats de simulation des différents paramètres sont essentiellement donnés en fonction de l'angle de vilebrequin exprimé en degré.

III.2.1. Evolution du volume

Sur la figure (III.3) nous avons représenté l'évolution du volume des gaz dans un cylindre de moteur diesel F8L413. Nous remarquons que le volume des gaz dans la phase d'admission augmente, à partir du volume de la chambre de combustion, avec le mouvement du piston de la position PMH jusqu'à la position PMB. Les phases, compression, combustion-détente et échappement se succèdent ensuite dans l'ordre, avec soit une diminution soit une augmentation du volume en fonction de l'angle du vilebrequin.

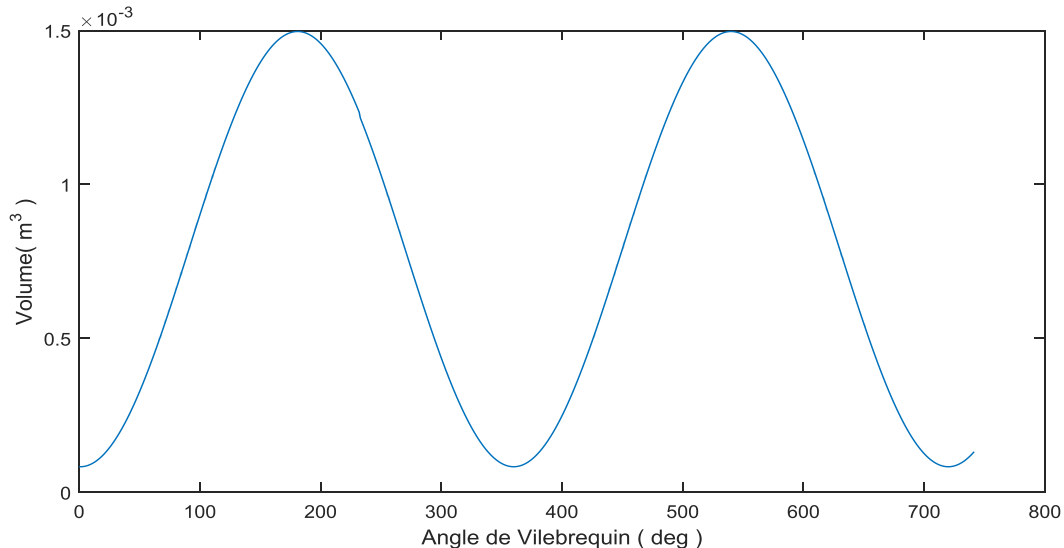


Fig.III.3 : Evolution du volume des gaz dans un cylindre de notre moteur diesel F8L413 en fonction de l'angle du vilebrequin

III.2.2. Evolution de la pression

Sur la figure (III.4) nous avons représenté l'évolution de la pression des gaz dans un cylindre de moteur diesel F8L413. Nous remarquons que la pression des gaz dans la phase de

combustion augmente avec le mouvement du piston de la position PMB jusqu'à la position PMH. Au cours de cette phase, le phénomène d'auto-inflammation lié à la pression et aux températures élevées dans la chambre de combustion conduit à un allumage spontané du carburant injecté. La valeur de la pression maximale (90 bars) est atteinte lorsque le piston est en position PMH.

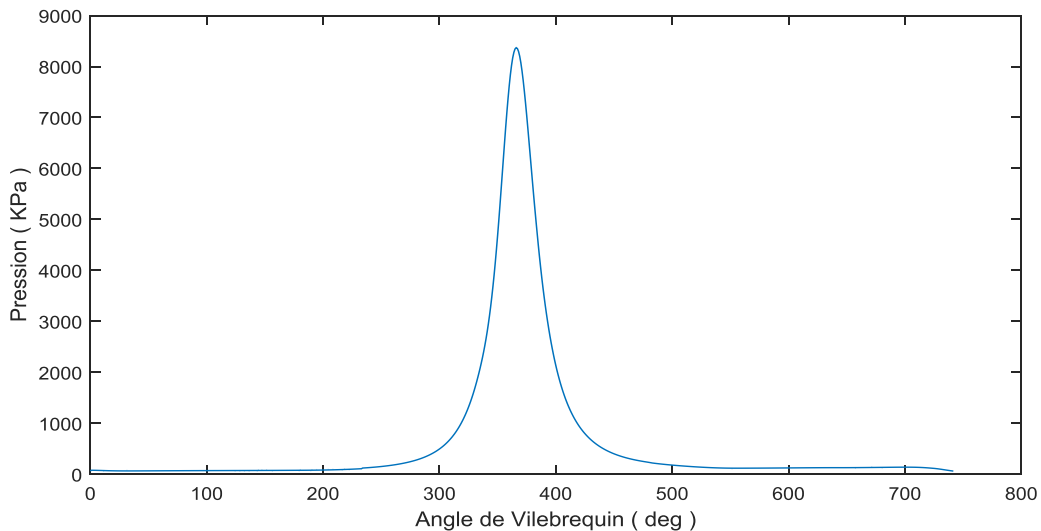


Fig.III.4 : Evolution de la pression des gaz dans un cylindre du moteur diesel F8L413 en fonction de l'angle du vilebrequin

La pression des gaz dans la chambre de combustion commence à baisser lorsque le piston entame son mouvement descendant jusqu'à la position PMB, où la soupape d'échappement s'ouvre pour permettre l'évacuation des gaz brûlés.

III.2.3. Evolution de la température

Sur la figure (III.5) nous avons représenté l'évolution de la température des gaz dans un cylindre de moteur diesel F8L413. Nous remarquons que la température des gaz dans la phase de combustion augmente avec le mouvement du piston de la position PMB jusqu'à la position PMH. Au cours de cette phase, le phénomène d'auto-inflammation lié à la pression et aux températures élevées dans la chambre de combustion conduit à un allumage spontané du carburant injecté. La valeur de la température maximale (1979 K) est atteinte lorsque le piston est en position PMH.

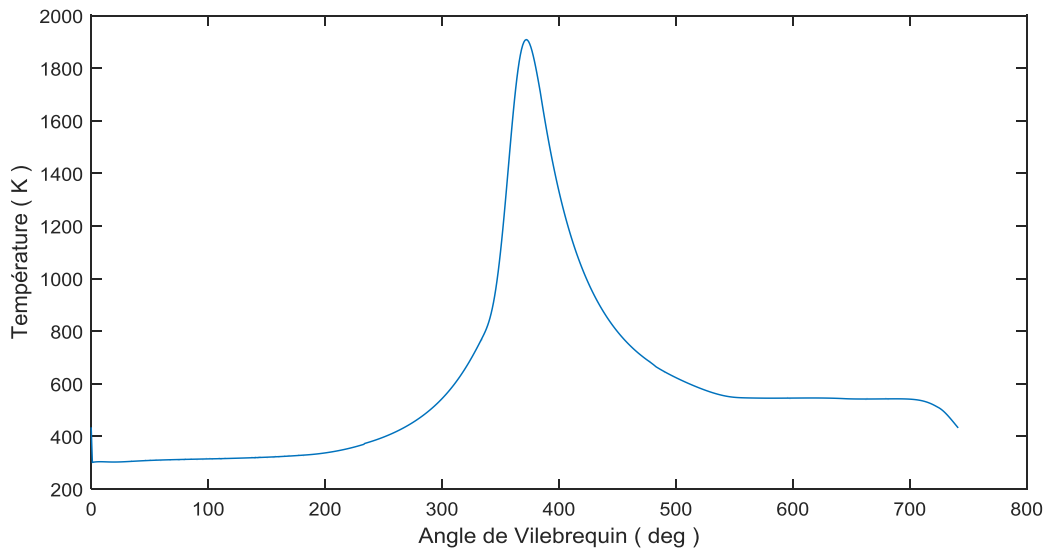


Fig.III.5 : Evolution de la température des gaz dans la chambre de combustion d'un moteur diesel F8L413 en fonction de l'angle du vilebrequin

III.2.4. Evolution de la pression en fonction du volume balayé

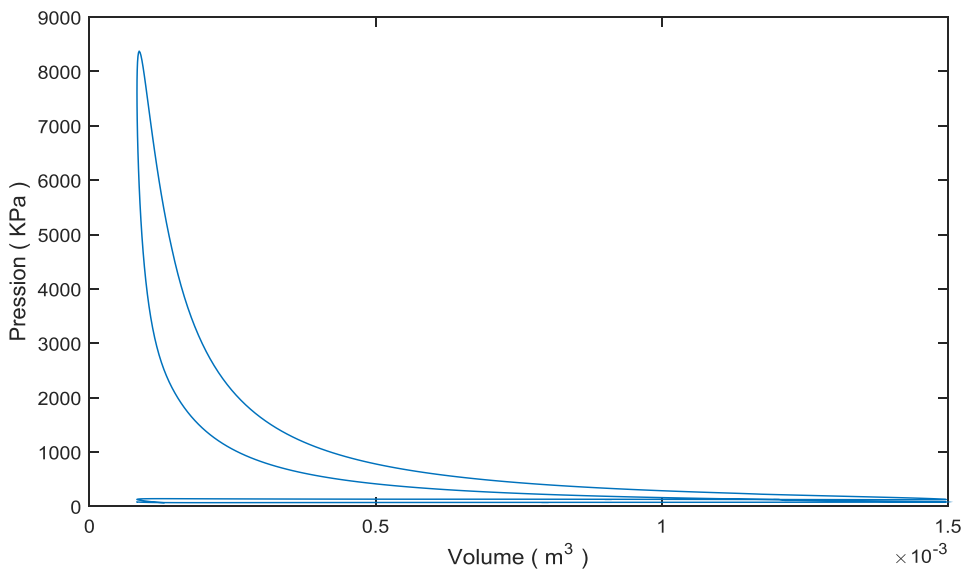


Fig. III. 6 : Evolution de la Pression des gaz dans la chambre de combustion d'un moteur diesel F8L413 en fonction du volume balayé

Sur la figure (III.6), nous avons représenté l'évolution de la pression des gaz dans la chambre de combustion d'un moteur diesel F8L413 en fonction du volume balayé. Cette représentation est une courbe paramétrée de deux variables que sont la pression en fonction de l'angle de vilebrequin et le volume balayé en fonction de l'angle de vilebrequin. Nous

remarquons un changement de sens en parcourant la courbe lorsque nous passons d'un temps à un autre.

III.2.5. Evolution de la fraction massique brûlée

Sur la figure (III.7) nous avons représenté l'évolution de la fraction massique des gaz brûlés dans un cylindre de moteur diesel F8L413. Nous remarquons que la fraction massique des gaz dans la phase de combustion évolue de façon brutale et passe de la valeur « zéro » avant la phase de combustion à la valeur « 1 » dans les phases de détente et d'échappement.

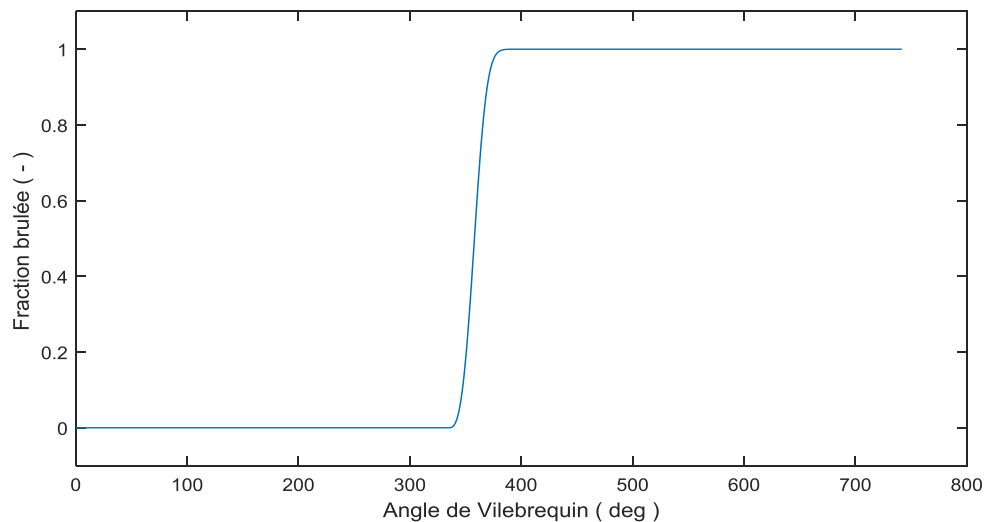


Fig.III.7 : Evolution de la fraction de la masse de carburant brûlée dans une chambre de combustion de moteur diesel F8L413 en fonction de l'angle du vilebrequin

V.2.6. Evolution du travail des gaz brûlés

Sur la figure (III.8) nous avons représenté l'évolution du travail des gaz brûlés dans un cylindre de moteur diesel F8L413. Nous remarquons que le travail des gaz varie avec le mouvement du piston. Il atteint sa valeur maximale (0,74 KJ) entre 535° et 545° après le PMH. Au cours d'un cycle, sans volant moteur, le travail des gaz brûlés n'est positif que pendant un seul temps. Il faudra donc vaincre le couple résistant pendant les trois autres temps.

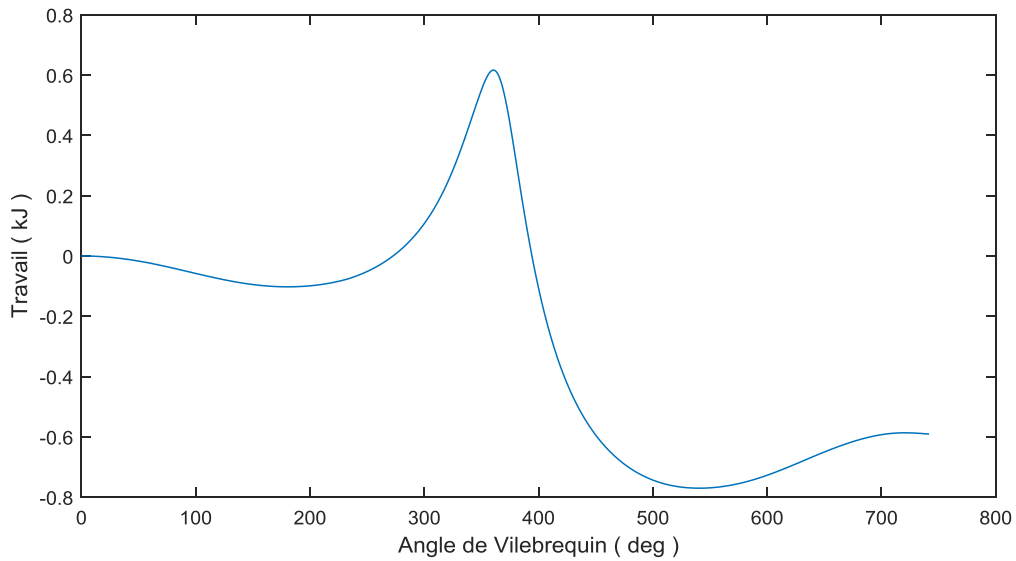


Fig.III.8 : Evolution du travail des gaz dans un cylindre de notre moteur diesel F8L413 en fonction de l'angle du vilebrequin

III.2.7. Evolution de la concentration en NOx

Dans la figure (III.9), nous avons représenté en fonction du coefficient lambda l'évolution de la concentration en NOx des gaz brûlés dans le moteur diesel F8L413. Nous remarquons que cette concentration en oxyde d'azote dans les gaz brûlés est maximale lorsque le lambda est égal à 1. Elle diminue lorsque le coefficient lambda est inférieur ou supérieur à 1.

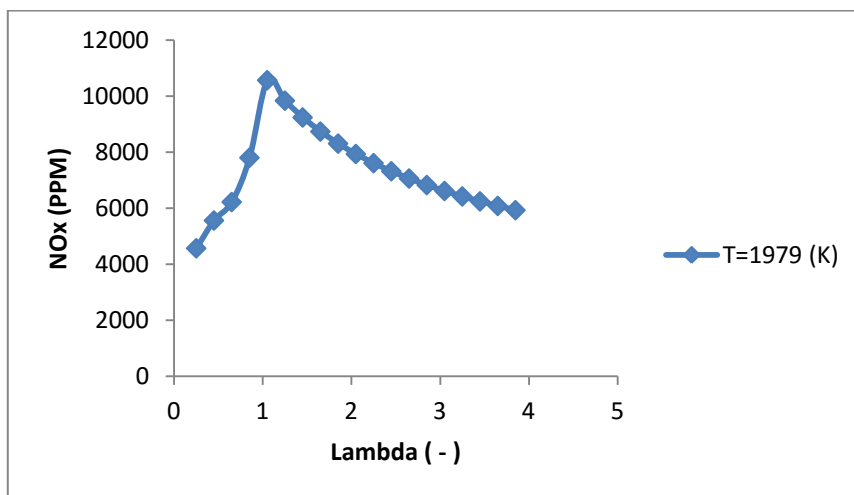


Fig.III.9 : Evolution des NOx dans la chambre de combustion de notre moteur diesel F8L413 en fonction du coefficient lambda

III.2.8. Evolution du coefficient d'échange global

Sur la figure (III.10) nous avons représenté l'évolution du coefficient d'échange (hg) dans un cylindre de moteur diesel F8L413. Nous remarquons que le coefficient d'échange dans la phase de compression augmente avec le mouvement du piston de la position PMB jusqu'à la position PMH pour atteindre une valeur maximale de ($2,42 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$), puis diminue dans la phase de détente avec le mouvement du piston de la position PMH jusqu'à la position PMB.

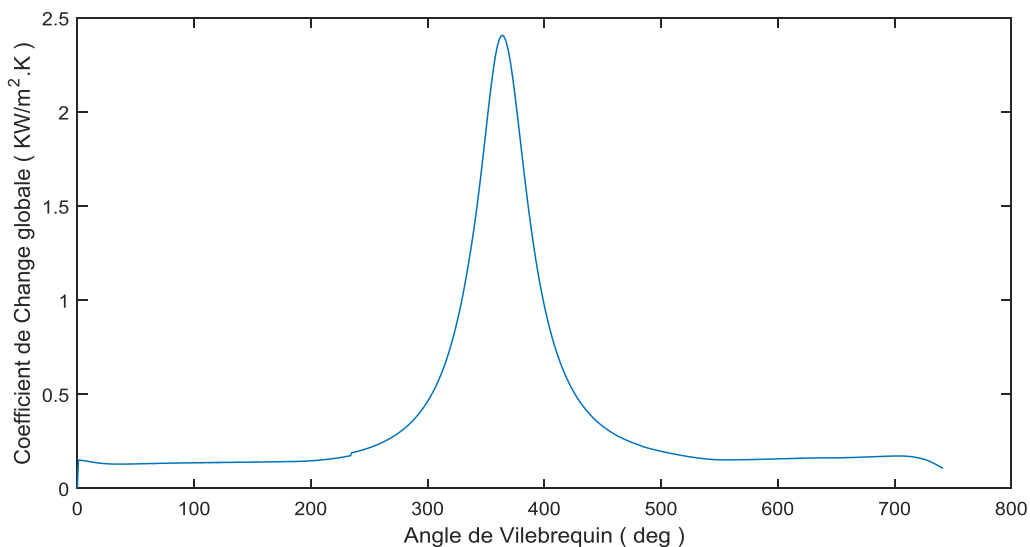


Fig.III.10 : Evolution du coefficient d'échange global des gaz dans la chambre de notre moteur diesel F8L413 en fonction de l'angle du vilebrequin

III.2.9. Evolution de la pression et de la température

Sur la figure (III.11) nous avons représenté l'évolution de la pression et la température des gaz dans un cylindre de moteur diesel F8L413. Nous remarquons que la pression et la température des gaz dans la phase de combustion augmentent avec le mouvement du piston de la position PMB jusqu'à la position PMH. Au cours de cette phase, le phénomène d'auto-inflammation lié à la pression et aux températures élevées dans la chambre de combustion conduit à un allumage spontané du carburant injecté. La valeur maximale de la pression est (90 bars) et celle de température est (1979 K).

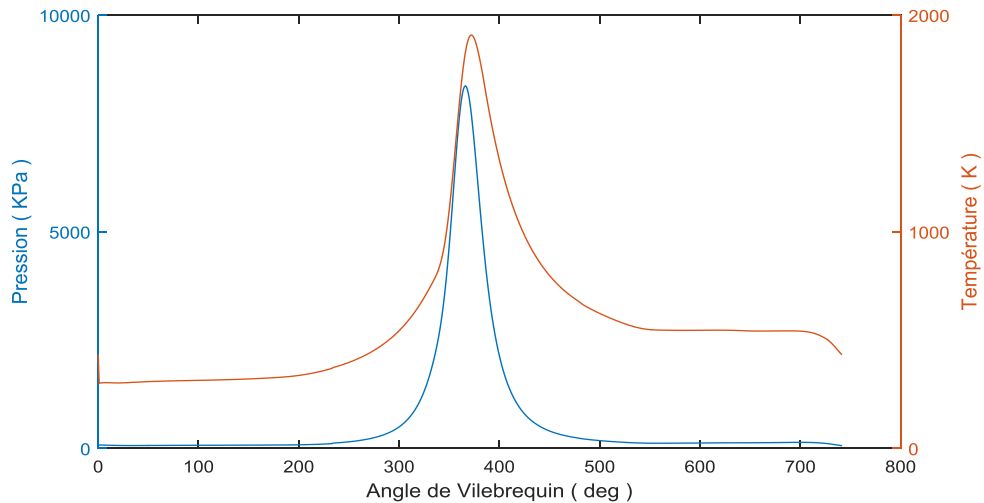


Fig.III.11 : Pression et température dans la chambre de combustion d'un moteur diesel F8L413 en fonction de l'angle du vilebrequin

III.3. ETUDE COMPARATIVE

III.3.1. Evolution de la pression

Afin de comparer la pression des gaz obtenue dans notre moteur avec celle trouvée dans la littérature, nous avons représenté sur la figure (III.12-a) l'évolution de la pression des gaz dans un cylindre de moteur diesel F8L413. Cette pression est du même ordre de grandeur que la pression obtenue, numériquement et expérimentalement dans un moteur diesel, par J. Bellettre et al [41] comme le montre la figure (III.12-b).

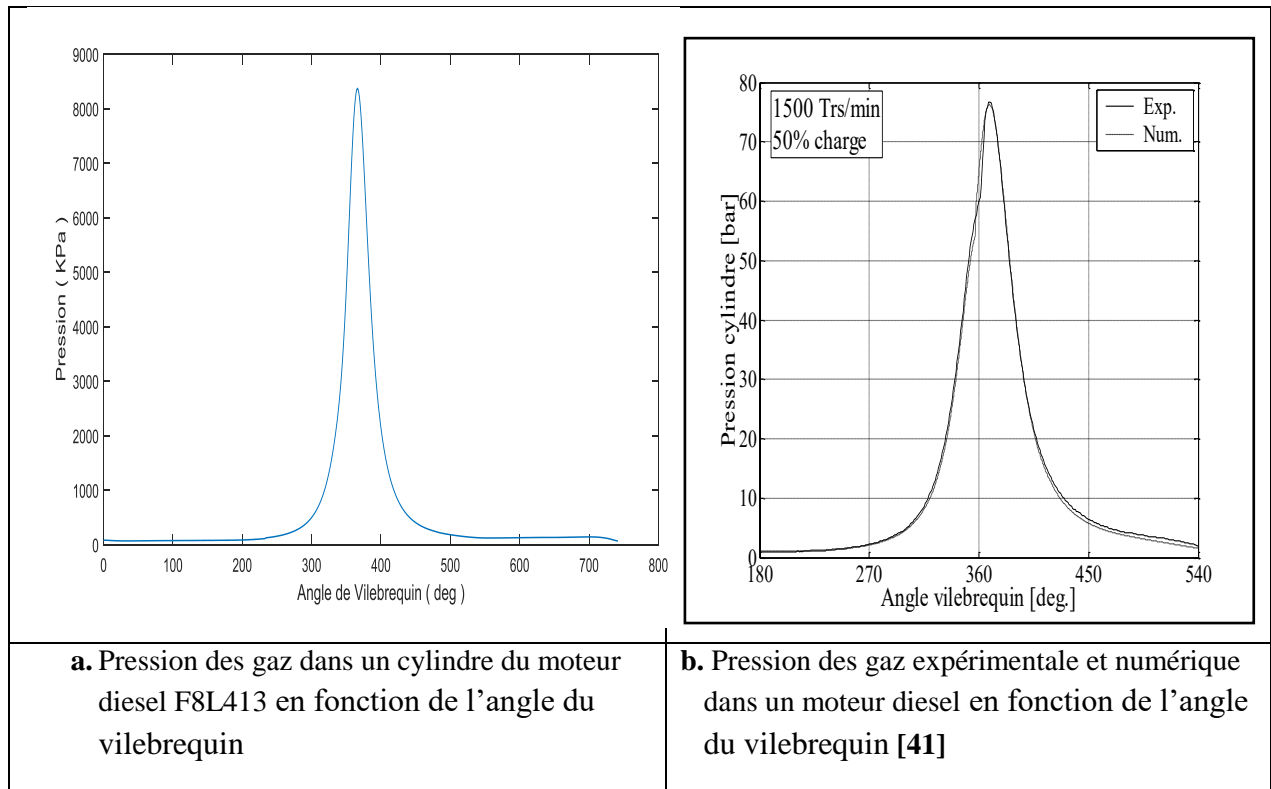


Fig.III.12 Comparaison de la pression des gaz dans notre moteur diesel F8L413 avec celle trouvée dans la littérature

III.3.2. Evolution de la température

Afin de comparer la température des gaz brûlés que nous avons obtenue avec celle trouvée dans la littérature, nous avons représenté sur la figure (III.13-a) l'évolution de la pression des gaz dans un cylindre de notre moteur diesel F8L413 en fonction de l'angle du vilebrequin. Cette température évolue pratiquement de la même manière que celle donnée dans la figure (III.13-b) [43].

Les figures de température ne correspondent pas en valeur car cette dernière dépend de plusieurs paramètres tels que le préchauffage, la richesse et la pression du foyer où elle est une fonction croissante, pour un mélange donné.

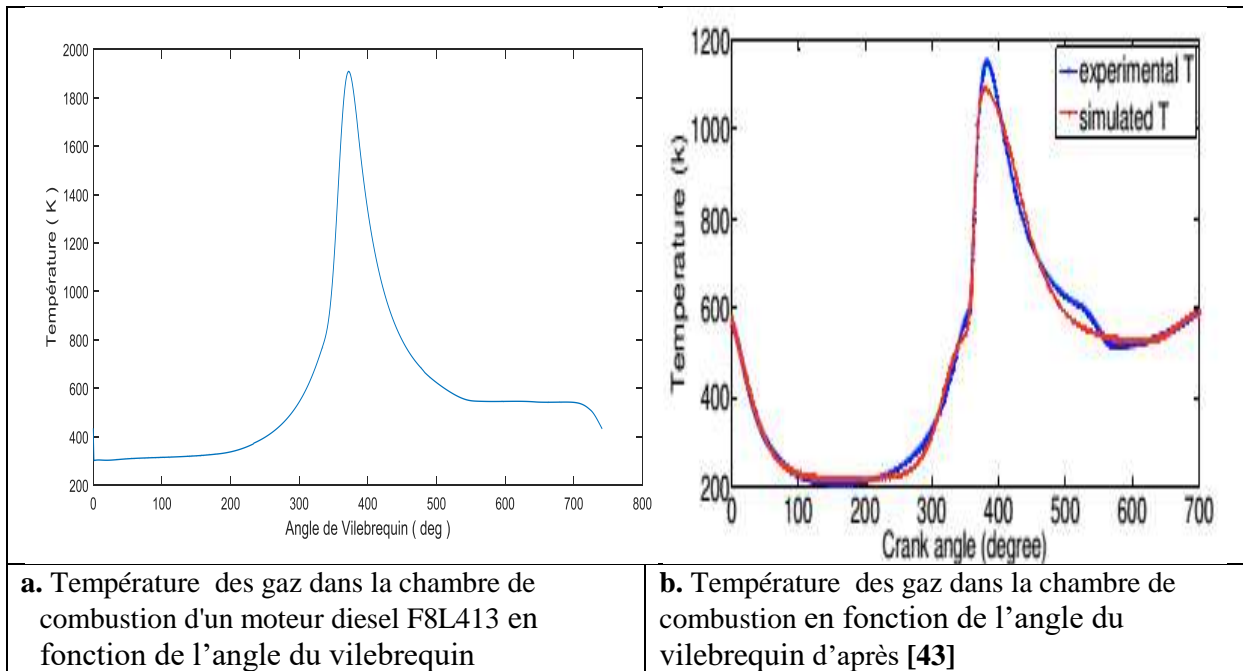


Fig.III.13 Comparaison de la température des gaz dans notre moteur diesel F8L413 en fonction de l'angle du vilebrequin avec celle trouvée dans la littérature

III.3.3. Evolution de la fraction massique brûlée

Afin de comparer la fraction massique des gaz brûlés obtenue dans notre moteur avec celle trouvée dans la littérature, nous avons représenté sur la figure (III.14-a) l'évolution de la fraction massique des gaz brûlés en fonction de l'angle du vilebrequin dans un cylindre de moteur diesel F8L413. Cette fraction massique est du même ordre de grandeur que la fraction massique des gaz brûlés trouvée dans la littérature [42], comme le montre la figure (III.14-b).

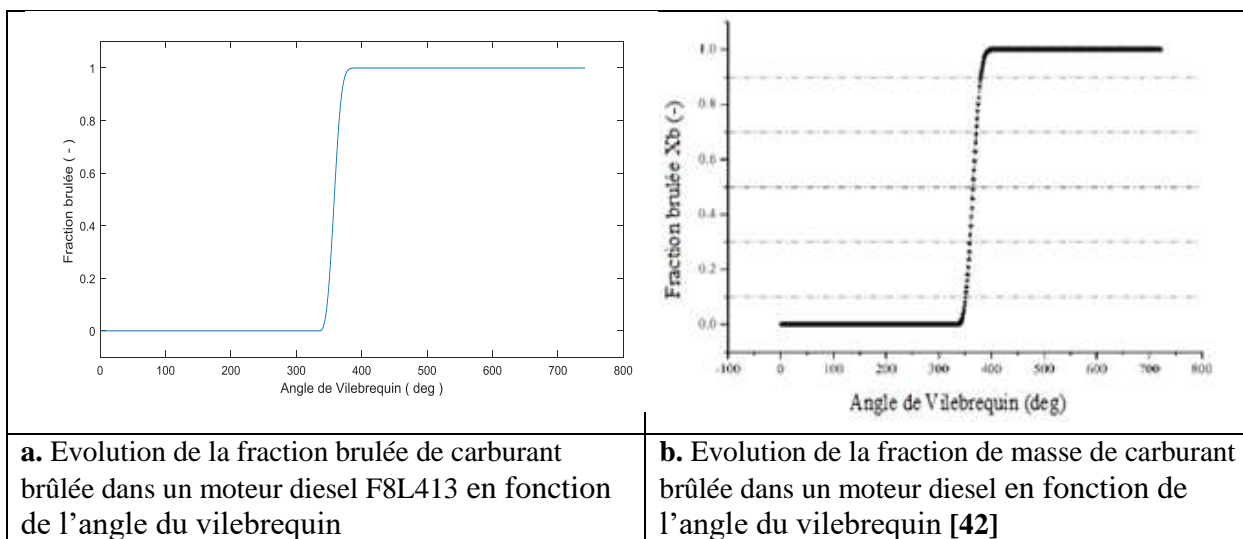


Fig.III.14 : Comparaison de la fraction massique des gaz dans notre moteur diesel F8L413 avec celle trouvée dans la littérature

III.3.4. Evolution du travail du moteur

Sur la figure (III.15-a) nous avons représenté l'évolution du travail des gaz en fonction de l'angle du vilebrequin dans un cylindre de moteur diesel F8L413 dans le cas où il y a combustion pour la comparer à celle où il n'y a pas de combustion comme le montre la figure (III.15-b). Nous pouvons remarquer qu'elles n'évoluent pas de la même façon.

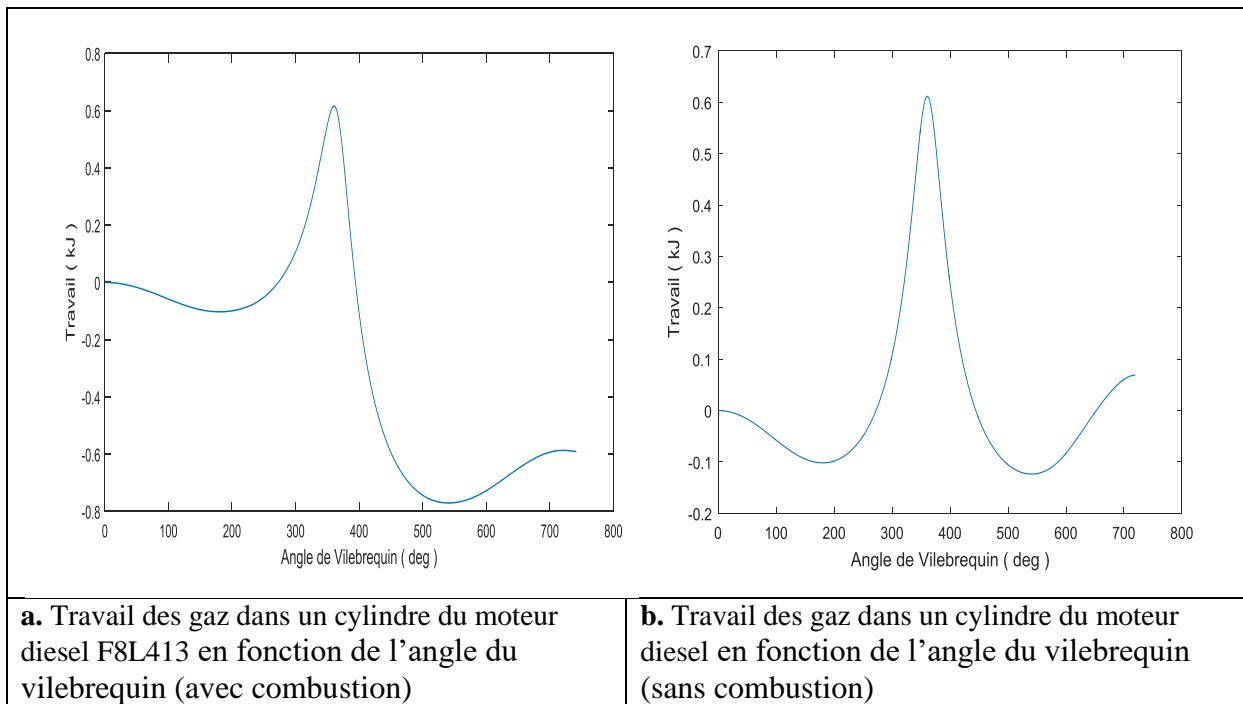


Fig.III.15 Comparaison du travail des gaz dans notre moteur diesel F8L413 en fonction de l'angle du vilebrequin (avec et sans combustion)

III.3.5. Evolution du coefficient d'échange global

Sur la figure (III.16-a) nous avons représenté l'évolution du coefficient d'échange global, en fonction de l'angle du vilebrequin, dans un cylindre de moteur diesel F8L413 pour la comparer à celle trouvée dans la littérature comme le montre la figure (III.16-b). Nous constatons que les courbes des deux figures évoluent de la même façon et que les valeurs maximales sont du même ordre de grandeur.

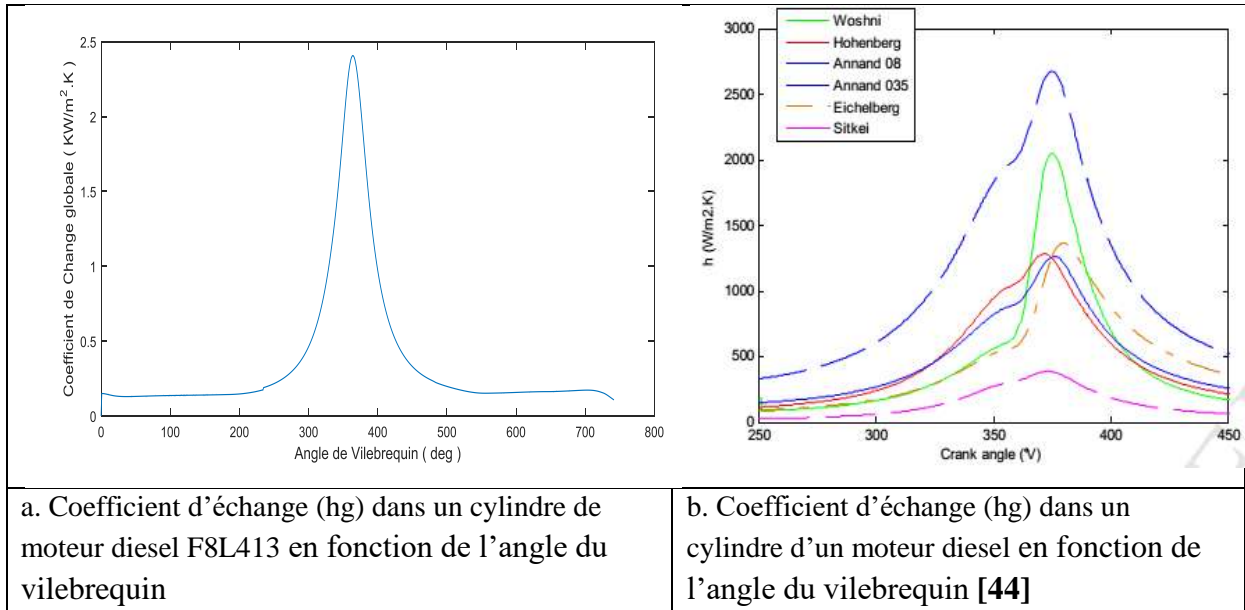


Fig.III.16 : Comparaison du coefficient d'échange (hg) dans notre moteur diesel F8L413 en fonction de l'angle du vilebrequin avec celle trouvée dans la littérature.

III.3.6. Evolution de la pression et de la température

Sur la figure (III.17-a) nous avons représenté l'évolution de la pression et la température, en fonction de l'angle du vilebrequin, dans un cylindre de moteur diesel F8L413 pour la comparer à celle trouvée dans la littérature comme le montre la figure (III.17-b). Nous constatons que les courbes des deux figures évoluent de la même façon.

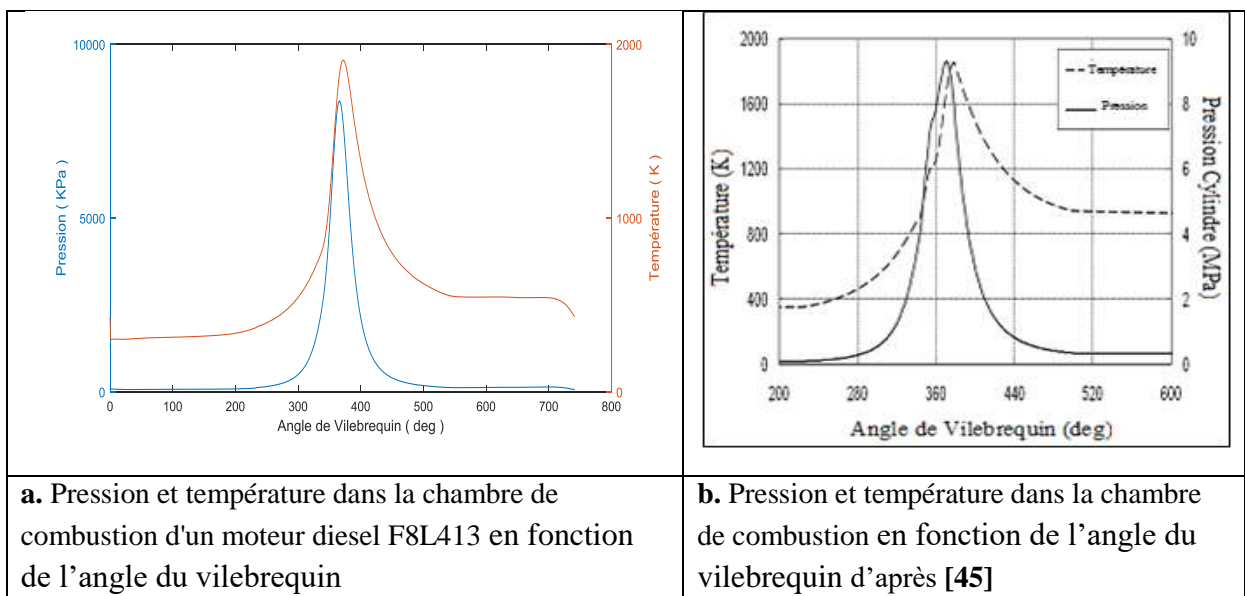
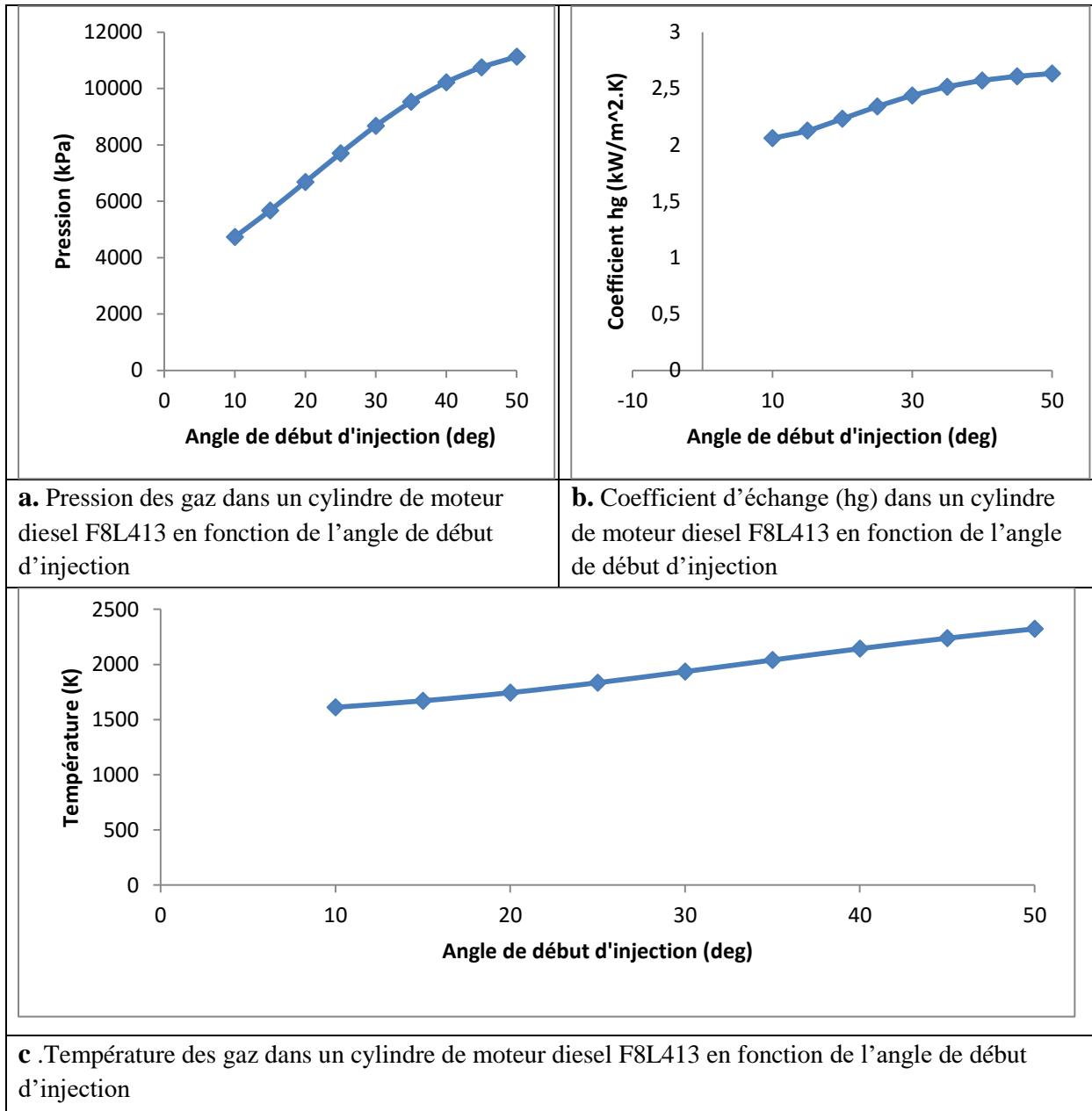


Fig.III.17 : Comparaison de la pression et la température des gaz dans notre moteur diesel F8L413 avec celle trouvée dans la littérature

III.4. ETUDE DE L'INFLUENCE DE QUELQUES PARAMETRES

III.4.1. Influence de l'angle de début d'injection

Sur les figures (III.18-a, III.18-b et III.18-c) nous avons représenté respectivement la pression, le coefficient d'échange global et la température des gaz dans un cylindre de moteur diesel F8L413 en fonction de l'angle de début d'injection. Nous remarquons que les trois grandeurs évoluent dans le même sens que l'angle de début d'injection.



<p>Fig.III.18:</p>	<p>Influence de l'angle de début d'injection sur la pression, le coefficient d'échange, et la température des gaz dans un cylindre de moteur diesel F8L413</p>
---------------------------	--

III.4.2. Influence de la durée de combustion

Sur les figures (III.19-a, III.19-b et III.19-c) nous avons représenté respectivement la pression, le coefficient d'échange global et la température des gaz dans un cylindre de moteur diesel F8L413 en fonction de la durée de combustion. Nous remarquons que les trois grandeurs évoluent de la même façon mais dans le sens opposé à l'angle de début d'injection.

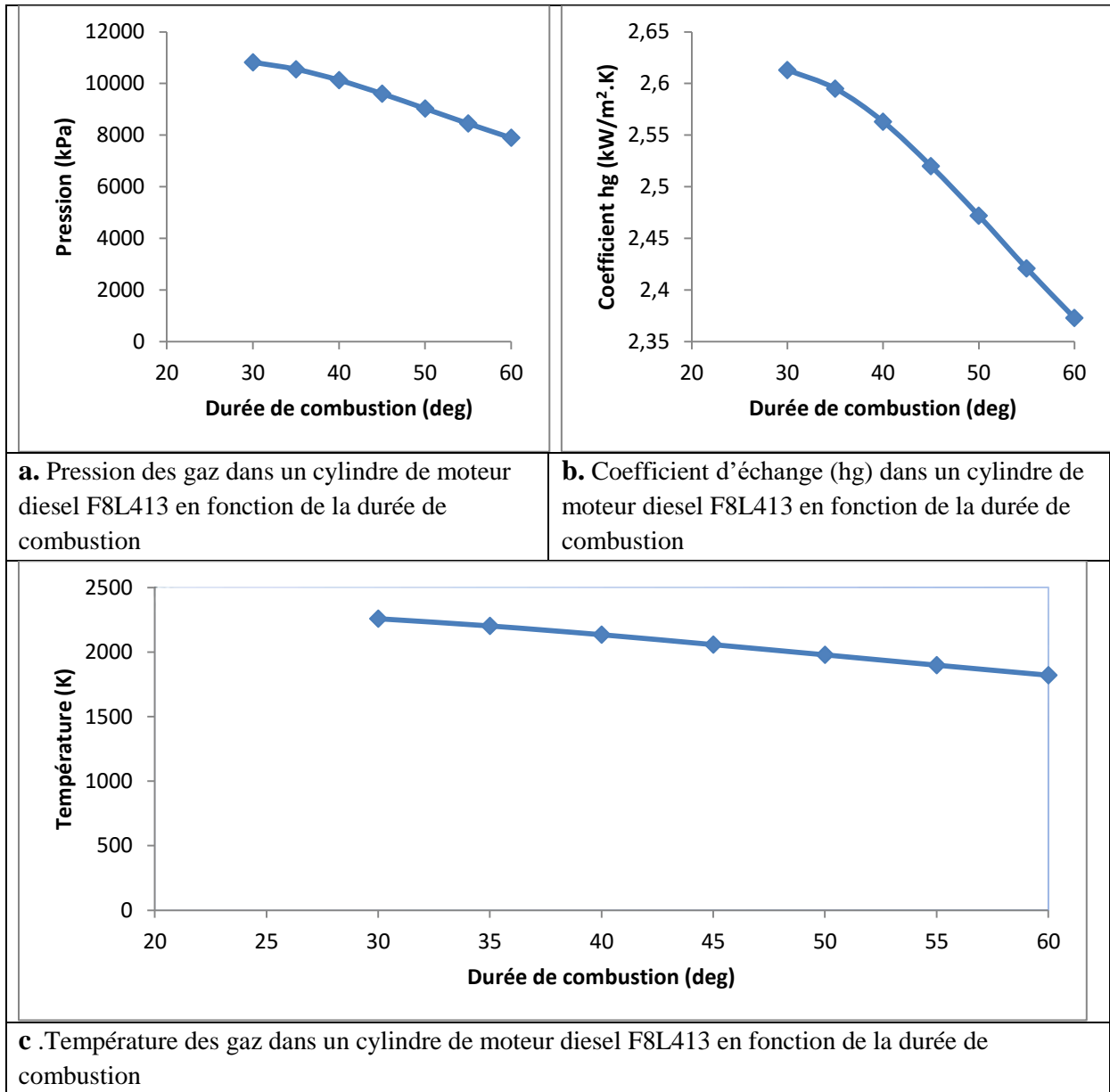


Fig.III.19 :

Influence de la durée de combustion sur la pression, le coefficient d'échange, et la température des gaz dans un cylindre de moteur diesel F8L413

III.4.3. Influence du régime du moteur

Sur les figures (III.20-a, III.20-b et III.20-c) nous avons représenté respectivement la pression, le coefficient d'échange global et la température des gaz dans un cylindre de moteur diesel F8L413 en fonction du régime du moteur. Nous remarquons que les trois grandeurs n'évoluent pas de la même façon avec le régime du moteur. La pression est sous forme de cloche et passe par un maximum. Le coefficient d'échange global évolue dans le même sens que le régime du moteur. Et enfin la température des gaz dans un cylindre de moteur diesel F8L413 augmente puis se stabilise lorsque le régime du moteur augmente.

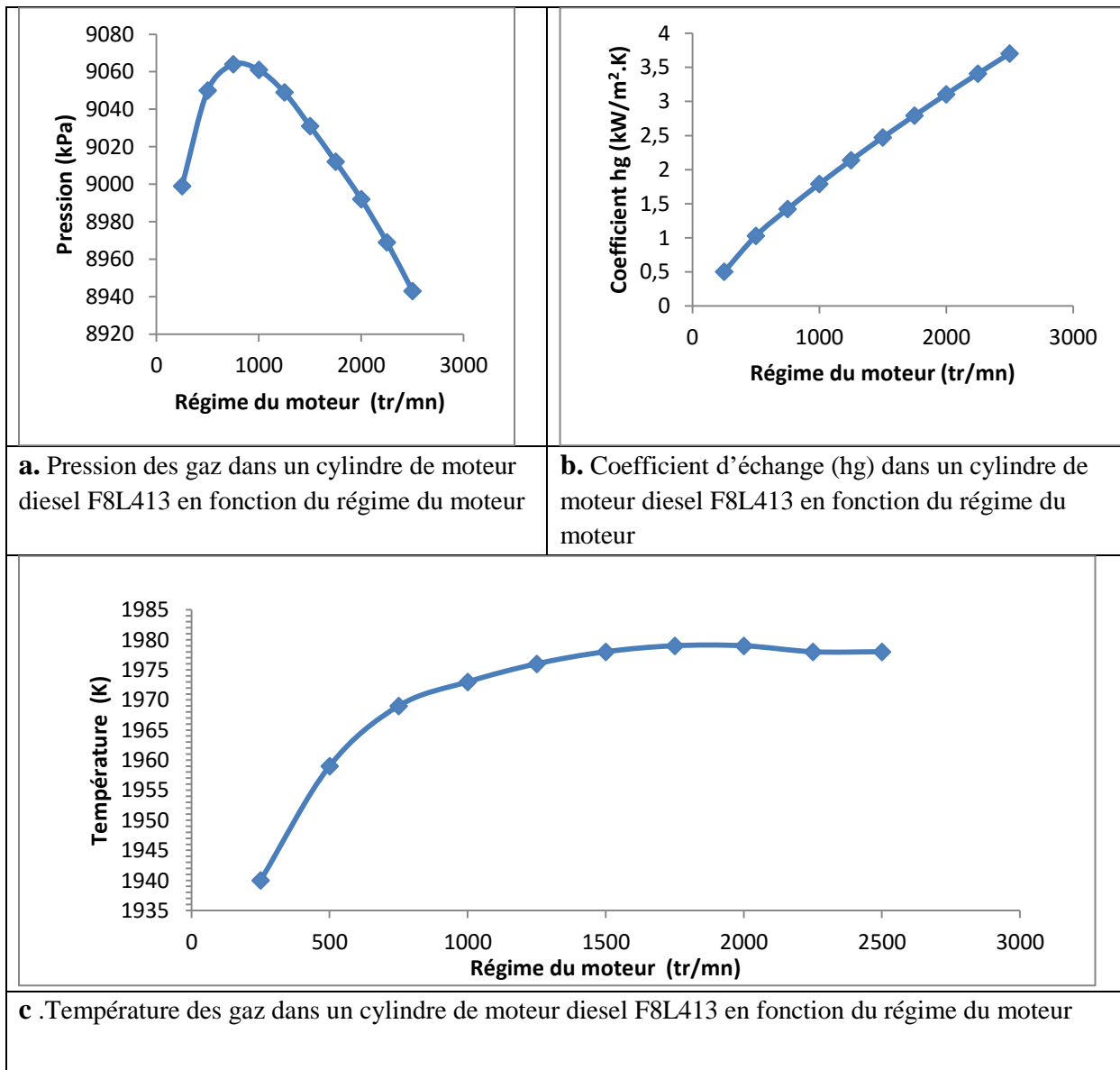


Fig.III.20 : Influence du régime du moteur sur la pression, le coefficient d'échange, et la température des gaz dans un cylindre de moteur diesel F8L413

III.4.4. Influence de la température

Sur la figure (III.21) nous avons représenté l'évolution des NOx, en fonction de lambda, et de la température des gaz dans la chambre de combustion de notre moteur diesel F8L413 afin de voir l'influence de cette dernière sur la concentration en NOx. Nous remarquons dans un premier temps que l'évolution des NOx en fonction de lambda garde la même allure et dans un deuxième temps que plus la température, des gaz dans la chambre de combustion, augmente et plus la concentration en NOx augmente.

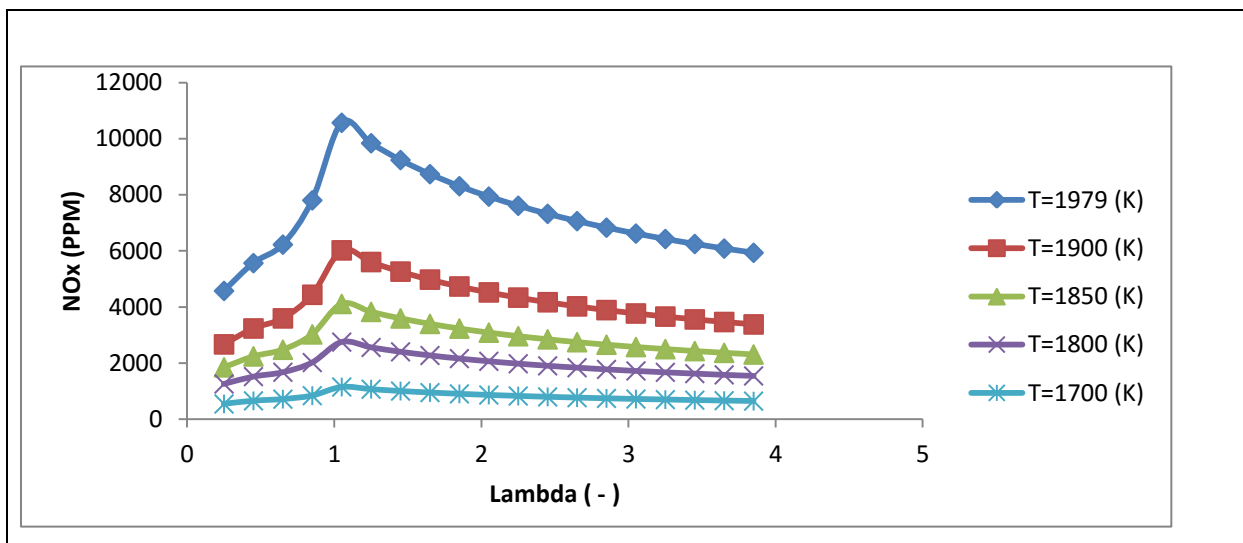
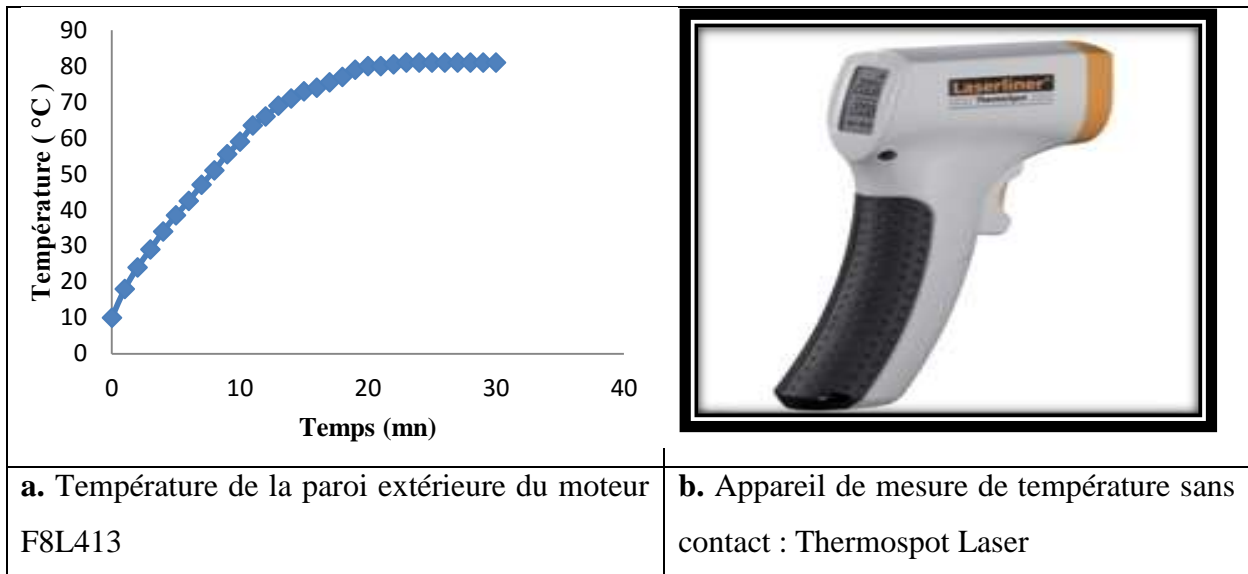


Fig.III.21 : Influence de la température des gaz dans la chambre de combustion de notre moteur diesel F8L413 sur l'évolution des NOx en fonction de lambda.

III.5. RESULTATS DE MESURES

III.5.1. Température de la paroi extérieure du moteur en fonction du temps

La figure (III.22.a) montre l'évolution de la température de la paroi extérieure du moteur diesel F8L413 en fonction du temps. Nous remarquons que la température, mesurée à l'aide du Thermospot Laser de la figure (III.22.b), augmente avec le temps avant de se stabiliser aux environs de 80 °C.

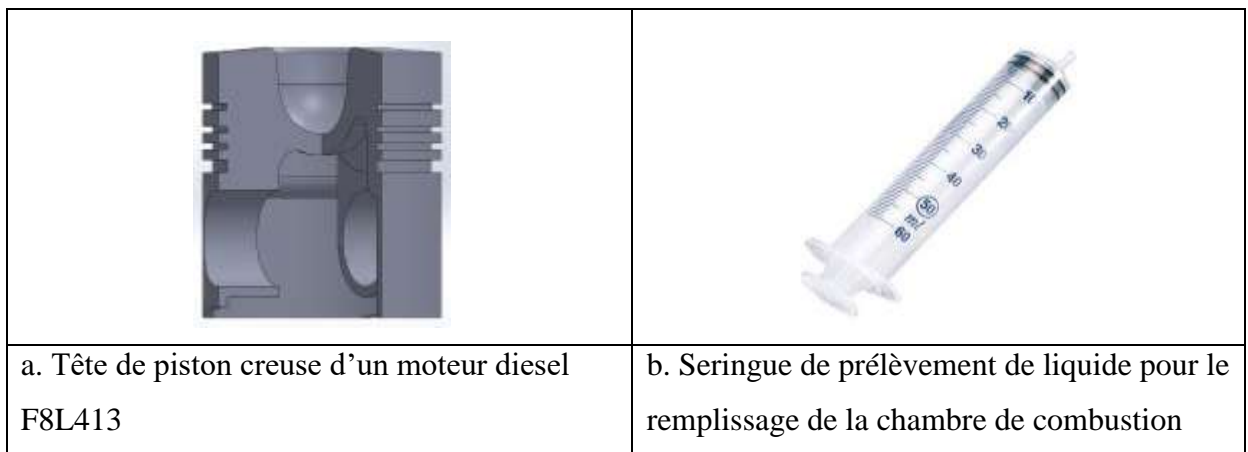


<p>Fig.III.22:</p>	<p>Evolution de la température de la paroi extérieure du moteur F8L413 en fonction du temps</p>
---------------------------	---

III.5.2. Mesure du volume de la chambre de combustion

Généralement, la forme des chambres de combustion est déterminée par l'empreinte réalisée dans la culasse, si bien que la tête du piston est habituellement plate. Parfois, il s'avère au contraire que le piston soit creusé et forme, totalement ou partie, la chambre de combustion comme c'est le cas dans le moteur diesel F8L413, voir figure (III.23.a).

A l'aide d'une seringue, comme le montre figure (III.23.b) et d'un liquide (eau) nous avons mesuré exactement la quantité de liquide que nous avons versé dans notre chambre. Même procédé pour relever le volume de la chambre dans la culasse avec les soupapes fermées.



<p>Fig.III.23:</p>	<p>Mesure du volume de la chambre de combustion</p>
---------------------------	---

III.5.2. Mesure de l'alésage d'un cylindre

La figure (III.24.a) montre l'alésage d'un cylindre de notre moteur diesel F8L413. Sa mesure a été réalisée à l'aide d'un pied à coulisse à vernier comme le montre la figure (III.24.b) et comparée à celle trouvée dans le catalogue.

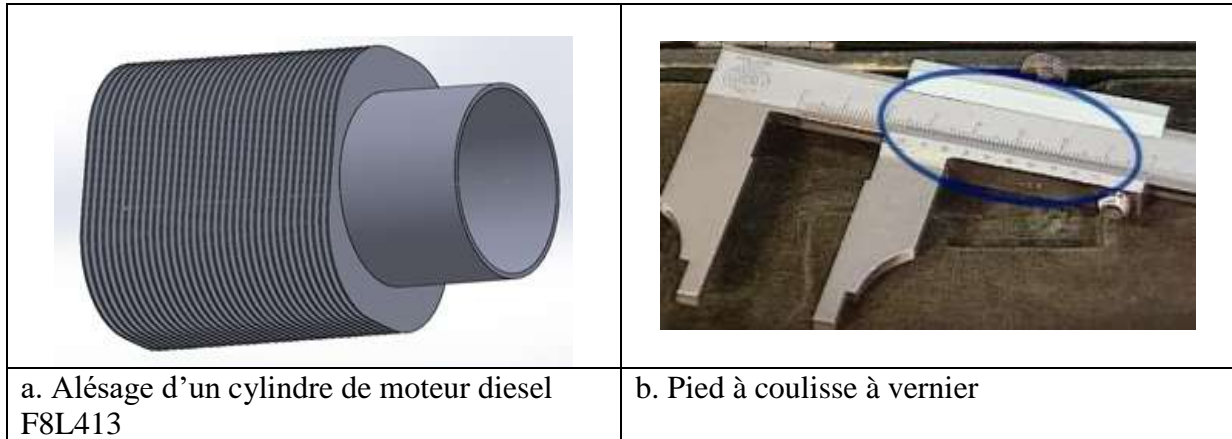


Fig. III.24 | Mesure de l'alésage d'un cylindre de moteur F8L413

CONCLUSION

Conclusion

C'est par intérêt d'approfondir mes connaissances sur les moteurs diesel que j'ai choisi ce sujet concernant l'étude de la combustion en mode homogène dans un moteur diesel.

Durant l'élaboration de ce projet, je suis arrivé à développer un programme de calcul sous MATLAB afin de résoudre un modèle mathématique, définissant notre système d'étude, avec la collaboration de mon directeur de projet qui a été à même de suivre de très près l'avancement de mon travail.

Parmi les questions traitées, la simulation sur les caractéristiques d'un moteur diesel F8L413 a été réalisée afin de déterminer dans un premier temps l'évolution de différents paramètres en fonction de l'angle de vilebrequin ainsi que pour prédire le transfert de chaleur dans la chambre de combustion. Les résultats de cette simulation montrent des écarts avec les résultats trouvés dans la littérature. Ceci provient essentiellement du phénomène de convection qui soit n'est pas pris suffisamment en considération soit qui, au contraire, est pris avec trop d'intensité dans la formule.

Dans un deuxième temps, elle a été réalisée afin de prédire les teneurs de polluants comme les NO_x émises par notre moteur diesel qui est monté sur les véhicules de la société nationale de construction mécanique en Algérie.

D'après la littérature la corrélation de Woschni peut être utilisée pour prédire avec précision la pression et le flux de chaleur à travers les parois du cylindre. Nous remarquons que la formation des polluants NO_x , est liée à la température élevée des gaz et au coefficient d'excès d'air dans la chambre de combustion.

Enfin d'après les résultats de cette étude les quantités de NO_x émises par le moteur diesel F8L413 sont largement supérieures à ceux des normes internationales. Ces polluants peuvent être minimisés par ajout de filtres, entre autres.

En somme ce projet est bien intéressant et nécessite une étude plus approfondie si on disposait d'un peu plus de temps.

REFERENCES
BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] CCNUCC, Kyoto protocol to the united nations framework convention on climate change, 1998. <http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpeng.pdf>.
- [2] Journal Officiel de l'Union Européenne, Directive du Parlement Européen et du conseil du 23 avril 2009 relative à la promotion de l'utilisation de l'énergie produite à partir de sources renouvelables, Paris, 2009/28/CE, 2009.
- [3] C. Bernagaud ; et al. Calcul des émissions de polluants des véhicules automobiles en tunnel, CETU, 2012.
- [4] International Agency for Research on Cancer (IARC), Diesel engine exhaust carcinogenic, 2012. http://www.iarc.fr/en/media-centre/pr/2012/pdfs/pr213_E.pdf.
- [5] H .Tse, CW. Leung, CS. Cheung, Performances, emissions and soot properties from a diesel-biodiesel-ethanol blend fuelled engine, Adv Automob Eng; S1:005, 2016.
- [6] V. Praveena, M.L.J. Martin, A Review on Various After Treatment Techniques to Reduce NO_x emissions in a CI Engine, Journal of the Energy Institute, 2017.
- [7] J. B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill, Inc., 1988.
- [8] International Agency for Research on Cancer, IARC mono graphson the evaluation of carcinogenic risks to humans, Diesel and gasoline engine exhausts and some nitroarenes, Vol 105. Lyon: IARC, 2013,703 p.
- [9] B. Vieux, Moteurs diesels technologie générale, Editions foucher, Paris 2003, PP - pg.
- [10] S.Zahi, Diagnostic à base de modèle : application à un moteur diesel suralimenté à injection directe ,20/12/2006.
- [11] H. IBRAHIM et al. Moteur diesel suralimenté bases et calculs, Université du Québec, LREE Novembre 2006.
- [12] Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Technology. A Report to the U.S. Congress, April 2001.
- [13] N. Dronniou, Etude théorique et expérimentale des stratégies de combustion homogène. Thèse de Doctorat, l'Université d'Orléans, 2008.
- [14] F. Zhao, W.A. Thomas, D.N. Assanis, J.E. Dec, J.A. Eng, P.M. Najt, Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines: Key Research and Development Issues. Warrendale, PA, USA: Society of Automotive Engineers. pp. 11–12. ISBN 076801123X. 2003.
- [15] W.Jürgen, U. Maas, R.W. Dibble, Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation (4th Edition -ed.). Berlin, Germany: Springer. ISBN 3-540-25992-9. 2006.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [16] J.E. Dec, E. Kathy, M.A. Salvador, L.B. Richard, The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions. Society of Automotive Engineers. SAE paper no. 2002-01-1923, 2002.
- [17] Baumgarten Carsten. Mixture Formation in Internal Combustion Engines: Mixture Formation in Internal Combustion Engines. Birkhäuser. pp. 263–264. ISBN 3540308350, 2006.
- [18] J. Rolf, D. Blom, M. Karlsson, K. Ekholm, P. Tunestal, HCCI Engine Modeling and Control using Conservation Principles. Society of Automotive Engineers. SAE paper no. 2008-01-0789, 2008.
- [19] S. Rudolf, Homogeneous Charge Compression Ignition (Hcci): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications. Society of Automotive Engineers. SAE paper no. 1999-01-3682, 1999.
- [20] A.M. Salvador, D.L. Flowers, F. Espinosa-Loza, J. Martinez-Frias, J.E. Dec J. E., M. Sjöberg, R.W. Dibble, R.P. Hessel, Spatial Analysis of Emissions Sources for Hcci Combustion At Low Loads Using a MultiZone Model. Society of Automotive Engineers. SAE paper no. 2004-01-1910. 2004.
- [21] J.E. Dec, Advanced Compression-Ignition Engines – Understanding the In-Cylinder Processes. Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 32., pages 2727-2742 (2009).
- [22] C. Noehre, M. Andersson, B. Johansson, A. Hultqvist, Characterization of Partially Premixed Combustion. SAE Technical Papers, 2006-01-3412 (2006).
- [23] S.M. Aceves, D.L. Flowers, C.K. Westbrook, J.R. Smith, W. Pitz, R. Dibble, M. Christensen, B. Johansson, A Multi-Zone Model for Prediction of HCCI Combustion and Emissions. SAE Technical Papers, 2000-01-0327 (2000).
- [24] L. Cao, H. Su, S. Mosbach, M. Kraft, A. Bhave, S. Kook, C. Bae, Studying the Influence of Direct Injection on PCCI Combustion and Emissions at Engine Idle Condition Using Two Dimensional CFD and Stochastic Reactor Model. SAE Technical Paper 2008-01-0021 (2008).
- [25] C. Poetsch, H. Ofner, E. Schutting, Assessment of a Multi Zone Combustion Model for Analysis and Prediction of CI Engine Combustion and Emissions. SAE Technical Paper 2011-01-1439 (2011).
- [26] A.Y. Nobakht, R.K. Saray, A. Rahimi, A parametric study on natural gas fueled HCCI combustion engine using a multi-zone combustion model. Fuel 90: 1508–1514 (2011).
- [27] H. Barths, C. Felsch, N. Peters, Mixing models for the two-way-coupling of CFD codes and zero-dimensional.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [29] C. Felsch, K. Hoffmann, A. Vanegas, P. Drews, H. Barths, D. Abel, N. Peters, Combustion modelreduction for diesel engine control design. *Int. J. Engine Res.* 10: 359-387 (2009)
- [29] R. Hafied, Etude des transferts de chaleur et de masse de l'ailette humide, 18 /02/2014, 3-4pg
- [30] P. Marty, cours de transferts thermiques Conduction et rayonnement, 2012/2013, pg3
- [31] Jean-luc Pallas, Guide pratique d'entretien et de réparation du moteur diesel, 1992
- [32] R. Stone, Introduction to internal combustion engines, Palgrave Macmillan, 2012
- [33] Q. Xin. (Ed.). Copyright, in, Diesel engine system design, Wood head Publishing, p. iv, 2013.
- [34] J. Shipinski, O.A .Uyehara, P.S. Myers, Experimental correlation between rate of injection and rate of heat release in a diesel engine, ASME paper 68-DGP-11, 1968.
- [35] G. Woschni, A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, SAE Technical paper, 1967.
- [36] M. Yanbin, HCCI Heat release rate and combustion efficiency: A couple KIVA Multi-zone modeling study, ProQuest, 2008.
- [37] G. Woschni, Determination of local heat transfer coefficients at the piston of a high speed diesel engine by evaluation of measured temperature distribution, SAE paper 790834, 02 1979.
- [38] R.J.B. Way, Methods for determination of composition and thermodynamic properties of combustion products for internal combustion engine calculations, *Proc. Inst. Mech. Eng.* 190 (60/76) 687–697, 1977.
- [39] P. Guibert, Etude des cycles thermodynamiques des moteurs thermiques et modélisation, Rueil Malmaison, Ecole Nationale Supérieure du Pétrole et des Moteurs, 2002.
- [40] S.R. Turns, An introduction to combustion-concepts and applications, McGraw Hill Series in Mechanical Engineering, 2000.
- [41] J. Belletre, C. Garnier, M. Tazerout, R. Haller, B. Hamery, Réduction d'un modèle de combustion et de transferts de chaleur dans un moteur diesel à injection directe, Congrès Français de Thermique, SFT 2005, Reims, 30 mai - 2 juin 2005.
- [42] K. Hareesh, N. Rohith Teja, B. Konda Reddy, Computer simulation of compression ignition engine through MATLAB, *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET)*, ISSN: 2321-9653, Special Issue-2, October 2014.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [43] Ali Rida, Hassan Moussa Nahim, Rafic Younes, Hassan Shraim, Mustapha Ouladsine, Modeling and simulation of the thermodynamic cycle of the Diesel Engine using Neural Networks, 2016, pg 223.
- [44] M. Lounici, M. Tazerout, M. Balistrrou, Heat transfer correlation choice for two-zone combustion model optimisation in the case of natural gas engines, 21/07/2010.
- [45] M.M. Abou Al-Sood, Y. M. Abdel-Rahim, and M. A. Ahmed, Zero-dimensional model for a 4-stroke, direct injection, variable compression ratio for maximum torque, 9th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 16 – 18 July 2012.

ANNEXES

Annexe 1 :

Sur la figure (A.1) nous présentons la conception d'un piston et d'un cylindre de moteur Diesel F8L413 que nous avons réalisé à l'aide du logiciel SolidWorks.

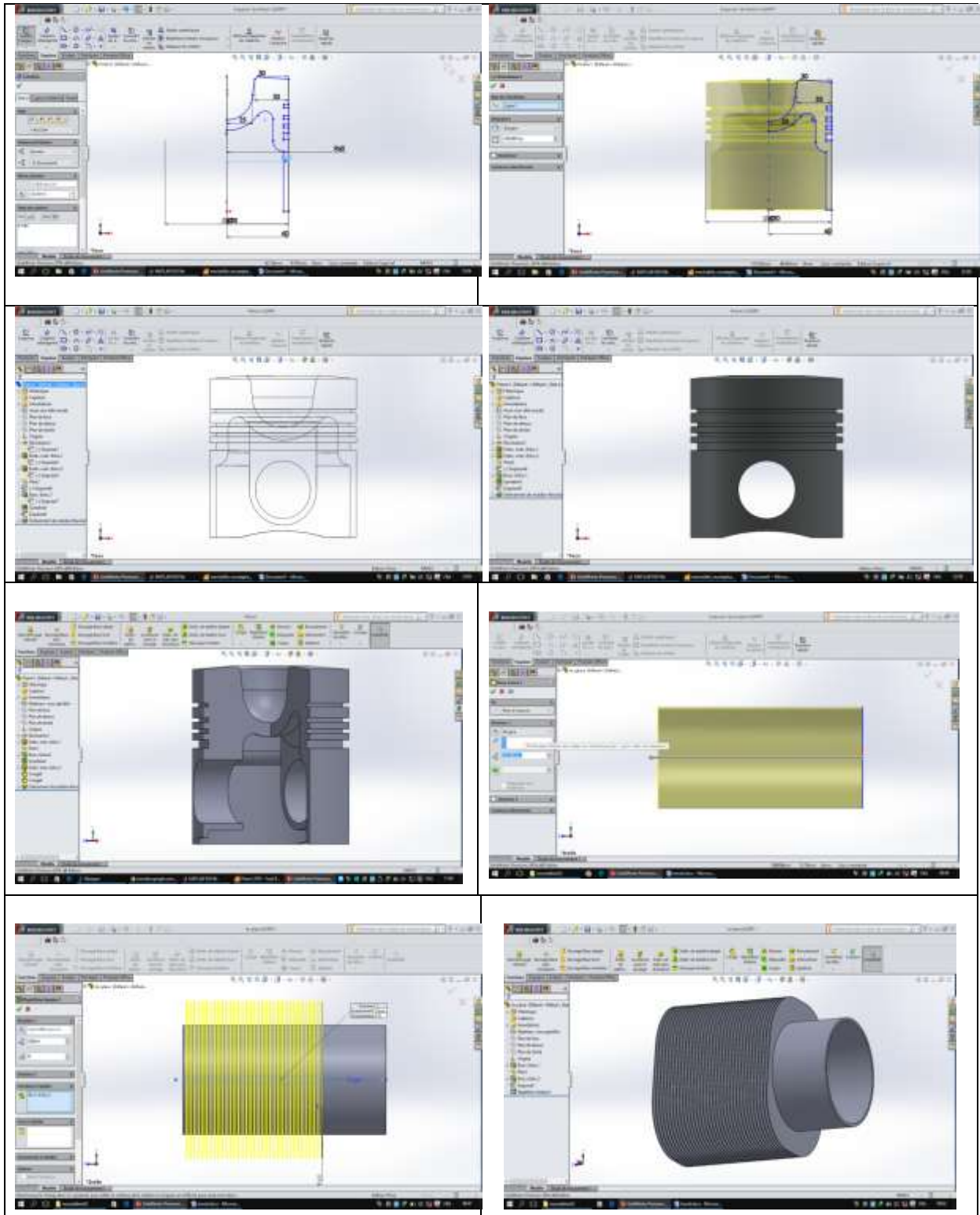


Fig. A.1 :

Piston et Cylindre d'un Moteur V8

Annexe 2 :

Sur la figure (A.2) nous présentons le programme principal de calcul des différents paramètres de notre système dans un cylindre du moteur Diesel F8L413.

```
%                               Programme principal
clear all; close all ;clc
B=0.120;
s=0.125;
l=0.23800;
ncy=8;
Rc= l/s
rc=18;
AOE= 3*pi-pi*66/180;
RFE= 4*pi+pi*22/180;
Dpe=0.044225 ;
dte=0.00992;
he=0.0144;
AOA= 0*pi-pi*20/180;
RFA= 1*pi+pi*54/180;
Dpa=0.049;
dta=0.00994;
ha=0.0136;
N=1500;
ws=2*pi*N/60;
Pfc= 4000;
Tfc= 1000;
Vmp=2*N*s/60;
Dc=50*pi/180;
Nt=2;
Ru=0.2968;
Cpu=1.022;
ku=1.409;
hfu=-692;
Cvu=Cpu-Ru;
Rb=0.2959;
Cpb=1.096;
kb=1.37;
hfb=-3471;
Cvb=Cpb-Rb;
Lc= -450;
Cpc= 1.02;
PCI= 43.2*10^3;
dcv=Cvb-Cvu;
dhf=hfb-hfu;
dR=Rb-Ru;
Vd= ncy*pi*((B/2)^2)*s;
Vs=Vd/ncy
Vc=Vd/(rc-1)/ncy;
Vm=(Vd/ncy)+Vc;
hc=4*Vc/(pi*B^2);
```

```

Ac=pi*B*hc+(pi/2)*B^2;
Nc= 52;
gammma = 1.35;
R=8.14;
t=(0.36+0.22*Vmp)*exp(618.840/(Nc+25)*(1/(R*Tfc*(rc^(gammma-1)))-1/17190)*(21.2/(Pfc*0.01*(rc^gammma)-12.4))^0.63);
di=t*pi/180;
Di=2*pi-28*pi/180;
Da=Di+di;
Pi=80;
Pe=120;
Ti=300;
Tw= 450
Rgm = 15.09;
Rm=14.6;
lambda = .99;
Tc= lambda*Rgm;
AF_ratio_mol=lambda*Rm;
eta_combmax = .95;
eta_comb = eta_combmax*(-1.6082+4.6509*lambda-2.0764*lambda^2);
Np=720;
dtheta=4*pi/Np
%                               Conditions initiales
P1=Pi;
T1=Ti;
theta(1)=0;
T(1)=T1;
P(1)=P1;
m=P1*Vc/((Ru)*T1);
V(1)=Vc;
W(1)=0;
mc(1)=m;
y(1)=0;
dy(1)=0;
Q(1)=0;
Patm=101325;
M_F_ths=3.7164e-05;
%                               Phase d'admission
mr=mc(1)
L=((RFA-AOA)/dtheta);
for j=2:L
    theta(j)=theta(j-1)+dtheta;
    Ai=valve(theta(j-1),AOA,RFA,Dpa,dta,ha);
    A valve(j)=Ai;
    mf=massf(Pi,Ti,P(j-1),ku,Ru,Ai,ws);
    [v,dv,Aw]=volm(theta(j-1),Rc,rc,Vm,B,Ac,Vc);
    V(j)=v;
    thetam=theta(j)-dtheta;
    [X,dX,M_F]=comb(thetam,Da,Dc,lambda,AF_ratio_mol);
    hg=coef_Woschni(P(j-1),T(j-1),T1,P1,Vm,V(j-1),Vd,Vmp,B);

```



```

HG(j)=hg;
x=mr/mc(j-1);
Qw=-hg*Aw*(T(j-1)-Tw)*(60/(2*pi*N));
T(j)=T(j-1)+(Qw/(Cvu*mc(j-1))-Ru*dv*T(j-1)/(V(j-1)*Cvu)+mf*(Cpu*Ti-Cvu*T(j-1))/(mc(j-1)*Cvu))*dtheta;
mc(j)=mc(j-1)+mf*dtheta;
Qf=0;
QQ(j)=Qw+Qf;
Q(j)=Q(j-1)+QQ(j);
Q_dot(j)=(ncy*Q(j)*N/(60*Nt));
W(j)=W(j-1)-P(j-1)*dv*dtheta;
WW(j)=ncy*W(j)*N/(60*Nt);
[v,dv,Aw]=volm(theta(j),Rc,rc,Vm,B,Ac,Vc);
Aww(j)=Aw;
mr=mc(j);
P(j)=(mc(j)*(Ru)*T(j)/v);
end

T(180)=T(j);
P(180)=P(j);
xr=x

% Phase de compression
Qff(180)=0;
for j=180:360
theta(j)=theta(j-1)+dtheta;
thetam=theta(j)-dtheta;
mc(j)=m;
[v,dv,Aw]=volm(thetam,Rc,rc,Vm,B,Ac,Vc);
hg=coef_Woschni(P(j-1),T(j-1),T1,P1,Vm,V(j-1),Vd,Vmp,B);
HG(j)=hg;
m=P1*Vm/(((1-xr)*Ru+xr*Rb)*T1);
W(1)=0;
mc(1)=m;
[X,dX,M_F]=comb(thetam,Da,Dc,lambda,AF_ratio_mol);
XX(j)=X;
dXX(j)=dX;
M_FF(j)=M_F;
m_dot_f=ncy*M_F_ths*(N/(60*Nt));
M_FF(j)=M_F;
Qw=-hg*Aw*(T(j-1)-Tw)*(60/(2*pi*N));
Qww(j)=abs(Qw);
Qf=HRF(thetam,Da,Dc,M_F,PCI,eta_comb);
Qfuel(j)=Qf;
Qff(j)=Qff(j-1)+Qfuel(j);
QQ(j)=Qw+Qf;
Q(j)=Q(j-1)+QQ(j);
Q_dot(j)=(ncy*Q(j)*N/(60*Nt));
T(j)=T(j-1)+1/(Cvb*mc(j-1))*(Qfuel(j)+Qw-Rb*mc(j-1)*T(j-1)*dv/v)*dtheta;
W(j)=W(j-1)-P(j-1)*dv*dtheta;
WW(j)=ncy*W(j)*N/(60*Nt);

```

```

    [v, dv, Aw]=volm(theta(j), Rc, rc, Vm, B, Ac, Vc);
    V(j)=v;
    P(j)=mc(j) * (Rb) *T(j) /V(j);
End
%                               Phase de combustion-détente

for j=360:540
    theta(j)=theta(j-1)+dtheta;
    thetam=theta(j)-dtheta;
    mc(j)=m;
    [v, dv, Aw]=volm(thetam, Rc, rc, Vm, B, Ac, Vc);
    hg=coef_Woschni(P(j-1), T(j-1), T1, P1, Vm, V(j-1), Vd, Vmp, B);
    HG(j)=hg;
    m=P1*Vm/((1-xr)*Ru+xr*Rb)*T1);
    W(1)=0;
    mc(1)=m;
    [X, dX, M_F]=comb(thetam, Da, Dc, lambda, AF_ratio_mol);
    XX(j)=X;
    dXX(j)=dX;
    M_FF(j)=M_F;
    m_dot_f = ncy*M_F_ths*(N/(60*Nt));
    Qw=-hg*Aw*(T(j-1)-Tw)*(60/(2*pi*N));
    Qww(j)=abs(Qw);
    Qf = HRF(thetam, Da, Dc, M_F, PCI, eta_comb) ;
    Qfuel(j)=Qf;
    Qff(j)=Qff(j-1)+Qfuel(j);
    QQ(j)=Qw+Qf;
    Q(j)=Q(j-1)+QQ(j);
    Q_dot(j) = (ncy*Q(j)*N/(60*Nt));
    T(j)=T(j-1)+1/(Cvb*mc(j-1))*(Qfuel(j)+Qw-Rb*mc(j-1)*T(j-1)*dv/v)*dtheta;
    W(j)=W(j-1)-P(j-1)*dv*dtheta;
    WW(j)=ncy*W(j)*N/(60*Nt);
    [v, dv, Aw]=volm(theta(j), Rc, rc, Vm, B, Ac, Vc);
    V(j)=v;
    P(j)=mc(j) * (Rb) *T(j) /V(j);
end

    T(540)=T(j);
    P(540)=P(j);
    xr=x
%                               Phase d'échappement

for j=473:720
    theta(j)=theta(j-1)+dtheta;
    Ae=valve(theta(j-1), AOE, RFE, Dpe, dte, he);
    Avalve(j)=Ae;
    mf=massf(P(j-1), T(j-1), Pe, kb, Rb, Ae, ws);
    XX(j)=1;
    dXX(j)=0;
    M_FF(j)=0;
    hg=coef_Woschni(P(j-1), T(j-1), T1, P1, Vm, V(j-1), Vd, Vmp, B);

```

```

HG(j)=hg;
mc(j)=mc(j-1)-(mf)*dtheta;
Qw=-hg*Aw*(T(j-1)-Tw)*(60/(2*pi*N));
Qww(j)=abs(Qw);
[v,dv,Aw]=volm(theta(j-1),Rc,rc,Vm,B,Ac,Vc);
Aww(j)=Aw;
Qf=0;
QQ(j)=Qw+Qf;
Q(j)=Q(j-1)+QQ(j);
Q_dot(j)=(ncy*Q(j)*N/(60*Nt));
T(j)=T(j-1)+(1/Cvb*(Qw/mc(j-1)-Rb*T(j-1)*(dv/v+mf/mc(j-1))))*dtheta;
W(j)=W(j-1)-P(j-1)*dv*dtheta;
WW(j)=ncy*W(j)*N/(60*Nt);
[v,dv,Aw]=volm(theta(j),Rc,rc,Vm,B,Ac,Vc);
V(j)=v;
P(j)=mc(j)*Rb*T(j)/V(j);
[ PPM_NO ] = NOX(Patm);
Nox(j)=PPM_NO;
end
T(1)=T(720);
P(1)=P(720);
thetad=theta*180/pi;

figure(1)

plot(thetad(1:L),V(1:L),'b',thetad(180:360),V(180:360),'g',thetad(360:473),V(360:473),'r',thetad(473:720),V(473:720),'k')
xlabel('Angle de Vilebrequin ( deg )')
ylabel('Volume( m^3 )')
figure(2)

plot(thetad(1:L),Avalve(1:L),'b',thetad(180:360),Avalve(180:360),'g',thetad(360:473),Avalve(360:473),'r',thetad(473:720),Avalve(473:720),'k')
xlabel('Angle de Vilebrequin ( deg )')
ylabel('')
figure(3)

plot(thetad(1:L),T(1:L),'b',thetad(180:360),T(180:360),'g',thetad(360:473),T(360:473),'r',thetad(473:720),T(473:720),'k')
xlabel('Angle de Vilebrequin ( deg )')
ylabel('Température ( K )')
figure(4)

plot(thetad(1:L),HG(1:L),'b',thetad(180:360),HG(180:360),'g',thetad(360:473),HG(360:473),'r',thetad(473:720),HG(473:720),'k')
xlabel('Angle de Vilebrequin ( deg )')
ylabel('Coefficient de Change globale ( KW/m^2.K )')
figure(5)

```

```

plot(thetad(1:L),P(1:L),'b',thetad(180:360),P(180:360),'g',thetad(360:473),P(360:473),'r',thetad(473:720),P(473:720),'k')
    xlabel('Angle de Vilebrequin ( deg )')
    ylabel('Pression ( KPa )')
    figure(6)
    plot(thetad,W)

plot(thetad(1:L),W(1:L),'b',thetad(180:360),W(180:360),'g',thetad(360:473),W(360:473),'r',thetad(473:720),W(473:720),'k')
    xlabel('Angle de Vilebrequin ( deg )')
    ylabel('Travail ( kJ )')
    figure(7)

plot(thetad(1:L),XX(1:L),'b',thetad(180:360),XX(180:360),'g',thetad(360:473),XX(360:473),'r',thetad(473:720),XX(473:720),'k')
    xlabel('Angle de Vilebrequin ( deg )')
    ylabel('Fraction brulée ( - ) ')
    figure(8)

plot(V(1:L),P(1:L),'b',V(180:360),P(180:360),'g',V(360:473),P(360:473),'r',V(473:720),P(473:720),'k')
    xlabel('Volume ( m^3 )')
    ylabel('Pression ( KPa )')
    figure(9)
    [ax,p1,p2] = plotyy(thetad,P,thetad,T,'plot')
    xlabel('Angle de Vilebrequin ( deg )')
    ylabel(ax(1),'Pression ( KPa )')
    ylabel(ax(2),'Température ( K )')

```

Fig. A.2 : Programme principal de calcul des caractéristiques du moteur Diesel F8L413.