

REPUBLIQUE DU CAMEROUN

Paix Travail Patrie

UNIVERSITE DE YAOUNDE I

FACULTE DES SCIENCES

CENTRE DE RECHERCHE ET DE
FORMATION DOCTORALE/ SCIENCES
TECHNOLOGIES ET GEOSCIENCES

UNITE DE RECHERCHE ET DE
FORMATION DOCTORALE EN
PHYSIQUES ET APPLICATIONS

DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

B.P : 812 Yaoundé



REPUBLIC OF CAMEROON

Peace Work fatherland

THE UNIVERSITY OF YAOUNDE I

FACULTY OF SCIENCE

POSTGRADUATE SCHOOL OF SCIENCES
TECHNOLOGY AND GEOSCIENCES

RESEACH AND POSTGRADUATE
TRAINING UNIT FOR PHYSICS
AND APPLICATIONS

DEPARTMENT OF PHYSICS

P.O. Box : 812 Yaounde

**LABORATOIRE D'ÉNERGIE ET SYSTEMES ÉLECTRIQUES
ET ÉLECTRONIQUES**

Option : ÉNERGIE ET ENVIRONNEMENT

THÈSE

**ETUDE NUMERIQUE ET EXPERIMENTALE D'UN CYCLE
THERMODYNAMIQUE DANS UN MOTEUR DIESEL**

Présentée et soutenue en vue de l'obtention du diplôme de Doctorat/PhD en Physique

par :

KAMTA LEGUE Daniel Roméo

Matricule : 10W0323

Master en Physique

Sous la Co-Direction de :

OBOUNOU AKONG Marcel Brice

Maître de Conférences

Université de Yaoundé I

EKOBENA FOU DA Henri Paul

Professeur

Université de Yaoundé I



Année 2023



DEPARTEMENT DE PHYSIQUE
DEPARTMENT OF PHYSICS

ATTESTATION DE CORRECTION DE LA THESE DE
DOCTORAT/Ph.D

Nous, Professeur **BEN-BOLIE Germain Hubert** et Professeur **NDJAKA Jean-Marie Bienvenu**, respectivement Examineur et Président du jury de la thèse de Doctorat/Ph.D de Monsieur **KAMTA LEGUE Daniel Roméo** Matricule **10W0323**, préparée sous la Co-direction du Professeur **OBOUNOU AKONG Marcel Brice** et du Professeur **EKOBENA FOU DA Henri Paul**, intitulée : « **Étude numérique et expérimentale d'un cycle thermodynamique dans un moteur diesel** », soutenue le **Vendredi, 14 Avril 2023**, en vue de l'obtention du grade de Docteur/Ph.D en Physique, Spécialité **Energie et Systèmes Electriques et Electroniques**, attestons que toutes les corrections demandées par le Jury de soutenance ont été effectuées.

En foi de quoi, la présente attestation lui est délivrée pour servir et valoir ce que de droit.

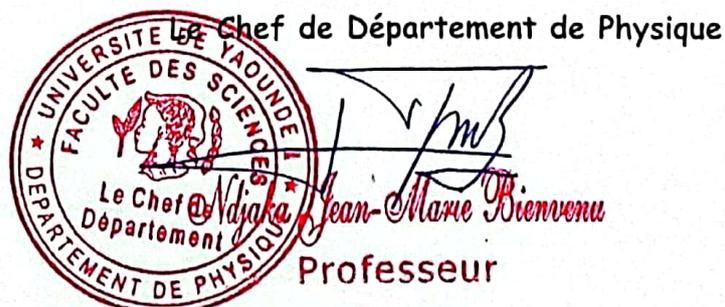
Fait à Yaoundé le **18 AVR 2023**

Examineur

Pr **BEN-BOLIE Germain H.**

Le Président du Jury

Pr **NDJAKA Jean-Marie B.**



THÈSE
**Étude Numérique et Expérimentale d'un Cycle
Thermodynamique dans un Moteur Diesel**

**LABORATOIRE D'ÉNERGIE, DES SYSTÈMES ÉLECTRIQUES
ET ÉLECTRONIQUES**
option : ÉNERGIE ET ENVIRONNEMENT

Mémoire de thèse présenté en vue de l'obtention du diplôme
de Doctorat/Ph.D en Physique

par :
KAMTA LEGUE Daniel Roméo 10W0323
Master en Sciences Physiques

Devant le jury de soutenance constitué ainsi qu'il suit :

<u>Président</u> :	NDJAKA Jean-Marie Bienvenu, Pr ;	Université de Yaoundé 1 ;
<u>Rapporteurs</u> :	EKOBENA FOU DA Henri Paul, Pr ;	Université de Yaoundé 1 ;
	OBOUNOU AKONG Marcel Brice [†], MC ;	Université de Yaoundé 1 ;
<u>Membres</u> :	BEN-BOLIE Germain Hubert, Pr ;	Université de Yaoundé 1 ;
	NJANJOCK NOUCK Philippe, Pr ;	Université de Yaoundé 1 ;
	VONDOU Debortini Appolinaire, MC ;	Université de Yaoundé 1 ;
	TAMBA Jean Gaston, MC ;	Université Douala ;

Dédicace

Je dédie cette thèse :

A ma mère **MAGOUFO Jeanne** qui m'a toujours soutenu depuis mon enfance jusqu'à ce jour. La confiance qu'elle porte pour moi a été le carburant de mon courage et de ma persévérance ; pour cela maman je t'exprime tout mon amour par cette dédicace.

À la mémoire de mon grand frère et ami **TAGUE TEMECHING Robert** disparu trop tôt quand j'étais en attente de finalisation de cette thèse. Ta thèse que tu as attendu est désormais achevée et je pourrais alors poursuivre le reste d'œuvre que tu m'as laissé. Je prie pour le salut de ton âme ; afin que le Dieu, Tout Puissant t'accorde miséricorde éternellement.

A la mémoire de mon père académique **Pr. OBOUNOU AKONG Marcel Brice** qui m'a tout donné depuis mes débuts dans la recherche mais surtout par sa simplicité et sa compassion envers tous les étudiants confrontés aux multiples difficultés. Mon tendre Père que le Dieu Tout Puissant accorde un doux repos à ton âme.

Remerciements

Cette thèse a été effectuée à l'Université de Yaoundé I au Département de Physique dans le Laboratoire Énergie et Systèmes Électriques et Électroniques. Elle est le fruit d'un travail apporté de près ou de loin par plusieurs personnes sans lesquelles elle n'aurait pas vu la fin du tunnel.

Je tiens tout d'abord à rendre grâce au Dieu tout Puissant qui a été toujours avec nous dans les bons et les mauvais moments afin de nous fortifier dans tous les sens du terme à la réalisation de cette thèse.

Je tiens à remercier le **Pr. OBOUNOU AKONG Marcel Brice**, qui est le principal instigateur de ce travail, pour la confiance qu'il m'a accordée depuis l'entrée en Master, pour sa disponibilité et pour tout le support technique dont il m'a fait bénéficier et surtout pour l'exemple d'un Père au-delà de l'encadrement de tous les étudiants qu'il a encadré. Je rends à cet effet un grand hommage à ce père qui a tout donné pour ses étudiants et à moi particulièrement mais qui nous as quitté en nous laissant orphelin. Que son âme repose en paix.

Je tiens également à remercier le **Pr. EKOBENA FOUDA Henri Paul** pour avoir également accepté de codiriger ce travail et de prodiguer de nombreux conseils forts utiles tout au long des années conduisant aux résultats présents dans cette thèse.

Je remercie le **Pr. AYISSI Zacharie Merlin** de l'ENSPD pour la grande collaboration expérimentale apportée tout au long de cette thèse et l'Ecole des mines de Nantes EMN pour la mise à disposition de son banc moteur.

Je remercie très sincèrement le Chef de Département de Physique et les différents Enseignants dudit département pour les cours et conseils donnés tout au long de mon parcours universitaire. Il faut avouer que c'est dans ce Département avec les Enseignants de qualités qui m'a donné le courage d'aller jusqu'au bout de cette thèse.

Je remercie l'ensemble des membres du Jury de Pré-Soutenance, d'audition et de la Soutenance publique pour l'intérêt porté sur ce travail et les améliorations apportées.

Je remercie tous les membres du Groupement Camerounais de Combustion (G.C.C) pour la collaboration et l'ensemble des échanges réalisés tout au long de cette thèse.

Je remercie tous les aînés du Laboratoire d'Énergie à l'instar des Dr MBOUOBOUO, Dr DELI Goron, Dr AWAKEM David, Dr TALLA Armel, Dr MAHAMAT Hassan pour la collaboration, les conseils et l'ensemble des échanges réalisés tout au long de cette thèse.

Je tiens à exprimer ma gratitude à mes Camarades de promotion et en particulier ; Bali TAMEGUE Bernard, BISSAI Junior, DJAMPOU Joël, DOGMO Pierre, DOGMO Vanessa, FOZE Deviny, EYOUM GINA Estelle, KEOU Claude Parfait, MBOUMEU Véronique, MVU Joseph, NGAKO David et TIOKANG Huserl. Merci mes frères pour votre soutien inconditionnel en vous j'ai trouvé une famille et le vivre ensemble s'est installé en nous. Nous avons échangé nos différentes cultures. Un merci tout particulier à l'équipe moteur qui se constitue depuis des années ; Dr CHOPKAP NOUME Hermann, EHAWÉ Ivan, TONGA, DJATSA Joël.

Je remercie la famille TAGUE pour son soutien moral, financier et en particulier Mme TAGUE Rosine ma mère de tous les jours.

Un merci particulier à mes frères et sœurs : TCHINDA Nestor, MACHELE Lucie, TENAMBOU Boniface, TAZONG Guy, NGOBENG Sophia, MANOPI Eugénie et MATAZONG Josiane ; pour tout leur amour conseil et soutien financier. Je remercie la grande famille Legue en particulier Mme CHIOFFO Margueritte.

De manière générale, je tiens à remercier toutes les personnes qui m'ont aidé, accueilli et conseillé durant ces années, oui à toutes ces personnes qui m'ont permis d'avancer dans ma démarche.

Enfin, merci de tout mon cœur à ma tendre mère, aux familles LEGUE, MATAZONG et NGOBENG, à mes amis pour leur patience, leur amour et leur indéfectible soutien tout au long de ces années.

Table des matières

Dédicace	i
Remerciements	ii
Table des matières	vi
Liste des abréviations et sigles	vii
Table des figures	xii
Liste des tableaux	xiii
Résumé	xiv
Abstract	xv
Introduction Générale	1
1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	7
Introduction	7
1.1 Moteurs à combustion interne	7
1.1.1 Historique et évolution des moteurs à combustion interne	8
1.1.2 Historique et évolution des moteurs à allumage par compression	9
1.1.3 Constitution du moteur diesel	9
1.2 Cycle des moteurs à combustion interne	13
1.2.1 Cycle des moteurs à allumage commandée	13
1.2.2 Comparaison du cycle des moteurs à allumage commandée et par compression	17
1.3 Carburants diesel et normes anti-pollution	18
1.3.1 Les carburants	18
1.3.2 Emission diesel et normes anti-pollution des moteurs diesel	20
1.4 Modèles physiques de simulation du cycle diesel	25
1.4.1 Modèles OD dimensionne	27
1.4.2 Les modèles Multidimensionnels	28
1.5 Paramètres de performance du moteur Diesel	28
1.5.1 Le travail du cycle	28

1.5.2	La puissance développée	29
1.5.3	La pression moyenne à l'intérieur du cylindre	30
1.5.4	Consommation spécifique du moteur	30
1.5.5	Le rendement énergétique du moteur	31
1.5.6	Le diagramme de distribution	32
1.6	Compromis moteur diesel et moteur électrique : cas de l'Afrique	33
	Conclusion	35
2 MODELISATION MATHÉMATIQUE DE LA SIMULATION 0D DU CYCLE THER-		
MODYNAMIQUE D'UN MOTEUR DIESEL		
2.1	Cinématique du moteur	38
2.2	Caractéristique géométrique du moteur	39
2.3	Modélisation thermodynamique du cycle diesel	41
2.3.1	Hypothèses du modèle	42
2.3.2	Equation d'énergie	43
2.3.3	Admission d'air à l'intérieur du cylindre	45
2.3.4	Compression de l'air admis	49
2.3.5	Combustion et détente	50
2.3.6	Équation globale de la combustion	53
2.3.7	Délai d'auto-inflammation	54
2.3.8	Modélisation de la chaleur de combustion et des pertes de chaleur	56
2.3.9	Propriétés thermodynamique des gaz à l'intérieur du cylindre	61
2.3.10	Échappement des gaz	63
2.4	Moteur diesel à dual-fuel	64
2.4.1	Modélisation du moteur à dual-fuel	65
2.4.2	Modélisation des oxydes d'azote	65
2.5	Étude expérimentale	66
2.5.1	Dispositif expérimental	66
2.5.2	Caractéristiques des appareils de mesures	68
2.5.3	Caractéristiques du combustible	68
2.5.4	Caractéristiques géométriques du banc moteur	69
2.6	Outils numériques et méthodes numériques	70
2.6.1	Outils numériques	70
2.6.2	Méthodes numériques	71
3 RESULTATS ET DISCUSSION		
3.1	Validation du modèle numérique	73
3.1.1	Validation du modèle numérique avec pour carburant le D100	74
3.1.2	Validation du modèle numérique avec pour carburant le B100	75
3.2	Evolution des grandeurs d'écrivant la simulation numérique du cycle diesel	77
3.2.1	Evolution du volume cylindre	77
3.2.2	Évolution de la fraction massique brûlée et dégagement de chaleur	78

3.2.3	Évolution de la pression et la température cylindre	79
3.2.4	Diagramme pression_volume cylindre	80
3.3	Optimisation du moteur diesel sous contrainte des paramètres de contrôle	81
3.3.1	Résultats comparatif des pressions expérimentale du biodiesel de Neem B100 et du diesel D100	81
3.3.2	Résultats comparatif des pressions numériques du biodiesel de Neem B100 et du diesel D100 à 100% de charge et avec variation du modèle de perte de chaleur	82
3.3.3	Résultats comparatif des pressions cylindre avec prise en compte des modèles de déperdition thermique pariétal du B100 à 25%, 50% et 75% de charge	86
3.3.4	Étude expérimentale de l'impact de la charge sur le dégagement de chaleur du Diesel D100 et du Biodiesel B100	89
3.3.5	Etude expérimentale de l'impact de la charge du moteur sur les perfor- mances globales	93
3.3.6	Etude numérique de l'impact du taux de compression	94
3.3.7	Etude numérique de l'influence de l'avance d'injection	96
3.4	Etude numérique de la combustion dual-fuel	98
3.4.1	Pression cylindre	98
3.4.2	Dégagement de chaleur	101
3.4.3	Émissions d'oxydes d'azote	103
	Références bibliographiques	111
	Publications issues de la thèse	119

Liste des abréviations et sigles

Lettres grecques

α	=	Coefficient d'excès d'air
β	=	Pourcentage du carburant principal et celui pilote
λ	=	rapport bielle manivelle
ϕ	=	Richesse du mélange
ρ	=	Masse volumique [kg/m ³]
η_v	=	Rendement volumétrique
η	=	Rendement thermique du moteur
γ	=	Rapport des chaleurs spécifiques
θ	=	Angle vilebrequin [degré]
ω	=	Vitesse de rotation du moteur [rad/s]
ε	=	Taux de compression

Nomenclature

B100	=	Biodiesel de Neem pure
D100	=	Diesel conventionnel pure
h	=	Enthalpie des gaz [J/kg.K]
h_c	=	Coefficient d'échange de chaleur [kW/m ² /K]
\bar{V}_p	=	Vitesse moyenne du piston [m/s]
r	=	Rayon de la manivelle [m]
V_m	=	Energie d'activation [J/mol]
V	=	Volume unitaire [m ³]
V_u	=	Volume mort [m ³]
V	=	Volume [m ³]
L_v	=	Loi de levée des soupapes [m]
D_p	=	Diamètre du conduit d'admission ou d'échappement [m]
$\frac{dQ}{d\theta}$	=	taux de dégagement de chaleur [J/°V]
C_v	=	Chaleur spécifique à volume constant [J/kg.K]
C_p	=	Chaleur spécifique à pression constante [J/kg.K]
°V	=	Degré vilebrequin
L	=	Longueur de la bielle [m]
S	=	Surface instantanée de la chambre de combustion [m ²]
S_m	=	Section de passage des gaz à travers la soupape [m ²]
C	=	Course du piston [m]
D	=	Diamètre intérieur ou alésage du cylindre [m]
m	=	Masse [kg]
M	=	Masse molaire [kg/mol]
N	=	Vitesse de rotation du moteur [tr/min]
p	=	Pression [Pa]
T	=	Température [K]
U	=	Energie interne [J]
x_b	=	Fraction brûlée de carburant
W	=	Travail [J]
r_g	=	Constante des gaz parfaits [J/mol.K]
Q	=	Quantité de chaleur [J]
P	=	Puissance effective [W]
Y_{inj}	=	Fraction de l'espèce
0 D	=	Zéro Dimension

Abréviations

AI	=	Avance à l'Injection [° V]
AOA	=	Avance à l'Ouverture d'Admission [° V]
AOE	=	Avance à l'Ouverture d'Échappement [° V]
CFD	=	Computational Fluid Dynamics
CSF	=	Consommation Spécifique de Carburant [g/kW.h]
DI	=	Délai d'auto-inflammation [ms]
PCI	=	Pouvoir Calorifique Inférieur [kJ/kg]
PCS	=	Pouvoir Calorifique Supérieur [kJ/kg]
PMB	=	Point Mort Bas
PME	=	Pression Moyenne Effective [Pa]
PMF	=	Pression Moyenne des Frottements [Pa]
PMH	=	Point Mort Haut
PMI	=	Pression Moyenne des Indiquée [Pa]
RFA	=	Retard à la Fermeture d'Admission [° V]
RFE	=	Retard à la Fermeture d'Échappement [° V]

Symboles chimiques

C	=	Radical Carbone
C ₁₆ H ₃₄	=	Cétane
CO	=	Monoxyde de carbone
CO ₂	=	Dioxyde de carbone
H	=	Radical Hydrogène
HCN	=	Cyanure d'hydrogène
H ₂ O	=	Eau
N ₂	=	Diazote
NO	=	Monoxyde d'Azote
NO _X	=	Oxydes d'azote
NO ₂	=	Dioxyde d'Azote
O	=	Oxygène
OH	=	Hydroxyde

Table des figures

1.1	Moteur Diesel injection directe à quatre cylindres en ligne.	10
1.2	Les composants du bloc moteur.	10
1.3	Composants de la chambre de combustion. A) Tête du piston ; B) Culasse ; C) Bloc moteur ; D) vue du piston.	11
1.4	Composants principaux d'un moteur alternatif à piston.	13
1.5	Cycle du moteur à allumage par compression.	14
1.6	Comparaison des cycles diesel idéal et réel.	15
1.7	Diagramme indicatif P-V d'un moteur Diesel.	15
1.8	Diagramme indicatif P- θ d'un moteur Diesel ; PMH-Point Mort Haut, PMB-point Mort Bas, RFE-Retard Fermeture Échappement, RFA-Retard Fermeture Admis- sion, ID-Délai d'auto Inflammation, AOE-Avance Ouverture Échappement, AOA- Avance Ouverture.	16
1.9	Les émissions des moteurs diesel [33].	20
1.10	Part des émissions générées par des camions dans les émissions totales % en 2019 [34].	21
1.11	Répartition des émissions par secteur d'activité des NOx en 2019.	21
1.12	Répartition par secteur des particules matières PM 10 en 2019.	22
1.13	Répartition par secteur des particules matières PM2.5 en 2019.	22
1.14	Les modèles physiques de la combustion diesel [15].	26
1.15	Diagramme de distribution.	32
1.16	Diagramme d'avance d'ouverture et fermeture des soupapes.	33
1.17	Loi de levée des soupapes de Lister Petter Moteur 01005299-TS1-A01.	33
2.1	Représentation du système bielle manivelle.	38
2.2	Variation du volume cylindre en fonction de l'angle vilebrequin [Python]	40
2.3	Dérivée du volume cylindre en fonction de l'angle vilebrequin [Python]	41
2.4	Modèle à une zone du cycle diesel	41
2.5	Caractéristiques géométriques d'une soupape	45
2.6	Etapas de la modélisation de la phase de combustion [66]	51
2.7	Evolution de la vitesse de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebre- quin dans un moteur Diesel à injection directe [15]	52

2.8	<i>Évolution de la pression en fonction de l'angle vilebrequin pour un cycle de fonctionnement du moteur. La courbe en pointillés représente la pression cylindre d'un cycle entraîné, c'est-à-dire sans Combustion [16]</i>	53
2.9	<i>Dispositif expérimental [88]</i>	67
3.1	<i>Organigramme de calcul numérique</i>	74
3.2	<i>Variation de la pression numérique de la combustion du D100 comparée à la pression expérimentale</i>	75
3.3	<i>Variation de la pression numérique de la combustion du B100 comparée à la pression expérimentale</i>	76
3.4	<i>Variation du volume cylindre en fonction de l'angle vilebrequin à chaque phase</i> .	77
3.5	<i>Évolution de la masse brûlée du carburant</i>	78
3.6	<i>Dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin</i>	79
3.7	<i>Évolution de la pression cylindre du moteur diesel</i>	79
3.8	<i>Évolution de la température cylindre du moteur diesel</i>	80
3.9	<i>Diagramme pression volume pression du cycle diesel</i>	81
3.10	<i>Comparaison expérimentale de la pression de combustion du biodiesel B100 avec le diesel D100 à 100% de charge</i>	82
3.11	<i>Comparaison des coefficients de pertes de chaleur</i>	83
3.12	<i>Evolution de la pression cylindre du D100 sous contrainte de trois modèles de pertes de chaleur à 100% de charge</i>	84
3.13	<i>Evolution de la pression cylindre du B100 sous contrainte de trois modèles de pertes de chaleur à 100% de charge</i>	85
3.14	<i>Evolution de la température numérique cylindre du B100 sous contrainte de trois modèles de pertes de chaleur à 100% de charge</i>	85
3.15	<i>Evolution de la pression cylindre du B 100 sous contrainte de trois modèles de pertes de chaleur à 75% de charge</i>	87
3.16	<i>Evolution de la pression cylindre du B 100 sous contrainte de trois modèles de pertes de chaleur à 50% de charge</i>	88
3.17	<i>Evolution de la pression cylindre du B 100 sous contrainte de trois modèles de pertes de chaleur à 25% de charge</i>	88
3.18	<i>Profil de l'évolution du taux de dégagement de chaleur net (Net HRR) et du Taux de dégagement global de chaleur (Gross HRR) pour une vitesse du moteur N=1500 trs/min à 100% de charge suivant le modèle d'analyse Combustion de D100</i>	90
3.19	<i>Profil de l'évolution du taux de dégagement de chaleur net (Net HRR) et du Taux de dégagement global de chaleur (Gross HRR) pour une vitesse du moteur N=1500 trs/min à 100% de charge suivant le modèle d'analyse Combustion de B100</i>	90
3.20	<i>Profil de l'évolution du taux de dégagement de chaleur net (Net HRR) et du Taux de dégagement global de chaleur (Gross HRR) pour une vitesse du moteur N=1500 trs/min à 75% de charge suivant le modèle d'analyse Combustion de B100</i>	91

3.21	<i>Profil de l'évolution du taux de dégagement de chaleur net (Net HRR) et du Taux de dégagement global de chaleur (Gross HRR) pour une vitesse du moteur N=1500 trs/min à 75% de charge suivant le modèle d'analyse Combustion de B100</i>	91
3.22	<i>Profil de l'évolution du taux de dégagement de chaleur net (Net HRR) et du Taux de dégagement global de chaleur (Gross HRR) pour une vitesse du moteur N=1500 trs/min à 50% de charge suivant le modèle d'analyse Combustion de B100</i>	92
3.23	<i>Profil de l'évolution du taux de dégagement de chaleur net (Net HRR) et du Taux de dégagement global de chaleur (Gross HRR) pour une vitesse du moteur N=1500 trs/min à 50% de charge suivant le modèle d'analyse Combustion de D100</i>	92
3.24	<i>Évolution de la pression cylindre pour le diesel D100 à 100% de charge avec variation du taux de compression.</i>	95
3.25	<i>Évolution de la pression cylindre pour du biodiesel B100 à 100% de charge avec variation du taux de compression.</i>	95
3.26	<i>Evolution de la pression cylindre à 100% de charge avec variation de l'avance à l'injection du carburant D100.</i>	97
3.27	<i>Evolution de la pression cylindre à 100% de charge avec variation de l'avance à l'injection du carburant B100.</i>	97
3.28	<i>Comparaison des pressions cylindre simulée et expérimentale du B100.</i>	98
3.29	<i>Comparaison des pressions cylindre simulée et expérimentale du D100.</i>	99
3.30	<i>Comparaison des pressions cylindre simulée du biodiesel avec le diesel.</i>	99
3.31	<i>Comparaison des pressions des carburants en mode dual fuel.</i>	100
3.32	<i>dégagement de chaleur biodiesel et diesel.</i>	101
3.33	<i>Comparaison des heat release rate des carburants en mode dual fuel.</i>	102
3.34	<i>Comparaison des émissions d'azote du biodiesel avec le diesel.</i>	103
3.35	<i>Comparaison des émissions d'azote des carburants en mode dual fuel.</i>	104

Liste des tableaux

1.1	Evolution des normes d'émissions Euro	23
2.1	Modèle de délai d'auto-inflammation du diesel	55
2.2	Modèle de délai d'auto-inflammation des biodiesels	55
2.3	Valeurs des coefficients de des pertes de chaleur avec Woschni	60
2.4	Les modes de transfert dominant au cours du cycle	60
2.5	Erreurs données par les appareils lors de la mesure	68
2.6	Propriétés caractéristiques des carburants	69
2.7	Caractéristiques géométriques du banc moteur	69
3.1	Impact de la charge sur les performances avec le D100	93
3.2	Impact de la charge sur les performances avec le B100	93

Résumé

Les moteurs à combustion interne constituent une part importante dans le secteur des transports et de production d'électricité, consommant une grande quantité de combustibles fossiles. Ils consomment à eux seuls environ 70% de la demande mondiale quotidienne de pétrole brut, ce qui préoccupe du fait de leur caractère polluant, les pouvoirs publics. Leur optimisation et la conception des nouveaux prototypes ; interpellent les constructeurs à développer des outils numériques et expérimentaux capables de reproduire les phénomènes se déroulant au sein du cylindre moteur tout au long du cycle thermodynamique. La modélisation des moteurs diesel est en général représentée par plusieurs modèles parmi lesquels se trouve le modèle 0D. La modélisation 0D quant à elle est dominante du fait de sa capacité de reproduction des grandeurs d'états en un temps relativement court et les résultats relativement proches de l'expérimental. L'objectif principal de cette thèse est d'écrire un code de calcul simulant le cycle diesel et résolvant des problèmes spécifiques tels que la valorisation des nouvelles sources d'énergies, la réduction des fortes pressions et d'émissions polluantes suite à l'utilisation des biocarburants. La validation du code est faite à l'aide de la pression cylindre numérique du cycle allant de l'admission des gaz dans la chambre de combustion à leur échappement comparée à la pression cylindre expérimentale obtenue dans les mêmes conditions. La modélisation mathématique est celle 0D de Krieger et Borman et a pris en compte la nature du carburant permettant de simuler la combustion des différents fuels sous contrainte des pertes de chaleur aux parois. Le modèle est modifié par la suite dans la simulation du mode dual fuel. Le pic caractéristique de la variation temporelle de la pression cylindre du modèle numérique est évalué à 89 bars contre 86 bars pour l'expérimentale dans la combustion du D100. D'une manière générale les résultats de validation du code ont montré une précision de 5% par rapport aux mesures expérimentales des deux carburants testés à 100% de charge. Les résultats révélés que l'utilisation du biodiesel crée une augmentation de la pression dans le cylindre de l'ordre de 3.5% comparativement à celle du diesel conventionnel D100 et augmentant de ce fait le rendement du moteur. Ce constat a conduit à une étude sur les techniques de réduction de cette pression. Sous contrainte des modèles de perte de chaleur avec une meilleure précision de Woschni comparativement aux autres modèles à s'avoir Eichelberg et Hohenberg, on a montré une décroissance de la pression cylindre du diesel et biodiesel lors de la diminution de la charge du moteur d'environ 22.22% lorsque la charge du moteur passe de 100 à 25%. En mode dual-fuel, on observe une réduction de 26.76% et 48.32% d'oxydes d'azote respectivement pour le diesel et biodiesel comme combustible primaire.

Mots clés : Simulation, Cycle diesel, Charge, Biodiesel B100, Diesel D100 et dual fuel.

Abstract

Internal combustion engines are an important part of the transport and power generation sector, consuming a large amount of fossil fuels. They alone consume about 70% of the world's daily demand for crude oil, which is a concern for public authorities because of their polluting nature. Their optimisation and the design of new prototypes call on manufacturers to develop digital and experimental tools capable of reproducing the phenomena taking place within the engine cylinder throughout the thermodynamic cycle. Diesel engine modelling is generally represented by several models, including the 0D model. The 0D model is dominant because of its ability to reproduce state quantities in a relatively short time and the results are relatively close to the experimental ones. The main objective of this thesis is to write a computational code simulating the diesel cycle and solving specific problems such as the valorisation of new energy sources, the reduction of high pressures and polluting emissions following the use of biofuels. The validation of the code is done using the numerical cylinder pressure of the cycle from the admission of gases into the combustion chamber to their exhaust compared to the experimental cylinder pressure obtained under the same conditions. The mathematical modelling is that of Krieger and Borman's 0D model, which takes into account the nature of the fuel, allowing the combustion of the different fuels to be simulated under the constraint of heat losses at the walls. The characteristic peak of the temporal variation of the cylinder pressure in the numerical model is evaluated at 89 bars against 86 bars for the experimental one in the combustion of D100. In general, the validation results of the code showed an accuracy of 5 % compared to the experimental measurements of the two fuels tested at 100 % load. The results revealed that the use of biodiesel creates an increase in cylinder pressure of around 3.5% compared to conventional D100 diesel, thereby increasing engine efficiency. This led to a study of pressure reduction techniques. Under the constraint of heat loss models with a better accuracy of Woschni compared to other models with Eichelberg and Hohenberg, a decrease of the cylinder pressure of diesel and biodiesel with decreasing engine load of about 22.22% was shown when the engine load is reduced from 100 to 25 %. In dual-fuel mode, a reduction of 26.76% and 48.32% of nitrogen oxides is observed for diesel and biodiesel as primary fuel respectively.

Keywords : Simulation, Diesel cycle, Charge, Biodiesel B100, Biodiesel D100 and dual fuel.

Introduction Générale

Introduction Générale

Contexte et intérêt d'étude

Les secteurs de transport et conversion d'énergies représentent la grosse part de la consommation des ressources énergétiques fossiles mondiale. Cette consommation est gouvernée par une conversion d'énergie à l'intérieur des moteurs à combustion internes. Cependant, ce mode de conversion d'énergie présente des inconvénients non négligeables à savoir : les émissions de gaz à effet de serre et polluants, l'épuisement des ressources pétrolières créant leur raréfaction et la fluctuation des coûts. Ces inconvénients ont donné lieu aux mesures suivantes : un bon véhicule doit moins consommer et moins polluer [1]. En plus des deux préoccupations ci-dessus, s'ajoute le facteur de performance du moteur qui doit être pris en compte. On assiste alors au compromis économie d'énergie, performance du moteur et développement durable. L'économie d'énergie passe par la réduction de la consommation spécifique du moteur qui caractérise la puissance développée par unité de carburant consommée, les performances sont caractérisées par la puissance maximale liée à la pression maximale et en fin, le développement durable fait intervenir le facteur écologique. Les moteurs diesel ont un carburant moins coûteux, la consommation spécifique est relativement meilleur par rapport à celui à essence mais reste source d'émission des oxydes d'azote et particules matières [1,2]. Pour résoudre la triple problématique des moteurs diesel, les simulations numériques et expérimentations doivent animer le secteur de motorisation. Elles permettent de tester les nouvelles sources d'énergies et de développer les nouveaux prototypes [2]. Quant aux nouvelles sources d'énergies, de nombreux travaux ont montré que l'on peut utiliser le biodiesel dans les moteurs thermiques fonctionnant préalablement au diesel conventionnel sans une modification considérable [3-8]. Mais ces auteurs ont également observé une variation globale des performances écologiques et énergétiques ainsi qu'une durabilité amoindrie des moteurs alimentés par du biodiesel. Concernant les performances écologiques, il a été démontré que l'utilisation des biocarburants dans les moteurs diesel réduit considérablement les émissions polluantes des gaz d'échappement en fonction de la charge à l'exception des oxydes d'azote et particules matière [9-11], quant aux performances énergétiques le rendement thermique du moteur augmente à travers une hausse de la pression cylindre [2]. Les performances des moteurs à combustion interne dépendent à la fois du type de combustible et des paramètres de fonctionnement. La nature du combustible est alors un facteur intéressant dans la modélisation des moteurs diesel en particulier et des moteurs thermiques en général. La qualité de combustible utilisé lors de la simulation du cycle thermodynamique affecte les performances du moteur, c'est ainsi que d'après de nombreux

travaux [2, 3, 11], le biodiesel possède un délai d'auto inflammation relativement plus court par rapport au diesel conventionnel [12, 13]. La transition aux nouvelles sources énergétiques à l'instar des biocarburants reste dès lors une solution indispensable pour la satisfaction de la demande énergétique mondiale sans cesse croissante et l'atténuation des émissions polluantes conduisant à l'effet de serre et au réchauffement climatique. Afin d'y arriver, le fonctionnement des moteurs à combustion internes en particulier les moteurs diesels doit-être maîtrisé. Des simulations expérimentales ou numériques doivent être effectuées ; ces dernières présentent l'avantage de réduire le temps et les coûts liés à la fabrication de prototypes. La simulation numérique du fonctionnement du moteur diesel est basée sur l'application de modèles mathématiques décrivant les différents processus physiques qui se produisent tout au long du cycle moteur. La conception d'un modèle mathématique permettant la simulation des processus physico-chimiques dans les moteurs diesels donne la possibilité d'exécuter des scénarios et procédures d'optimisation multiples permettant de prédire le comportement du moteur dans des conditions diverses, réduisant ainsi les dépenses liées aux recherches expérimentales. La modélisation mathématique couplée à la simulation numérique reste le moyen le plus favorable du point de vue financier pour améliorer les performances des moteurs diesels et valider l'utilisation de nouvelles sources d'énergie. Grâce à elle, de nombreux mécanismes sont développés pour comprendre et améliorer la qualité des combustibles et leur combustion. S'agissant de la modélisation du moteur diesel, plusieurs méthodes mathématiques sont développées pour la simulation du cycle diesel ; on peut distinguer :

- Le modèle 0D dimensionnel ;
- Le modèle multidimensionnel.

Les modèles 0D utilisent les lois de la thermodynamique et des relations semi-empiriques décrivant la vitesse de combustion du carburant injecté à l'instar de celui de Wiebe [13]. La modélisation 0D demande une connaissance empirique et permet d'analyser et prédire le fonctionnement d'un moteur en un temps relativement court. Ce type de modèle trouve son intérêt de par sa relative simplicité, de sa mise en œuvre et la vitesse qu'il offre en terme de temps de calcul et leur précision par rapport à l'expérimental. Dans les modèles 0D on compte les 0D phénoménologiques ; ici les dimensions et détails de divers phénomènes physico-chimique se produisant au cours du processus de la combustion diesel sont ajoutés à l'équation de base de la conservation de l'énergie appliquée dans les modèles 0D thermodynamiques. En effet, on intègre dans ce modèle, l'injection, la période d'inflammation, le modèle de cinétique chimique tabulée pour le calcul des polluants. Dans une telle modélisation le mélange dans le cylindre est considéré sans intégration de sous modèles homogène et l'étude considère uniquement le temps comme la seule variable au cours du cycle. Les modèles de combustion 0D phénoménologiques sont commodes pour décrire la combustion diesel ainsi que pour la réalisation d'étude paramétrique et conception de prototype de moteurs diesels. Ceci parce que le processus d'injection, qui peut relativement être bien simulé par une approche phénoménologique, a un effet dominant sur la formation du mélange de réactif et le processus de combustion qui lui est ultérieur. Comme énoncé plus haut, ces modèles 0D phénoménologiques sont généralement subdivisés en sous-modèles couplés les uns aux autres, chacun des modèles décrivant

des phénomènes qui se produisent durant chaque cycle. Les principaux sous-modèles sont généralement les suivants : Injection et pulvérisation, évaporation, délai d'auto inflammation, sous-modèle thermodynamique, sous-modèle d'émission. Les modèles multidimensionnels CFD (Computational Fluid Dynamics) quant à eux décrivent mieux les phénomènes internes impliqués dans la combustion des moteurs diesel. Le domaine est résolu dans le temps et en volume. Le temps d'exécution et les contraintes de mémoire limitent sérieusement l'utilisation de ces types modèles. Les modèles CFD sont principalement basés sur la résolution des équations de Navier-Stokes ; l'ensemble du processus est généralement divisé en un certain nombre de parties à résoudre : la phase dynamique du jet de gaz en phase liquide et la cinétique chimique en phase gazeuse. Ainsi, les modèles CFD sont généralement plus utilisés pour la mise au point, la conception et l'étude des paramètres très précis de la combustion diesel. Tandis que les modèles 0D sont plus utilisés pour le contrôle, la conception, le diagnostic et le paramétrage des moteurs diesels, notamment pour l'établissement de la cartographie du moteur. Nous proposons d'écrire un code de calcul qui simule la modélisation numérique 0D du cycle thermodynamique pour la conception, le diagnostic et le contrôle des moteurs diesel fonctionnant au gasoil conventionnel au biodiesel de Neem et en mode dual fuel.

Objectifs de la thèse

Pour améliorer les performances des moteurs Diesel, l'amélioration de la puissance, l'économie d'énergie et de la réduction des sources polluantes, de nombreux travaux expérimentaux sont menés depuis des années par de nombreux chercheurs [10–13]. Des technologies nouvelles sont également développées pour améliorer lesdites performances à l'instar des moteurs à dual-fuel. La mise en œuvre des mesures expérimentale est faite d'une part et demande d'énormes efforts tant du point financier qu'en terme de temps de réalisation. D'autre part, les simulations numériques du cycle diesel basées sur les modèles thermodynamiques (à une, à deux et à multiples zones) ont intéressé les chercheurs et sont faites ; elles permettent de prédire le fonctionnement et les performances du moteur, elles servent comme moyen de diagnostic, et donnent plus de résultats que ceux obtenus par l'expérimentation. La simulation numérique permet également de soulager les ingénieurs de conception dans les nouveaux concepts de Design.

Notre travail est orienté dans cette perspective. L'objectif global est alors d'écrire un code de calcul sur Python basé sur le modèle 0D. Il permettra de faire une étude thermodynamique du cycle diesel et les résultats seront validés par les mesures expérimentales prises sur le même moteur diesel intégré dans le code de calcul.

Autour de l'objectif global, se greffe un ensemble d'objectifs spécifiques tels que la valorisation des nouvelles sources d'énergies et la réduction des fortes pressions suite à l'utilisation des biocarburants. Notre code doit à cet effet être capable de prendre en compte un certain nombre de phénomènes et d'aspects :

- La capacité à la simulation du cycle moteur complet (admission, compression, détente et échappement) et la reproduction de l'évolution de la pression cylindre ;
- Il doit prendre en compte les pertes de chaleur indispensable pour évaluer les performances d'un moteur thermique ;
- La capacité de simuler le cycle diesel fonctionnant à différentes charges et à différents types de carburants ;
- La capacité à faire des études de performances ;
- La capacité à prédire les paramètres de contrôles qui influencent sur l'évolution des performances (pression, température, la consommation spécifique du moteur et richesse du mélange) ;
- La capacité de fournir des résultats en un temps de calculs relativement courts (simulation en temps réel, possibilité de simuler plusieurs minutes de fonctionnement du moteur).

Nos résultats attendus sont alors organisés en deux étapes. La première étape consiste à valider le code à l'aide du diagramme de pression déterminé expérimentalement au cours du cycle thermodynamique et le comparer au diagramme généré par le modèle numérique. Le code peut à cet effet permettre d'analyser les autres paramètres du moteur d'où le nom modèle d'analyse. Il sera mis en place pour étudier la combustion, en particulier le délai d'allumage, la durée de la combustion, l'évolution de la pression cylindre ainsi que la fraction brûlée du carburant. La deuxième étape consistera à utiliser ce modèle comme moyen prédictif de performances du moteur diesel. Pour le cas du modèle dit prédictif il devra nous permettre :

- De faire les études de performances des moteurs diesel : il s'agira là de déterminer les paramètres influençant les valeurs nominales du moteur tels que le taux de compression, l'avance d'injection ;
- D'utiliser les biocarburants comme carburants dans les moteurs diesel et surtout leur implication dans la transition énergétique ;
- Prédire pour différentes charges et conditions environnementales les paramètres moteurs de performance et d'émission sans aucun réglage ou ajustement de calibrage par rapport à la charge ;
- Simuler le fonctionnement des moteurs diesel alimentés au Biodiesel. Le modèle proposé dans cette étude prendra en compte la simulation de deux carburants à savoir le diesel conventionnel D100 et le biodiesel de Neem B100 ;
- Enfin, nous l'utiliserons en mode dual-fuel dans la combustion avec ajout de méthane comme carburant pilote.

Plan de thèse

Le présent document comporte 3 chapitres structurés comme suit :

Le chapitre 1 décrit une recherche bibliographique résumant les différents travaux scientifiques, ayant pour objectif une meilleure compréhension du fonctionnement des moteurs diesel ; on y aborde l'historique des moteurs à combustion interne, les constituants du bloc moteur et des différents cycles thermodynamiques des moteurs à combustion interne. Ce chapitre présente également des différents carburants diesel montrant l'intérêt des nouvelles sources d'énergies dans la dépendance aux carburants fossiles, des normes associées aux émissions dues à la combustion des carburants diesel ainsi qu'aux Biodiesels, les techniques de réductions des émissions polluantes. Ce chapitre présente les différentes approches de modélisation du cycle diesel. Nous terminons ce premier chapitre par la présentation des critères de performance et le compromis moteur diesel et moteur électrique.

Le chapitre 2 est quant à lui consacré à la modélisation thermodynamique du cycle diesel. Un modèle 0D thermodynamique a été développé, afin de modéliser le cycle diesel, fonctionnant au diesel conventionnel D100 au biodiesel B100. Pour cela, une modélisation de la cinématique du moteur est faite dans la première partie du chapitre et une modélisation thermodynamique à une zone basée sur le modèle de Krieger et Bormann intégrant la double phase de Wiebe a été effectuée dans la seconde partie. La troisième partie du chapitre est consacrée à la modélisation du moteur diesel en mode dual-fuel par l'analyse de Ferguson et Olikara. La quatrième et dernière partie de ce deuxième chapitre porte sur l'outil numérique utilisé par le système d'équation résolu et les méthodes numériques en langage python.

Le chapitre 3 présente les résultats et discussions des travaux. Le dispositif expérimental réalisé dans le laboratoire à l'Ecole des mines de Nantes EMN est décrit, Les résultats du modèle décrit au chapitre 2 sont présentés et comparés aux résultats expérimentaux en plein charge du moteur, réalisés sur le banc d'essai LISTER PETTER. Ses premiers résultats permettent la validation du code numérique. La présentation des paramètres d'état du cycle est présentée à la suite ce qui conduit aux études des performances du moteur. S'agissant des performances, la variation de la charge du moteur est réalisée et fonction de la nature du combustible et les paramètres de contrôles.

Enfin, nous achèverons notre rédaction, par une conclusion générale, qui résumera les principaux résultats de notre étude, et de quelques perspectives.

Chapitre 1

Chapitre 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

Introduction

Dans ce chapitre, nous effectuons une revue de l'état des connaissances relatives aux moteurs à combustion interne et en particulier diesel et leur modélisation. Nous commençons par un historique des moteurs à combustion interne couplée à une description de l'architecture globale des moteurs Diesel en présentant les différents organes élémentaires le constituant ainsi que leurs différentes fonctions. Par la suite, nous évoquons les cycles thermodynamiques des moteurs à combustion interne. La conception et le fonctionnement des moteurs diesel étant soumis à des normes, nous présentons à la section suivante les carburants diesel, les émissions suite à la combustion diesel et normes applicables à ces derniers, notamment les normes anti pollutions. La dernière partie de ce chapitre présente les différents modèles mathématiques appliqués à la simulation des moteurs diesel et critères de performances caractérisant le fonctionnement des moteurs Diesel. S'agissant des modèles, nous présentons tout d'abord l'importance de la modélisation, un bref descriptif des modèles existant. Dans la suite, nous décrivons les modèles 0D dimensionnels phénoménologiques pour lesquels une grande attention est faite, car ceux-ci constituent l'essence de notre simulation. La fin de ce chapitre se termine par une présentation des paramètres de performances du cycle diesel et le compromis moteur diesel moteur électrique.

1.1 Moteurs à combustion interne

Le moteur est tout organe capable de provoqué un mouvement. Le moteur à combustion est quant à lui tout moteur ayant en son sein des phénomènes de combustion ; il est à combustion interne lorsque la combustion à lieu à l'intérieur du cylindre moteur. Dans la société, on distingue comme moteur à combustion interne, les moteurs à allumage commandée et les moteurs à allumage par compression.

1.1.1 Historique et évolution des moteurs à combustion interne

La réalisation de la fonction de formation du mélange dans les moteurs à allumage commandé, depuis leur invention dans les années 1860 par Otto et Lenoir, a été dominée pendant un siècle par la solution carburée. Un carburateur créait le mélange air-combustible à partir de la dépression créée au col d'une venturi sur la veine d'air où débouchait l'alimentation en combustible. Les inconvénients évidents de cette solution (difficulté de contrôle, éloignement de la chambre, nécessité d'un papillon des gaz) ont fait rêver les concepteurs à la possibilité d'introduire le combustible directement dans la chambre de combustion. Le premier dispositif d'injection fut appliqué par Bosch en 1937 sur des moteurs d'avions puis d'autres systèmes furent développés par Gutbrod pour des moteurs d'automobiles à deux temps en 1952, puis à quatre temps notamment sur la Mercedes 300SL en 1956. Entre temps, de nombreuses tentatives sans industrialisation furent menées aussi bien en injection directe qu'indirecte, par les marques Jalbert, Citroën, Junkers, Deckel, Simms et Bendix, Bosch et Scintilla. Mais le surcoût induit par la solution injection n'était compensé par aucun argument valable selon les critères de l'époque. En effet, sans normes antipollution et sans crise pétrolière, les contraintes de prix et de fiabilité l'emportent. Car toute réalisation technologique efficace d'injection d'essence doit tenir compte des facteurs dosage et pulvérisation. En particulier, pour la pulvérisation, les dimensions de l'orifice d'injection doivent être aussi réduites que possible et la pression d'injection élevée. Obtenir cette pression élevée est délicat avec l'essence car ce combustible a une faible viscosité et constitue un très mauvais lubrifiant. Or le principe des pompes usuelles est de refouler avec un piston un certain volume de combustible à travers un clapet maintenu par un ressort exerçant un effort opposé au sens de refoulement et taré à la valeur de pression souhaitée pour l'injection.

Ce système n'est efficace que si les fuites entre le piston et la chemise sont faibles, ce qui est obtenu avec des jeux de fonctionnement très faibles. S'il n'y a pas de lubrification, il y a risque de grippage et déperdition d'énergie que l'on minimise avec des états de surface impeccables et des matériaux de haute dureté. Ainsi, sauf dans le domaine particulier du moteur de compétition où les reprises rapides et le surplus de puissance donnèrent à l'injection une voie d'épanouissement, le prix et la fiabilité étaient prohibitifs.

L'injection d'essence entra donc dans le domaine public par le haut de gamme, les voitures à hautes performances telles que Mercedes avec les systèmes Bosch en Europe et Corvette avec Rochester aux États-Unis. En parallèle, des systèmes « exotiques » furent brevetés qui parfois donnèrent lieu à de petites productions, comme Puche en Allemagne dans les années 1950, avec le premier système d'injection de pré mélange. Pendant les années 1960, les systèmes d'injection indirecte mécanique commencèrent à s'implanter sur les voitures de série : Kugelfischer équipa les Peugeot 404IE puis 504 ainsi que la Lancia Flavia, les BMW 5201 et les Ford Capri 2600 Sport, tandis que Lucas développait l'injection des Triumph 2000 et Maserati 3500GT.

1.1.2 Historique et évolution des moteurs à allumage par compression

Le moteur diesel doit son nom à son inventeur, l'ingénieur allemand Rudolf Christian Karl Diesel, né le 18 mars 1858 à Paris et disparu en 1913. A l'âge de 35 ans il publia après de longues études un ouvrage intitulé : "Théorie et construction d'un moteur thermique rationnel". Dans cet ouvrage, Rudolf Diesel, qui avait l'idée de réaliser un moteur dont le cycle se rapprochait du cycle de Carnot a présenté ce nouveau moteur comme un moteur à combustion interne dans lequel a été utilisé la chaleur due à la compression de l'air pour provoquer l'allumage du combustible. Cinq mois plus tard, la Société CRUPP fait les essais du premier diesel, dans l'atelier d'Augsbourg ; le combustible injecté après pulvérisation, explosa comme prévu mais malheureusement, le moteur ne résista pas. Toutefois, le but recherché était atteint et Rudolf Diesel ne se découragea pas : il construisit un moteur plus résistant et fit une démonstration du parfait fonctionnement de son nouveau moteur à KASSEL en 1897. A la suite de ces expériences, le Français CAPITAINE inventa, en 1918, un moteur semi-diesel ainsi nommé pour la simple raison qu'il ne comprime pas l'air jusqu'à la température d'inflammation du combustible. La mise en route s'effectue après préchauffage de la chambre de combustion dont la température est ensuite entretenue par les combustions successives.

En 1925, la firme BENZ réalisa un moteur diesel à deux cylindres et GNUKERS un moteur diesel deux temps à cylindres opposés. PACKARD construisit en 1930 un moteur d'avion en étoile, à refroidissement par air. Sans les études poussées de Rudolf Diesel tous les dérivés du moteur diesel n'auraient jamais pu être réalisés. Rudolf Diesel, passionné de mécanique, a obtenu différents brevets dont un en particulier, en 1892, intitulé "procédé pour produire de la force motrice en faisant brûler un combustible". Il disparut en 1913 alors qu'il se rendait en Angleterre [14,15].

1.1.3 Constitution du moteur diesel

Le moteur diesel est l'ensemble composé des éléments suivants : le carter, les cylindres, les pistons, la culasse, les systèmes de distribution, le système d'injection, la lubrification, et le système bielle-manivelle.

- Le bloc moteur ;

Le bloc-moteur ou carter-cylindres est la partie la plus massive, il contient les cylindres et reçoit l'ensemble des organes du moteur : l'équipement d'injection, vilebrequin, distribution, auxiliaires électriques ; le bloc moteur doit être étanche et robuste afin de résister aux pressions élevées qui règnent dans les cylindres pendant la compression et la combustion. Pour le cas des moteurs diesel, le matériau constituant le bloc moteur est très épais ce qui fait de lui un moteur lourd. Il satisfait donc à une demande énergétique plus importante que le moteur à essence car les pertes à travers les parois sont plus faibles du fait de l'épaisseur du matériau. Il est représenté par la figure 1.1 ci-dessous [15].

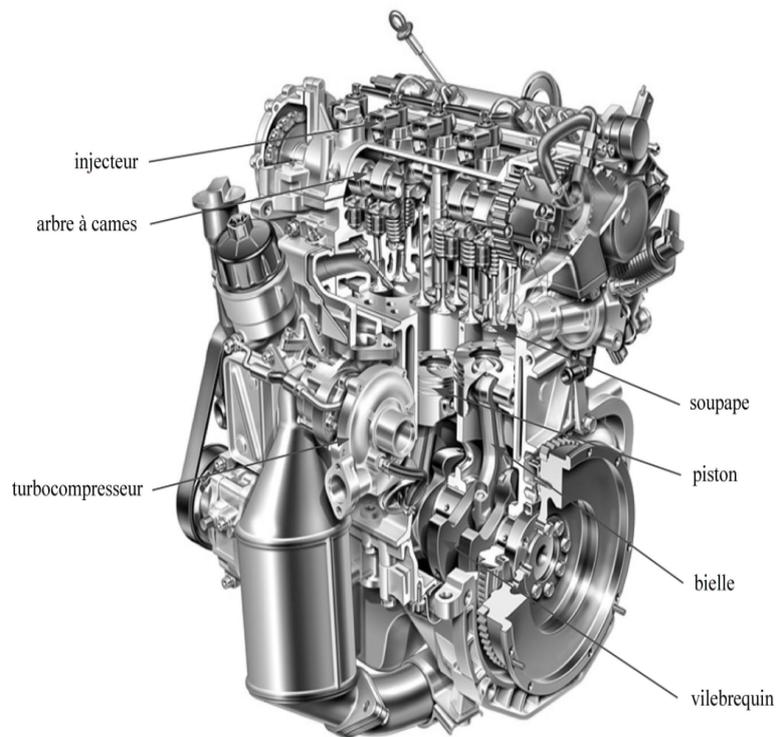


FIGURE 1.1 – Moteur Diesel injection directe à quatre cylindres en ligne.

Pour comprendre comment un moteur diesel fonctionne, il est nécessaire de comprendre le fonctionnement des principaux composants ainsi que leur relation les uns aux autres. L'on peut représenter les composants du moteur diesel sous forme simplifié par la figure 1.2 ci-dessous.

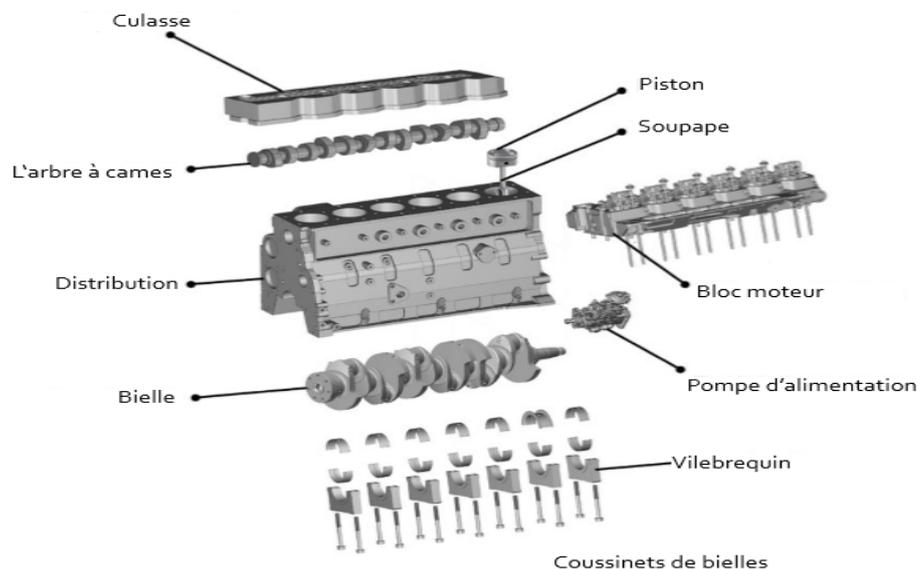


FIGURE 1.2 – Les composants du bloc moteur.

-Les cylindres ;

Ils sont, soit alésés (le carter contient des cylindres intégrés directement dans sa construction), soit constitués par une chemise (lieu de logement des cylindres) en aluminium insérées dans l'alésage. Le nombre de cylindre peut varier selon la nature du moteur d'un à douze en général, pour les applications liées aux transports, ou plus sur les machines fixes destinées à la production d'énergie. Les moteurs automobiles sont toujours poly cylindriques, la disposition

des cylindres varie d'un moteur à l'autre ; mais en général les gros moteurs de six à douze cylindres sont en V (disposition oblique pour les gros moteurs de six à douze cylindres).

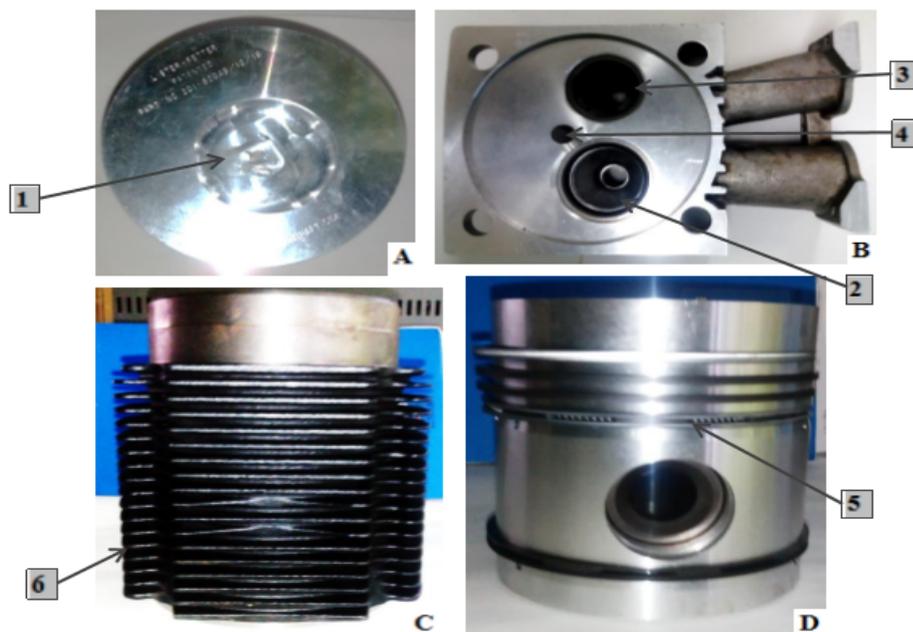


FIGURE 1.3 – Composants de la chambre de combustion. A) Tête du piston ; B) Culasse ; C) Bloc moteur ; D) vue du piston.

- | | |
|---------------------------------|----------------------------|
| 1. Bowl du piston | 2. Tubulure d'admission |
| 3. Tubulure d'échappement | 4. Logement de l'injecteur |
| 5. Aillettes de refroidissement | 6. Segment racleur |

-Le piston ;

Le piston est une partie mobile, il coulisse dans le cylindre selon un mouvement rectiligne de va et vient, avec la culasse, il délimite l'enceinte où se produit la combustion, communément appelée la chambre de combustion. Le piston est un élément essentiel dans la chaîne motrice, sa fonction consiste à transformer la pression qui s'exerce sur son sommet lors de la combustion en effort sur la bielle. Des gorges dans lesquelles se logent les segments (trois à cinq, permettant de réduire les frottements) sont usinées autour du piston afin d'assurer l'étanchéité entre la chambre de combustion et le carter. La tête du piston peut être plate ou présenter un relief (généralement concave appelé le bol) [16–19]. Ce relief contribue à la turbulence dans le cylindre au moment de l'injection, favorisant ainsi le mélange air-carburant préalable à la combustion. Une vue du piston peut être représentée par la figure 1.3.

- La culasse ;

Au sommet du bloc-moteur, la culasse, assure la fermeture de la chambre de combustion, elle présente de nombreux avantages dont, le logement de l'injecteur, des ports d'admission et d'échappement. La culasse supporte aussi les composants du système de distribution : les soupapes, les sièges de soupape, l'arbre à came.

- Le dispositif de distribution ;

Le système de distribution gère l'admission de l'air frais dans les cylindres puis la vidange des gaz brûlés. Il est constitué d'éléments mobiles, les soupapes qui laissent entrer et sortir les gaz du cylindre par les ports d'admission et d'échappement. Au repos, elles sont maintenues fermées par des ressorts de rappel, l'ouverture est contrôlée mécaniquement par le système composé de l'arbre à cames, des poussoirs et des culbuteurs. L'arbre à cames est couplé au vilebrequin via une courroie de distribution de telle sorte que sa vitesse de rotation soit deux fois inférieure à celle du vilebrequin. Ainsi, l'ouverture et la fermeture des soupapes sont parfaitement synchronisées avec les mouvements du piston.

- Le système d'injection ;

Le système d'injection est un organe essentiel car le moteur Diesel nécessite un dosage rigoureux du combustible. L'introduction du carburant dans le cylindre est réalisée par un ensemble comprenant une pompe qui alimente les injecteurs (un par cylindre) placés sur la culasse. La pompe d'injection garantit l'alimentation de chaque injecteur, ces derniers sont chargés de laisser entrer la quantité adéquate de carburant aux instants désirés. On distingue deux catégories de moteurs Diesel selon que les injecteurs débouchent directement dans le cylindre (injection directe) ou bien dans une chambre annexe dite chambre de précombustion (injection indirecte). Nous nous intéresserons plus particulièrement aux moteurs Diesel à injection directe.

- Le mécanisme bielle-manivelle ;

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

- Refroidissement et lubrification ;

Le moteur absorbe la chaleur dégagée par la combustion, une partie de celle-ci est cédée à l'atmosphère par rayonnement, mais, pour éviter une surchauffe, le moteur est muni d'un dispositif de refroidissement. La technique la plus répandue repose sur la circulation d'un

liquide de refroidissement dans des "chambres à eau" usinées dans le bloc moteur autour de chaque cylindre. De l'huile prélevée dans le carter inférieur du moteur est répartie grâce à une pompe vers les parties à lubrifier : vilebrequin, parois internes du cylindre, axes et paliers. De façon général, la modélisation d'un moteur à piston peut être représenté d'une manière encore plus simplifiée par la figure 1.4 ci-dessous. C'est un moteur ayant quatre cylindres montés en ligne.

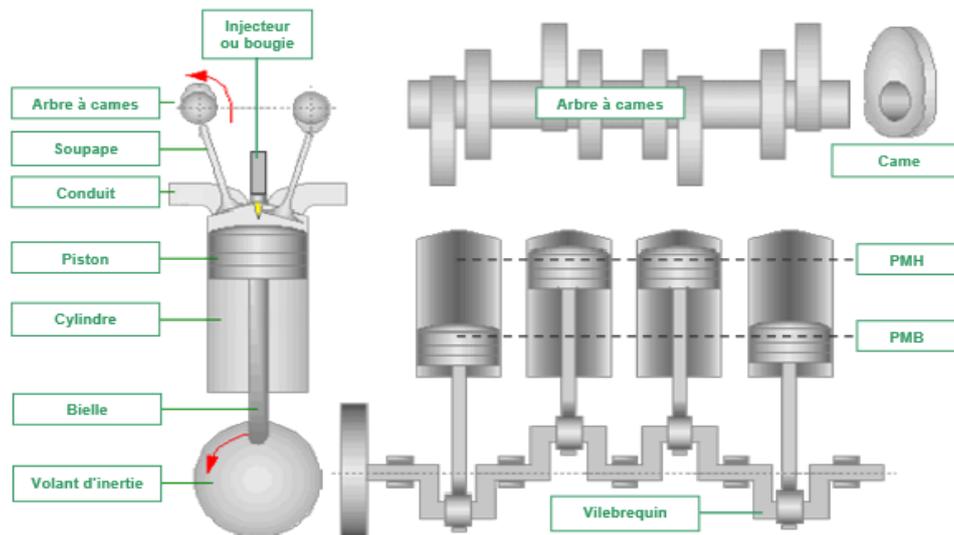


FIGURE 1.4 – Composants principaux d'un moteur alternatif à piston.

1.2 Cycle des moteurs à combustion interne

Le fonctionnement d'un moteur se définit par un cycle thermodynamique bien précis. C'est un ensemble de succession d'opérations qui se déroulent au sein d'un moteur avant que celui-ci ne reprenne sa position initiale. Selon le type de moteur alternatif à piston, on distingue le cycle à allumage commandée (essence) et celui à allumage par compression (diesel). Selon les instants d'ouvertures/fermetures des soupapes et des transformations au cours du cycle, on distingue le cycle réel et idéal (théorique) pour chaque type de moteur. En fin, selon le nombre de tour de vilebrequin par cycle, on distingue les moteurs à deux temps et les moteurs à quatre temps. Dans notre étude nous travaillons avec les moteurs à quatre temps caractérisés par deux tours de vilebrequin pendant un cycle thermodynamique.

1.2.1 Cycle des moteurs à allumage commandée

Le cycle théorique d'un moteur à allumage commandée peut être décrit par les étapes ci-dessous :

- **L'admission** : la soupape d'admission s'ouvre alors que le piston descend du PMH (Point Mort Haut) au PMB (Point Mort Bas). Le mélange carburé (ou comprimé par un turbocompresseur) entre alors dans le cylindre. Ici l'angle θ balayé par le vilebrequin variant de $0-180^\circ V$.

- **La compression** : Les deux soupapes sont fermées ; le piston monte du PMB au PMH. Il comprime alors le mélange air-carburant admis dans le cylindre lors du temps précédent permettant la montée de la température et de la pression du mélange carburé de manière adiabatique, θ variant de $^{\circ}V$.

- **Combustion et détente** : Lorsque le piston arrive au PMH, une bougie déclenche l'étincelle générant une combustion considérée à pression constante qui repousse le piston vers le bas traduisant une détente adiabatique : c'est le temps moteur qui fournit de l'énergie au système permettant de produire soit l'électricité dans le cas des groupes électrogènes ou la propulsion dans le cas des véhicules.

- **Echappement** : La soupape d'échappement s'ouvre alors que le piston remonte du PMB au PMH, les gaz brûlés sont alors chassés par le piston. Le moteur reprend son état initial et le phénomène se déroule continuellement tant que le moteur reste en fonctionnement. Dans la réalité aucun moteur ne fonctionne suivant un tel cycle théorique mais tout moteur est caractérisé par une avance d'ouverture et fermeture des soupapes et par une avance d'injection de carburant avant que le piston n'arrive au PMH lors de la compression. Les quatre temps du cycle diesel sont représentés par la figure 1.5 ci-dessous.

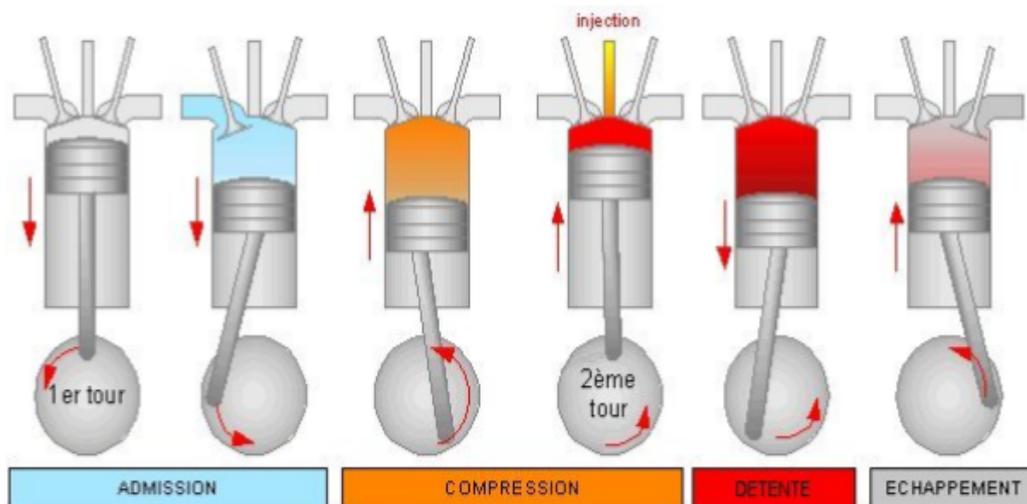


FIGURE 1.5 – Cycle du moteur à allumage par compression.

Ces quatre temps peuvent être représentés sur un diagramme P_V traduisant l'évolution de la pression cylindre en fonction du volume laissé par le piston à tout instant. Les figures 1.6 (a) et 1.6 (b) représentent respectivement les diagrammes P_V d'un cycle idéal et d'un cycle théorique.

Dans la réalité comme il a été présenté ci-haut, le cycle complet d'un moteur à compression comprend quatre temps – admission, compression, combustion détente et échappement – ; il est décrit expérimentalement à l'aide de diagrammes communément qualifiés d'indicatifs.

Le principal diagramme permettant d'évaluer le processus de combustion dans le cylindre est le diagramme indicatif permettant d'observer l'évolution de la pression, la température et le dégagement de chaleur par rapport à l'angle de rotation du vilebrequin. Ce diagramme s'obtient généralement à l'aide de capteurs de pression piézoélectriques, de thermocouples et de chaînes d'acquisition des données [20–23]. La figure 1-6 montre l'allure typique de l'évolution d'un diagramme indicatif dans un cylindre de moteur à compression pour un système pression – volume, tandis que la figure 1.7 est pour un système pression – angle balayé par le vilebrequin.

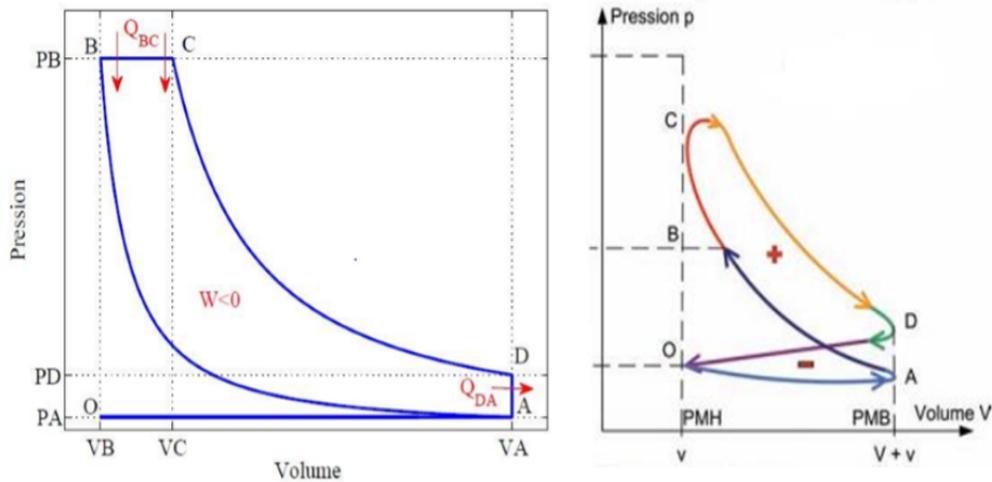


FIGURE 1.6 – Comparaison des cycles diesel idéal et réel.

Dans le cycle réel, la soupape d'admission n'est jamais ouverte lorsque le piston se trouve au PMH ni fermé lorsque le piston est au PMB, de même la soupape d'échappement connaît une modification d'ouverture et de fermeture par rapport au cycle théorique. L'injection du carburant se réalise également avec une avance d'injection par rapport au cycle théorique. Il est à noter que de tels réglages permettent un meilleur fonctionnement du moteur tant du point de vue du rendement que du point de vue environnemental [23].

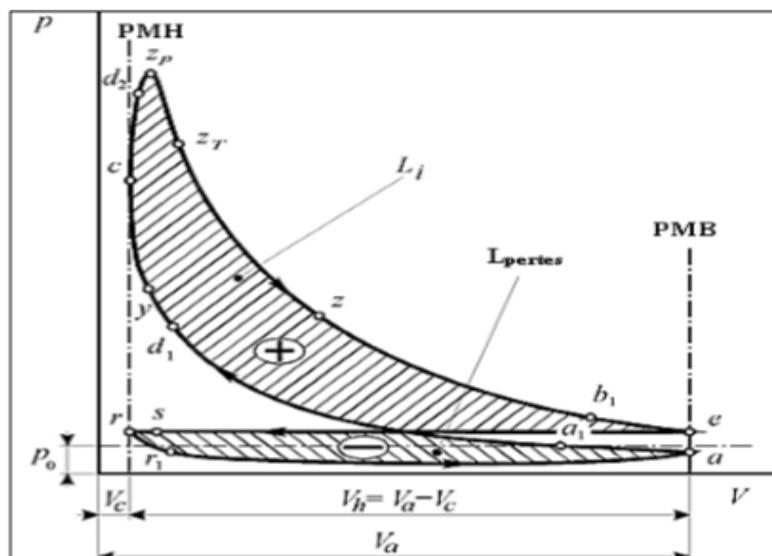


FIGURE 1.7 – Diagramme indicatif P-V d'un moteur Diesel.

Le diagramme indicatif nous montre qu'on peut scinder le temps de combustion et d'échappement en quatre phases précisément :

La première phase est la période allant du point d_1 au point y sur le diagramme $P-\theta$ période de formation des zones de la combustion, ou période de délai d'inflammation (Coordonnée ID sur le diagramme $P-\theta$). Cette période correspond à la durée allant du début de l'injection du combustible au début de sa combustion. Au cours de cette période la température du combustible injecté sous forte pression moyenne (3,5-4,5 MPa) dans de l'air chauffé (600-700 °C), augmente et atteint les températures correspondantes à l'ignition spontanée (200-300 °C). Des études ont montré que la nature du combustible possède une influence sur la durée d'inflammation de la manière suivante [16,24-26] :

Sa température d'inflammation : la phase de délai d'inflammation sera d'autant plus longue que la température d'inflammation du combustible sera élevée sa viscosité et sa densité : ces propriétés joueront sur la finesse de pulvérisation du combustible, en effet plus les gouttelettes de carburant injecté seront grossières, plus la durée correspondante à leur inflammation sera élevée [16]. L'inflammabilité : l'indice de cétane, qui définit en premier lieu la capacité du combustible à l'ignition spontanée ; plus cet indice est élevé, plus l'inflammation spontanée est favorisée. Si le combustible ne brûle pas entièrement au cycle précédent, les produits de combustion imbrûlés peuvent se retrouver dans les soupapes d'échappement, et peuvent ainsi se mêler au mélange carburé ; la formation de produits de la cokéfaction au niveau des injecteurs, des pistons et des anneaux peut ainsi être favorisée.

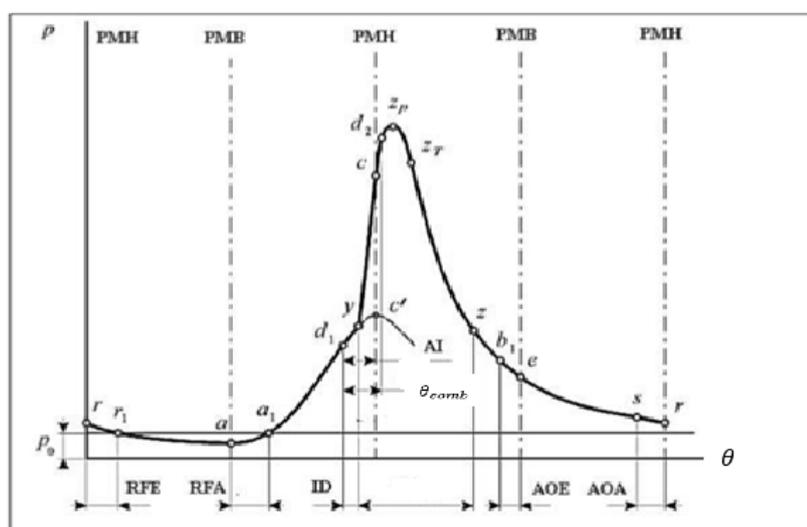


FIGURE 1.8 – Diagramme indicatif $P-\theta$ d'un moteur Diesel ; PMH-Point Mort Haut, PMB-point Mort Bas, RFE-Retard Fermeture Échappement, RFA-Retard Fermeture Admission, ID-Délai d'auto Inflammation, AOE-Avance Ouverture Échappement, AOA-Avance Ouverture.

L'avance à l'injection (AI sur le diagramme $P-\theta$) est également un paramètre déterminant pour la phase de délai d'ignition ; un angle optimal d'injection doit être garanti afin d'assurer

des niveaux de performance idoines [15,16,23]. En effet, une injection trop précoce du combustible peut entraîner une combustion également prématurée ; ceci entraînera une diminution de productivité du moteur causée par la pression des gaz résiduels élevée dont la direction sera opposée à celle des gaz issus de l'admission. A l'inverse, une injection trop tardive entraînerait une combustion dans un volume d'air très élevé ; ce qui entraînera une diminution de pression des gaz, une augmentation de la chaleur transmise par les parois et conséquemment une diminution du rendement de puissance et économique du moteur.

Deuxième phase-période allant du point y au point P- θ période de combustion rapide ou encore de combustion dite de pré mélange. La période de la combustion rapide - la quantité du combustible ayant passé la préparation du mélange correspondant au délai d'inflammation, brûle à une grande vitesse ; ce qui donne naissance à une flamme dite de pré mélange. Dans cette phase, plus la pulvérisation du combustible est fine et plus l'intensité de l'injection est grande ; alors plus élevé sera le dégagement de chaleur et la pression (gradient de pression) des gaz dans le cylindre. Cette phase couvre la brève période angulaire qui sépare l'auto-ignition de l'instant où la pression atteint sa valeur maximale.

Troisième phase - période allant du point d₂ au point z-période de combustion dite de diffusion. Cette phase dépend de la qualité de la pulvérisation et de la quantité du combustible injecté après le début de la combustion. Moins élevée sera la quantité de carburant injectée avant le début de cette phase, moins élevée sera la quantité de chaleur dégagée au cours de cette dernière ; ce qui est caractéristique des moteurs Diesel sous faible charge.

Quatrième phase-période de combustion tardive. Après le point z, commence la phase de combustion tardive au cours de laquelle la pression se met à diminuer. Une partie du combustible, encore non utilisée, continue à brûler. Une partie du carburant continue d'être brûlée au cours de la détente.

1.2.2 Comparaison du cycle des moteurs à allumage commandée et par compression

Le moteur diesel se différencie du moteur à allumage commandée par plusieurs points [15, 16]. Dans le moteur à allumage commandée, le mélange air-essence est formé dans le carburateur à l'extérieur du cylindre. Par contre, dans le moteur Diesel, il se fait dans le cylindre, l'air étant aspiré et le combustible injecté ensuite, à l'aide d'un "injecteur" alimenté par une "pompe d'injection" qui lui communique une pression supérieure à celle régnant dans le cylindre en fin de compression pour permettre son introduction. Dans le moteur allumage commandée on essaie d'augmenter le taux de compression mais on est limité par le phénomène "d'auto-allumage". Dans le moteur Diesel, seul l'air est aspiré et on peut le comprimer sans inconvénient pour atteindre des pressions et des températures très élevées. Le taux de compression est plus élevé dans le moteur diesel que dans le moteur à explosion, ce qui per-

met d'obtenir un rendement de l'ordre de 35% alors que le rendement d'un moteur à explosion ne dépasse pas 25%. C'est au contact de cet air comprimé que le combustible alors injecté s'enflamme. Comparativement au moteur à explosion, le moteur Diesel ne possède ni carburateur, ni système d'allumage, mais chaque cylindre a un système d'alimentation propre qui comprend : un injecteur et un élément de la pompe d'injection.

- Un rapport de compression élevé (CR =14...22) ;
- Injection de carburant lourd dans le cylindre du moteur à la fin de la compression ;
- Auto-inflammation du carburant due à la température élevée de l'air comprimé dans le cylindre ; - Une combustion incomplète, se caractérisant principalement par des émissions des suies dans les gaz d'échappement et de faible quantité de monoxyde de carbone ;
- Leur consommation en carburant est moindre que celle des moteurs à allumage commandé ceci étant dû à un meilleur rendement thermique et un rapport de compression plus élevé ;
- La durée de vie d'un moteur Diesel est généralement d'environ deux fois plus longue que celle d'un moteur à essence en raison d'une plus grande résistance des pièces le constituant ;
- Le carburant Diesel possède de meilleures propriétés de lubrification que l'essence.

1.3 Carburants diesel et normes anti-pollution

1.3.1 Les carburants

Les carburants sont des liquides de composition chimique structurée dont la destruction thermo-chimique dans un réacteur libère de l'énergie pouvant être convertie en travail mécanique dans celui-ci. Les carburants sont utilisés dans les moteurs thermiques comme combustibles et ceux-ci fournissent de l'énergie motrice au moteur par extraction de l'énergie interne qu'ils contiennent par l'intermédiaire des réactions de destruction en présence d'un carburant. Cette opération est nommée la combustion. La combustion est un ensemble de réactions exothermiques faisant intervenir des mécanismes réactionnels complexes. Plusieurs types de carburants existent et leur utilisation dans un réacteur donné est tributaire de leurs caractéristiques chimiques et physiques.

- Les carburants fossiles ;

Les carburants fossiles sont produits à partir des roches issues de la fossilisation d'éléments organiques : pétrole ; gaz naturel ; houille. Ces combustibles sont présents en quantité limitée et non renouvelables à l'échelle du temps humain. Ils sont largement utilisés comme sources d'énergie dans les moteurs. Toutefois, ils sont à l'origine de plusieurs controverses car, leur combustion sous différentes formes génère des éléments toxiques et polluants, responsables en grande partie des phénomènes liés au réchauffement climatique de la planète. Les carburants

fossiles sont obtenus par distillation fractionnée de pétrole brut. Plusieurs produits dérivent de cette opération parmi lesquels on peut citer : Le kérosène, Le gasoil, L'essence. Les carburants sont assujettis au mélange avec des additifs artificiels plus ou moins dangereux pour l'environnement. Ces additifs ont pour rôle de renforcer les caractéristiques des carburants afin qu'ils s'adaptent mieux à l'environnement des moteurs thermiques. Les limites sur le plan environnemental et de dépendance énergétique vis-à-vis du pétrole imposent de se tourner vers les biocarburants tirés de la biomasse.

- Les biocarburants ;

Deux phénomènes importants ont engendré une prise de conscience mondiale. D'une part les différents chocs pétroliers des dernières années marqués principalement par la diminution des réserves mondiales ainsi que les fluctuations du coût des produits pétroliers, d'autre part les gaz à effet de serre émanant de la combustion des produits pétroliers dont la pollution engendre des phénomènes néfastes et irréversibles sur la planète. Cette prise de conscience a entraîné une mobilisation générale ayant conduit à la tenue de plusieurs conférences mondiales. La conférence de Kyoto tenue en Décembre 1997. La décision consensuelle inscrite dans un rapport mémorable a été la nécessité de diminuer la production des gaz à effet de serre. Certains pays reconnus comme de grands pollueurs se sont engagés pour une réduction de 8% de leurs émissions de dioxyde de carbone (CO₂) par rapport à l'année 1990 à la fin de 2010 [27-29]. Dès l'année 1993 une directive européenne a prescrit des normes prédictives et chronologiquement restrictives sur les quantités de certains polluants à l'échappement des véhicules automobiles répertoriés comme l'un des plus grands pollueurs : l'Euro code est né. La mise en pratique de l'Euro code (norme Européenne sur la pollution des automobiles) a grandement encouragé la production des biocarburants, l'objectif étant de remplacer les carburants fossiles consommés dans cet espace (2% dès 2005 à 10% en 2020) [30,31]. L'annexe 2 présente quelques aspects significatifs des différentes restrictions de l'Euro code pour le secteur de l'automobile. Après la conférence de Kyoto, l'une des plus fructueuses est sans doute celle de la COP21 tenue à Paris du 30 Novembre au 11 Décembre 2015. La 21ème conférence des parties COP21 dans le cadre de la convention des nations unies sur les changements climatiques et la 11ème conférence des parties siégeant en tant que réunion des parties au protocole de Kyoto (CRP-11). Cet accord vise à réduire le réchauffement climatique à 1.5 degré. Les biocarburants, encore appelés agro-carburants, sont des carburants produits à partir de la matière première tirée de la biomasse. Les matières premières peuvent être aussi bien végétales qu'animales. Les biocarburants ont l'avantage d'être des sources renouvelables, c'est-à-dire que la nature peut recycler naturellement les déchets post utilisation et reproduire la matière première initiale. Un tel process n'est pas possible en ce qui concerne les matières premières fossiles. Les biocarburants ont une faible contribution au bilan de CO₂ car le dioxyde de carbone émis pendant leur combustion est recyclé d'une manière durable en oxygène par les plantes dans les champs par phénomène de photosynthèse. Par conséquent, à l'opposé des carburants fossile, les biocarburants contribuent à limiter les émissions des gaz à effet de serre [32].

Pour les moteurs diesel, le biodiesel une énergie renouvelable produite à partir des huiles essentielles et graisses. Il est utilisé dans les moteurs diesel sans besoin de modification. Le biodiesel en plus d'être renouvelable, est non toxique car également privé de soufre et des composés aromatiques. Le biodiesel présente comme inconvénient, une viscosité élevée malgré les différents entrant dans sa transformation.

1.3.2 Emission diesel et normes anti-pollution des moteurs diesel

- Emission diesel

Le fonctionnement des moteurs diesel produit en plus de la puissance (énergie) nécessaire à la propulsion ou la production d'électricité des émissions polluantes que l'on peut scinder en deux catégories : les émissions sonores et les émissions gazeuse (gaz à effet de serre et polluant). En effet, la transformation du combustible dans un moteur Diesel se réalise au travers de nombreux mécanismes cinétiques conduisant inévitablement à la production d'une grande variété d'espèces chimiques.

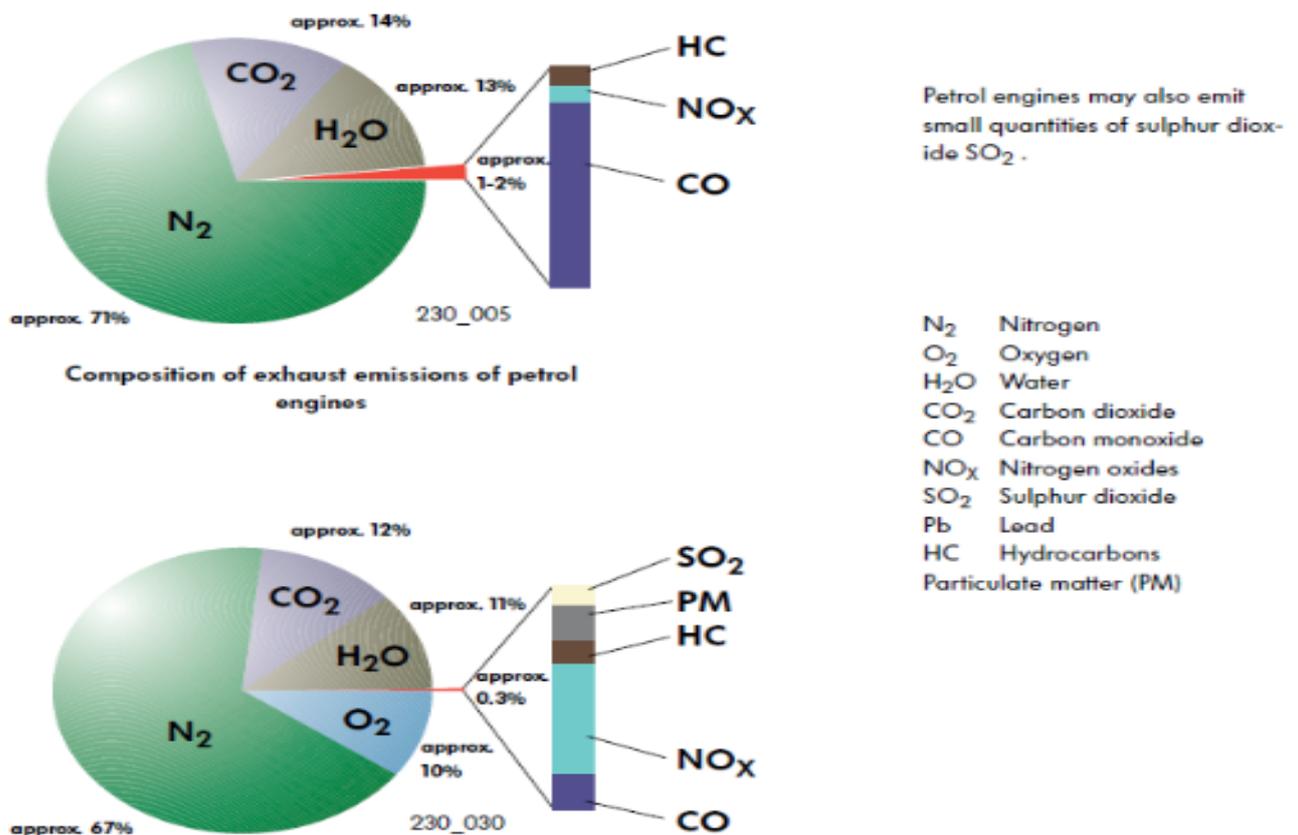


FIGURE 1.9 – Les émissions des moteurs diesel [33].

Ces émissions dépendent également du type de véhicule utilisé car les poids lourds sont responsables de la majeure partie de la production des NO_x et particules matière. La figure 1.10 ci-dessous donne la proportion des polluants émis par les camions en France [34].

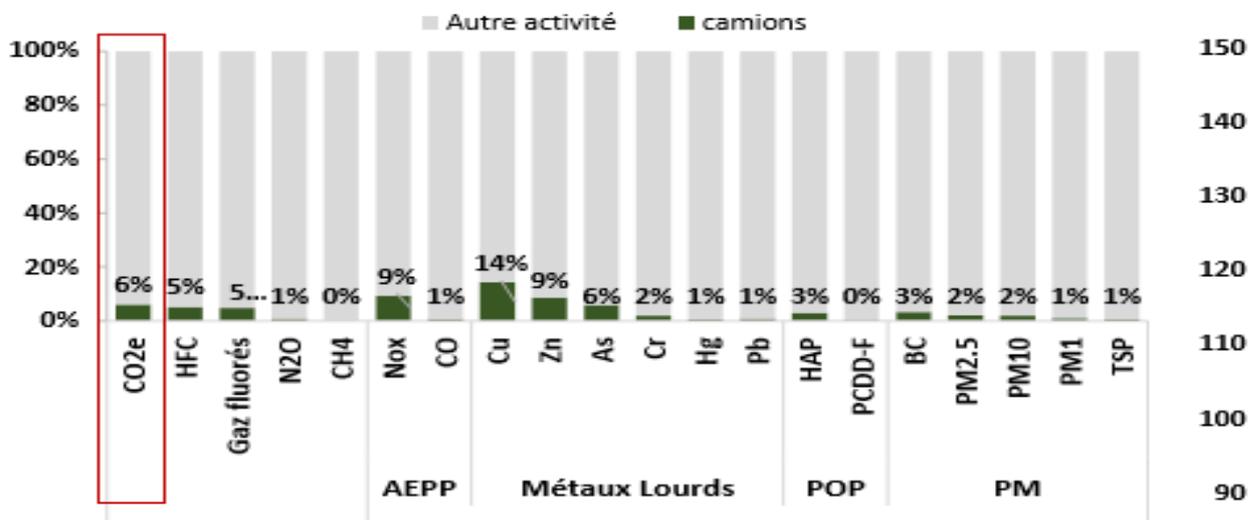


FIGURE 1.10 – Part des émissions générées par des camions dans les émissions totales % en 2019 [34].

En 2019 la France a publié que, 55% des émissions de NOx de l'ensemble des secteurs d'activité ont été générées par les véhicules terrestres, dont 17% par les camions. Les émissions de NOx générées par les camions ont diminué de 12% par rapport à l'année 2018 et de 75% par rapport à 1990 [33]. Les émissions des NOx par secteur en 2019 dans le même pays sont données par la figure 1.11 ci-dessous.

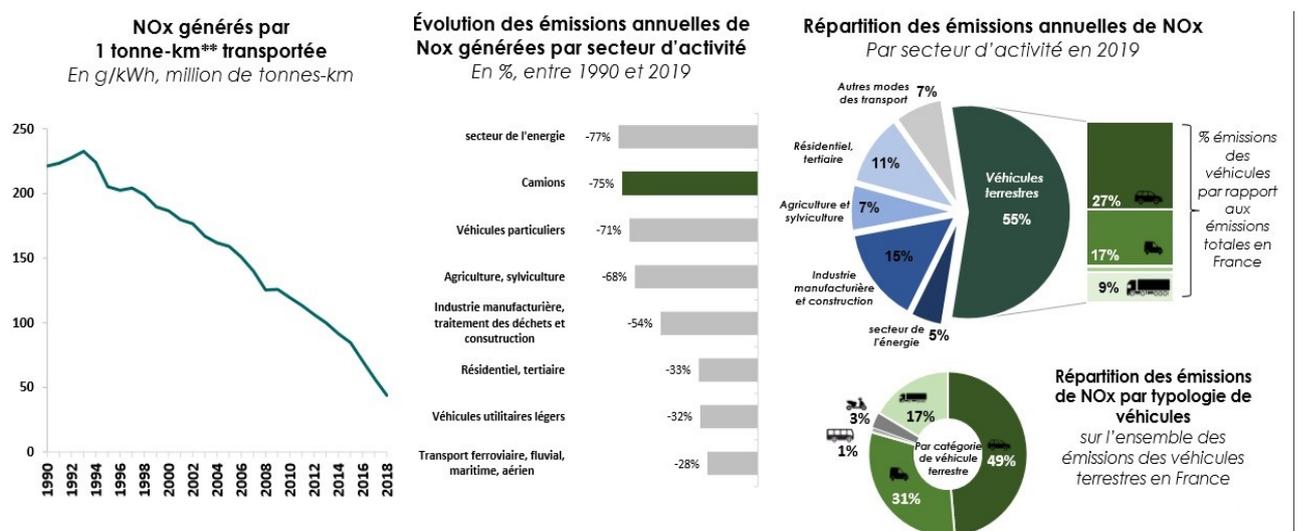


FIGURE 1.11 – Répartition des émissions par secteur d'activité des NOx en 2019.

De même, en 2019, 12% des émissions de PM10 provenaient des véhicules terrestres, dont 3% de camions. Concernant les véhicules terrestres, la part de camions était de 16%. La tendance des émissions par tonne-km transportée est en baisse. Les émissions de PM10 générées par les camions ont diminué de 68% par rapport à 1990.

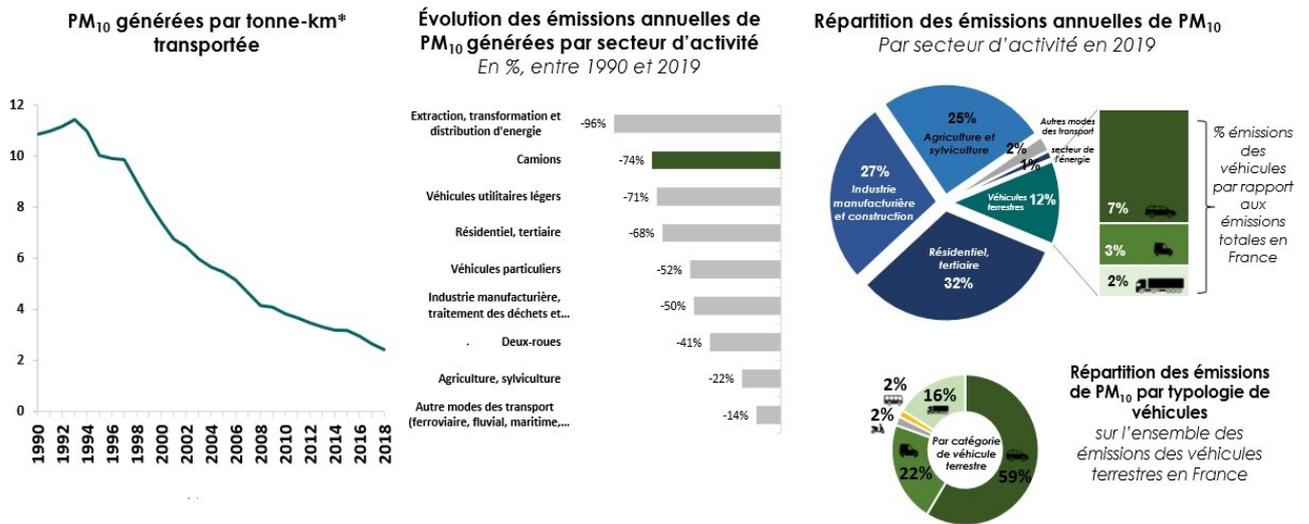


FIGURE 1.12 – Répartition par secteur des particules matières PM 10 en 2019.

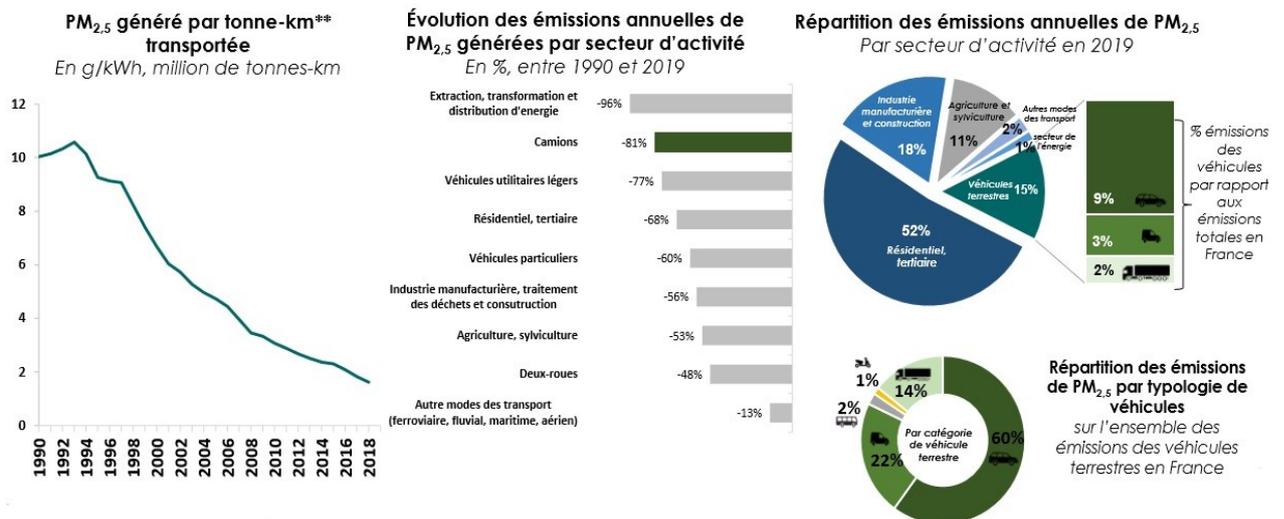


FIGURE 1.13 – Répartition par secteur des particules matières PM2.5 en 2019.

- Normes anti-pollution des moteurs diesel

Une norme d'émission à l'instar de la norme Euro parue en 1991, vise à régler les limites maximales des émissions polluantes des véhicules neufs. Depuis près de 30 ans tout constructeur automobile doit se conformer à la norme antipollution en vigueur. Les normes imposent une limite sur les émissions polluantes en oxydes d'azote (NOx), monoxyde de carbone (CO), en hydrocarbures et particules fines (PM10, PM2.5, ...). Jusqu'à présent l'Europe a connu 6 normes de Euro1 à Euro 6. A présent les constructeurs sont en attentes de l'Euro 7 qui sera à son tour mise en vigueur à l'horizon 2025. Cette nouvelle norme donne du fil à retordre aux constructeurs qui doivent développer les nouvelles technologies afin de satisfaire les conditions limites d'émissions polluantes [16, 32]. L'évolution des normes Euro applicable au poids lourd diesel est représenté ci-dessous ; elles tiennent compte des valeurs d'oxydes d'azotes NOx, de monoxyde de carbone CO, d'hydrocarbure imbrulés HC et des particules matières PM en g/kWh.

Tableau 1.1 – Evolution des normes d'émissions Euro

Normes	NOx (g/kWh)	CO (g/kWh)	HC (g/kWh)	Particules (g/kWh)
Euro 1 (1993)	9	4,9	1,23	0,36
Euro 2 (1996)	7	4	1,1	0,15
Euro 3 (2003)	5	2,1	0,66	0,13
Euro 4 (2006)	3,5	1,5	0,46	0,02
Euro 5 (2009)	2	1,5	0,46	0,02
Euro 6 (2014)	0,4	1,5	0,13	0,01

Selon la norme Euro, tous les véhicules équipés d'un moteur diesel ont l'obligation de réduire leurs émissions d'oxydes d'azote de manière importante depuis l'entrée en vigueur de la norme Euro 6. Par exemple, les émissions provenant des voitures et des autres véhicules destinés au transport sont plafonnées à 80 mg/km (soit une réduction supplémentaire de plus de 50% par rapport à la norme Euro 5). Les émissions combinées d'hydrocarbures et d'oxydes d'azote provenant des véhicules diesel sont également réduites, pour être plafonnées, par exemple à 170 mg/km en ce qui concerne les voitures et autres véhicules destinés au transport.

- Formation des NOx et impact sur l'environnement

Les émissions de NOx sont responsables d'un grand nombre de risques pour l'environnement et pour la santé. Elles contribuent à l'acidification, à la formation d'O₃, à l'enrichissement des sols et à la formation du smog, problématique majeure dans la plupart des grandes villes du monde (167). Dans l'atmosphère, les NOx se transforment sous l'action d'autres polluants pour former l'O₃ troposphérique (composant majoritaire du smog photochimique) et d'autres produits toxiques. Les NOx constituent d'importants précurseurs des pluies acides (par l'acide nitrique HNO₃), qui affectent les écosystèmes terrestres et aquatiques. Le dioxyde d'azote et les nitrates en suspension contribuent à la formation de brouillards polluants nuisant à la visibilité. Chez l'homme, NO et NO₂ sont considérés comme toxiques, cependant le NO₂ a une toxicité environ 5 fois plus élevée que le NO, il demeure préoccupant en ce qui concerne les maladies pulmonaires. Le dioxyde d'azote est notamment capable d'une irritation pulmonaire, réduisant la résistance aux infections (grippe par exemple) (168,169) [35]. Les oxydes d'azotes se forment suivant un certain nombre de paramètres à l'intérieur du moteur. Le monoxyde d'azote est scindé en trois sous-formes [27] :

- Le NO thermique correspond à une oxydation de l'azote atmosphérique décrite par le mécanisme de Zeldovitch ci-dessous. Ce mécanisme représente la voie prédominante de formation des NO pendant la combustion.

- Le prompt-NO regroupe l'ensemble des autres mécanismes réactionnels à l'intérieur de la flamme (mélange riche) qui participent à la formation de NO.

- Le fuel-NO est lié à la décomposition du combustible qui peut libérer des composés NOx. La teneur en azote des carburants est aujourd'hui très infime que cette voie de formation des NO peut être négligée.

La formation du NO est gouvernée par le mécanisme de Zeldovich. Ce dernier est décrit par les équations des réactions chimiques ci-dessous.



L'évolution de la formation du NO est fortement dépendante de la température, de la quantité d'oxygène présente et le diazote de l'air. Son équation est donnée par l'équation 1-4 :

$$\frac{d NO}{d \theta} = \frac{\frac{1}{\omega} 6,6 \cdot 10^{15}}{\sqrt{T}} \sqrt{[O_2]_e} [N_2]_e \exp\left(-\frac{69090}{T}\right), \quad (1.4)$$

$[O_2]_e$ et $[N_2]_e$ étant respectivement les concentrations de dioxygène et diazote à l'équilibre.

- Formation des Particules matière (PM) et impact sur l'environnement

La formation des particules est principalement dépendant de la richesse du mélange carburé au cours de la combustion. Elles sont produites en grande quantité dans les foyers de combustion où le mélange est trop riche en carburant. Ainsi, les accélérations brutales, ou encore le fonctionnement à pleine charge du moteur, conduisent à un déficit en air et à l'augmentation des fumées. La charge du moteur est de ce fait un facteur permettant de réduire la formation desdites particules. Elles présentent un problème réel sur la santé humaine.

Les particules matières font l'objet jusqu'à ce jour de plusieurs publications, il a été constaté par Zdzisław Stelmasiak et al que l'ajout gaz naturel dans le diesel en plus de prolonger la durée de vie du moteur, permet de diminuer les particules matières d'environ 30 à 40% [36-37].

Les particules émises par le moteur Diesel sont responsables de pathologies respiratoires (allergies, asthme, cancer du poumon) et cardio-vasculaires [36]. Leurs effets sur l'organisme sont de plus en plus étudiés [38] et de nombreuses questions restent sans réponses, en particulier l'influence de leur taille qui n'est pas encore réglementée. Pourtant, les particules semblent d'autant plus néfastes qu'elles sont petites, notamment celles dont le diamètre est inférieur à 2.5 microns car elles pénètrent plus profondément dans les alvéoles pulmonaires.

- Techniques de réduction des émissions polluantes

Dans l'optique d'améliorer l'aspect environnemental des moteurs diesel, les constructeurs ont développés de nombreuses techniques de réduction des polluants soit à la source elle-même ou à l'échappement des gaz du moteur :

La réduction de la pollution à la source : la technologie est développée au niveau de la phase de combustion à l'intérieur du cylindre moteur. C'est dans cette lancée que la méthode d'injection directe du carburant est mise en œuvre, le recyclage des gaz d'échappement dans l'optique d'améliorer le remplissage à l'admission est apparue, la suralimentation ou de la mise en œuvre de nouveaux modes de combustion homogène (HCCI) et les nouveaux carburants entrent également dans cet optique de réduction.

Le post-traitement des émissions : Pour cette technologie, les constructeurs installent des systèmes de conversions ou de captage des émissions. C'est l'étape qui consiste à transformer les gaz d'échappement, entre le moteur et le pot d'échappement, pour obtenir des émissions des gaz moins polluants. Il existe deux moyens principaux pour réaliser le post-traitement des émissions :

- Le pot catalytique qui convertit principalement CO, HC et NO_x et qui permet de réduire également les particules de suie ;
- - Le filtre à particule qui stocke les particules puis les brûle périodiquement (tous les 500 km environ) dans des conditions parfaitement maîtrisées. De nouvelles technologies sont en cours de développement pour améliorer encore le traitement des émissions, parmi lesquelles on peut citer les pièges à oxydes d'azote.

1.4 Modèles physiques de simulation du cycle diesel

Depuis sa création, les moteurs diesels connaissent une grande évolution comme montré au début du chapitre. Elle est la résultante de plusieurs recherches ayant conduit à une amélioration technologique considérables induisant, une augmentation du rendement et une remarquable réduction des émissions et bruit pendant la combustion. Ces améliorations ont été réalisées avec l'introduction des systèmes complexes impliquant un grand nombre de dispositifs tels que la recirculation de gaz d'échappement (EGR) ou les systèmes d'injection à haute pression à rampe commune ou « Common rail ». De nouvelles stratégies de combustion de type PCCI / HCCI sont également apparues. Ces développements dans la technologie du moteur impliquent un fort développement des modèles numériques correspondants. De plus, la simulation numérique joue un rôle de plus en plus important dans les processus de conception, de développement et de mise au point des moteurs à combustion interne.

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. La Figure 22 montre un exemple de classification de modélisation du moteur Diesel. Souvent, les modèles sont classés en fonction de leur caractère dimensionnel (de 0 à 3 dimensions traitées), puis ensuite sous-divisés en nombre des zones. Les modèles phénoménologiques 0D/1D se situent entre les modèles complexes de CFD multidimensionnels qui peuvent offrir des informations très détaillées spatialement mais qui demande un temps CPU très élevé, et les modèles simplifiés et/ou mathématiques (par exemple de type Mean Value Engine Models) [39]. Ils consistent principalement à déterminer le taux de dégagement de chaleur net dQ existant pendant la combustion, de façon à pouvoir ensuite évaluer l'évolution de la pression dans le cylindre. Les modèles les plus performants ont également pour objectif de prédire les évolutions (au moins qualitatives) des émissions polluantes.

Les modèles mathématiques permettant la simulation du cycle diesel ont été largement étudiés par de nombreux chercheurs ; ils sont généralement subdivisés en trois grands groupes [14-16] :

- Modèles 0D dimensionnel (modèles thermodynamiques et phénoménologiques) ;
- Modèles multidimensionnels (Computational Fluid Dynamics).

La figure 1.14 ci-dessous présente les différents modèles utilisés dans la combustion diesel.

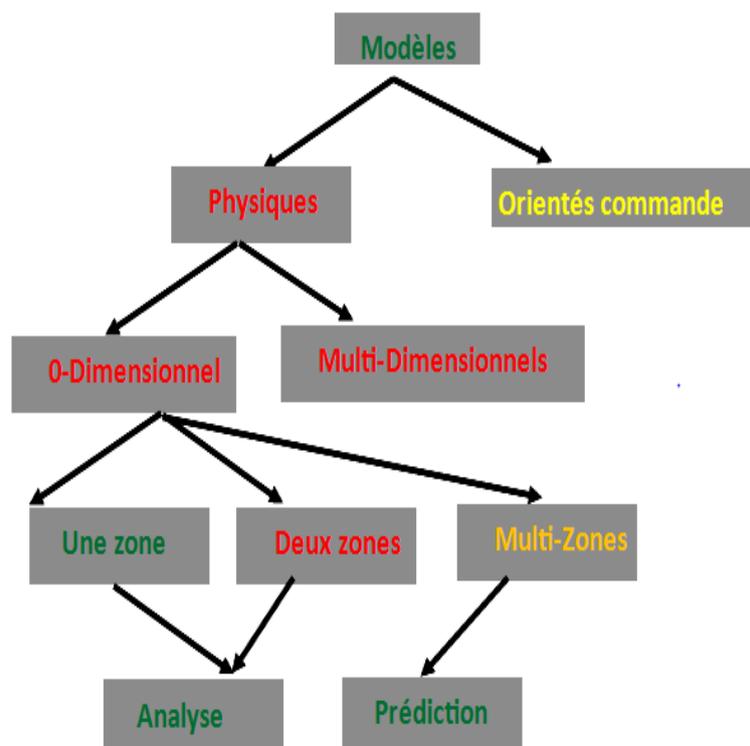


FIGURE 1.14 – Les modèles physiques de la combustion diesel [15].

1.4.1 Modèles 0D dimensionnel

De tels modèle considère le temps comme la seule variable. Cette modélisation est basée sur la résolution de l'équation de la masse et du volume de la chambre de combustion, tout en combinant l'équation des gaz parfaits et de conservation de l'énergie intégré dans le volume de contrôle ou la zone de la chambre de combustion.

Les modèles 0D possèdent l'avantage de donner une évolution de la pression et de la température au cours du cycle sur chacune des quatre temps représentatif d'un cycle diesel avec un temps de calcul relativement faible et un nombre moyen de paramètres géométriques du moteur.

Dans les modèles 0D, on a le modèle de Krieger et Bormann qui est développé pour une combustion à une zone ; à côté de ce modèle on a celui Ferguson, Olikara et Bormann. Ce dernier modèle est un modèle thermodynamique à deux zones dans lequel on distingue : une zone de gaz brûlé et une zone des gaz imbrulés. Les propriétés thermodynamiques des gaz de combustion sont calculées suivant les hypothèses d'équilibre chimique lors des réactions chimiques ayant produite au cours de la combustion. Le calcul des propriétés thermodynamiques est fait grâce au lissage des fonctions de températures expérimentales contenues dans les tables thermodynamiques telles que Chemkin [40] ou JANAF [41]. Pour le modèle à une zone ; il basé sur la première loi de la thermodynamique, la conservation de masse et la loi des gaz parfaits. En effet, dus aux larges gradients de température dans les moteurs à combustion interne il est nécessaire de trouver un modèle décrivant l'état thermodynamique instantané des produits de combustion dans le cylindre. Le modèle de Krieger et Bormann calcule les variations de l'énergie interne dans le cylindre à l'aide de coefficients correctifs correspondant à la variation de température par rapport à une température de référence. A travers une série de dérivation, le rapport de chaleur spécifique est ainsi déterminé en fonction de la température à l'aide de polynômes lissés et des données tabulées expérimentales.

Dans la modélisation zéro dimensionnel, on définit des sous modèles relatifs aux zones à l'intérieur du cylindre. Nous distinguons les modèles à une zone, multizones et à n-zones [41-46]. Contrairement au modèle à une zone, les modèles multizones présentent comme son nom l'indique plusieurs zones dans la chambre de combustion, il diffère de celui à n-zone du fait que le nombre des zones est déterminer au préalable. La combustion diesel est en générale illustrée par une grande homogénéité des constituants ainsi que les températures à l'intérieur du cylindre. On note que la composition des espèces est relativement liée. La modélisation multizone a pour but de faire des calculs prédictifs des polluants au cours de la combustion dans chaque zone du cylindre contrairement à la modélisation 0D à une zone.

1.4.2 Les modèles Multidimensionnels

Ces types de modèles sont définis comme multidimensionnels ou CFD (Computational Fluid Dynamics) dus à leur capacité inhérente à fournir des informations géométriques détaillées sur les champs d'écoulement basés sur la résolution des équations gouvernantes. Dans les calculs numériques des écoulements réactifs, le temps machine et les contraintes de stockage limitent sévèrement la complexité du mécanisme de réaction qui peut être incorporé. Ces modèles sont principalement basés sur la résolution des équations de Navier Stokes ; le procédé entier est habituellement décomposé en un certain nombre de parties à résoudre : dynamique de la phase liquide du jet, dynamique de la phase gazeuse, et cinétique chimique en phase gazeuse. Chaque partie est décrite par la formulation mathématique correspondante. Après l'application des modèles physiques appropriés, les équations gouvernantes sont résolues en utilisant des méthodes numériques. Les modèles multidimensionnels revêtent un caractère limitatif en terme de coût d'implémentation numérique. Ils sont en effet gourmands en mémoire et en temps de calcul, ce qui fait que leur utilisation est surtout appliquée à la recherche et développement de nouveaux prototypes ou à la simulation de phénomènes physiques concrets ayant cours pendant un cycle Diesel [47-50]. Les études paramétriques de la combustion Diesel sont aussi difficiles à l'aide de ces modèles pour les mêmes raisons citées plus haut. Ils peuvent également être utilisés comme outils de validation des modèles 0D ou phénoménologiques car étant beaucoup plus précis que ces derniers. De multiples codes de calculs commerciaux et Open Source utilisant des modèles multidimensionnels ont été développés, les plus connus étant Kiva, OpenFoam, converge, AVL Fire, et Ansys Fluent [51-59].

1.5 Paramètres de performance du moteur Diesel

Plusieurs paramètres permettent de caractériser les performances du moteur thermique et en particulier les moteurs diesel. Nous allons définir dans cette partie quelques grandeurs essentielles à l'évaluation des performances d'un moteur à combustion interne ; les plus importantes sont les suivantes :

1. Le travail effectué au cours du cycle moteur par le piston ;
2. La puissance développée ;
3. La pression moyenne à l'intérieur du cylindre ;
4. La consommation spécifique en carburant ;
5. Le rendement énergétique du moteur ;
6. Diagramme de Distribution.

1.5.1 Le travail du cycle

Au cours d'un cycle moteur, le piston effectue un travail W dépendant du volume balayé ainsi que la pression cylindre. C'est le travail des forces de pression transmises au piston par le gaz durant les différentes phases du cycle. Expérimentalement, on obtient en

traçant le digramme de Clapeyron donnant la pression cylindre en fonction du volume laissé par le piston à l'intérieur de la chambre. Il est positif lorsque le système reçoit le travail et négatif dans le cas contraire. Pendant le cycle, le piston effectue deux allés et retours soit deux tours de vilebrequin ; on obtient alors la formule donnant le travail.

$$W = \int_0^{720} -p dV. \quad (1.5)$$

Dans cette relation, p désigne la pression à l'intérieur du cylindre et V le volume du cylindre laissé par le piston. Dans le cas d'un moteur à quatre temps, on observe deux boucles dans le plan pV . De ce fait, le travail indiqué comprends deux composantes distinctes à savoir : une surface positive S^+ représentant le travail reçu par le piston lors de la compression et la Détente ; c'est le travail indiqué brut W_I . La deuxième composante est celle du travail fourni par le système ; la surface de ce dernier est délimitée par les courbes d'admission et d'échappement ; c'est le travail de pompage W_p . Le travail total échangé W_i devient alors :

$$W = W_I + |W_p|. \quad (1.6)$$

Le système perd une quantité du travail sous l'effet des forces de frottement W_f et dès lors, on définit le travail effectif W_e au cours d'un cycle par :

$$W_e = W_i - |W_f|. \quad (1.7)$$

On décompose le travail de frottement en deux composantes distinctes : la première, est consécutive aux frictions mécaniques entre les parties mobiles et les parties fixes du moteur (les frottements du piston sur la chemise par exemple). La seconde, correspond au travail d'entraînement des accessoires, c'est-à-dire nécessaire à l'actionnement des organes périphériques du véhicule (pompe de carburant, alternateur, pompe de refroidissement, ventilateur, climatisation, actionneurs électromécaniques, etc.).

1.5.2 La puissance développée

C'est l'énergie fournie par unité de temps par le moteur et exprimé en Watt. Comme le travail, définit également la puissance effective qui correspond à la puissance réellement reçue par l'arbre moteur. Cette puissance dépend du couple moteur effectif ou de la charge imposée au système mais aussi de la vitesse de rotation du moteur. La puissance effective est donnée par l'équation 1-5 :

$$P_e = \frac{W_e N}{2}. \quad (1.8)$$

Lors de l'achat d'une voiture, cette caractéristique doit être prise en compte. En effet, plus une voiture a une puissance élevée, plus elle peut surmonter les obstacles. C'est pour cette raison que les poids lourds ont des grandes puissances par rapport aux véhicules de la ville.

1.5.3 La pression moyenne à l'intérieur du cylindre

La puissance le travail et d'un moteur dépendent de la géométrie. Pour comparer les performances de moteurs de cylindrées différentes les motoristes utilisent des grandeurs relatives appelées pressions moyennes. On les calcule en divisant le travail par le volume déplacé par le piston V_d . Une pression moyenne n'a bien évidemment pas de réalité physique puisqu'elle correspond théoriquement à la pression constante qu'il faudrait appliquer à la surface du piston tout au long d'une course motrice afin d'obtenir le même travail que celui fourni par le moteur. Les expressions de la pression moyenne indiquée et de la pression moyenne effective sont données par :

$$PMI = \frac{W_i}{V_d}, \quad (1.9)$$

$$PMI = \frac{W_e}{V_d}. \quad (1.10)$$

La différence entre la pression moyenne indiquée et celle effective est conséquente aux pertes par frottements; on introduit alors la pression moyenne de frottement PMF donnée par la relation :

$$PMF = PMI - PME. \quad (1.11)$$

1.5.4 Consommation spécifique du moteur

La consommation spécifique CS du moteur, informe sur la capacité d'un moteur à convertir l'énergie du carburant en travail. Elle est égale à la masse de combustible consommée \dot{m}_f , par unité de puissance. Plus cette valeur est faible, plus la consommation du moteur est basse. Lors de l'achat d'une voiture le consommateur devra regarder ce paramètre afin de faire les économies du carburant.

Les cotes de consommation de carburant fournissent des renseignements fiables aux consommateurs sur le rendement du carburant des véhicules. Vous pouvez utiliser les renseignements pour comparer la consommation de carburant de divers modèles puis choisir le véhicule le plus éco énergétique qui répond à vos besoins quotidiens. Utilisez l'outil de recherche pour les cotes de consommation de carburant pour comparer les renseignements sur la consommation de carburant de différents modèles. Le véhicule offrant les meilleures cotes de consommation de carburant et le plus faible coût annuel estimatif de carburant peut vous faire économiser du carburant et de l'argent pendant des années.

On rappelle que plus les cotes de consommation de carburant exprimées en litres par 100 kilomètres ($L/100 km$) sont faibles, plus la consommation de carburant est réduite. Réciproquement, une cote plus élevée exprimée en milles au gallon (mi/gal) correspond à une consommation de carburant également réduite.

La consommation de carburant de votre véhicule différera des cotes publiées selon votre façon de conduire, l'endroit où vous conduisez et le moment de la journée. Les facteurs suivants influencent la consommation de carburant de votre véhicule [60] :

- La façon à laquelle vous accélérer ;
- La vitesse à laquelle vous roulez ;
- L'âge et l'état du véhicule ;
- La température et les conditions météorologiques ;
- La circulation et les conditions routières ;
- L'utilisation de la climatisation ou autres accessoires qui consomment de l'énergie ;
- L'activation de la transmission intégrale ou quatre roues motrices.

Une voiture en ville a par conséquent une consommation spécifique plus élevée que sur les routes (axe lourd). C'est le cas de la Toyota Avalon qui présente une consommation de 10.9 L aux 100 Km contre 7.7 L sur la même distance respectivement en ville et sur la route [60].

1.5.5 Le rendement énergétique du moteur

L'énergie contenue dans le carburant n'est jamais totalement transmise ou convertie en énergie mécanique dans les moteurs diesel et dans toute machine thermiques. Le rendement du moteur est donc un paramètre permettant d'évaluer la performance de ce dernier. Il tient compte des pertes donnant la réalité de conversion à l'instar des pertes aux parois et fuite de carburant à travers le dispositif de conversion.

On distingue le rendement thermique et le rendement volumétrique.

- Le rendement thermique.

Le rendement effectif η_t d'un moteur est le rapport de sa puissance effective P_e recueillie sur l'arbre à la puissance thermique apportée par le combustible P_t dont l'expression est donnée ci-dessous.

$$P_t = \dot{m}_f PCI, \quad (1.12)$$

où \dot{m}_f est le débit massique du combustible et PCI est le pouvoir calorifique inférieur du carburant.

- Le rendement volumétrique.

Durant le fonctionnement d'un moteur la phase d'admission qui permet d'introduire l'air dans le cylindre moteur se fait par dépression et est imparfaite, à cause des résistances rencontrées par l'air à son passage dans certains organes accessoires du moteur. Ces résistances créent un retard pour l'admission des gaz dans le cylindre. A la fin de l'admission, ces gaz

n'ont pas encore atteint une pression égale à la pression atmosphérique. Le rendement volumétrique (ou remplissage) est la quantité d'air introduite dans la chambre de combustion par rapport à la quantité théorique susceptible d'être introduite, dans les conditions normales de température et de pression.

$$\eta_v = 2 \frac{m_{air}}{\rho V_d N} \quad (1.13)$$

1.5.6 Le diagramme de distribution

C'est un ensemble d'organes permettant l'ouverture et la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement ainsi que l'avance d'injection du carburant. Un tel système a pour rôle technique d'améliorer la qualité de la combustion. On distingue pour cela les points suivants :

- AOA : c'est l'avance d'ouverture d'admission qui se réalise entre l'ouverture de la soupape d'échappement et l'arrivée du piston au point mort haut (PMH). Cette avance permet de libérer le maximum de gaz à l'intérieur du cylindre moteur.
- RFA : c'est le retard observé par la fermeture de la soupape d'admission, permettant d'avoir un grand remplissage du cylindre moteur. Ce point est repéré entre la fin théorique de l'admission prévue lorsque le cylindre est au point mort bas (PMB) et la fin de la compression.
- AOE : il est situé entre le début de la combustion et l'arrivée du piston au point mort pas ; c'est l'avance d'ouverture de la soupape d'échappement.
- RFE : normalement, la soupape d'échappement se ferme lorsque le piston se trouve au PMH juste après l'échappement, mais enfin de libérer le maximum de gaz hors du cylindre moteur, l'on crée un retard de fermeture de la soupape d'échappement.

La figure 1.15 ci-dessous permet mieux de visualiser la situation d'ouverture et de fermeture des soupapes d'admission et d'échappement.

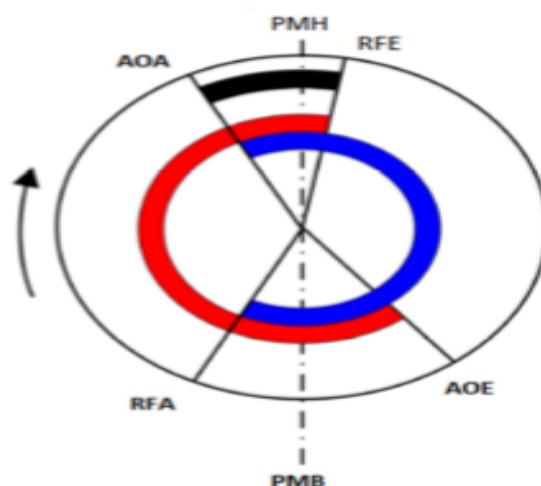


FIGURE 1.15 – Diagramme de distribution.

Sur ce diagramme, en bleu nous avons la phase d'admission d'air, en rouge la phase d'échappement des gaz. La zone en noir caractérise l'intervalle de temps où les deux soupapes sont ouvertes. Sur un cycle complet à quatre temps nous avons la représentation ci-dessous.

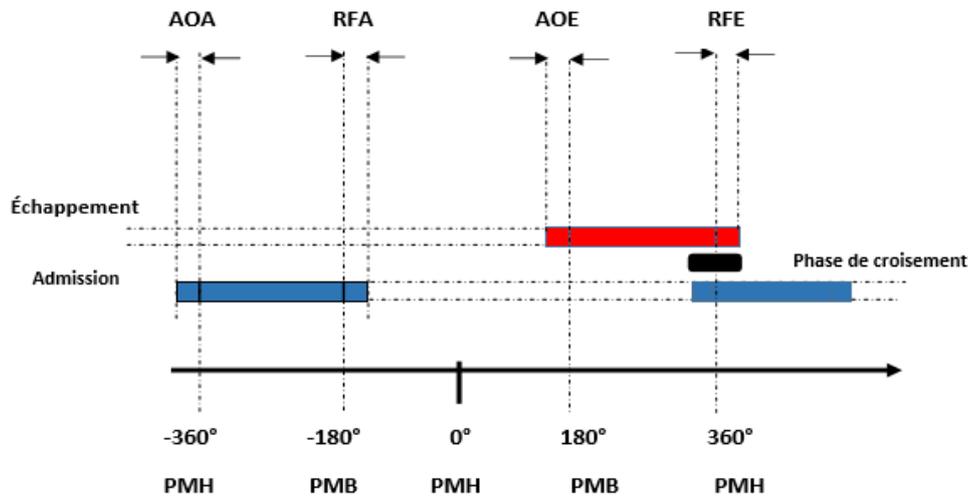


FIGURE 1.16 – Diagramme d'avance d'ouverture et fermeture des soupapes.

Le moteur qui constitue le prototype expérimental est celui de Lister Petter Moteur 01005299-TS1- A01. Sa loi de levée des soupapes est donnée par la figure 1.17 ci-dessous.

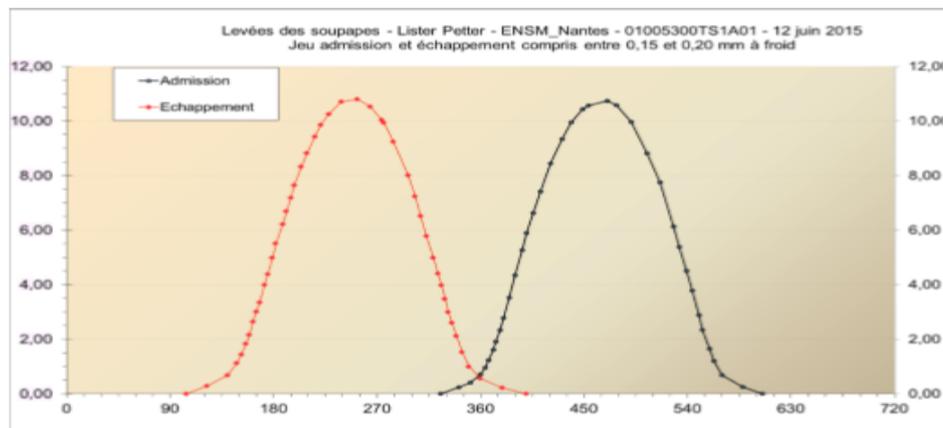


FIGURE 1.17 – Loi de levée des soupapes de Lister Petter Moteur 01005299-TS1-A01.

1.6 Compromis moteur diesel et moteur électrique : cas de l'Afrique

Au début du XXe siècle, le secteur automobile s'est retrouvé coude à coude entre la voiture électrique et celle thermique : les technologies électrique et thermique, faisant leurs preuves dans des courses de vitesse ou de distance, ou lors d'expérimentation à échelle réelle. Au cours de l'année 1900, sur 4 200 voitures aux États-Unis, 38% étaient électriques, 22% à essence et 40% à vapeur. Malgré que la voiture électrique bénéficie de certains atouts comme un démarrage et une conduite faciles, le moteur thermique va remporter rapidement les suffrages grâce à des

améliorations rapides en matière d'autonomie et de performance. Elle bénéficie en outre d'un contexte favorable : le pétrole est disponible, son carburant plus facile à l'emploi car stockable et transportable, les prix sont abordables. Le diesel va rapidement prendre de l'ampleur sur toutes les voitures thermiques au vu de son rendement et de son carburant moins coûteux. Mais il sera rattrapé par son caractère polluant suite aux changements climatiques observés son aspect particules matières. Ces facteurs vont à nouveau créer le compromis voiture diesel/voiture électrique.

En 2015, le scandale industriel et environnemental «Dieselgate» de Volkswagen relatif aux fraudes réalisées par installation d'un logiciel dissimulant le seuil d'émissions sur 11 millions véhicules de marques Volkswagen allant de 2009 à 2015 va accentuer le compromis entre le moteur diesel et le moteur électrique. Le leader automobile Allemand à investir d'énormes fonds dans les moteurs du futur et en particulier les moteurs électriques laissant croire que les moteurs diesel doivent donner place aux moteurs électriques. Ce compromis pour l'Afrique et la planète en générale présente désormais de nouveaux problèmes : comment se déplacer sur un continent dépourvu d'électricité tel que l'Afrique si le fournisseur principal en automobile arrête la production des véhicules électriques ? Peut-on équiper un bateau des moteurs électriques tout au long d'un voyage durant des mois ? Pour répondre à ces questions, l'on peut présenter les avantages et inconvénients de la voiture électrique :

- Elle ne produit pas de CO₂ ou de polluants lors de son utilisation et par conséquent présente un grand avantage sur le diesel ;
- La voiture électrique est constituée d'un système de stockage d'énergie à l'intérieur des batteries pouvant se charger partout où l'on trouve un dispositif de recharge. Elle possède alors moins de pièces par rapport aux moteurs thermiques et demande alors peu d'entretien ;
- Elle est silencieuse tout au long de son fonctionnement ;
- Elle est un bel avenir pour l'atténuation du réchauffement climatique. Pour l'Afrique elle présente de nombreuses limites :
- La contrainte de charge : l'Afrique de nos jours présente encore les besoins énergétiques de premier ordre : d'où la difficulté de l'utilisation des moteurs électriques ;
- Le transport est assuré par les moteurs lourds pouvant supporter les charges lors de l'interconnexion entre les villes et campagnes ;
- Le temps de charge est très long et le coût de la voiture reste énorme par rapport au niveau de développement du continent.

En se limitant aux quelques avantages et inconvénients, la voiture électrique est une solution mais ne peut remplacer à nos jours les moteurs diesel majoritaires en Afrique dans la conversion d'énergie à l'échelle mondiale. L'hybridation serait la solution pour ce compromis car peut à même temps satisfaire la demande énergétique et l'atténuation des changements climatiques.

Conclusion

Ce chapitre a porté une attention particulière sur la généralité des moteurs à combustion interne et en particulier la modélisation du cycle diesel. Il ressort de ce premier chapitre que les moteurs diesel ont relativement évolué depuis leur création jusqu'à ce jour passant de l'injection indirecte à l'injection directe d'une part et de la mise en place de nouvelles sources d'énergie d'autre part. Ce chapitre a montré, le fonctionnement du cycle diesel et les avantages et inconvénients du moteur diesel comparativement au moteur à allumage commandé (Essence). Il a montré l'importance des biocarburants dans le fonctionnement des moteurs thermiques sans aucun souci de réglage préalable. Ces nouvelles sources ont constitué un facteur de réduction des émissions polluantes rencontrées dans la combustion diesel ; grand inconvénient des moteurs à combustion ainsi que l'aspect dépendant aux sources fossiles. Le chapitre a également montré l'importance de la simulation numérique dans la conception des nouveaux prototypes et l'amélioration de l'existant. Pour cela, il a été constaté que la simulation numérique du fonctionnement des moteurs passe par des modèles mathématiques permettant de faire une économie en temps et en argent dans la construction des prototypes. Nous avons fait ressortir plusieurs modèles numériques de simulation des moteurs diesel mais l'aspect du temps de simulation est dominé par les modèles 0D qui dépendent uniquement du temps comme seule variable. Ce chapitre a porté également une attention sur les paramètres de performances du moteur diesel, on a pu citer entre le travail effectué au cours du cycle moteur par le piston, la puissance développée, la pression moyenne à l'intérieur du cylindre, la consommation spécifique en carburant, le rendement énergétique du moteur et diagramme de distribution. Nous avons clôturé ce premier chapitre par le compromis moteur diesel et moteur électrique. Ce dernier point a montré que le moteur diesel est une solution pour l'atténuation des émissions polluante mais reste tout de même moins performant en terme de stockage d'énergie et de la disponibilité que le moteur diesel.

Chapitre 2

Chapitre 2

MODELISATION MATHÉMATIQUE DE LA SIMULATION 0D DU CYCLE THERMODYNAMIQUE D'UN MOTEUR DIESEL

Introduction

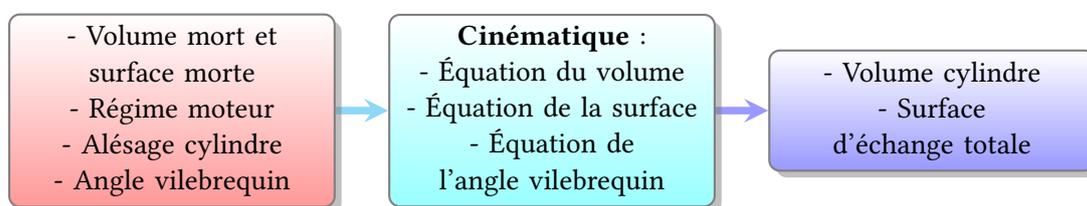
L'étude présentée dans ce chapitre porte sur la modélisation d'un cycle thermodynamique à l'aide d'un modèle 0D. Dans cette modélisation la phase de combustion est basée sur une chimie tabulée. Dans cette modélisation, il est question dans la première partie de déterminer l'évolution de la pression du cylindre au cours du cycle thermodynamique ainsi que l'évolution de la température cylindre. Pour le faire, la cinématique du piston et la détermination du volume de la chambre de combustion va meubler la première partie. La seconde partie sera celle dédiée à l'étude thermodynamique. Dans cette deuxième partie on commence dans un premier temps par la modélisation de la phase d'admission, dans un second temps, celle de la compression. La phase cruciale est alors abordée à la suite de la compression : c'est la combustion-détente. Elle est la phase énergétique car c'est elle qui permet l'extraction d'énergie contenu dans le moteur. Vu les limitations que présentent les modèles 0D thermodynamiques il est question ici d'équiper notre modèle phénoménologique d'un sous-modèle permettant le calcul des paramètres thermodynamiques. La modélisation consiste à reproduire les phénomènes physiques par les équations mathématiques. Cette méthode offre un réel gain de temps et une réduction significative des coûts de revient. Il importe cependant de valider les résultats issus de la modélisation ou de la simulation des systèmes afin de donner aux résultats un caractère formel.

Les modèles 0D de la combustion sont largement utilisés dans la littérature ; l'intérêt de ces modèles réside dans le fait qu'ils sont simples d'utilisation et n'exigent pas de grande capacité des mémoires d'ordinateur. La mise à contribution des postulats de thermodynamique permet de les rendre accessibles et efficace [60-61].

Pour ce faire un modèle de délai d'auto inflammation est modifié, l'évolution de la fraction massique du carburant brûlé est implémentée, l'implémentation des modèles de transfert thermique est également prise en compte. L'approche en chimie tabulée est celle de Krieger et Borman qui est un modèle à une zone reposant sur la première loi de la thermodynamique et permettant de calculer l'énergie interne et le rapport de chaleur des produits de combustion d'un hydrocarbure en réaction avec l'air. La dernière phase est alors celle de l'échappement. La troisième partie de ce chapitre porte sur la modélisation 0D du moteur à dual fuel et la dernière partie présente l'outil numérique utilisé dans cette thèse ainsi que le dispositif expérimental.

2.1 Cinématique du moteur

La cinématique du moteur permet de décrire le mouvement du piston à l'intérieur de la chambre de combustion. Un schéma d'étude de cette cinématique peut être donnée par un l'organigramme ci-dessous définissant des entrées et des éléments en sortie.



Le schéma simplifié du moteur peut être représenté par la figure [2.1](#) ci-dessous :

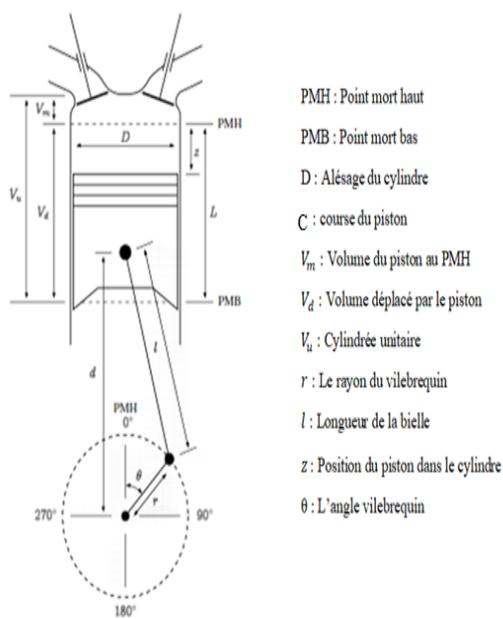


FIGURE 2.1 – Représentation du système bielle manivelle.

2.2 Caractéristique géométrique du moteur

Elles permettent de décrire le mouvement de translation du piston en fonction de l'angle vilebrequin θ afin d'exprimer le volume V du cylindre et la vitesse du piston à tout instant. Pour cela, les données géométriques du cylindre doivent être connues : La course du piston C , l'alésage (diamètre intérieure) D du cylindre, la longueur de la bielle l , le rayon du vilebrequin r , et le volume V_M au PMH (point mort haut). Les grandeurs ci-dessous sont alors définies [61-64]

-Angle vilebrequin θ

C'est en général, l'unité de temps dans les moteurs alternatifs. Il détermine l'évolution du cycle thermodynamique du moteur. dans la modélisation 0D, l'angle θ décrit l'évolution des grandeurs thermodynamiques et d'état tels que le volume V , la pression cylindre et la température cylindre. Dans la littérature, on utilise l'expression degré vilebrequin noté °V ou encore le "crank angle" noté CA comme unité de θ . Si ω désigne la vitesse angulaire du moteur alors on a la relation

$$\theta = \omega t. \quad (2.1)$$

-Position du piston dans la chambre et volume de la chambre.

Soit V_d le volume déplacé par le piston entre le PMH et le PMB (point mort bas) on a

$$V_d = \frac{\pi D^2}{4} C, \quad \text{alors,} \quad V_u = V_M + \frac{\pi D^2}{4} C. \quad (2.2)$$

A une position quelconque z comprise entre le PMH et le PMB on a le volume de la chambre de combustion à tout instant donné par :

$$V_u = V_M + \frac{\pi D^2}{4} z. \quad (2.3)$$

la position du piston dans la chambre de combustion étant définie par la relation ci-dessous où la seule variable est l'angle vilebrequin et les autres dépendant des caractéristiques géométriques du moteur.

$$d = r \cos \theta + (l^2 - r^2 \cos^2 \theta)^{\frac{1}{2}}. \quad (2.4)$$

Dans cette expression, z est définie par :

$$z = l + r - d. \quad (2.5)$$

-Vitesse moyenne et instantanée du piston

La vitesse moyenne du piston, et la vitesse instantanée, sont des paramètres importants étant donné que les efforts de frottement et la turbulence de l'air dans le cylindre en dépendent. Puisque le piston parcourt deux fois la distance entre le PMH et le PMB pour une révolution du vilebrequin, la vitesse moyenne s'écrit est une fonction dépendante de la course du piston et de la vitesse de rotation du moteur.

$$\bar{V}_P = 2CN, \quad (2.6)$$

Où N est la fréquence de rotation du moteur. La vitesse de rotation instantanée du piston quant à elle est obtenue en dérivant la position du piston à tout instant en fonction l'angle vilebrequin et est donnée par :

$$V_P = \frac{dz}{dt} = \frac{dz}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{dz}{d\theta} \omega = r \sin \theta \left[1 + \frac{r \cos \theta}{(L^2 - r^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}}} \right] \omega. \quad (2.7)$$

- Volume du cylindre en fonction de l'angle vilebrequin

Le volume du cylindre à tout instant en fonction de l'angle vilebrequin peut être donné par l'équation ci-dessous : dans cette équation, λ et ϵ représentent respectivement le rapport bielle-manivelle et le taux de compression

$$V(\theta) = \frac{\pi D^2 C}{8} \left(1 - \cos(\theta) + \lambda - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\theta)} + \frac{2}{\epsilon - 1} \right). \quad (2.8)$$

La courbe ci-dessous représente l'évolution du volume de notre moteur utilisé lors de la simulation numérique dans le code python.

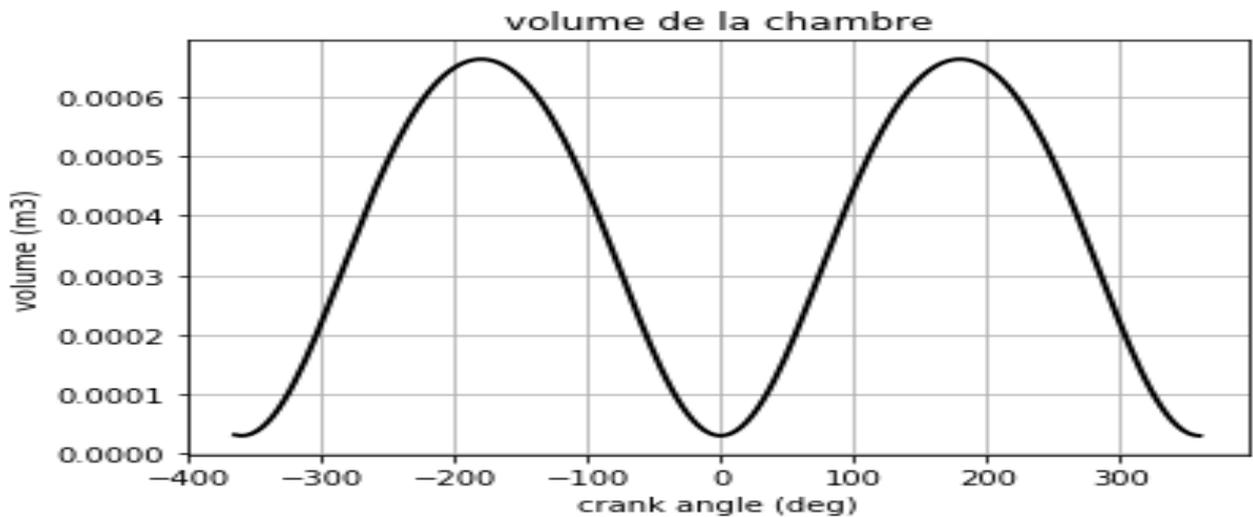


FIGURE 2.2 – Variation du volume cylindre en fonction de l'angle vilebrequin [Python]

La variation du volume du cylindre V par rapport à l'angle du vilebrequin est déduite par la relation ci-dessous :

$$\frac{dV(\theta)}{d\theta} = \frac{\pi D^2 C}{8} \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta}} \right) \sin \theta. \quad (2.9)$$

On obtient la représentation de cette dérivée pour le cas de notre moteur donnée par :

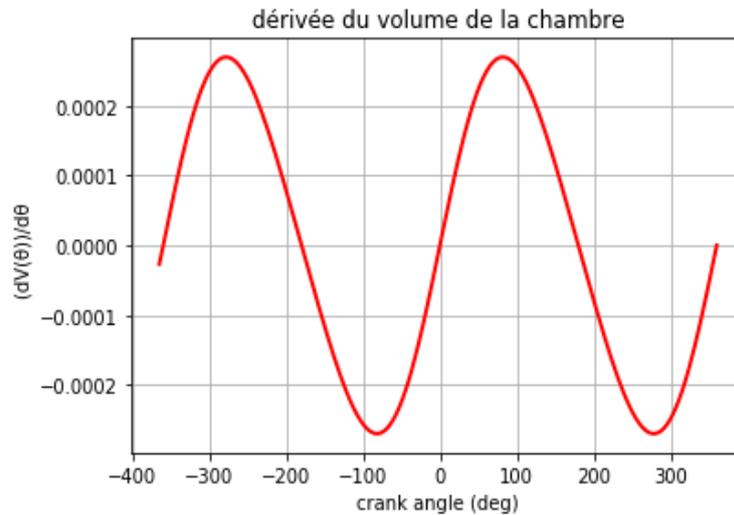


FIGURE 2.3 – Dérivée du volume cylindre en fonction de l'angle vilebrequin [Python]

2.3 Modélisation thermodynamique du cycle diesel

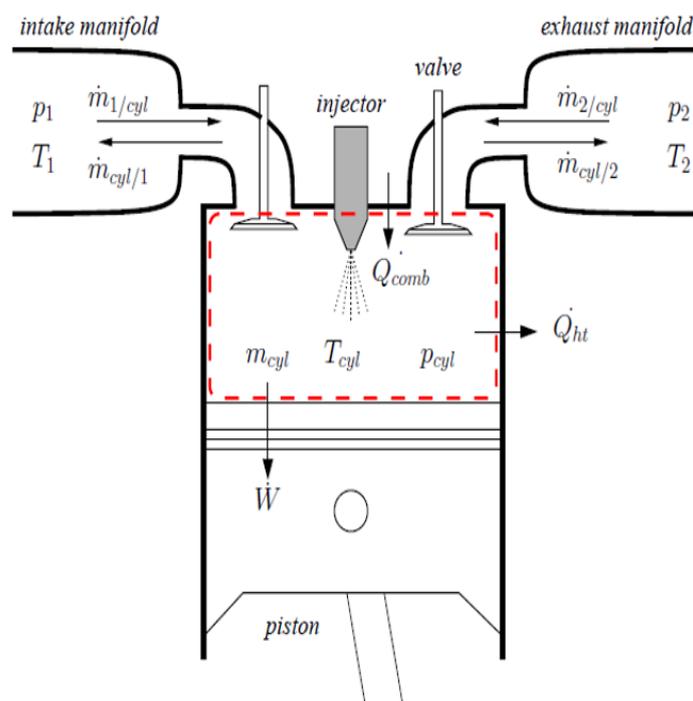


FIGURE 2.4 – Modèle à une zone du cycle diesel

Dans la modélisation 0D, le modèle thermodynamique est basé sur le premier de la thermodynamiques, les lois de conservation de la masse, d'énergie et des relations semi-empiriques permettent d'étudier le cycle diesel. l'angle vilebrequin décrit les grandeurs thermodynamique tels que la pression, la température et l'énergie. Il peut être simplifié selon les attentes. Simplifier au maximum les paramètres empiriques permet de mieux prédire l'évolution du cycle. Le premier principe de la thermodynamique est à la base de l'analyse du cycle thermodynamique à l'intérieur du cylindre moteur dans cette modélisation. Au cours du cycle l'ensemble

des échanges d'énergie peut être représenté par la figure ci-dessus. C'est un système complexe car il faut tenir compte des écoulements dans les soupapes, les débits entrants et sortants, l'injection du combustible, le processus d'allumage et les échanges de chaleur aux parois.

L'application des modèles thermodynamiques à l'ensemble du cycle moteur nécessite alors de connaître les débits des gaz entrant ou sortant du cylindre par les soupapes d'admission et d'échappement respectivement. Il est important de bien évaluer ces débits qui conditionnent directement la masse présente dans le cylindre pendant les phases fermées du cycle.

2.3.1 Hypothèses du modèle

Les hypothèses sont guidées en fonction des critères suivants :

- La simulation du cycle moteur complet (admission, compression, détente et échappement) et de l'évolution de la pression cylindre ;

- La capacité à prédire les variables (pression, température et richesse du mélange) qui influencent l'évolution des polluants ;

- La reproduction de la vitesse instantanée de la cinématique du piston ;

- Le recours à un nombre minimum de paramètres empiriques ;

- Les simulations sont faites sur toute plage de fonctionnement du moteur (avec variation de la charge du moteur) ;

- Le temps de calculs courts (simulation en temps réel).

D'un point de vue fonctionnel, le moteur est assimilé à un cylindre dans lequel se déplace le piston et associé aux mouvements des soupapes et du vilebrequin.

Premièrement, les réservoirs sont considérés comme des systèmes thermodynamiques ouverts de dimension finie par où transitent les gaz. Ces volumes sont modélisés en appliquant le premier principe de la thermodynamique. Les organes concernés sont :

- Le collecteur d'admission ; -Les cylindres ;

- Les collecteurs d'échappement.

Ensuite, il faut y associer les modèles des divers composants et actionneurs du moteur à savoir :

- Les soupapes et les ports d'admission ;

- Le système d'injection ;

- Le système de transmission mécanique composé de l'ensemble piston-bielle-manivelle ;

- L'échangeur thermique monté sur la ligne d'admission.

Le modèle global inclut des sous-modèles représentatifs des phénomènes physiques intervenant dans un moteur à combustion interne, en particulier :

- La combustion ;

- Les transferts thermiques ;

- Les pertes par frottement.

Les hypothèses suivantes sont formulées :

- Les gaz sont supposés parfaits ;

- A tout instant du cycle moteur, l'équilibre thermodynamique est atteint ;

- Le chaque système ouvert contient un mélange homogène de l'air pur et des produits de combustion ;
- Le pas des variations spatiales de la pression ou de la température à l'intérieur des volumes de contrôle ;
- Le le modèle ne prend pas en compte la géométrie exacte des conduits d'admission et d'échappement. Chaque système ouvert est modélisé par son volume moyen.
- Le les pression et température en entrée sont supposées égales aux pression et température ambiantes ;
- Le les effets des transferts thermiques aux parois des collecteurs sont négligés.

2.3.2 Equation d'énergie

Le premier principe de la thermodynamique stipule que l'énergie interne est sous forme de travail, de chaleur ou des deux. pour un système ouvert, il faut tenir compte du flux massique échangés par le permettant d'apporter une contribution d'énergie due à l'enthalpie du système. notre système est considéré comme étant ouvert en fonction des phase du cycle. le premier principe appliqué à notre système est défini par l'équation de premier ordre en en fonction de l'angle vilebrequin [65-66]

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dW}{d\theta} + \sum_i \frac{dQ_i}{d\theta} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\theta}. \quad (2.10)$$

Dans cette équation, U est l'énergie interne du système, W le travail effectué par le piston Q_i la chaleur échangée entre les milieux intérieur et extérieur du cylindre moteur, h_j l'enthalpie spécifique et m_j la masse du gaz échangé ; on peut dire alors que le dernier terme traduit l'énergie due à la variation de la masse. Chaque terme de cette équation peut être défini par une forme plus explicite donné par les équations ci-dessous ou u est l'énergie interne massique et m la masse totale du combustible dans le cylindre :

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{d(mu)}{d\theta} = u \frac{dm}{d\theta} + m \frac{du}{d\theta}. \quad (2.11)$$

le travail est une grandeur dépendant de la pression à l'intérieur du cylindre et du volume déplacé. il peut alors être écrit par :

$$\frac{dW}{d\theta} = -P \frac{dV}{d\theta}. \quad (2.12)$$

D'autre part, le terme traduisant le dégagement de chaleur se décompose en deux sous termes ; le premier qui représente la est la quantité de chaleur perdue aux parois du cylindre, du piston, de la culasse, des chemises et des soupapes d'admission et échappement. il s'exprime par :

$$\frac{dQ}{d\theta} = \sum_i \frac{dQ_i}{d\theta} = \frac{dQ_{fuel}}{d\theta} + \frac{dQ_P}{d\theta}. \quad (2.13)$$

Le dernier terme de l'application du premier principe de la thermodynamique caractérisant l'énergie du débit des gaz d'admission et d'échappement est donné par la relation ci-dessous :

$$\sum_j h_j \frac{dm_j}{d\theta} = h_{adm} \frac{dm_{adm}}{d\theta} + h_{ech} \frac{dm_{ech}}{d\theta}. \quad (2.14)$$

Dans cette dernière équation, m_{adm} et m_{ech} représentent respectivement les débit d'admission et d'échappement entrant et sortant du cylindre. h_{adm} et h_{ech} représentent quant à eux respectivement les enthalpies spécifiques lors de l'admission et d'échappement. Sachant que l'énergie interne U ne dépend que de la température T et du coefficient d'excès d'air ϕ , on a la relation :

$$U = U(T, \phi). \quad (2.15)$$

on peut alors réécrire une expression de l'énergie interne du système en tenant compte de la richesse et de la température donnée par :

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\delta U}{\delta T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{\delta U}{\delta \phi} \frac{d\phi}{d\theta} = C_v \frac{dT}{d\theta} + \frac{\delta U}{\delta \phi} \frac{d\phi}{d\theta}. \quad (2.16)$$

La variation de la température du cylindre au cours du temps obtenu à l'aide de l'équation de conservation de l'énergie peut alors être donnée par l'équation ci-dessous [32-45] :

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mC_v} \left(-P \frac{dV}{d\theta} + \sum_i \frac{dQ_i}{d\theta} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\theta} - U \frac{dm}{d\theta} - m \frac{\delta U}{\delta \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right). \quad (2.17)$$

En utilisant la conservation de la masse on calcul la variation de la masse à l'intérieur du cylindre donné par l'équation :

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{adm}}{d\theta} + \frac{dm_{inj}}{d\theta} + \frac{dm_{ech}}{d\theta}. \quad (2.18)$$

Avec m_{inj} le débit massique du carburant injecté au cours du cycle. Si on pose Y_{inj} la fraction massique du carburant brûlé au cours de la phase de combustion, et $m_{inj,t}$ la masse totale du carburant injecté on peut écrire :

$$Y_{inj} = \frac{m_{inj}}{m_{inj,t}}. \quad (2.19)$$

La variation de la masse devient alors

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{adm}}{d\theta} + m_{inj,t} \frac{dY_{inj}}{d\theta} + \frac{dm_{ech}}{d\theta}. \quad (2.20)$$

La quantité de chaleur libérée par la combustion du carburant sous une forme simplifiée est également donnée par :

$$\frac{dQ_{fuel}}{d\theta} = \frac{m_{inj}}{d\theta} \eta_{comb} \times PCI. \quad (2.21)$$

En plus des équations ci-dessus, l'on associe dans la résolution l'équation des gaz parfait

traduite par l'équation

$$pV = mr_g T. \quad (2.22)$$

En exploitant l'équation des gaz parfait combinée au premier principe de la thermodynamique, on obtient l'évolution de la pression en fonction de l'angle vilebrequin donné par l'équation 2-23 [67] :

$$\frac{dp}{d\theta} = \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} + \frac{1}{r_g} \frac{dr_g}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \right] p. \quad (2.23)$$

La variation d'enthalpie du système est également donnée par l'équation 2-24 ci-dessous

$$\sum \frac{dm_i}{d\theta} h_i = \sum \frac{dm_{ad}}{d\theta} h_{ad} - \sum \frac{dm_{echap}}{d\theta} h_{echap} \quad (2.24)$$

Le système d'équation différentielle à résoudre à chaque temps du cycle est alors

$$\begin{cases} \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mC_v} \left(-p \frac{dV}{d\theta} + \sum_i \frac{dQ_i}{d\theta} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\theta} - u \frac{dm}{d\theta} - m \frac{\delta u}{\delta \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right) \\ \frac{dp}{d\theta} = \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} + \frac{1}{r_g} \frac{dr_g}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \right] p \\ \frac{dm}{d\theta} = \sum \left(\frac{dm_{ad}}{d\theta} \right)_{ad} - \sum \left(\frac{dm_{echap}}{d\theta} \right)_{echap} + \frac{dm_{fb}}{d\theta} \end{cases} \quad (2.25)$$

2.3.3 Admission d'air à l'intérieur du cylindre

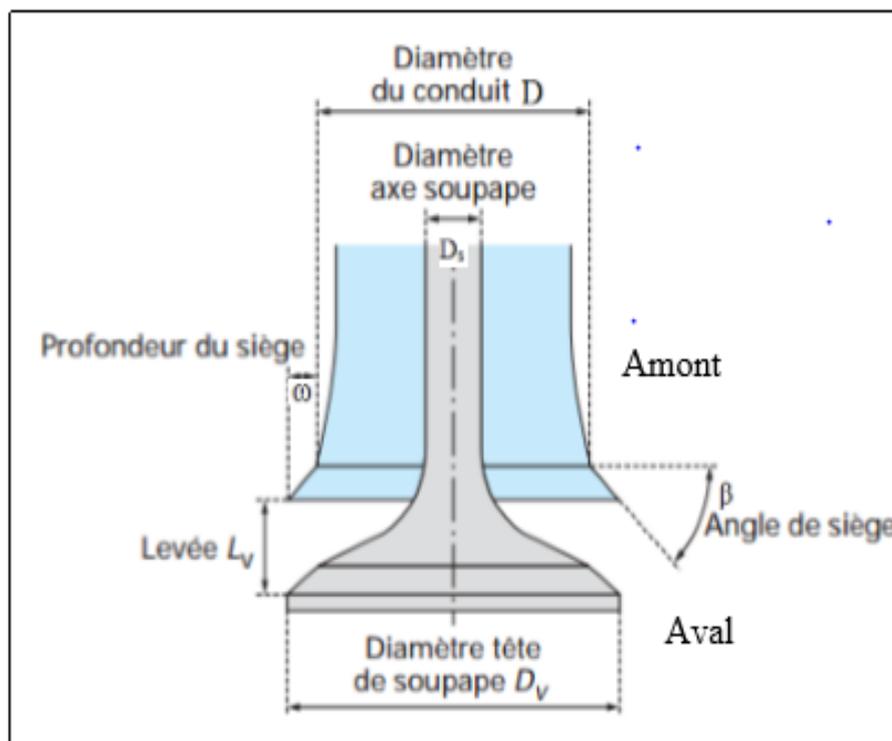


FIGURE 2.5 – Caractéristiques géométriques d'une soupape

Lors de la phase d'admission, seul l'air est admis dans la chambre à combustion. Au cours de cette phase, les hypothèses intervenant dans l'évaluation de la quantité d'air admis dans les cylindres sont les suivantes :

- l'écoulement est monodimensionnel, permanent, continu et adiabatique ;
- le fluide est non pesant et satisfait à la loi des gaz parfaits ;
- les capacités thermiques massiques sont constantes ;
- la vitesse des gaz dans la tubulure est négligeable devant celle présentée dans la section de passage minimale de la soupape.

D_v : diamètre de la soupape

L_v : levée de la soupape

$D_s = 0.2 \times D_v$: diamètre de la tige de la soupape

$D = 0.8 \times D_v$: diamètre du conduit d'admission

$w = 0.05 \times D_v$: largeur du chanfrein

β : angle du chanfrein de la soupape.

On signale ici que la phase la plus utile durant l'ouverture d'une soupape correspond à l'ouverture maximale qui permet de faire passer le plus grand débit d'air dans le cylindre. Toutefois, une situation transitoire est inévitable, et il faut essayer de modéliser au mieux l'évolution de la section de passage au cours du temps. La loi de levée traduit le mouvement des soupapes au cours de leur ouverture et de leur fermeture, sa modélisation a été réalisée suivant l'expression [16, 32, 45, 65]. Cette loi est donnée par la relation ci-dessus :

$$L_v(\theta) = \frac{L_{max}}{2} \left(1 + \tan\left(\frac{\theta + AO}{pente}\right) + \tanh\left(\frac{180 - \theta + RF}{pente}\right) \right). \quad (2.26)$$

Dans cette expression $L(\theta)$ et θ représentent respectivement la longueur de la levée de la soupapes et l'angle du vilebrequin en degrés. AO est l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission et RF représente le retard à la fermeture. La pente traduit par contre la rapidité d'ouverture et de fermeture des soupapes d'admission et d'échappement. La phase la plus utile lors de l'ouverture d'une soupape est celle d'ouverture maximale qui permet de faire passer le plus grand débit. Cependant, une situation transitoire est inévitable et il faut essayer de modéliser au mieux l'élévation de la section de passage au cours du temps. La loi de levée reflète le mouvement des soupapes au cours de leur ouverture et de leur fermeture. En considérant la géométrie de la soupape, on définit la valeur de la section de passage des gaz dans la soupape à l'aide de la loi de levée des soupapes. Cette dernière se déroule en trois étapes en fonction du mode d'écoulement découlant de l'état d'ouverture de la soupape.

– $0 < L_v(\theta) < 0.004$: dans cet intervalle, l'écoulement est considéré comme parallèle au chanfrein, on obtient l'expression de la section de passage donnée par :

$$S_m(\theta) = \pi * L_v * \cos(\beta) \left(D_v - 2w + \frac{L_v}{2} \sin(2\beta) \right). \quad (2.27)$$

– $0.004 < L_v(\theta) < 0.11$: Lorsque l'ouverture de la soupape se trouve dans une position intermédiaire, le débit de gaz est alors influencé par la section de passage amont, qui correspond au conduit d'amenée du gaz dans la chambre et la loi d'évolution de la section de passage prend

alors la forme :

$$S_m(\theta) = \pi * (D_v - \omega) \sqrt{(L_v - \omega \tan^2(\beta) + \omega^2)}. \quad (2.28)$$

- $L_v(\theta) > 0.11$: en dernier étape, la position maximale de la soupape est caractérisée par une ouverture totale de la soupape. À ce point, l'écoulement est totalement influencé par la section de passage amont on obtient alors :

$$S_m(\theta) = \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{D_v}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_v}{4} \right)^2 \right]. \quad (2.29)$$

L'application des modèles thermodynamiques à l'ensemble du cycle moteur nécessite de connaître les débits des gaz entrant dans la chambre de combustion et sortant par les soupapes. Il est donc nécessaire de bien évaluer ces débits qui conditionnent directement la masse présente dans la chambre de combustion pendant les phases fermées. Le débit-masse entrant dans le cylindre s'obtient à l'aide de l'équation de St Venant exprimant la conservation de l'énergie totale :

$$\frac{V^2}{2} + h = Cte. \quad (2.30)$$

Avec V la vitesse et h l'enthalpie des gaz. L'écoulement d'air à l'intérieur de la soupape est donné par la relation suivante en considérant les valeurs en amont et en aval de la soupape d'admission :

$$\frac{V_{amont}^2}{2} + h_{amont} = \frac{V_{aval}^2}{2} + h_{aval}. \quad (2.31)$$

On considère les vitesse en amont et en aval vérifiant la condition ; $V_{amont} \ll V_{aval}$ et l'enthalpie définie par la relation $c_p T$ à l'intérieur de la soupape représentée par l'équation 2-30 ci-dessous ; on obtient :

$$V_{aval} = \sqrt{2(h_{amont} - h_{aval})} = \sqrt{2c_p(T_{amont} - T_{aval})} \quad (2.32)$$

En supposant que l'écoulement est isentropique de l'amont à l'aval, considéré ici comme la section de sortie du diaphragme, il vient :

$$\frac{T_{aval}}{T_{amont}} = \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}. \quad (2.33)$$

γ Étant défini comme le rapport des capacités massiques respectivement à pression constante et à volume constant. En remplaçant, nous obtenons l'expression de la vitesse de l'air à l'entrée du cylindre donnée par $\delta \sin(\theta)^{\frac{a}{b}}$:

$$V_{aval} = \sqrt{2 \left(c_p T_{amont} \left[1 - \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right)} \quad (2.34)$$

Le débit est maximal lorsque la vitesse du fluide au col atteint la vitesse du son. Dans les conditions de col sonique, on a, en notant le rapport de pression $R_p = \frac{p_{aval}}{p_{amont}}$ et $M = \frac{V_{aval}}{\sqrt{\gamma r_g T_{aval}}} = 1$ Où M désigne le nombre de Mach et $r_g = c_p - c_v$ et $p = \rho r_g T$ nous obtenons alors les relations

ci-dessous :

$$V_{aval} = \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left(\frac{p_{amont}}{\rho_{amont}} \right) \left[1 - \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2.35)$$

$$\gamma r_g T_{aval} = \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left(\frac{p_{amont}}{\rho_{amont}} \right) \left[1 - \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2.36)$$

On rappelle alors que le débit massique entrant s'écrit en fonction de la masse volumique de l'air, la fréquence du moteur, de la vitesse des gaz et de la section de décharge par l'équation :

$$\frac{d m}{d \theta} = \left(\frac{1}{2\pi N} \right) * \rho * S_m * V_{aval} \quad (2.37)$$

Finalement, en tenant compte des pertes de charges à travers la soupape, on obtient la relation du débit de l'écoulement donnée en fonction du coefficient de décharge c_d

$$\frac{d m}{d \theta} = \left(\frac{1}{2\pi N} \right) c_d S_m \frac{p_{amont}}{r T_{amont}} \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left(\frac{p_{amont}}{\rho_{amont}} \right) \left[1 - \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2.38)$$

Au cours de cette modélisation de l'écoulement de l'air à l'intérieur de la soupape d'admission, on respecte les lois de la mécanique de fluide et on constate bien que le résultat d'une section de passage reste constant pour une levée maximale de la soupape.

En plus des considérations géométriques de la soupape, on définit également les considérations de la mécanique de fluide surtout du point de vue de la perte de charge au cours de l'écoulement à travers la section de passage. Les mesures expérimentales montrent que le coefficient de décharge est compris dans l'intervalle 0.5 à 0.7 [65]. Ce coefficient de décharge dépend de l'architecture complète de la soupape, du conduit d'admission et de la levée de la soupape qui peut engendrer d'importantes zones de recirculation lorsque celle-ci est peu ouverte. Dans notre travail nous avons considéré un coefficient de décharge égal à 0.6 sur la base des travaux antérieurs réalisé sur le même moteur [32]. Nous obtenons ainsi, les équations à l'admission donnée ci-dessous par les équations 2-38 et 2-39 :

$$\begin{cases} \sum \left(\frac{dm_{ad}}{d\theta} \right) h_{ad} = \left(\frac{dm_{air}}{d\theta} \right) h_{air} \\ \sum \left(\frac{dm_{echap}}{d\theta} \right)_{echap} = \left(\frac{dm_{gechap}}{d\theta} \right) h_{gechap} \\ \frac{dm_{fb}}{d\theta} = 0 \end{cases} \quad (2.39)$$

La température d'admission et la pression sont solution du système d'équations différentielles :

$$\begin{cases} \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mC_v} \left(-p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_p}{d\theta} + h_{(air)} \frac{dm_{(air)}}{d\theta} - (h_{echap}) \frac{dm_{(gechap)}}{d\theta} - u \frac{dm}{d\theta} - m \frac{\delta u}{\delta \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right) \\ \frac{dp}{d\theta} = \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} + \frac{1}{r_g} \frac{dr_g}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \right] p \\ \frac{dm}{d\theta} = \left(\frac{dm_{air}}{d\theta} \right) h_{air} + \left(\frac{dm_{echap}}{d\theta} \right) h_{echap} \end{cases} \quad (2.40)$$

Dans la résolution de cette équation la richesse étant constante le dernier terme de l'équation en T est nul. Ici, il intervient et qui sont respectivement la température et la pression de l'air ambiante admises lors de l'ouverture des soupapes d'admission ; aussi leurs valeurs sont prises constantes lors de ce processus d'admission.

2.3.4 Compression de l'air admis

Cette phase du cycle est basée sur l'évolution de la pression en fonction du volume du cylindre. En effet c'est la phase de préparation des conditions favorable à la combustion. La phase de compression débute juste après la fermeture de la soupape d'admission et se termine au moment de l'inflammation du combustible. Théoriquement, cette phase se déroule sans échange de chaleur avec le milieu extérieur ; ce qui confère une pression de fin de compression supérieure à la pression réelle. En effet, il existe des échanges parois et gaz dans le cylindre. Elle est en réalité polytropique et admet un coefficient polytropique variant entre 1.35 et 1.39 dépendant de la température à l'intérieur du cylindre [66-73].

$$pV^\gamma = Cste. \quad (2.41)$$

Ici p est la pression du cylindre, V le volume et la constante polytropique évoluant suivant la température à l'intérieur du cylindre et donné par l'expression :

$$\gamma = 1.458 - 1.628 * 10^{-4}T + 4.139 * 10^{-8}T^2. \quad (2.42)$$

Puisque la pression (pa) et la température d'admission (Ta) à la fin de l'admission sont connues, la compression s'effectue avant la fermeture complète de la soupape d'admission. La fin de la compression se succède par le début de l'injection. l'évolution des grandeurs pressions et températures au cours de la phase de compression peuvent se décrire par le système d'équations suivantes.

$$\frac{dm}{d\theta} = \left(\frac{dm_{air}}{d\theta} \right) h_{air} = \left(\frac{dm_{echap}}{d\theta} \right) h_{echap} = 0 \quad (2.43)$$

$$\begin{cases} \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mC_v} \left(-p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_p}{d\theta} \right) \\ \frac{dp}{d\theta} = \left[\frac{1}{r_g} \frac{dr_g}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \right] p \\ \frac{dm}{d\theta} = 0 \end{cases} \quad (2.44)$$

La fin de la compression est réalisée avec une avance par rapport à celle donnée par la théorie car tant dans le cas du moteur diesel que celui d'essence, une avance à l'injection ou une avance à l'allumage est réalisée afin que le pic de pression de la combustion puisse se trouver non loin du point mort haut. Cela permet non seulement de préserver l'état du moteur mais aussi avoir un bon rendement. La partie des résultats sur la variation de l'avance d'injection dans le chapitre 3 nous montrera l'impact de cette dernière sur la montée de la pression.

2.3.5 Combustion et détente

La modélisation de cette partie nécessite un ensemble de paramètres pouvant être organisé de la manière suivante : - Les paramètres d'entrée qui sont :

a) Les caractéristiques du carburant (composition chimique, indice de cétane, pouvoir calorifique) ;

b) Les caractéristiques moteurs (Nombre de cylindres, taux de compression, avance à l'injection, longueur de la manivelle, etc).

- Les paramètres de la charge qui sont :

a) La quantité d'air dans le cylindre ;

b) La richesse ;

c) Température et pression en fin de compression ;

- Les paramètres de combustion qui sont :

a) Le délai d'inflammation ;

b) La durée de combustion ;

c) Le dégagement de chaleur ;

d) La variation des paramètres d'état thermodynamiques dans le cylindre (Température, pression, volume).

Il s'agit alors dans cette partie, de modéliser la quantité d'énergie libérée par la combustion afin de déduire l'effet sur la pression cylindre pendant la partie fermée du cycle. Cette modélisation peut être représentée par un ensemble d'étape résumé à la figure 2-6.

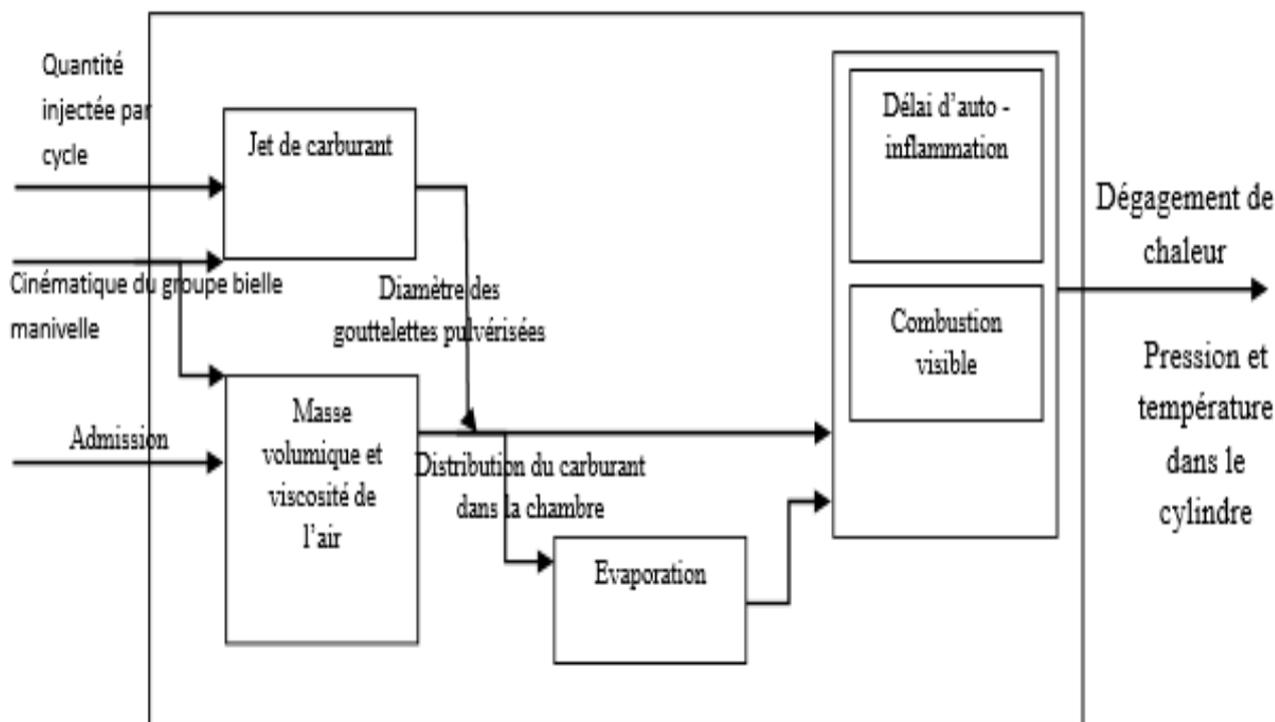


FIGURE 2.6 – Etapes de la modélisation de la phase de combustion [66]

Les moteurs diesels sont des moteurs à combustion interne. La combustion gouverne de ce fait le cycle diesel à travers la production d'énergie. Afin d'étudier cette phase, il est indispensable de développer un modèle complet représentant l'ensemble du phénomène. Un modèle complet de combustion tient alors en compte plusieurs étapes à savoir : l'évolution du jet spray, le déroulement du mélange air-carburant, l'atomisation et la vaporisation du combustible ainsi que la vitesse des réactions chimiques. Les modèles computer fluide dynamique (CFD) permettent une meilleure représentation dudit phénomène mais demande un nombre de complexité d'équations aux dérivées partielles impliquant un temps élevé de calcul et d'espace mémoire généralement connus sous le nom de super ordinateur.

Dans notre travail, nous travaillons avec un modèle ayant pour but de prédire le délai d'auto-inflammation, la durée de la combustion et capable de présenter de façon simple la combustion dans les moteurs diesels. Pour cela, il doit être capable de fournir en sortie les paramètres suivant : les vitesses de combustions respectivement dans la phase de prémélange marquée par une réaction très rapide et la phase de diffusion transformant l'énergie contenue dans le carburant et transmise au piston moteur. La littérature présente plusieurs modèles dans cette lancée. Nous avons le modèle d'analyse de la pression cylindre expérimentale ; il est le plus répandue ; il permet de déterminer de façon approximative les autres paramètres en appliquant la loi des gaz parfait. Nous avons plusieurs corrélations définies dans ce sens dans la simulation phénoménologique 0D du cycle diesel ; on peut citer la loi de Wiebe, la loi en cosinus et la loi de Watson. Dans notre modèle, le sous-modèle correspondant au calcul de la vitesse de combustion du carburant est à la double fonction de Wiebe [73-78]. La figure ci-dessous représente les étapes de la combustion dans un moteur diesel en fonction de l'angle vilebrequin. Elle montre qu'on a quatre principales étapes et chacune donne le taux de déga-

gement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin : le délai d'inflammation, la combustion non contrôlée, la combustion contrôlée et la postcombustion.

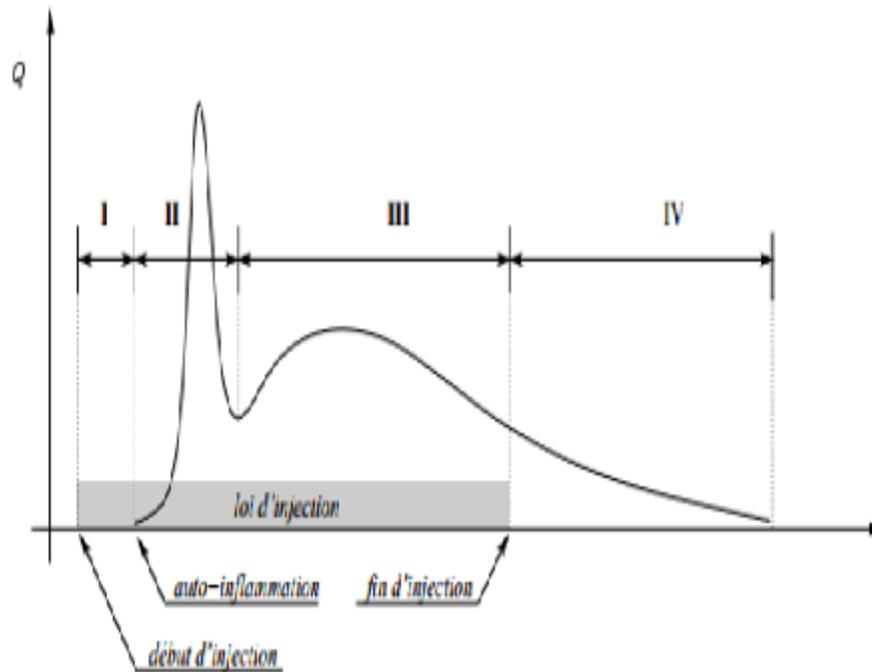


FIGURE 2.7 – Evolution de la vitesse de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin dans un moteur Diesel à injection directe [15]

- Le délai d'inflammation (I) : Il correspond au temps entre le début de l'injection du carburant et la production de l'inflammation de ce dernier.

- La combustion non contrôlée (II) : Le carburant accumulé durant la période du délai d'inflammation est brûlé très rapidement ce qui entraîne une augmentation rapide de la pression. La combustion non contrôlée commence quelque degré avant le point mort haut et se termine quelque degré après le point mort haut. Le taux d'augmentation de la pression dépend de la quantité de carburant présente à la fin du délai d'inflammation, des degrés de rotation de vilebrequin, et du modèle de pulvérisation. Durant cette période le combustible continue d'être injecté et brûlé.

- La combustion contrôlée (III) : À la fin de la phase de la combustion non contrôlée, la combustion se termine, le carburant brûle au fur et à mesure qu'il est injecté dans la chambre de combustion. La combustion instantanée est assurée par la pression et la température dégagées lors de la partie non contrôlée. Suivant le fonctionnement (plein ou faible régime) du moteur, la période d'injection et combustion contrôlée change. Si le moteur fonctionne à plein régime, la période d'injection et de la combustion contrôlée sont plus longues par rapport au fonctionnement du moteur à faible régime. Pour un régime donné, la combustion contrôlée est constante ce qui signifie que le maximum de la pression dans la chambre de combustion est la même, peu importe la charge.

• La postcombustion ou la combustion tardive (IV) : La combustion se continue après la combustion contrôlée parce que le carburant injecté n'est pas brûlé complètement. Les particules de carburants non brûlés à cause du manque d'oxygène au moment d'injection. De même l'on peut analyser les différentes étapes en se focalisant sur la courbe d'évolution de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin. La figure 2-8 ci-dessous présente ladite situation.

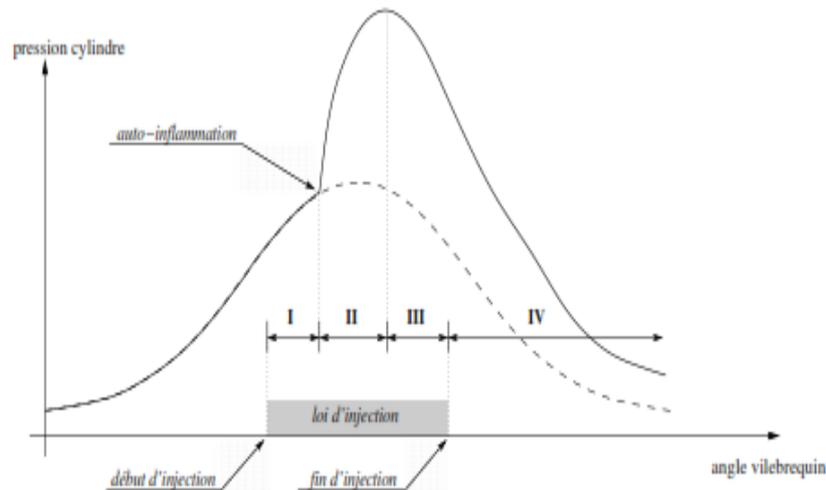
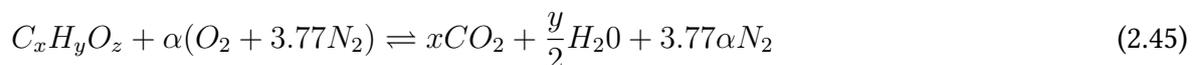


FIGURE 2.8 – Évolution de la pression en fonction de l'angle vilebrequin pour un cycle de fonctionnement du moteur. La courbe en pointillés représente la pression cylindre d'un cycle entraîné, c'est-à-dire sans Combustion [16]

2.3.6 Équation globale de la combustion

Le combustible est de formulation chimique donné par : $C_xH_yO_z$ l'équation de sa combustion complète est donnée par l'équation 2-42. L'équation chimique comporte deux membres, les réactifs sont placés dans le membre de gauche et les produits dans le membre de droite, elle respecte le principe de conservation de la masse de chaque molécule.



Cette équation est une première approche de la réalité car en plus du dioxyde de carbone CO_2 , l'eau H_2O et le diazote N_2 il se forme d'autres produits comme nous avons annoncé au chapitre 1 à la section des polluants diesels. Le mécanisme de formation du NO décrit par Zeldovich au chapitre 1 par l'équation 1-1 accompagne bien l'équation 2-44 pour le cas du NO. La modélisation de cette espèce a été alors calculée suivant ce mécanisme en intégrant l'évolution de la température au cours de la phase de combustion à l'intérieur du cylindre.

2.3.7 Délai d'auto-inflammation

Comme définit plus haut, il caractérise le temps entre le début de l'ouverture de l'injecteur et le début de la combustion. Il est constitué d'un ensemble de phénomènes permettant de le scinder en deux : le délai physique et le délai chimique. Les deux processus se déroulent de façon parallèle et ont chacun un impact sur chacun.

Le délai physique est la phase marquée par l'introduction du carburant jusqu'à la formation propice des zones présentant une favorisation de l'auto-inflammation. Cette phase est constituée d'une atomisation du combustible, de la vaporisation en phase homogène de l'air avec le combustible. Le second délai chimique intervient quand un mélange homogène air-carburant est formé. Il représente le laps de temps entre le moment où les réactifs sont en phase gazeuse et l'instant d'initiation de la combustion.

Le délai d'auto-inflammation est donné par la formulation d'une équation de corrélation sous forme de loi d'Arrhenius. Cette formulation tient compte du carburant utilisé, il dépend également de la pression P , de la température T , et de la richesse. La tendance actuelle est à la réduction du délai d'auto-inflammation dans le but de permettre une réduction des émissions d'oxydes d'azote [79-81]. Plus le délai d'auto-inflammation est long, plus la fraction de combustible brûlé en pré-mélange est importante car les réactifs ont eu suffisamment de temps pour se mélanger. À l'inverse si la richesse augmente, la combustion de diffusion sera prépondérante.

$$ID = (A * p^{-m}) * \exp\left(\frac{E_A}{Tr_g}\right) \quad (2.46)$$

Dans cette équation, ID représente le délai d'inflammation tandis que A , P , T , r_g , m , et E_A représentent respectivement la constante caractérisant la fréquence de collision des molécules réactives, la pression qui règne dans le cylindre, la température à l'intérieur du cylindre, la constante des gaz parfaits, la constante caractérisant la cinétique de combustion du carburant liquide, et enfin l'énergie d'activation en kJ/mol. Plusieurs corrélations ont été développées dans des conditions expérimentales donnant le délai d'inflammation en fonction du type de carburant utilisé, mais on note que tous dégagent une caractéristique commune montrant que ce délai peut être exprimé de manière générale à l'aide d'une loi d'Arrhenius ci-dessus.

Dans notre étude nous considérons pour les deux modèles de carburants utilisés que le délai d'auto inflammation est calculé à partir de la relation empirique de Hardenberg et Haze [32, 82]. Cela traduit que l'inflammation du carburant n'est pas spontanée ; elle est contrôlée par le modèle de Hardenberg et Haze dont la formulation mathématique est donnée par la relation :

$$ID = (0.36 + 0.22\bar{v}_p) * \exp\left[E_A \left(\frac{1}{r_g \bar{T}} - \frac{1}{17.190}\right) \left(\frac{21.2}{\bar{p} - 12.4}\right)^{0.63}\right] \quad (2.47)$$

E_A Représente l'énergie d'activation et son expression est donnée en fonction du nombre de cétane caractérisant la capacité à l'auto-inflammation du carburant :

$$E_A = \frac{618840}{IC + 25}$$

Tableau 2.1 – Modèle de délai d’auto-inflammation du diesel

Auteurs	Corrélations
Shipinsky	$\frac{0.8216}{p^{0.386}} \exp\left(\frac{4644}{T}\right) \left(\frac{40}{IC}\right)^{0.69}$
Sitkei	$0.5 + 0.133p^{-0.7} \exp\left(\frac{3930}{T}\right) + 0.00463p^{-1.8} \exp\left(\frac{3930}{T}\right)$
Wolfer	$3.52p^{-1.022} \exp\left(\frac{2100}{T}\right)$
Tolstov	$0.0523(1 - 0.00016n) \left(\frac{T}{T}\right)^{0.7} \exp\left(\frac{1477}{T}\right)$
Assanis	$2.4p^{-1.02} \phi^{-0.2} \exp\left(\frac{2100}{T}\right)$

Tableau 2.2 – Modèle de délai d’auto-inflammation des biodiesels

Auteurs	Biodiesel	Corrélations
Shipinsky	-	$\frac{0.8216}{p^{0.386}} \exp\left(\frac{4644}{T}\right) \left(\frac{40}{IC}\right)^{0.69}$
Sitkei	Karanja	$0.5 + 0.133p^{-0.7} \exp\left(\frac{3930}{T}\right) + 0.00463p^{-1.8} \exp\left(\frac{3930}{T}\right)$
Wolfer	Palme	$3.52p^{-1.022} \exp\left(\frac{2100}{T}\right)$
Tolstov	Rapeseed	$0.0523(1 - 0.00016n) \left(\frac{T}{T}\right)^{0.7} \exp\left(\frac{1477}{T}\right)$

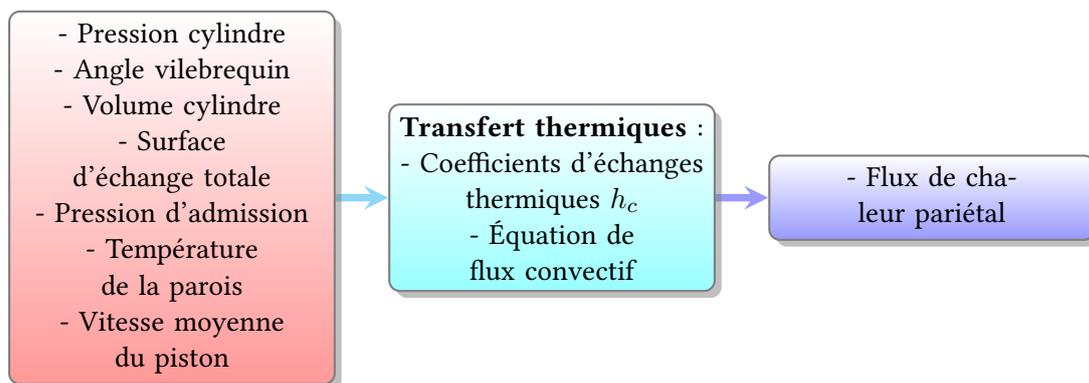
Dans l’expression de l’énergie d’activation, IC représente l’indice de cétane du carburant utilisé. Il permet alors de caractériser la capacité d’un carburant à s’auto-inflammer. Le processus d’inflammation des carburants est déterminé comme cité plus haut par deux types de processus physiques et chimiques. Pour caractériser le délai d’inflammation d’un carburant, on utilise couramment l’indice de cétane. Un carburant d’indice de cétane élevé caractérise sa capacité à s’auto-enflammer. Le cétane, dont l’indice de cétane est 100, est considéré comme un carburant extrême inflammable. Par contre, le méthyl naphtalène a un indice de cétane de 0 du fait de sa difficulté à l’inflammation. Les carburants de grand indice de cétane s’enflamment en un temps relativement court par rapport aux carburants d’indice de cétane élevés. Les bio-carburants ont des indices de cétane élevés par rapport à celui des carburants conventionnels ce qui confère aux biodiesel par exemple une rapidité à s’enflammer. Les carburants à faible indice de cétane ayant des délais d’inflammation plus longs, une plus grande quantité de carburant est injectée avant l’inflammation du spray, conduisant à la formation d’une quantité importante de mélange. Lors de l’inflammation on observe alors une vitesse de combustion très rapide, accompagnée par un pic de taux de dégagement de chaleur, tous indiquent une forte combustion pré-mélangée. Dans des conditions extrêmes, ce phénomène devient brutal et prend le nom de "Diesel knock ". Par contre, les carburants dont le délai d’inflammation est

court, le phénomène d'inflammation se déroule avant que la majeure partie du carburant ne soit injecté. On observe de ce fait un dégagement de chaleur dépendant du taux d'injection du carburant et conduisant à une combustion plus douce.

2.3.8 Modélisation de la chaleur de combustion et des pertes de chaleur

Le modèle de combustion utilisé est celui de Krieger et Bormann c'est un modèle à une zone basée sur la première loi de la thermodynamique, la conservation de masse et la loi des gaz parfaits. En réalité, suite aux gradients de températures élevés dans les moteurs à combustion interne il est nécessaire de déterminer un modèle décrivant l'état thermodynamique instantané des produits de combustion dans le cylindre. Le modèle de Krieger et Bormann donne les variations de l'énergie interne dans le cylindre à l'aide de coefficients correctifs correspondant à la variation de température par rapport à une température de référence. A travers une série de dérivation, le rapport de chaleur spécifique est ainsi déterminé en fonction de la température à l'aide de polynômes lissés à partir de données tabulées expérimentales.

Dans un moteur, une partie de la chaleur générée par la combustion est transmise aux parois du cylindre par convection forcée. La modélisation dans le processus de combustion du cylindre doit alors tenir compte de l'interaction avec la paroi du cylindre. Au cours du cycle moteur, plusieurs modes de transfert sont en action. Mais il faut noter que les transferts de rayonnement ne sont pas pris en compte dans la majeure partie des modélisations, car il a été démontré par plusieurs auteurs qu'ils sont beaucoup moins au-dessous du transfert de gaz de combustion et la paroi [83-84]. Pour pouvoir modéliser les pertes aux parois le schéma de calcul simplifié peut être donné par :



L'énergie dégagée au cours de la réaction de combustion est contenue dans la relation donnant l'énergie interne du système. Nous avons alors :

$$dU = \delta W + \delta Q + \sum h_j dm_j \quad (2.48)$$

Où dU représente la variation de l'énergie interne du système, δW , le travail fournit par le piston au système, δQ la quantité de chaleur libérée. Le terme $\sum h_j dm_j$ quant à lui représente l'énergie due à la variation de la masse. Dans notre travail, les pertes thermiques parietales

sont modélisées à l'aide de trois postulats caractéristiques : Woschni, d'Eichelberg et de Hohenberg. La transformation et la simplification de l'équation 2-46, permet d'obtenir le système d'équation différentielle 2-47 en fonction de l'angle vilebrequin [15-16] et [66-71].

$$\begin{cases} \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mC_v} \left(-p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_p}{d\theta} - u \frac{dm}{d\theta} + PCI \frac{dm_{fuel}}{d\theta} \right) \\ \frac{dp}{d\theta} = \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} + \frac{1}{r_g} \frac{dr_g}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \right] p \\ \frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{fuel}}{d\theta} \end{cases} \quad (2.49)$$

Où p et T représentent la pression, la température du cylindre, le rapport des chaleurs spécifiques, l'angle vilebrequin et V le volume du cylindre. Où l'expression du volume est régie par l'équation 2-8 donnée à la partie consacrée à la cinématique du moteur. Le terme $\frac{dV}{d\theta}$ représente la variation du volume du cylindre V par rapport à l'angle du vilebrequin. Le terme $\frac{dQ}{d\theta}$ représentant le taux total de dégagement de chaleur du système a pour expression :

$$\frac{dQ}{d\theta} = PCI \frac{dm_{fuel}}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta} \quad (2.50)$$

En injectant dans cette équation les données expérimentales de combustion, l'on parvient à reconstituer le profil de dégagement de chaleur dans le moteur comme le préconise de nombreux auteurs par l'usage du modèle d'analyse [85].

Dans un moteur à combustion interne, une partie de la chaleur issue de la combustion est transmise aux parois de la chambre de combustion. Le flux d'énergie transmis des gaz aux parois de la chambre de combustion dépend principalement du gradient de température au niveau des surfaces internes et externes.

Quatre étapes composent la modélisation du dégagement de chaleur, caractéristiques aux différents sous termes présent : l'énergie perdue aux parois $\frac{dQ_p}{d\theta}$ intègre le coefficient d'échange de chaleur des trois modèles évoqués. L'énergie libérée par la combustion en tenant compte de l'énergie interne au combustible $\frac{dQ_{comb}}{d\theta}$ et deux autres termes dus aux échanges avec le milieu extérieurs (flux de masse entrant et sortant). Le système étant considéré fermé, les deux termes sont pris comme étant nuls. Les deux premiers termes sont donnés par le système de l'équation 2-49.

$$\begin{cases} \frac{dQ_{comb}}{d\theta} = m_{inj} PCI \frac{dx_b}{d\theta} \\ \frac{dQ_p}{d\theta} = h_c A(\theta) (T - T_p) \frac{1}{\omega} \end{cases} \quad (2.51)$$

Les termes apparaissant dans cette équation sont définis par l'équation 2-52 caractéristique

à la surface d'échange en fonction de la géométrie du moteur.

$$A(\theta) = \frac{\pi D^2}{2} + \pi D \frac{L}{2} \left(\lambda + 1 - \cos(\theta) - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\theta)} \right) \quad (2.52)$$

le terme $\frac{dx_b}{d\theta}$ est la vitesse à laquelle la fraction de carburant brûlé par rapport à l'angle vilebrequin θ et est évaluée par la loi de Wiebe, m_{inj} est la masse du carburant injecté, T_p la température aux parois, la fréquence de rotation du moteur, PCI le pouvoir calorifique inférieur caractéristique du carburant utilisé et h_c le coefficient de perte de chaleur dépendant du modèle de pertes chaleurs utilisé exprime en kW/m²K.

Le déroulement de la combustion est quantifié par la fonction sigmoïdale de Wiebe. Elle décrit l'allure caractéristique de la fraction massique de carburant brûlé dans un moteur à allumage commandé au sein duquel la combustion s'accomplit uniquement dans un mélange homogène. La première phase de la combustion dans les moteurs à allumage par compression présente un caractère identique mais est suivie d'une seconde période durant laquelle la combustion se déroule en phase diffusionnelle. Deux fonctions de Wiebe pondérées et décalées dans le temps sont utilisées. Chaque fonction de Wiebe représente la fraction massique de combustible brûlé au cours d'une des phases de la réaction. La première fonction décrit la combustion de pré-mélange alors que la seconde décrit la combustion diffusionnelle. Ce modèle assure une meilleure cohérence avec les profils de fraction massique du carburant brûlé observés expérimentalement puisque les paramètres des fonctions de Wiebe sont adaptés aux profils de vitesse de combustion obtenus expérimentalement. la fraction de la masse du carburant brûlée permettant d'obtenir la vitesse de combustion. Tout le carburant est brûlé lorsque la courbe d'évolution de ladite fraction massique admet une asymptote horizontale égale à 1.

Dans la modélisation 0D, la fraction instantanée de carburant brûlée est une fonction $x_b = f(\theta)$ où θ est l'angle de vilebrequin balayé à l'instant d'observation. Cette fraction est calculée en utilisant une double fonction Wiebe [15, 16] décrite comme suit :

$$x_b = \beta x_p + (1 - \beta) x_d \quad (2.53)$$

Les indices p et d représentent respectivement les phases de pré-mélanges et de diffusion. On a alors x_p qui représente la fraction du carburant brûlée dans chaque phase du processus de combustion de pré-mélanges et x_d celle brûlée en phase de diffusion. En général, la modélisation de cette fraction se fait partir d'une fonction mathématique simple (modèle de comportement), ou bien à partir des lois phénoménologiques sur des considérations physiques (modèles de connaissance). Concernant le modèle de comportement des gaz brûlés, la loi semi empirique de Wiebe s'écrit comme suit :

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (2.54)$$

Dans cette expression, a caractérise le Paramètre d'efficacité m le Paramètre de forme. Ces deux paramètres, doivent être ajustés expérimentalement, en fonction du moteur et des conditions de fonctionnement (richesse, charge, avance à l'injection...). On obtient le taux de combustion

en fonction de l'angle vilebrequin donné par l'équation 2-52 :

$$\frac{dx_b}{d\theta} = (m + 1)a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^m \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (2.55)$$

Pour la double phase de Wiebe avec une combustion de pré-mélange et de diffusion comme considérée dans cette thèse, la vitesse de dégagement de chaleur prend l'expression :

$$\frac{dQ_{comb}}{d\theta} = \frac{dQ_{combp}}{d\theta} + \frac{dQ_{combd}}{d\theta} \quad (2.56)$$

$$\frac{dQ_{combp}}{d\theta} = m_{inj} PCI (m_p + 1) a_p \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_p} \right)^{m_p} \exp \left[-a_p \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_p} \right)^{m_p+1} \right] \quad (2.57)$$

$$\frac{dQ_{combd}}{d\theta} = m_{inj} PCI (m_d + 1) a_d \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_d} \right)^{m_d} \exp \left[-a_d \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_d} \right)^{m_d+1} \right] \quad (2.58)$$

Les indices p et d représentent respectivement, la phase de combustion de pré-mélange, et la phase de diffusion. $\Delta\theta_d$ et $\Delta\theta_p$ Représentent respectivement la durée de combustion pour chacune des deux phases de diffusion et pré-mélange. $\frac{dQ_{combd}}{d\theta}$ et $\frac{dQ_{combp}}{d\theta}$ Le dégagement de chaleur pour chacune des deux phases. m_p et m_d sont les facteurs de formes propres à chacune des phases de la combustion.

Le modèle comprend alors six paramètres à déterminés à l'aide de la méthode des moindres carrés, à partir des résultats expérimentaux obtenus sur le banc d'essai. Les courbes expérimentales du taux de dégagement de chaleur, ainsi que le signal de pression cylindre, sont tracées à partir des résultats issus des essais moteurs, pour l'analyse de la combustion. Pour déterminer le taux de dégagement de chaleur net, nous devons évaluer la quantité d'énergie aux parois. Pour y arriver nous avons opter utiliser trois modèles de pertes aux parois du fait de leur popularité selon les recherches antérieures afin de voir celui qui accorde bien avec la modélisation 0D implémentée. Chacun des trois modèles est représenté par des coefficients de corrélations explicité ci-dessous [86-95] :

$$\begin{cases} h_c = 3.26 * D^{-0.2} * p^{0.8} * T^{-0.55} * W^{0.8} \\ h_c = 0.013 * V^{-0.06} * p^{0.8} * T^{-0.4} * (\bar{V}_p + 1.4)^{0.8} \\ h_c = 7.799 * 10^{-3} * \bar{V}_p^{\frac{1}{3}} * p^{0.5} * T^{0.5} \end{cases} \quad (2.59)$$

Le système d'équations 2-58 représente dans l'ordre respectivement le coefficient de Woschni, de Hohenberg et de Eichelberg. Dans ce système, D est l'alesage du cylindre, \bar{V}_p la vitesse moyenne du piston. La corrélation de Woschni inclut une dépendance du coefficient de trans-

fert de chaleur par convection h_c avec une vitesse moyenne w des gaz dans la chambre de combustion. Woschni postule que cette dernière est proportionnelle à la vitesse moyenne du piston pendant les phases d'admission, de compression et d'échappement. Pendant les phases de combustion et de détente, la vitesse moyenne des gaz est proportionnelle à l'écart entre la pression dans la chambre de combustion et la pression en régime entraîné p_m .

$$W = C_1 \bar{V}_p + C_2 \frac{V_d T_a}{p_a V_a} \left(p(\theta) - p_m \right) \quad (2.60)$$

Avec les coefficients C_1 et C_2 dépendant du temps moteur considéré ; d'autre part $\bar{V}_p = \frac{NS}{30}$

Tableau 2.3 – Valeurs des coefficients de des pertes de chaleur avec Woschni

Phase	C_1	C_2
Admission-Echappement	6.18	0
Compression	2.28	0
Combustion-Détente	2.8	3.24^{-3}

D'une manière générale, dans un moteur, le transfert de chaleur aux parois est indispensable pour évaluer la température, la pression et faire les économies d'énergies dans le système. Il est dû au grande température rencontré pendant la phase de combustion crée un gradient de température élevé entre l'extérieur du cylindre et l'intérieur. Au cours de la transformation d'énergie contenue dans le combustible, plusieurs modes de transfert de chaleur entre en jeux : la convection et le rayonnement. La convection domine sur tout autre mode au cours du cycle thermodynamique. Le tableau ci-dessous donne les modes dominant durant les différentes phases du cycle. On constate qu'au cours de toutes les phases du cycle, la convection est prise en compte par contre les autres modes sont pris en compte que durant la combustion, détente et l'échappement.

Tableau 2.4 – Les modes de transfert dominant au cours du cycle

Phases	convection	Rayonnement des gaz	Rayonnement de la flamme
Admission	✓	×	×
Compression	✓	×	×
Combustion	✓	✓	✓
Détente	✓	✓	✓
Échappement	✓	✓	×

- Durant le cycle thermodynamique, la quantité de chaleur perdue aux parois représentent la majeure partie de la quantité de chaleur libérée par la combustion du combustible [89].

- Pendant la phase d'admission : la vitesse du gaz est grande dans la chambre de la combustion (admission d'air frais). La masse de gaz dans le cylindre et la surface d'échange est variable. La pression, la température et la composition du mélange sont uniformes. L'échange de chaleur entre les parois du cylindre et l'air frais se fait par convection.

- Pendant la phase de compression : La vitesse du gaz dans la chambre de la combustion est réduite. La masse du gaz dans le cylindre est uniforme. La surface d'échange est variable ainsi que la température et la pression du gaz. L'échange de chaleur est assuré par convection.

- Au cours de la phase de combustion ainsi que celle de la détente, la convection assure le transfert de chaleur entre parois et les gaz à l'intérieur du cylindre. Il dépend de la nature de l'écoulement qui se déroule à l'intérieur du cylindre ainsi que de l'intensité de la flamme rayonnée.

- L'échappement étant marquée par une variation importante des paramètres thermodynamiques tels que la température et la pression, l'évidence d'un transfert de chaleur est observée.

Dans le cadre de cette thèse, l'on définit le Net Heat Release Rate (Net HRR) $\frac{dQ}{d\theta}$ représentant l'énergie thermique utile au fonctionnement du moteur. C'est elle qui est transformée en énergie mécanique par le piston au cours de la combustion du carburant considéré. Le Gross Heat Release Rate (Gross HRR) est en effet dans cette étude, l'énergie thermique transformée en travail mécanique, les pertes énergétiques pariétales lui sont associées. La combustion du carburant réchauffe par convection les parois du cylindre, une quantité finie de calorie est alors transmise à l'eau de refroidissement constituant une perte thermique. Une courbe représentant la différence entre l'énergie totale de combustion et l'énergie thermique utile est générée expérimentalement.

La chaleur utile nécessaire au fonctionnement du système associé au moteur $\frac{dQ}{d\theta}$ est alors donnée en fonction de $\frac{dQ_{comb}}{d\theta}$ (chaleur due à la combustion) et $\frac{dQ_p}{d\theta}$ (chaleur perdue aux parois par la différence de température)

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_{comb}}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta} \quad (2.61)$$

2.3.9 Propriétés thermodynamique des gaz à l'intérieur du cylindre

Les propriétés thermodynamiques des gaz brûlés telles que les chaleurs spécifiques, l'enthalpie, l'entropie, la température, la pression, l'énergie interne et le rapport de chaleur massique peuvent ainsi être calculées à chaque pas de temps durant la phase de combustion. Elles sont déterminées sous la forme polynomiale, pour cela, on utilise les tableaux de JANAF pour les propriétés thermochimiques des espèces chimiques [90-95]. La chaleur spécifique à pression constante C_p , est estimée en utilisant un polynôme d'ordre cinq :

$$\frac{c_p(T)}{R} = a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 + a_4T^4 + a_5T^5 \quad (2.62)$$

L'enthalpie des gaz est alors donnée en fonction de $c_p(T)$ par la relation :

$$dh(T) = c_p(T)dT \quad (2.63)$$

En intégrant l'expression de $h(T)$ suivant l'évolution de la température on peut écrire la relation :

$$\frac{h(T)}{R} = a_1 + \frac{1}{2}a_2T + \frac{1}{3}a_3T^2 + \frac{1}{4}a_4T^3 + \frac{1}{5}a_5T^4 + \frac{1}{6}a_6T^5 \quad (2.64)$$

On calcule l'entropie $s(p,T)$ est calculée à partir du deuxième principe de la thermodynamique. Avec l'hypothèse de la réversibilité du système $dQ = T * ds$, combiné au premier principe, on obtient :

$$ds = \frac{1}{T}dh - \frac{V}{p}dp = \frac{1}{T}dh - \frac{R}{p}dp \quad (2.65)$$

$$s(p, T) - s_0 = \int \frac{c_p(T)}{T}dT - R \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \quad (2.66)$$

On obtient au final l'expression de l'entropie en fonction de la température des gaz à l'intérieur donnée par :

$$s(p, T) = s^0(T) - R \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \quad (2.67)$$

En utilisant l'expression de la chaleur spécifique, cela nous permet de déterminer le polynôme de l'entropie, indépendamment de la pression cylindre :

$$s^0(p, T) = s_0 + \int_{T_0}^T \frac{c_p(T)}{T}dT \quad (2.68)$$

le formalisme adimensionnel est exprimé par :

$$\frac{s^0(T)}{R} = a_1 \ln(T) + a_2T + \frac{1}{2}a_3T^2 + \frac{1}{3}a_4T^3 + \frac{1}{3}a_5T^4 + \frac{1}{5}a_6T^5 + a_7 \quad (2.69)$$

Dans cette dernière expression, a_7 désigne l'entropie absolue dans les conditions de références. La forme de l'énergie de Gibbs $G(T, p)$, est donnée par l'expression combinée de la relation $\frac{h(T)}{RT}$ et $s(T, p)$ nous obtenons :

$$G(T, p) = h(T, p) - s(T, p) = h(T, p) - Ts^0 + RT \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \quad (2.70)$$

La détermination des propriétés thermodynamique du mélange se réalise à travers la détermination des fractions massiques ou molaires du mélange. La fraction massique X_i s'écrit en fonction des masses m_i et m_T respectivement la masse de l'espèce i et la masse totale du mélange comme suit :

$$X_i = \frac{m_i}{m_T} \quad (2.71)$$

On note que la somme totale des fractions massiques est égale à 1. On peut à présent cal-

culé le rapport des chaleurs spécifique γ contenu dans l'équation du dégagement de chaleur à tout instant de l'angle vilebrequin à partir de l'angle correspondant au début de l'auto-inflammation jusqu'à la fin de la combustion. Pour cela il est indispensable d'estimer une valeur initiale du rapport de chaleur massique, pour des valeurs initiales de température et de pression correspondant à celle de la fin de compression.

2.3.10 Échappement des gaz

C'est à cette phase que les gaz brûlés et imbrûlés s'échappent du moteur vers l'atmosphère et créant ainsi la pollution. Comme dans le cas de la compression, l'échappement se réalise avec une avance à l'ouverture de la soupape d'échappement avant que le piston n'arrive au point mort bas. Lorsque l'ouverture est faite, les gaz brûlés sous l'effet de la pression commencent à s'échapper du cylindre et la soupape d'admission restant fermée ; c'est la phase d'échappement proprement dite. Dans ce cas on les débits d'admission et de carburant injecté nuls. Le débit de masse échangé en considérant la soupape d'admission fermée est alors donné par :

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{echap}}{d\theta} \quad (2.72)$$

La température à l'intérieur du cylindre est alors [80-95] :

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mC_v} \left(-p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_p}{d\theta} + (h_{echap} - u) \frac{dm_{echap}}{d\theta} \right) \quad (2.73)$$

Après, nous assistons à une avance d'ouverture de la soupape d'échappement lorsque le piston subit encore une montée entre le PMB et le PMH. L'intervalle de l'ouverture des deux soupapes est appelé phase de chevauchement. Elle s'étant jusqu'à la fermeture de la soupape d'échappement. Le débit de masse est alors donné par la relation [66] :

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{echap}}{d\theta} + \frac{dm_{adm}}{d\theta} \quad (2.74)$$

A cette phase de chevauchement, la température du cylindre prend l'expression :

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mC_v} \left(-p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_p}{d\theta} + (h_{echap} - u) \frac{dm_{echap}}{d\theta} + (h_{adm} - u) \frac{dm_{adm}}{d\theta} \right) \quad (2.75)$$

Les termes h_{adm} et h_{echap} représentent respectivement les enthalpies des gaz entrant et sortant. La seconde phase d'échappement est donc celle où le piston remonte et sous cette deuxième action les gaz sortent jusqu'à la fermeture de la soupape d'échappement le croisement de la soupape d'échappement réalisé avec l'ouverture de l'admission a pour objectif d'augmenter le rendement du moteur à fort régime. Les expressions simplifiées des pressions et températures

cylindre au cours de cette phase sont alors donnée par [88-96] :

$$\begin{cases} \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mC_v} \left(-p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_p}{d\theta} + h_{(air)} \frac{dm_{(air)}}{d\theta} - (h_{echap}) \frac{dm_{(gechap)}}{d\theta} \right) \\ \frac{dp}{d\theta} = \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} + \frac{1}{r_g} \frac{dr_g}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \right] p \\ \frac{dm}{d\theta} = \left(\frac{dm_{air}}{d\theta} \right) h_{air} + \left(\frac{dm_{echap}}{d\theta} \right) h_{echap} \end{cases} \quad (2.76)$$

Dans cette considération, le débit de carburant est nul.

$$\frac{dm_{fuel}}{d\theta} = 0 \quad (2.77)$$

Le retard à la fermeture d'échappement quant à lui de chasser au maximum les gaz brûlés capables d'impacter les performances du cycle suivant ; c'est dans cette voie que l'arrivée des EGR a vu le jour.

2.4 Moteur diesel à dual-fuel

La biomasse regorge d'énorme potentiel énergétique pouvant être converti sous forme gazeux et être utilisé comme combustible pilote dans les moteurs diesel. L'utilisation des combustibles gazeux issus de la biomasse, comme carburant primaire se développe conséquemment à l'épuisement progressif des produits pétroliers, et la dégradation de l'environnement. Cette énergie renouvelable peut offrir des options prometteuses, à la fois écologiques et économiques. Dans cette partie, un modèle prédictif est développé, pour modéliser le moteur diesel fonctionnant en mode dual-fuel (combustible gazeux/gazole). Il s'agit d'une modélisation thermodynamique à "deux zones" de Ferguson et Olikara qui divise le cylindre en deux zones, une constituée des gaz brûlés et l'autre des imbrûlés. Dans ce modèle, l'on utilise les propriétés thermodynamiques des espèces des gaz et des produits de la combustion sur la base de l'équilibre chimique. Nous utilisons pour un moteur en mode dual-fuel la double phase de Wiebe présentée ci-haut. Il faut noter que les moteurs fonctionnant en mode dual-fuel sont à la base des moteurs diesel converties en mode dual-fuel, afin d'utiliser deux combustibles qui brûlent simultanément dans le cylindre. Deux méthodes principales sont en générale utilisées pour l'introduction du combustible gazeux dans le moteur diesel :

Une injection indirecte basée sur l'auto-allumage du combustible pilote injecté dans un mélange air-combustible primaire fortement comprimé. Une faible quantité de combustible pilote est injectée peu avant le point mort haut (vers la fin de la compression) afin d'enflammer le mélange gazeux (combustible primaire) introduit dans le cylindre dans les conditions thermodynamiques (pression et température) correspondent aux conditions d'auto-inflammation de ce combustible pilote.

Une injection directe : dans ce mode, à la fin de la phase de compression (avant le PMH), une petite quantité du combustible pilote (diesel/biodiesel) est d'abord injectée, suivie d'une injection directe du combustible primaire (CH₄) dans la chambre de combustion.

2.4.1 Modélisation du moteur à dual-fuel

Dans la modélisation du moteur à dual fuel, le méthane est alors considéré comme combustible principal et les deux autres carburants à savoir le diesel D100 et le biodiesel B100 sont considérés comme combustible pilote. Le méthane est préalablement injecté dans l'air au cours de la phase d'admission. Pour cette deuxième modélisation, on exploite la première tout en ajustant quelques facteurs à savoir :

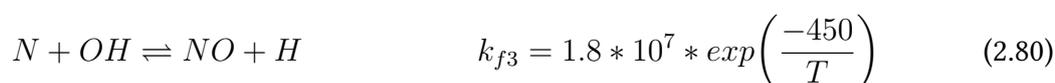
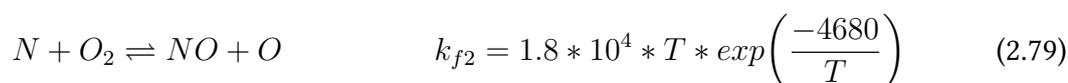
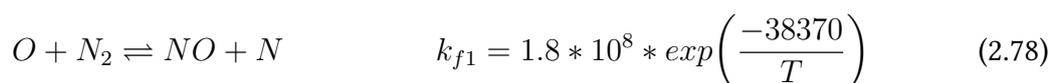
Le pourcentage β du carburant principal et celui pilote étant régulés par les débits entrant des deux combustibles suivant la relation ci-dessous :

2.4.2 Modélisation des oxydes d'azote.

Le mécanisme de Zeldovich décrit la grande part de la formation des oxydes d'azotes NOx dans les moteurs diesel durant la phase de combustion. On trouve en général, trois formes d'oxydes d'azote à savoir : le NO thermique, le NO prompt et le NO du combustible.

NO thermique.

Comme son nom l'indique bien, il dépend fortement de la température du milieu réactionnel. Il est décrit par les équations de Zeldovich affectés des constantes des réactions ci-dessous :



Ce mécanisme prend en compte 10 produits de la combustion. Dans l'hypothèse donnant les concentrations de O, OH, O₂ et H dans l'équilibre chimique, la concentration de N₂ est quasiment constant. Le radical N se trouvant dans un état stationnaire, l'on peut calculer en tenant compte de la richesse et des produits de la combustion à l'équilibre thermique les concentrations de NO, O, H et N₂.

$$\frac{d NO}{d \theta} = \frac{\frac{1}{\omega} 6,6.10^{15}}{\sqrt{T}} \sqrt{[O_2]_e} [N_2]_e \exp\left(-\frac{69090}{T}\right), \quad (2.81)$$

$[O_2]_e$ et $[N_2]_e$ étant respectivement les concentrations de dioxygène et diazote à l'équilibre. Cette équation est alors fortement dépendante de la température du mélange à l'intérieur du cylindre et la résolution numérique à chaque pas de température permet d'obtenir l'évolution de NO formé.

NO prompt.

Ce dernier est décrit par le mécanisme de Fenimore. Il trouve son intérêt dans les basses

températures mais avec une richesse élevée en combustible soit un rapport air/fuel faible. Les réactions traduisant se mécanismes sont :



NO combustible.

Il est obtenu pendant la phase de la combustion et provient de la réaction entre l'azote contenu dans le combustible et l'oxygène de l'air. Un carburant ayant une forte concentration en oxygène produirait plus une contribution en NO de cette nature par rapport aux autres combustibles. Les combustibles gazeux étant faiblement concentrés en azote, émettent moins le NO combustible.

2.5 Étude expérimentale

2.5.1 Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental est un moteur monocylindrique à refroidissement à l'air de type Lister Peter 0100529-TS1 série dont les caractéristiques techniques sont confinées dans le tableau 3-1. C'est un moteur à aspiration naturelle à quatre temps et à injection direct. Le refroidissement se fait par l'air ambiant. La figure 3-1 présente le dispositif expérimental utilisé pendant l'étude. Ce support expérimental est installé au Département des Systèmes Énergétiques et Environnement DSEE de l'École Nationale Supérieure des Mines de Nantes (ENSMN). Les deux réservoirs ont été remplis du carburant diesel classique et de l'Ester Méthylique d'Huile de Neem respectivement. Le passage d'un carburant à l'autre se fait préalablement par la purge du système d'alimentation et l'attente de dix minutes, moteur tournant. L'acquisition de la pression cylindre se fait pour une vitesse de rotation égale à 1500 tr/min. Le biodiesel de Neem utilisé a été obtenu et caractérisée par Zacharie Merlin Ayissi afin de calibrer les propriétés et l'utiliser dans un moteur thermique. Les valeurs caractéristiques de performance obtenues sont sensiblement celles trouvées par les auteurs. Celles-ci sont adoptées et reportées dans le tableau 3-2

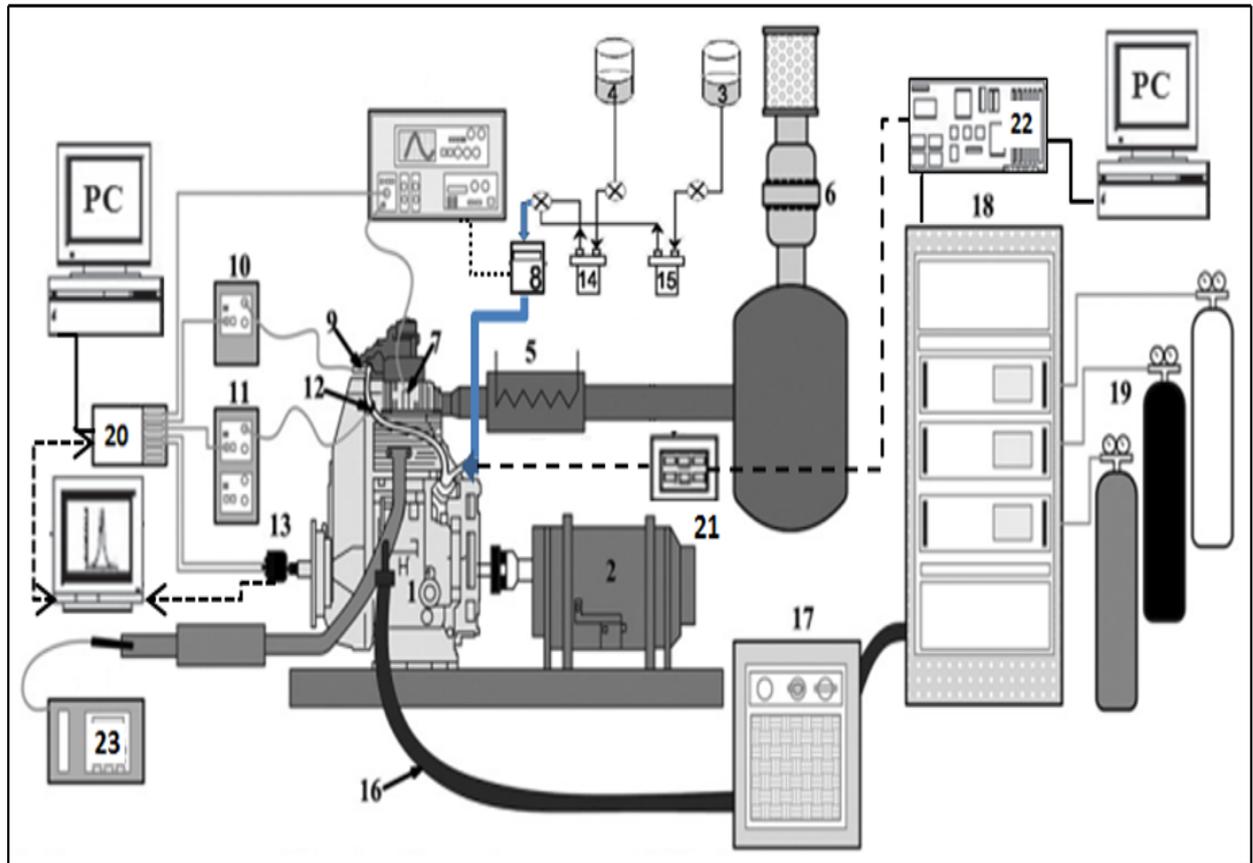


FIGURE 2.9 – Dispositif expérimental [88]

Légende 1-Moteur 2-Dynamomètre 3-Réservoir du biocarburant 4-Reservoir du diesel 5-Chauffage d'air d'admission 6- Capteur de vitesse laminaire d'air d'admission 7-Capteur de pression cylindre 8-Débitmètre 9-Injecteur et capteur d'injection 10 et 11-Conditionneur et amplificateur du signal 12-Fuel line pressure sensor 13- Encodeur 14-Filtre à gazole 15- filter à biocarburant 16-Conduite de l'analyseur des gaz 17- Conditionneur de gaz 18- Analyseur des gaz 19-Calibreur de gaz 20- Système d'acquisition haute Fréquence 21- Analyseur de particules 22- Système acquisition basse Fréquence 23- Smog meter

Les simulations numériques ont été réalisées en utilisant les caractéristiques d'un moteur stationnaire monocylindre ci-dessus. Il est à allumage par compression et à quatre temps, à injection directe et à aspiration naturelle à un régime de fonctionnement de 1500 trs/mn. Dans le but de valider le modèle, ce dernier a été implémenté et les résultats obtenus sont comparés aux données expérimentales de Ayissi [163] et dont les caractéristiques du moteur utilisé sont données dans le Tableau 2-8. Les émissions des monoxydes d'azote (NO) et des oxydes d'azote (NO_x) sont mesurées par chimiluminescence via un analyseur des oxydes d'azote TOPAZE 32M sur une gamme de 0 à 10 000 ppm avec une incertitude absolue de 100 ppm. La détermination de la position angulaire du vilebrequin est réalisée par un codeur angulaire, de type AVL 364C, placé sur l'arbre vilebrequin. Ce type de codeur permet d'atteindre une résolution de 0,1 °V. La pression dans la chambre de combustion est mesurée par un capteur de pression piézoélectrique, refroidi par circulation d'eau, de type AVL QH32D, inséré dans le

volume de combustion en tête du cylindre. La gamme de ce capteur est de 0 à 200 bars, avec une incertitude absolue de 2 bars.

2.5.2 Caractéristiques des appareils de mesures

Les appareils de mesures utilisés au cours de l'expériences sont présentés ci-dessous ; les mesures sont réalisées avec des appareils possédant une erreur lors de la mesure dont les plages ou les erreurs sont répertoriées dans le tableau 3-1 ci-dessous :

Tableau 2.5 – Erreurs données par les appareils lors de la mesure

Paramètres	Erreurs
Couple moteur (Cm)	± 0.1 N.m
Régime du moteur	± 3 trs/min
Avance à l'injection	$\pm 0.05^\circ$ vilebrequin
Débit d'air d'admission	$\pm 0.1\%$
Débit de carburant	$\pm 0.5\%$
Pression cylindre	± 2 bars
Pression d'injection	± 2.5 bars
Température d'admission	$\pm 1.6^\circ\text{C}$
Température d'injection	$\pm 1.6^\circ\text{C}$
Température des gaz d'échappement	$\pm 1.6^\circ\text{C}$
Température de l'air ambiant	$\pm 0.2^\circ\text{C}$
Humidité relative de l'air ambiant	$\pm 0.5\%$
Emission de HC	± 10 ppm
Emission des NOx	± 100 ppm
Emission de CO₂	$\pm 0.2\%$
Emission de O₂	$\pm 0.25\%$
Emission de CO	50 ppm
Emission des suies	± 10 ng/s
PCI carburant	$\pm 0.25\%$

2.5.3 Caractéristiques du combustible

Les caractéristiques des carburants utilisés sont également regroupées dans le tableau ci-dessous. Le D100 représente à cet effet le diesel conventionnel et le EEHN B100 représente le biodiesel de Neem pur.

Tableau 2.6 – Propriétés caractéristiques des carburants

Propriétés	Diesel D100	Biodiesel B100
Densité (kg/m^3)	830	880
Indice de cétane	48-56	120
Viscosité cinématique (mm^2/s) à 40°C	1.66	3.45
Humidité relative (mg/kg)	0.05	trace
PCI (kJ/kg)	42820	37540
Sédiments (mg/kg)	100	250
Indice d'acide	-	0.28
Point éclair (°C)	64	126
carbone (% masse)	86.83	77.91
Hydrogène (% masse)	12.72	12.66
Soufre (mg/kg)	5	-
Oxygène (% w/w)	1.19	11.1
Rapport Stœchiométrique	14.6	12.88

2.5.4 Caractéristiques géométriques du banc moteur

Tableau 2.7 – Caractéristiques géométriques du banc moteur

Marque	LISTER-PETTER Série
Détails techniques	Monocylindre à aspiration naturelle
Type de refroidissement	à air
Alésage et course	95.3mm x 88.9mm
Bielle	165.3mm
Cylindrée	630 cm^3
Taux de compression	18
Avance d'injection	15°V avant le PMH
Puissance nominale	4.5 kW à 1500 trs/min
Diamètre des soupapes d'admission et d'échappement	42mm x 35mm
Levée Max soupapes	10.61
Distribution	
AOSA	36°V
RFSA	69°V
AOSE	76°V
RFSE	32°V

Le tableau 2-7 ci-dessus présente les caractéristiques géométriques du banc moteur. Ces caractéristiques sont intégrées en début du programme pour la simulation de la cinématique faisant intervenir la variation du volume et le mouvement du piston dans le cylindre. Un code numérique est développé

2.6 Outils numériques et méthodes numériques

2.6.1 Outils numériques

Dans cette partie, nous présentons le code de calcul python, les équations résolues et les méthodes numériques utilisées. Nous avons utilisé la version spyder de python (Python 3.6). Ce langage de programmation Python a été créé en 1989 par Guido Van Rossum, aux Pays-Bas. Le nom Python vient d'un hommage à la série télévisée Monty Python's Flying Circus dont G. van Rossum est fan. La première version publique de ce langage a été publiée en 1991 [97-100]. Ce langage de programmation présente de nombreuses caractéristiques intéressantes :

- Il est multiplateforme. C'est-à-dire qu'il fonctionne sur de nombreux systèmes d'exploitation : Windows, Mac OS X, Linux, Android, iOS, depuis les mini-ordinateurs Raspberry Pi jusqu'aux supercalculateurs. Dans notre étude, il a fonctionné sur Windows 10 version 64 Bits.

- Il est gratuit et la programmation est similaire à celle de Matlab qui demande du point de vue financier une énorme somme pour avoir une licence. Vous pouvez l'installer sur autant d'ordinateurs que vous voulez (même sur votre téléphone !).

- C'est un langage de haut niveau. Il demande relativement peu de connaissance sur le fonctionnement d'un ordinateur pour être utilisé.

- C'est un langage interprété. Un script Python n'a pas besoin d'être compilé pour être exécuté, contrairement à des langages comme le C ou le C++.

- Il est orienté objet. C'est-à-dire qu'il est possible de concevoir en Python des entités qui miment celles du monde réel (une cellule, une protéine, un atome, etc.) avec un certain nombre de règles de fonctionnement et d'interactions.

- Il est relativement simple à prendre en main.

- Enfin, il est très utilisé en bio-informatique et plus généralement en analyse de données. Toutes ces caractéristiques font que Python est désormais enseigné dans de nombreuses formations, depuis l'enseignement secondaire jusqu'à l'enseignement supérieur. La programmation python obéit à un ensemble d'instruction bien structuré. Les opérations se déroulent à l'aide des fonctions bien définies. Il est par conséquent indispensable de connaître la fonction à utiliser pour effectuer chaque calcul. Plusieurs modules ont été utilisés dans ce mémoire il s'agit entre autres : "NumPy", "Matplotlib", "Scipy" et "Scipy.integrate"

Le module NumPy permet d'effectuer des calculs sur des vecteurs ou des matrices, élément par élément, via un nouveau type d'objet appelé array.

Le module Scipy permet de traiter la dérivation des fonctions.

Le module Scipy.integrate permet la résolution des équations différentielles.

Le module Matplotlib permet de générer des graphiques depuis Python. Il est l'outil com-

plémentaire de NumPy, scipy ou pandas. Lorsqu'on veut faire de l'analyse de données.

2.6.2 Méthodes numériques

Les équations résolues sont respectivement contenues dans le système obtenus à chaque phase du cycle. La forme générale du système étant donnée par :

$$\begin{cases} \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mC_v} \left(-p \frac{dV}{d\theta} + \sum_i \frac{dQ_i}{d\theta} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\theta} - u \frac{dm}{d\theta} - m \frac{\delta u}{\delta \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right) \\ \frac{dp}{d\theta} = \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} + \frac{1}{r_g} \frac{dr_g}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \right] p \\ \frac{dm}{d\theta} = \sum \left(\frac{dm_{ad}}{d\theta} \right)_{ad} - \sum \left(\frac{dm_{echap}}{d\theta} \right)_{echap} + \frac{dm_{fb}}{d\theta} \end{cases} \quad (2.86)$$

Le système d'équations non linéaires ci-dessus est résolu simultanément à l'aide d'une méthode Runge-Kutta explicite de quatrième ordre à partir de l'outil `scipy.integrate` de Python. Dans cette résolution, les paramètres du moteur sont indispensables. Dans la résolution, la richesse du mélange étant considérée constante par conséquent, nous avons annulé le dernier terme de la première équation du système différentiel.

Conclusion partielle

L'attention portée dans ce chapitre s'est focalisée sur la présentation des outils mathématiques et numériques utilisés dans cette thèse. Pour y arriver, l'on a commencé par la modélisation mathématique de la géométrie du moteur à travers la cinématique du piston. La suite s'est basée sur la modélisation thermodynamique qui a été abordé par la présentation du modèle 0D ; dans cette dernière, il ressort que ce type de modèle permet le calcul du débit massique, l'évolution de la température du cylindre ainsi que sa pression. Ce chapitre a montré que la majeure partie de la chaleur libérée par la combustion est perdue sous forme de chaleur aux parois et plusieurs corrélations ont permis de calculer les coefficients de pertes de chaleur aux parois, d'après la littérature, le modèle de Woschni est le modèle favorable par rapport aux différents modèles présentés. La dernière partie de ce chapitre a porté sur les outils numériques ; il a été montré que le logiciel python présente un intérêt dans la modélisation numérique du cycle thermodynamique car il est similaire à Matlab mais présente un intérêt pour les pays pauvres du point de vue financier.

Chapitre 3

Chapitre 3

RESULTATS ET DISCUSSION

Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats numériques et expérimentaux. Ces résultats sont accompagnés d'une discussion basée sur l'expérimentale et sur la revue de littérature. Les résultats découlent de deux simulations à savoir : la numérique réalisée sur le code de calcul Python version 3.6 installé sur Windows et l'expérimentale réalisée sur un banc moteur. Quant à la numérique, l'on a intégré les différentes équations présent en compte et modélisées au chapitre 2 de ce mémoire de thèse, les caractéristiques géométriques et cinématique du moteur diesel Lister Petter Moteur 01005299-TS1-A0 ainsi que les caractéristiques des différents carburants utilisés. Pour la simulation expérimentale, elle a été réalisée en France dans les mêmes conditions que la simulation numérique pour les deux carburants D100 et B100 [88]. Ainsi, nous présentons dans un premier temps les courbes d'évolutions des pressions expérimentales et numériques obtenues en utilisant le diesel D100 et le biodiesel B100 (Neem) afin de valider le code numérique permettant la simulation numérique d'un cycle diesel réel. Dans un second temps, les résultats du cycle sont présentés dans l'optique de réaliser les études de performances et la valorisation des biocarburants. S'agissant de la valorisation des biocarburants, nous faisons une étude comparative de la combustion du biodiesel de Neem B100 avec celle du diesel D100, nous développons également les stratégies pour diminuer les fortes pressions créées par leur utilisation afin d'une durabilité des moteurs et la réduction des oxydes d'azotes fortement dépendante de la température.

3.1 Validation du modèle numérique

Notre modèle numérique obtenu a été simulé sous Python et les résultats ont été comparés à l'expérimental dont les caractéristiques du moteur sont représentées par le tableau 3-1 ci-dessus. Pour la simulation numérique, l'organigramme ci-dessous décrit les étapes de calcul. Dans cette représentation numérique, le modèle de perte de chaleur de Woschni est pris en compte et les résultats sont obtenus pour l'utilisation du diesel conventionnel (D100) et du biodiesel de Neem (B100) sous un point de fonctionnement du moteur à 100

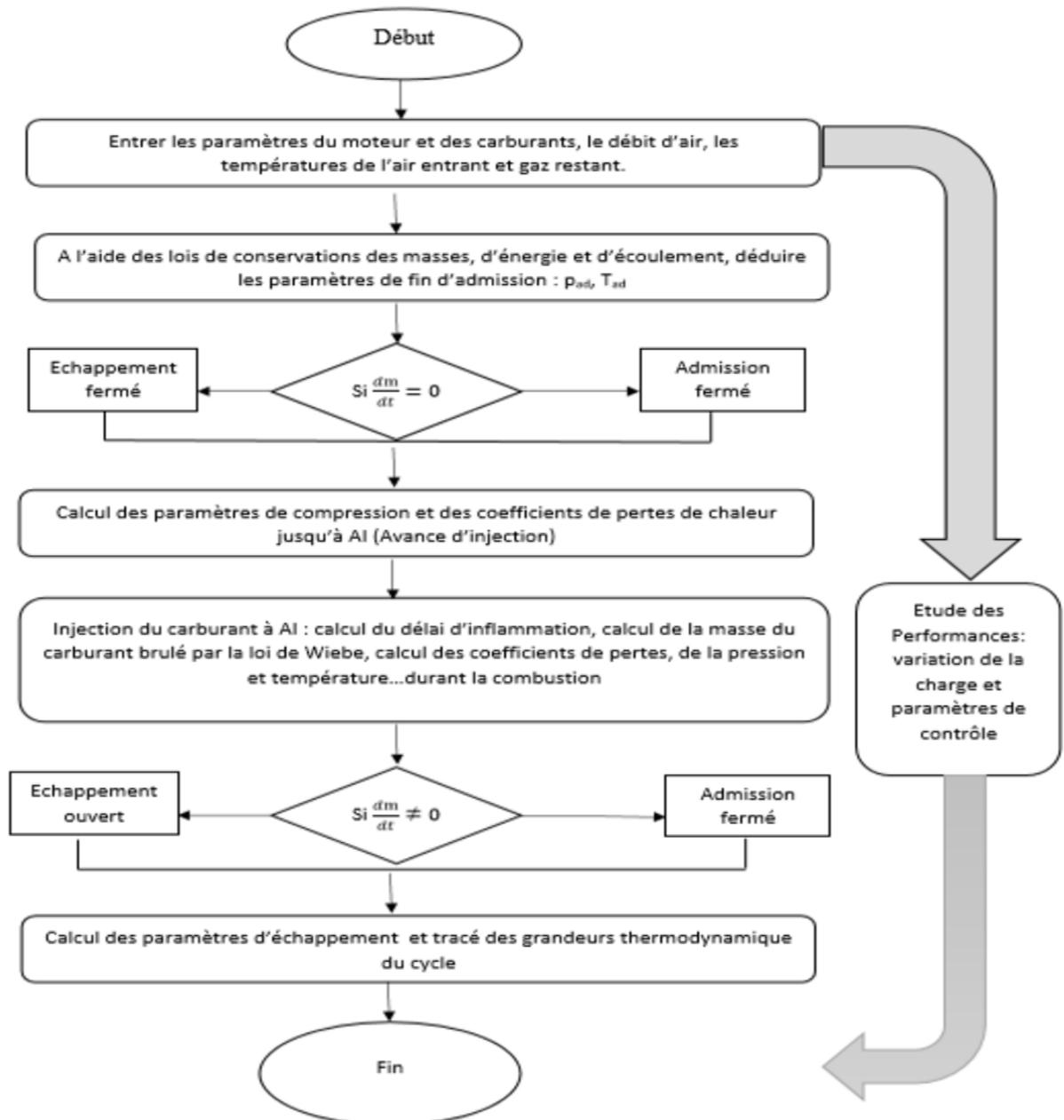


FIGURE 3.1 – Organigramme de calcul numérique

3.1.1 Validation du modèle numérique avec pour carburant le D100

La figures 3-3 présente l'évolution de la pression cylindre expérimentale et numérique lors de la combustion du diesel D100 en pleine. Cette représentation temporelle (angulaire) de la pression cylindre du point de vue numérique est sous contrainte d'un modèle de perte thermique pariétale à savoir celui de Woschni. Une relative similarité entre les courbes de pression numériques et expérimentales de la combustion du D100 est observée. Le pic caractéristique de la variation temporelle de la pression cylindre du modèle numérique est évalué à 85 bars contre 89 bars pour l'étude expérimentale. La précision du modèle d'évaluation de la pressions cylindre implémentée par rapport à l'étude expérimentale est alors de 4.5% pourcent. Cet écart s'expliquerait par le fait que le modèle numérique prend en compte les pertes thermiques pariétales sous forme simplifiée et par conséquent, la différence observée dans les variations du

pic de pression du modèle implémenté et celui expérimental fortement dépendant du dégagement de chaleur. La pression cylindre caractéristique du modèle implémenté amorce une déclinaison 12° vilebrequin après le début de la montée de la pression dans les cylindres. La chute de pression amorcée passe en dessous des valeurs caractéristiques de la pression cylindre expérimentale. Cette sous-estimation de l'évolution temporelle de la pression cylindre par la corrélation proposée par Woshni pourrait être dû au fait que celui-ci ne prend pas en compte la vitesse du piston. Le déplacement du piston présenterait la surface du cylindre au gradient de température généré par la combustion, ce qui augmenterait plus ou moins les pertes thermiques pariétales.

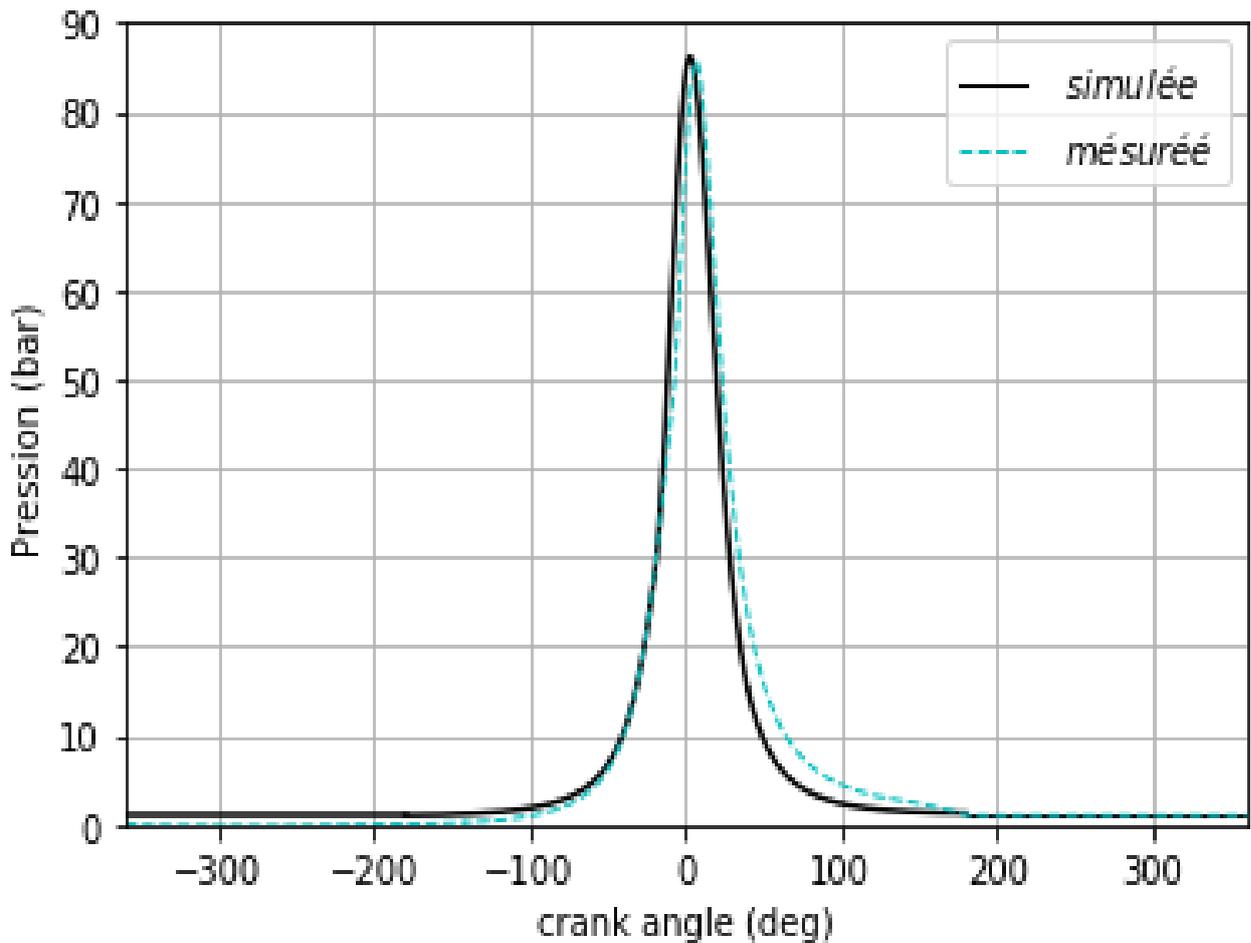


FIGURE 3.2 – Variation de la pression numérique de la combustion du D100 comparée à la pression expérimentale

3.1.2 Validation du modèle numérique avec pour carburant le B100

Dans le cas spécifique de la combustion du biodiesel B100 illustrée par la figure 3-4 en pleine charge, les courbes caractéristiques des deux modèles expérimentale et numérique étudiés subissent une évolution similaire pendant les 12° initiaux de la combustion. Entre le début de la montée de la pression cylindre et son pic, Un gap de 7 bars est observé entre la courbe numérique cumulée et la courbe expérimentale. Cet écart dont bénéficie la corrélation simulée est probablement dû au fait que ledit modèle simulé tient compte des pertes thermiques parié-

tales dans la matérialisation physique de l'évolution spatiotemporelle de la pression cylindre. La pression cylindre caractéristique du modèle implémenté amorce une déclinaison autour de 12° vilebrequin après le début de la montée de la pression dans les cylindres. Comparé au diesel D100, cette courbe reste par contre similaire à celle du modèle expérimental jusqu'à environ 15° vilebrequin après le point mort haut avant de repasser en dessous de la courbe expérimentale. Cette observation montre que notre modèle permet de bien décrire le déroulement de la pression cylindre lors de la combustion, mais l'écart observé tant sur le D100 que sur le B100 peut mieux s'expliquer par le contrôle de la période d'inflammation qui demande une meilleure corrélation. Une fois de plus, la sous-estimation de l'évolution temporelle de la pression cylindre pendant la phase de diffusion par la corrélation Woshni pourrait être assimilée au fait que celui-ci ne prend pas en compte de la vitesse du piston.

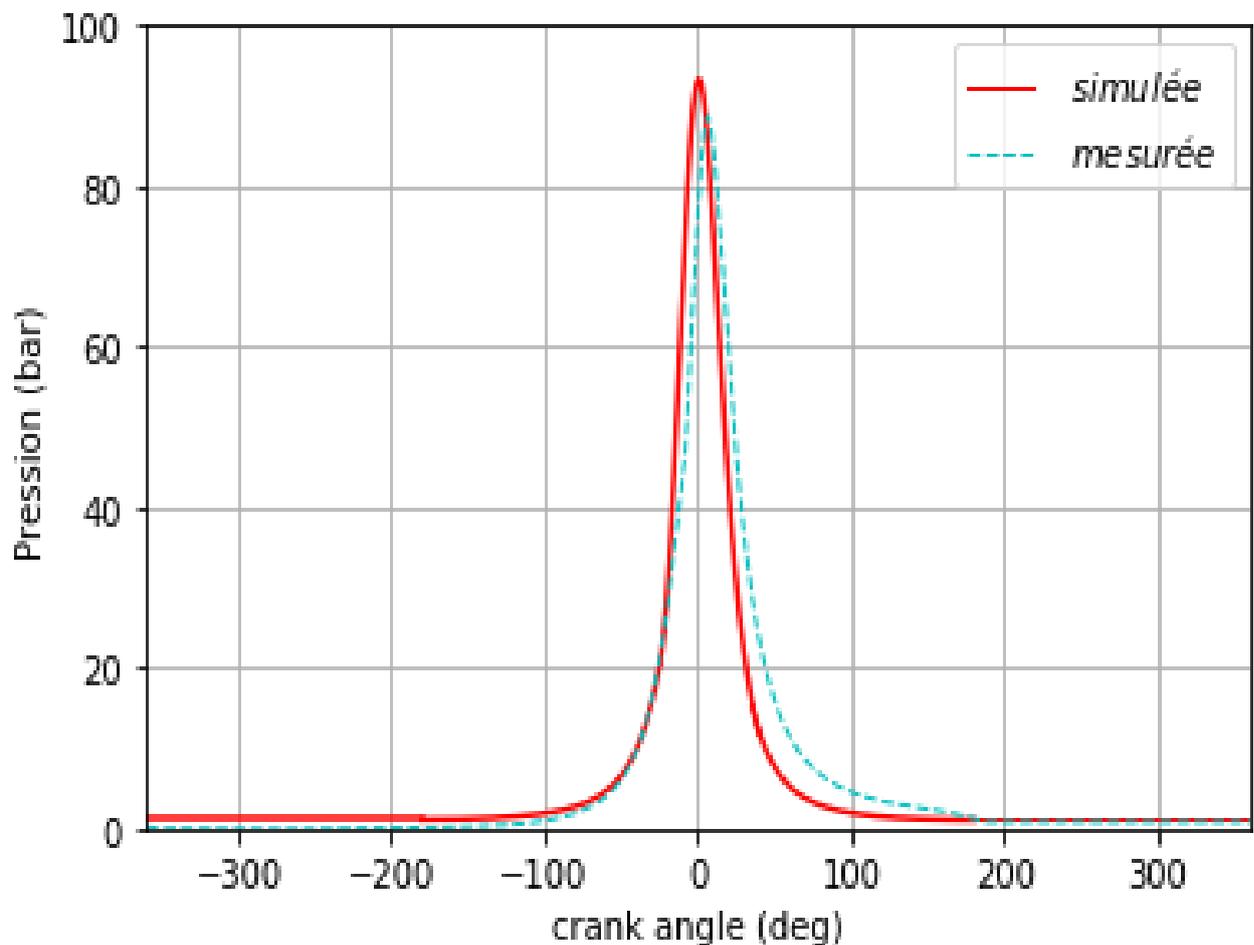


FIGURE 3.3 – Variation de la pression numérique de la combustion du B100 comparée à la pression expérimentale

Les deux carburants nous permettent de valider le modèle numérique écrit dans cette thèse. En effet nos courbes présentent une similarité entre l'évolution de la pression cylindre avec l'expérimentale quel que soit le carburant utilisé. De même, l'écart entre les valeurs des pics de pressions nous donne une précision autour de 5 % et permettant d'affirmer que le modèle numérique est bien adéquat pour simuler le cycle thermodynamique des moteurs diesel.

3.2 Evolution des grandeurs d'écrivant la simulation numérique du cycle diesel

3.2.1 Evolution du volume cylindre

Les résultats présentés dans cette section découlent de la simulation 0D du cycle diesel du moteur Peeter Lister. La simulation a commencé par la modélisation de la géométrie du cylindre ainsi que de la cinématique du piston. On obtient alors le volume du cylindre laissé à tout instant par le piston. La courbe de variation de ce volume, au cours d'un cycle thermodynamique, obtenue numériquement est représentée par la figure 3-5. Cette courbe présente la même allure que celle rencontrée dans la revue de littérature par plusieurs auteurs [15, 16, 66]. Les différentes couleurs permettent de présenter dans l'ordre les différentes phases du cycle. Elles suivent l'ordre suivant : une admission, une compression, une combustion, une détente et un échappement. La puissance de tout moteur est dépendante de ce volume. C'est pourquoi lors de l'achat d'une voiture ou d'un groupe électrogène, la cylindrée est très importante afin de déterminer la puissance maximale capable de fournir le moteur intégré.

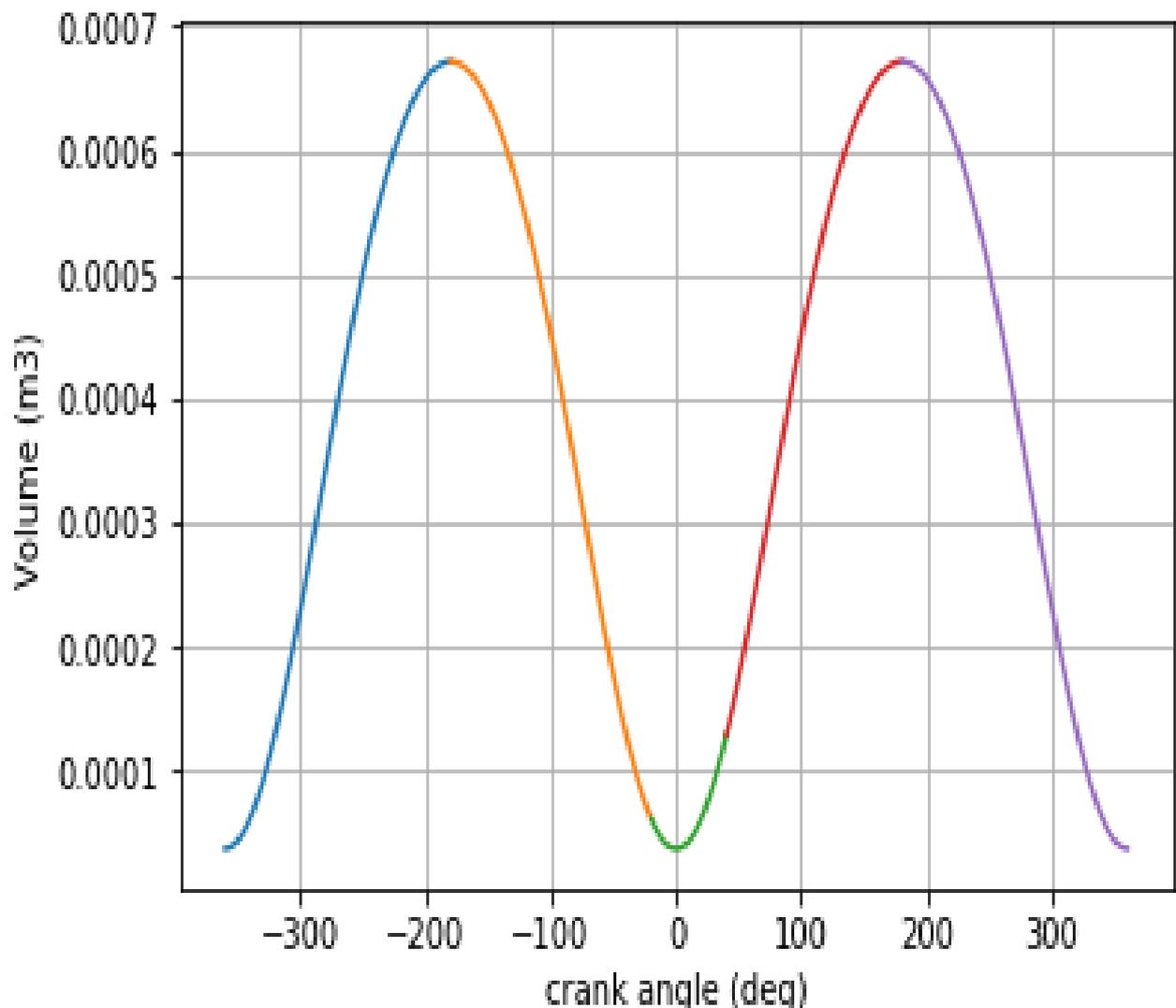


FIGURE 3.4 – Variation du volume cylindre en fonction de l'angle vilebrequin à chaque phase

les couleurs présentent dans l'ordre ; la phase d'admission, la compression, l'injection et pré-mélange, la combustion de diffusion et la dernière représente la phase d'échappement.

3.2.2 Évolution de la fraction massique brûlée et dégagement de chaleur

Au cours de la simulation, nous avons introduit une quantité de carburant dans le cylindre, la courbe de la figure 3-6 de la fraction du carburant brûlée montre que la totalité du combustible introduit a brûlé. En effet elle admet une asymptote horizontale d'équation $Y=1$. Cette observation nous confirme que la durée de combustion prise dans le modèle numérique est valable et pourrait alors permettre d'étudier le dégagement de chaleur produite.

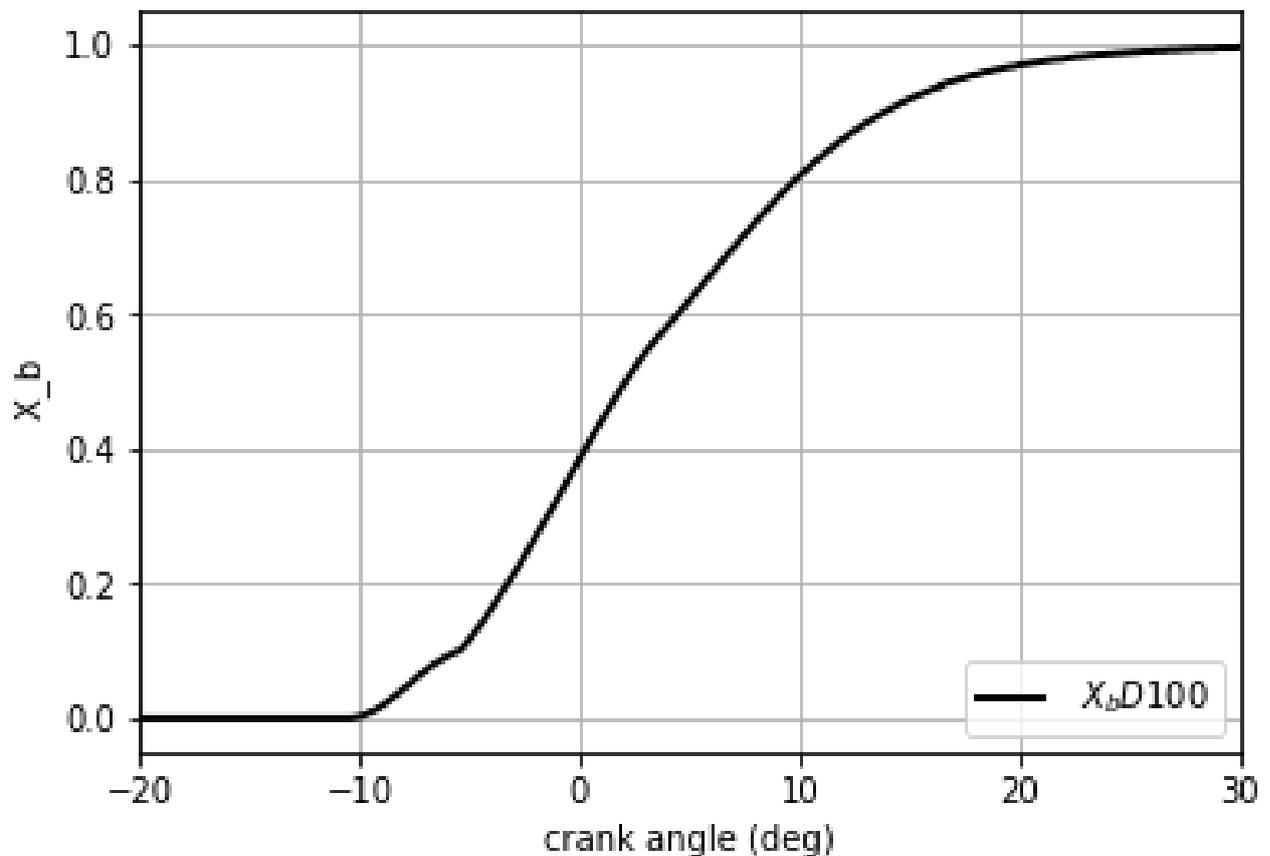


FIGURE 3.5 – Évolution de la masse brûlée du carburant

Le dégagement de chaleur de la combustion de la masse de carburant est représenté par la figure 3-7. Cette courbe nous informe que la combustion de 0.0241g de diesel conventionnel D100 produit une quantité de chaleur fonction de l'angle vilebrequin donc le maximum est atteint autour du PMH avec une valeur de 60J. Cette valeur présente un écart d'environ 5 pourcent par rapport à la valeur expérimentale présentée sur le même moteur. Cet écart s'expliquerait par la simplification du délai d'auto-inflammation, la prise en compte de la combustion totale du combustible et l'évolution de la combustion de pré-mélange simplifié par le modèle de Wiebe.

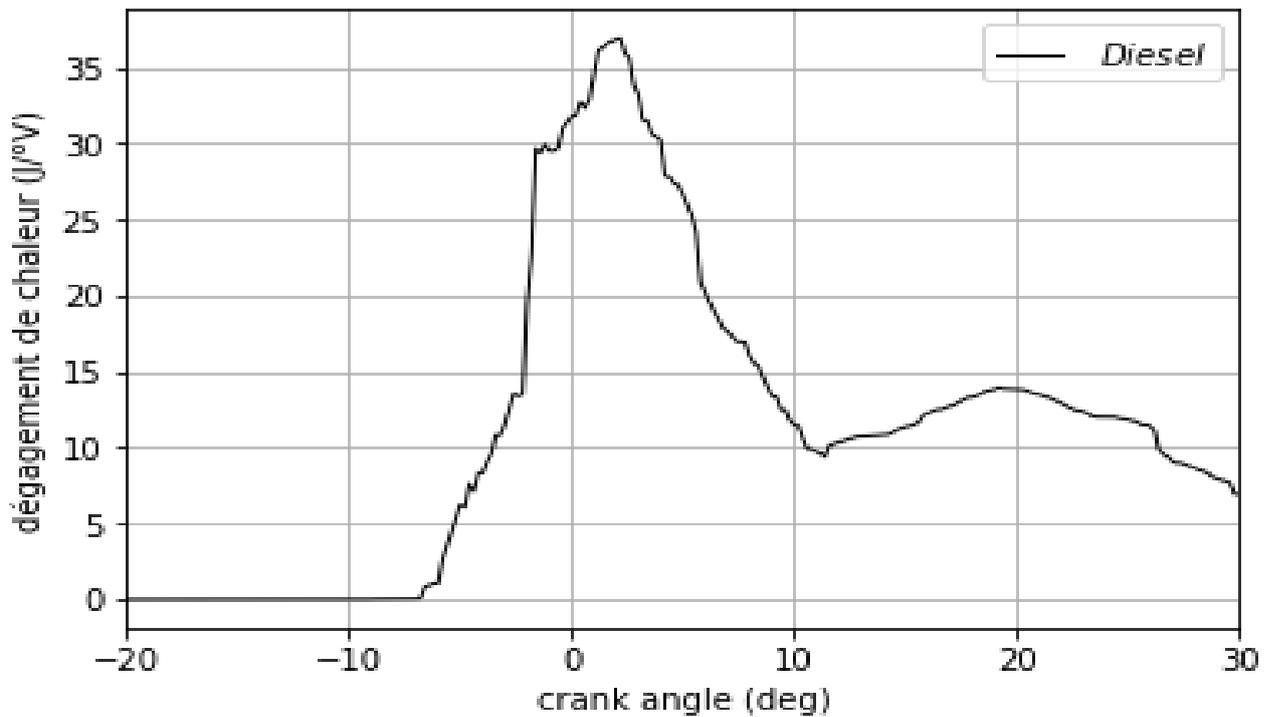


FIGURE 3.6 – Dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin

3.2.3 Évolution de la pression et la température cylindre

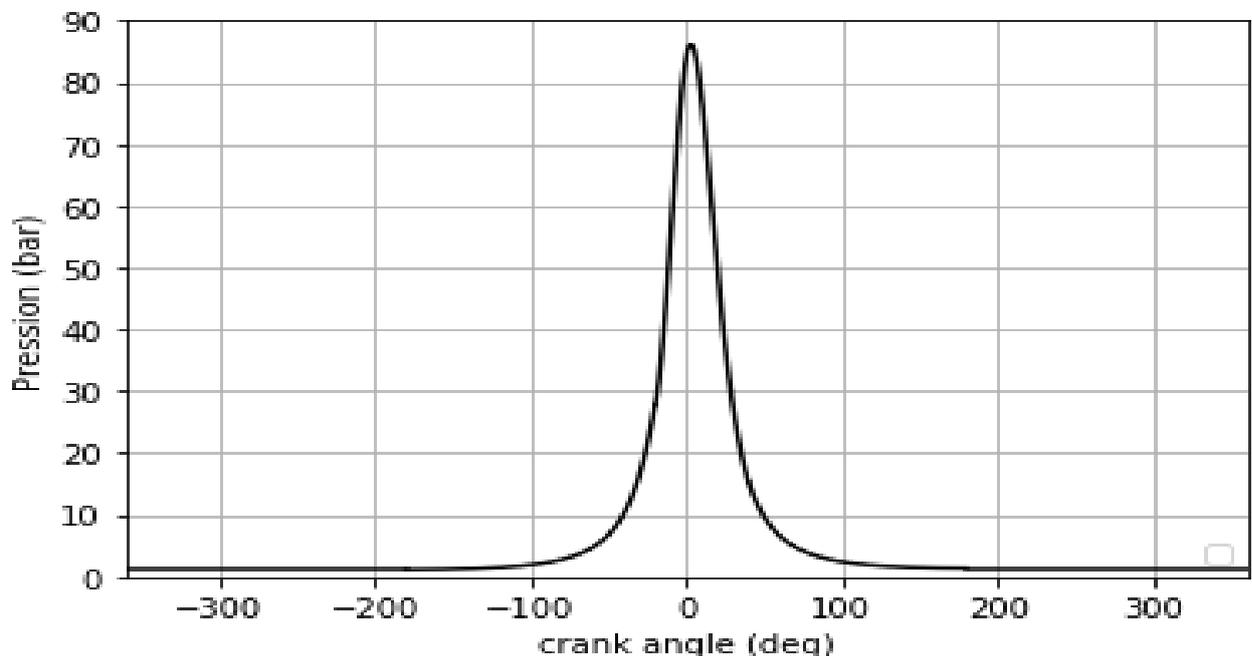


FIGURE 3.7 – Évolution de la pression cylindre du moteur diesel

Le dégagement de chaleur de la combustion a permis de générer l'évolution temporelle de la pression cylindre. Cette dernière est donnée par la figure ci-dessus lors de l'utilisation du diesel conventionnel D100. L'analyse des évolutions de la pression et du dégagement de chaleur montrent que le pic de pression est atteint au voisinage du point mort haut. ce constat

est observé également sur la courbe d'évolution de la température. Un carburant qui dégage une forte chaleur produira normalement un pic de pression élevé. Mais il faudrait de plus que le déroulement de la combustion dudit carburant se déroule de façon optimale autour du point mort haut pour permettre une meilleure conversion d'énergie.

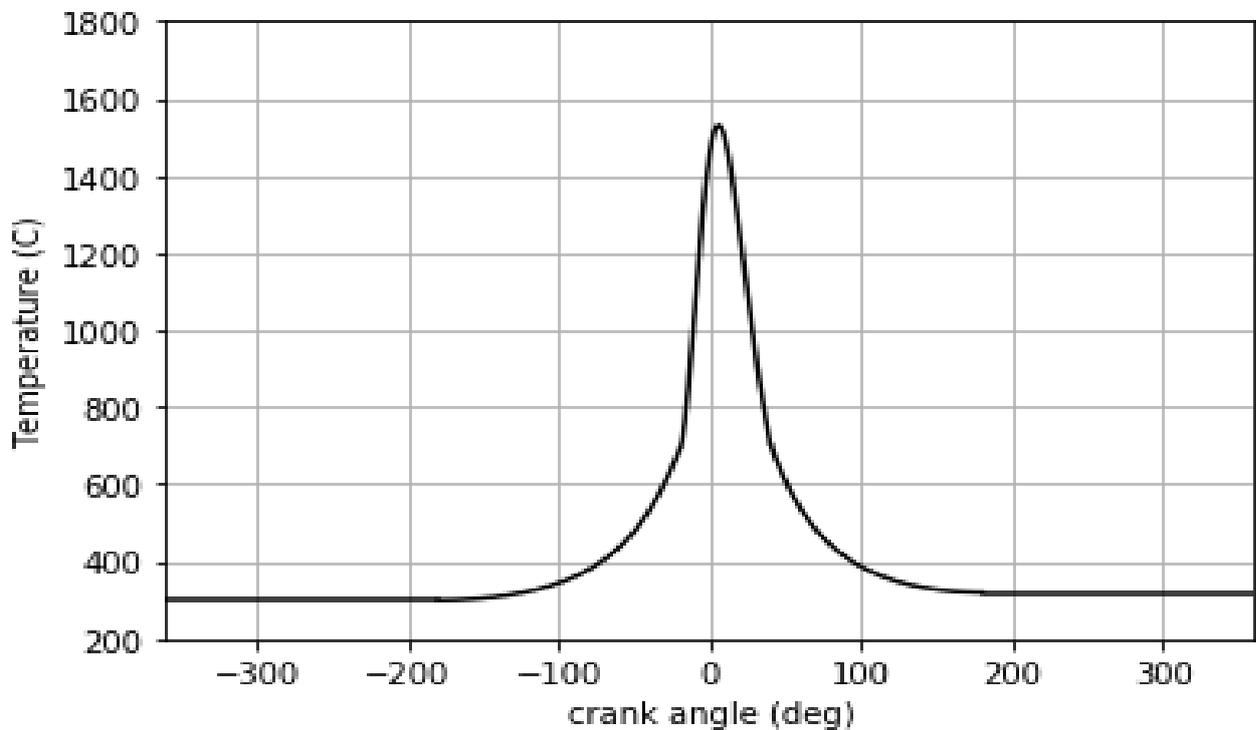


FIGURE 3.8 – Évolution de la température cylindre du moteur diesel

3.2.4 Diagramme pression_volume cylindre

Le couplage de l'évolution de la pression cylindre et celle du volume cylindre en fonction de l'angle vilebrequin nous a permis de générer le diagramme P-V du cycle diesel. Ce diagramme nous montre bien le fonctionnement réel du cycle thermodynamique d'un moteur diesel, il s'éloigne bien de celui décrit par l'inventeur Rudolph Diesel. Comme nous l'avons signifié, dans la partie modélisation, cette différence est due au fait que la construction d'un moteur tient compte de plusieurs paramètres. On a un premier paramètre ; celui d'une avance d'injection du carburant qui se réalise pendant la phase de compression juste avant que le piston n'arrive au point mort haut ; position idéale selon l'inventeur où le carburant doit être injecté. Un second paramètre est celui de l'ouverture et fermeture des soupapes. Les autres paramètres sont la nature du mélange gazeux contenu dans la chambre de combustion considéré comme gaz parfait et des pertes thermiques négligées pour un cycle fermé. Dans ce mémoire les pertes de chaleur étant prises en compte, les transformations décrites par l'inventeur nous permettent d'avoir un écart par rapport à son cycle diesel idéal ou théorique. Les résultats du cycle obtenus et comparés aux résultats des auteurs [15] nous permet de mettre notre modèle numérique au service de la construction automobile au Cameroun en particulier et en Afrique de façon générale pour la conception des nouveaux moteurs et l'optimisation des moteurs existants.

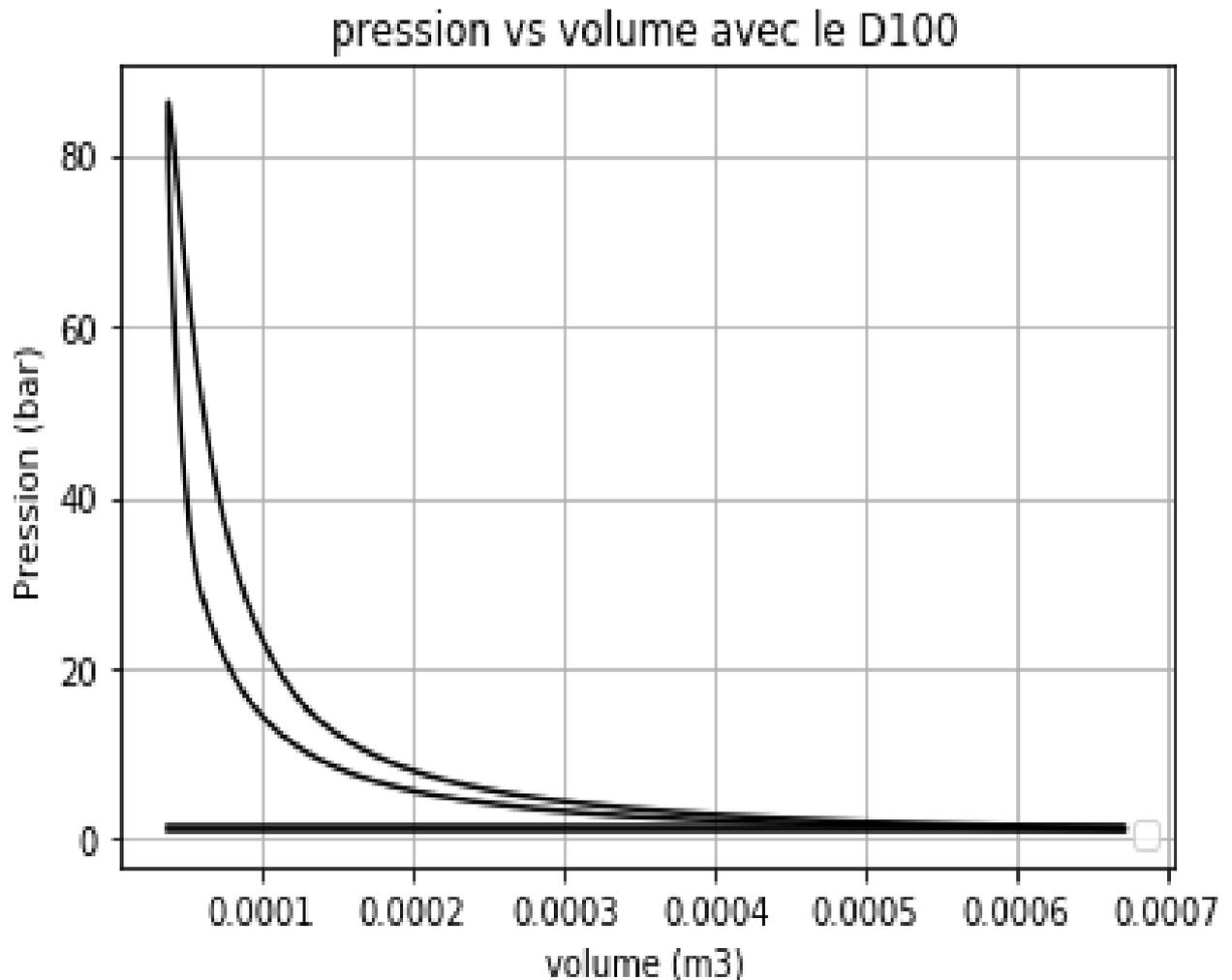


FIGURE 3.9 – Diagramme pression volume pression du cycle diesel

3.3 Optimisation du moteur diesel sous contrainte des paramètres de contrôle

Dans cette section, nous présentons quelques études de performances du moteur diesel sous contrainte de la nature du combustible, du modèle de perte de chaleur, de la charge du taux de compression qui tient compte de la géométrie du moteur, de l'avance d'injection qui est un paramètre ajustable au moment de la construction du moteur à travers son système d'injection.

3.3.1 Résultats comparatif des pressions expérimentale du biodiesel de Neem B100 et du diesel D100

La figure 3-11 présente l'évolution de la pression cylindre expérimentale en fonction de l'angle du vilebrequin lors de l'utilisation du biodiesel B100 et du diesel D100 à 100% de la charge du moteur. Une similarité entre les courbes de la pression cylindre du B100 et D100 du point de vue de la forme est observé. Cependant, il ressort, une élévation de pression évaluée

à 3.5% lors de l'utilisation de B100. Le peak de pression du carburant biodiesel dépasse celui du carburant diesel conventionnel en raison des teneurs en oxygènes et de nombre de cétane plus élevés du carburant biodiesel. La teneur en oxygènes, la vaporisation et le nombre de cétane des carburants peuvent influencer la fraction massique de carburant brûlé. Une pression cylindre élevée est caractéristique d'une assez bonne vaporisation et une oxygénation relativement meilleure du mélange carburé. Ce constat a également été observé dans la littérature. Les études de Tarabet [66], Evangelos [102], Mohamed [103], Chiavalo [104] et al ainsi que d'autres auteurs, le démontrent assez clairement. L'élévation de la pression serait également à l'origine du pic élevé de température. C'est la raison pour laquelle selon les auteurs, la combustion du biodiesel produirait plus de NOx comparé au diesel classique. Le biodiesel B100 présente une montée de pression plus rapide par rapport au diesel D100. Ce comportement est caractéristique à un délai d'ignition court. Mohamed et al ainsi que Evangelos [103,] ont fait le même constat dans des études similaires.

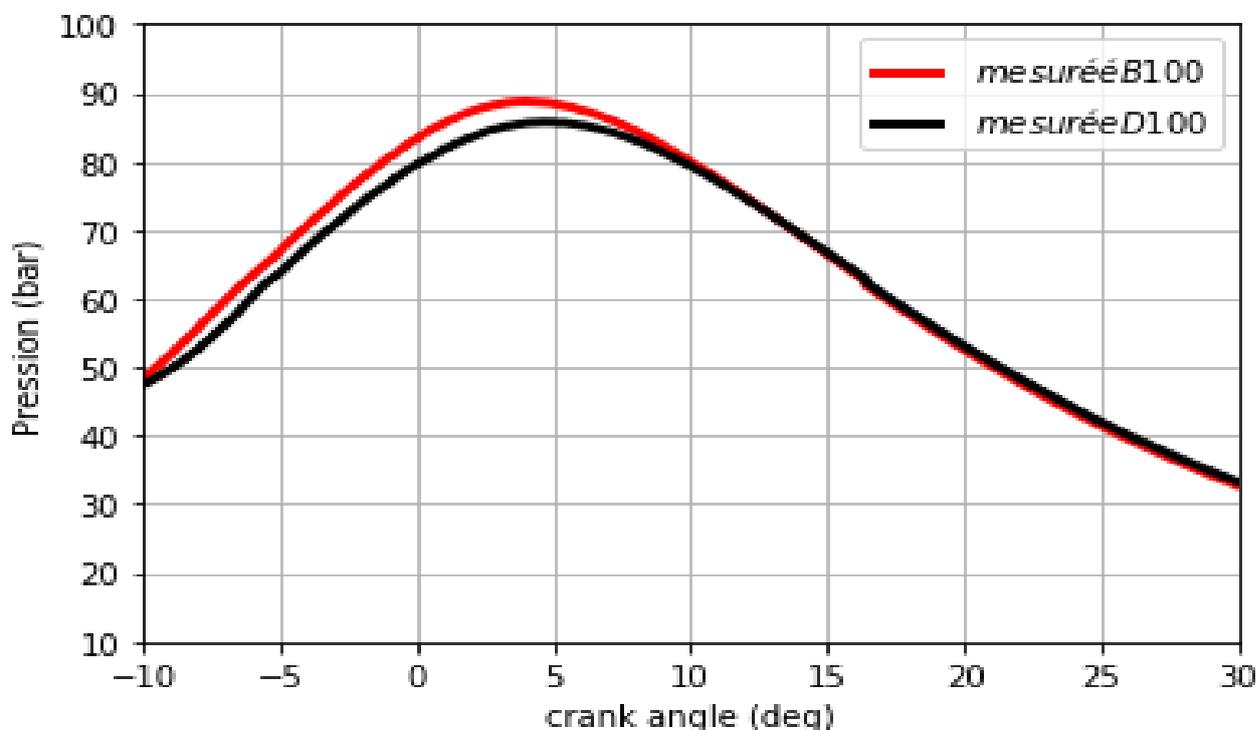


FIGURE 3.10 – Comparaison expérimentale de la pression de combustion du biodiesel B100 avec le diesel D100 à 100% de charge

3.3.2 Résultats comparatif des pressions numériques du biodiesel de Neem B100 et du diesel D100 à 100% de charge et avec variation du modèle de perte de chaleur

La figure ci-dessous présente la comparaison des coefficients des pertes de chaleur des trois modèles utilisés. Cette figure montre que la perte de chaleur est maximale suivant le modèle de Woschni et minimale dans le cas de celui de Hohenberg. Cela s'explique par le fait que le modèle de Woschni considère d'une manière générale les caractéristiques géométriques du moteur ainsi que la cinématique du piston.

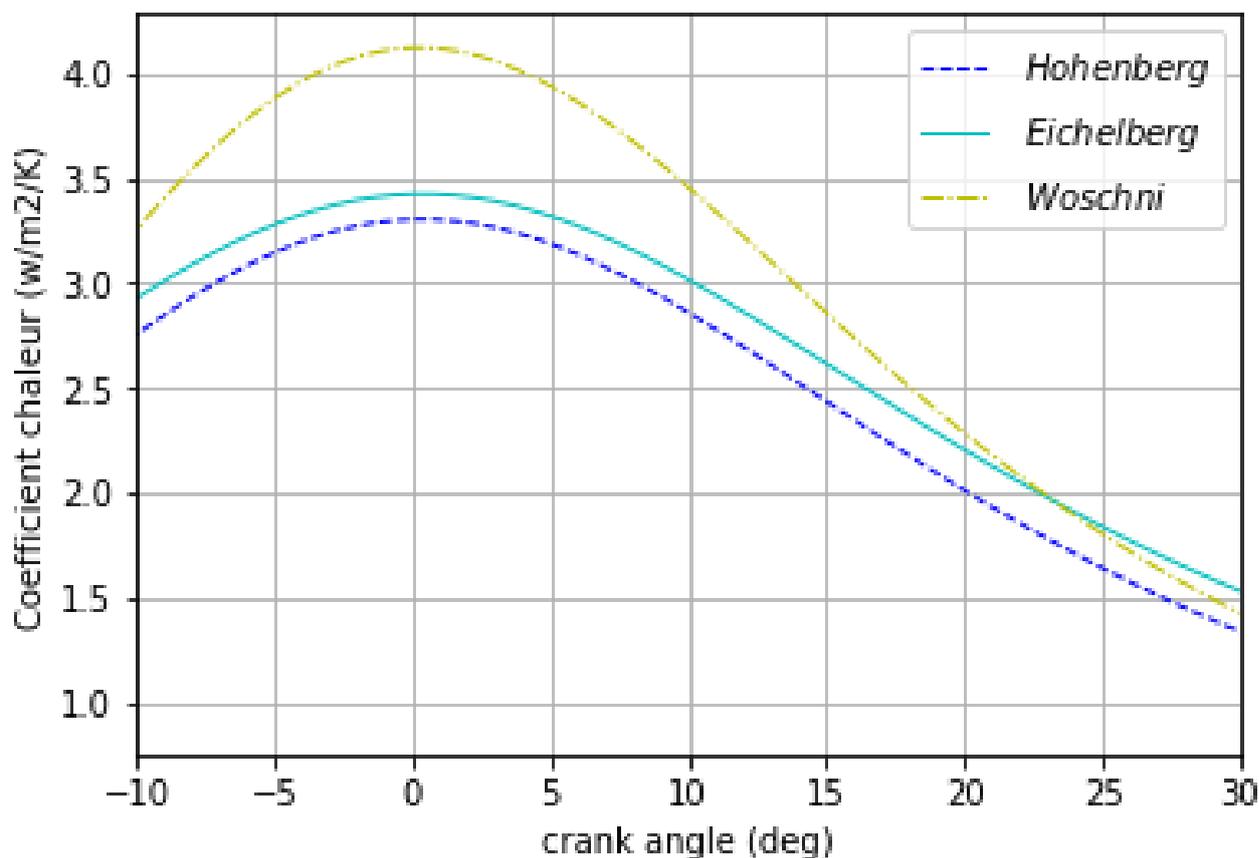


FIGURE 3.11 – Comparaison des coefficients de pertes de chaleur

Les figures 3-13 et 3-14 ci-dessous présentent l'évolution de la pression cylindre respectivement lors de la combustion de B100 et D100. Sous contrainte de trois modèles de pertes de chaleur à savoir, Eichelberg, Hohenberg ainsi que Woschni, l'évolution temporelle de la pression cylindre est simulée avec prise en compte des pertes thermiques pariétales et associée à la courbe de pression expérimentale. Une relative similarité entre les courbes de pression numériques et expérimentales tant dans le cas de la combustion du B100 que dans le cas du D100 est observé. Les pics caractéristiques de la variation temporelle de la pression cylindre des trois modèles numériques sont évalué à 90, 92 et 85 bars respectivement pour les modèle de Eichelberg, Hohenberg et Woschni contre 89 bars pour l'étude expérimentale. La surestimation des pressions cylindre par les modèles implémentés par rapport à l'étude expérimentale s'expliquerait par le fait que les modèles numériques prennent en compte les pertes thermiques pariétales. La différence observée dans les variations des pics de pression des modèles implémentés, bien que variant d'une corrélation à l'autre restent confinés dans les intervalles rencontrés dans la littérature. Les trois modèles de perte pariétale étudiée représentent assez bien la combustion des carburants modèles dans la configuration de l'allumage par compression. Dans le cas spécifique de la combustion de B100 illustrée par la figure 3-14 à 100% de charge, les courbes caractéristiques des trois modèles étudiés restent confondues pendant les 12 degrés initiaux de la combustion. Entre le début de la montée de pression cylindre et son pic, Un gap de 7 bars est observé entre les courbes numériques cumulées et la courbe expérimentale. Cet écart dont bénéficient les corrélations simulées est probablement dû au fait que lesdits modèles

simulés tiennent compte des pertes thermiques pariétales dans la matérialisation physique de l'évolution spatiotemporelle de la pression cylindre. La pression cylindre caractéristique du modèle de Woschni amorce une déclinaison 12 degrés vilebrequin après le début de la montée de la pression dans les cylindres. La chute de pression amorcée passe en dessous des valeurs caractéristiques de la pression cylindre expérimentale. Cette sous-estimation de l'évolution temporelle de la pression cylindre par la corrélation proposée par Woschni pourrait être assimilée par le fait que celui-ci ne prend pas en compte de la vitesse du piston. Le déplacement du piston présenterait la surface du cylindre au gradient de température généré par la combustion, ce qui augmenterait plus ou moins les pertes thermiques pariétales. Le modèle de Hohenberg est celui qui conserve le pic de pression le plus élevé de toutes les corrélations implémentées. Dans le cas spécifique de la figure 5, l'on observe que les courbures des modèles numériques restent confondues pendant les 10 premiers degrés vilebrequin avant de voir la déclinaison de la courbe caractéristique du modèle de Woschni. A cette plage de charge, tous les modèles présentent déclinent en dessous de la pression cylindre expérimentale au voisinage de 170V. Les pertes thermiques à 75% de charge seraient minimisées en période de post combustion. Une observation similaire est faite à 100% de charge, dans les mêmes conditions de simulation, bien que la déclinaison se passe à 25 oV.

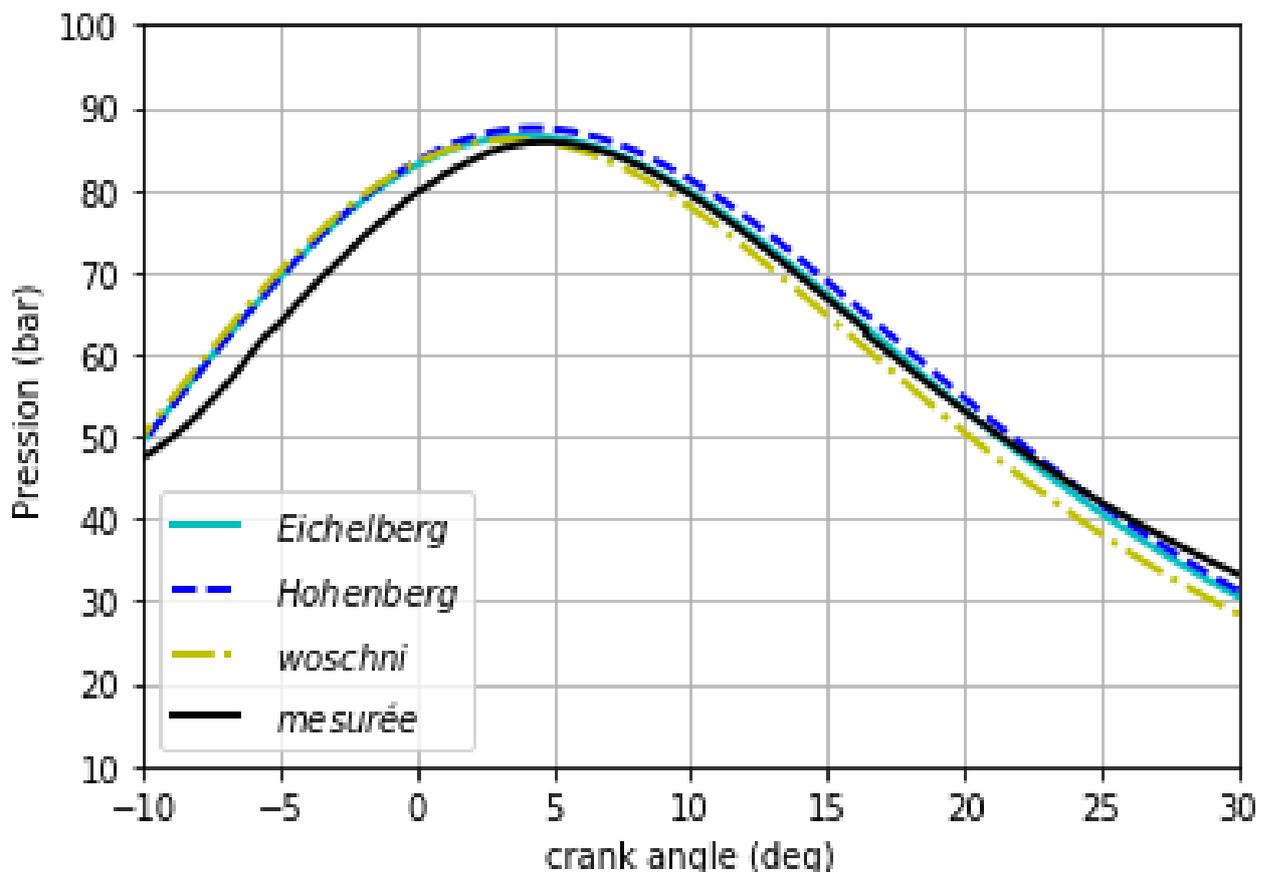


FIGURE 3.12 – Evolution de la pression cylindre du D100 sous contrainte de trois modèles de pertes de chaleur à 100% de charge

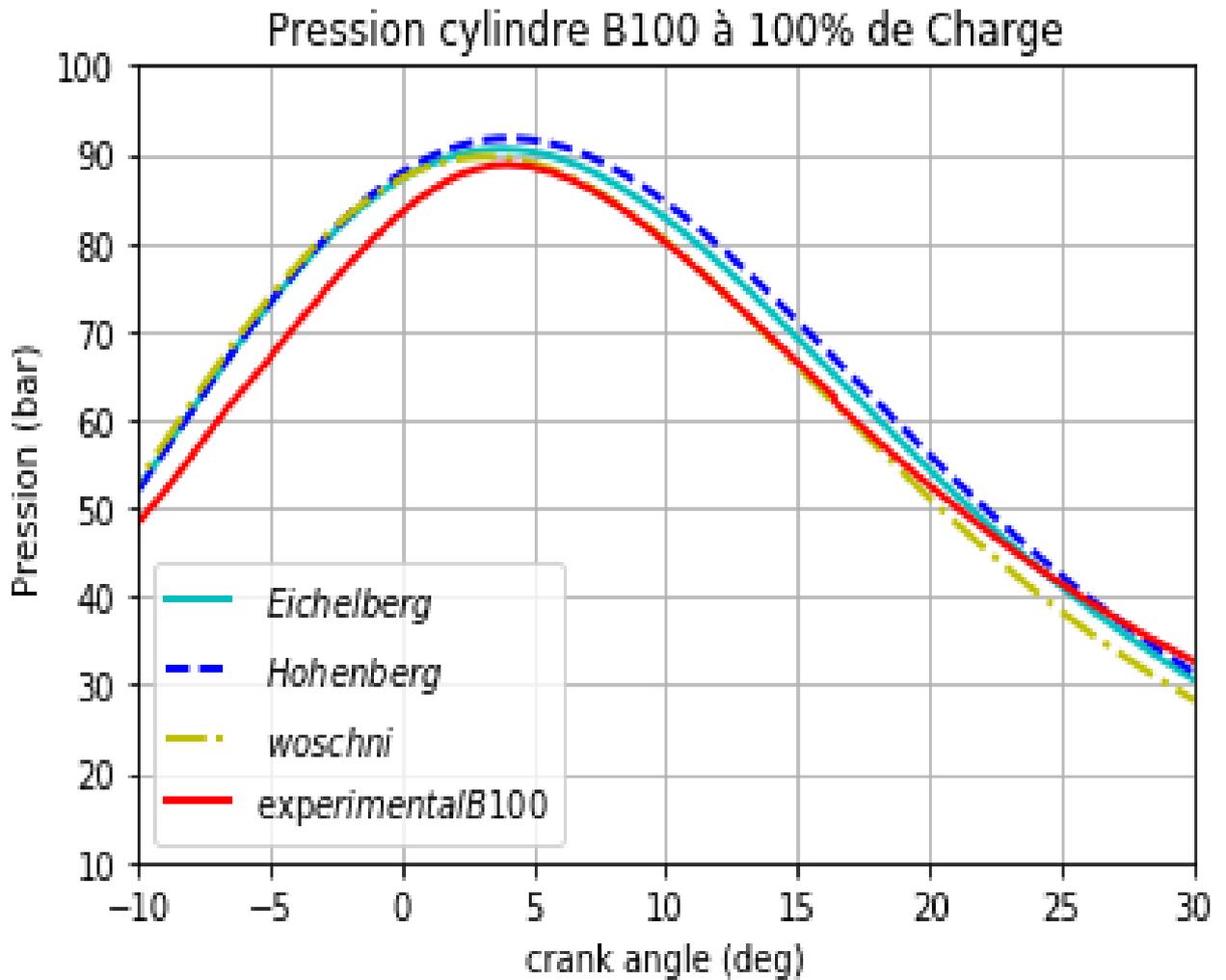


FIGURE 3.13 – Evolution de la pression cylindre du B100 sous contrainte de trois modèles de pertes de chaleur à 100% de charge

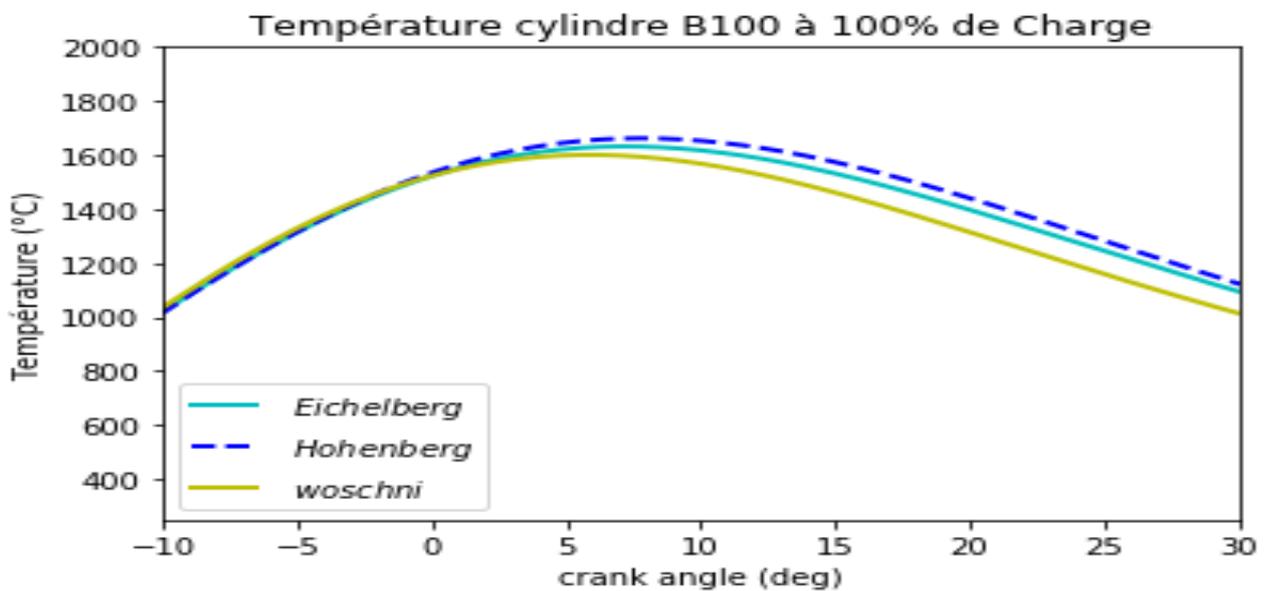


FIGURE 3.14 – Evolution de la température numérique cylindre du B100 sous contrainte de trois modèles de pertes de chaleur à 100% de charge

A cette charge et également pour toutes les charges simulées, nous avons le même comportement observé sur les courbes de température traduisant l'hypothèse que notre mélange peut sans aucun souci se comporter comme un gaz parfait. La courbe d'évolution de la température est alors représentée par la figure 3-15 ci-dessus. Elle montre bien que pendant la montée des température suite à l'inflammation du combustible, les trois modèles de pertes de chaleur présente une similarité et dont l'interprétation est similaire à cette donnée dans le cas de la pression.

3.3.3 Résultats comparatif des pressions cylindre avec prise en compte des modèles de déperdition thermique pariétal du B100 à 25%, 50% et 75% de charge

Les figures 3-15, 3-16 et 3-17 représentent l'évolution des pressions cylindre respectivement aux charges suivantes : 75%, 50% et 25%. Chacune des courbes associe les pressions numériques et expérimentales. Une décroissance de la pression cylindre proportionnelle à la charge est observée quel que soit le point de mesure. La diminution de la masse de carburant admise serait à l'origine de cette observation lors de la combustion du biodiesel B100. D'une manière générale, quel que soit le point de mesure, les pressions cylindre expérimentale et numériques subissent une décroissance en fonction de la charge du moteur. La pression expérimentale baisse de 10% et 6% proportionnellement au passage successive de 100% à 75% d'une part et d'autre part de 75% à 25. Cette chute de pression expérimentale est évaluée à 22,5% entre 100% et 25% de charge. Cette décroissance de la pression cylindre serait attribuée à la réduction de la puissance effective caractériser par la décroissance de la quantité de combustible admis dans les cylindres. Cependant, au regard de l'évolution des courbes de pression quel que soit le type de modèle implémenté, les pertes thermiques seraient plus importantes lors de la phase ascendante du piston. Considérant la combustion spécifique de B100 à 75% de charge, les écarts statistiques entre les courbes de pression simulées et la courbe expérimentale, entre les 20 °V et 30°V sont les plus faibles, toutes charges confondues. Cette observation visible sur la figure 6 indiquerait que les pertes caractéristiques à cette différence sont moins importantes à cette phase de fonctionnement du moteur. Par contre, la partie ascendante des courbes de pression numérique présente les écarts les plus importants par rapport à d'autre point de charge étudiés. A cette plage de charge, le modèle de Woschni sous-estime l'approximation de la valeur de la pression cylindre. La plage de charge de 50% semble présenter les meilleurs compromis entre les valeurs estimées des pertes pariétales en fonction des modèles étudiés. Cette plage de charge serait relativement proche de la nominale de fonctionnement du moteur test. En effet, comparaison faite avec d'autres plages de charge étudiées, un meilleur compromis est observé entre les évolutions des modèles de combustion et la courbe expérimentale. Les écarts observés lors des autres plages de charge évaluées restent minimisés tant pour la corrélation de Woschni, Eichelberg que de celle de Hohenberg. A 25% de charge, les trois modèles ont des courbures de représentation de l'évolution temporelle de la pression cylindre qui s'accordent. Cette observation peut être mieux perçue sur la figure 8. Ce constat pourrait être expliqué

par un faible écart paramétrique entre les valeurs des différentes corrélations implémentées. D'une manière générale, les modèles d'Eichelberg et Hohenberg s'accordent sur l'évolution temporelle de la pression cylindre lors des tests à 50% et 25% de charge. Cette élévation de la pression cylindre numérique est caractéristique à l'élévation déduite des pertes thermiques pariétales pendant la phase descendante des courbes de pression considérée. Cette tendance à l'élévation des pertes thermique pendant cette phase et à cette plage de charge pourrait être due au fait que les gaz ont plus de temps de lécher les parois à cause de la vitesse réduite du piston dans sa phase descendante. L'observation aux charges élevées montre que les modèles de Eichelberg et Hohenberg présentent une légère différence dans l'approximation de l'évolution de la pression cylindre. Cependant, cet écart caractéristique reste inférieur à 0,6 bars quel que soit la position temporelle du piston. Le modèle de Woschni semble sous-estimer la valeur temporelle de la déperdition thermique pariétale quel que soit le point de charge du moteur par rapport au deux autres corrélations implémentées.

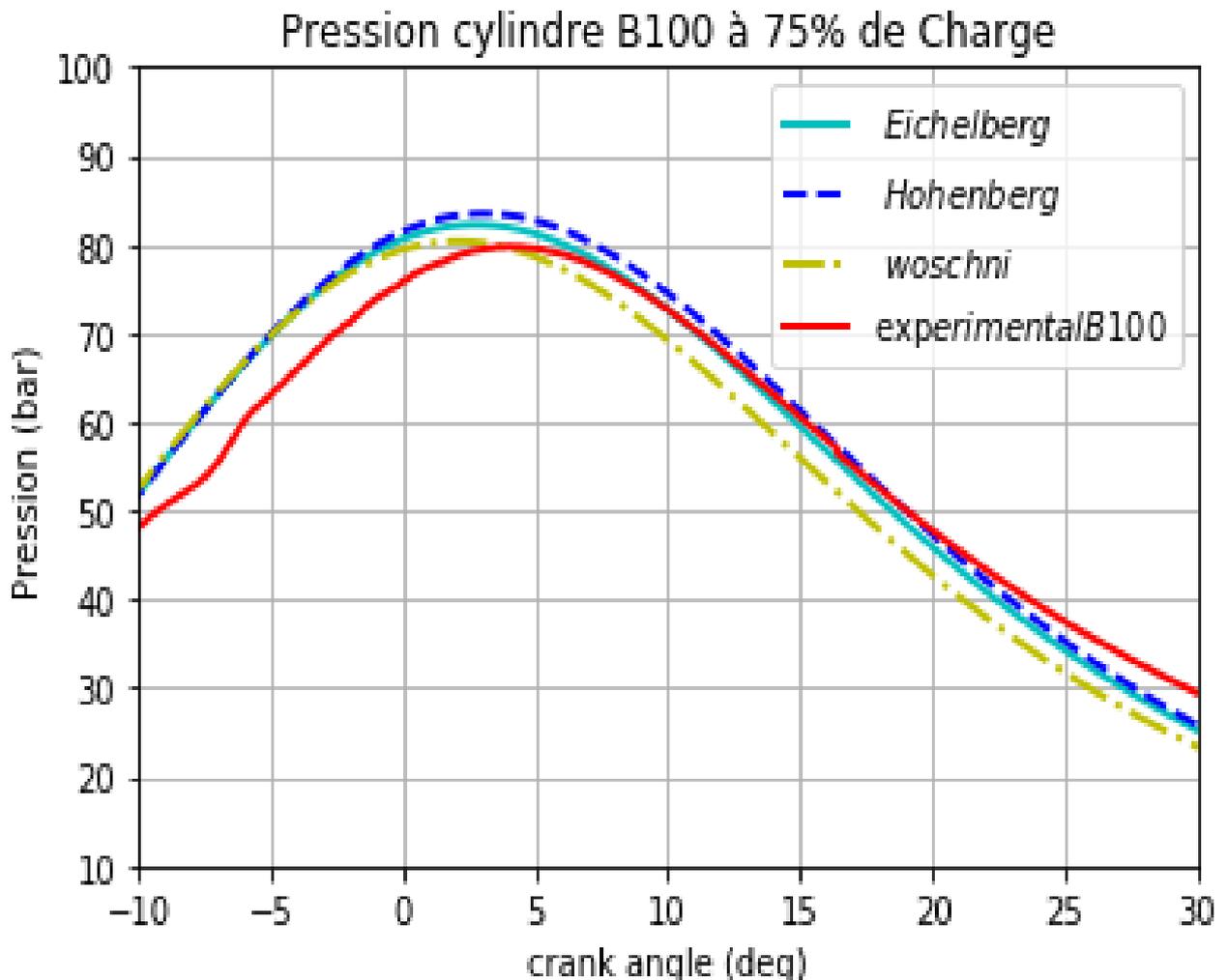


FIGURE 3.15 – Evolution de la pression cylindre du B 100 sous contrainte de trois modèles de pertes de chaleur à 75% de charge

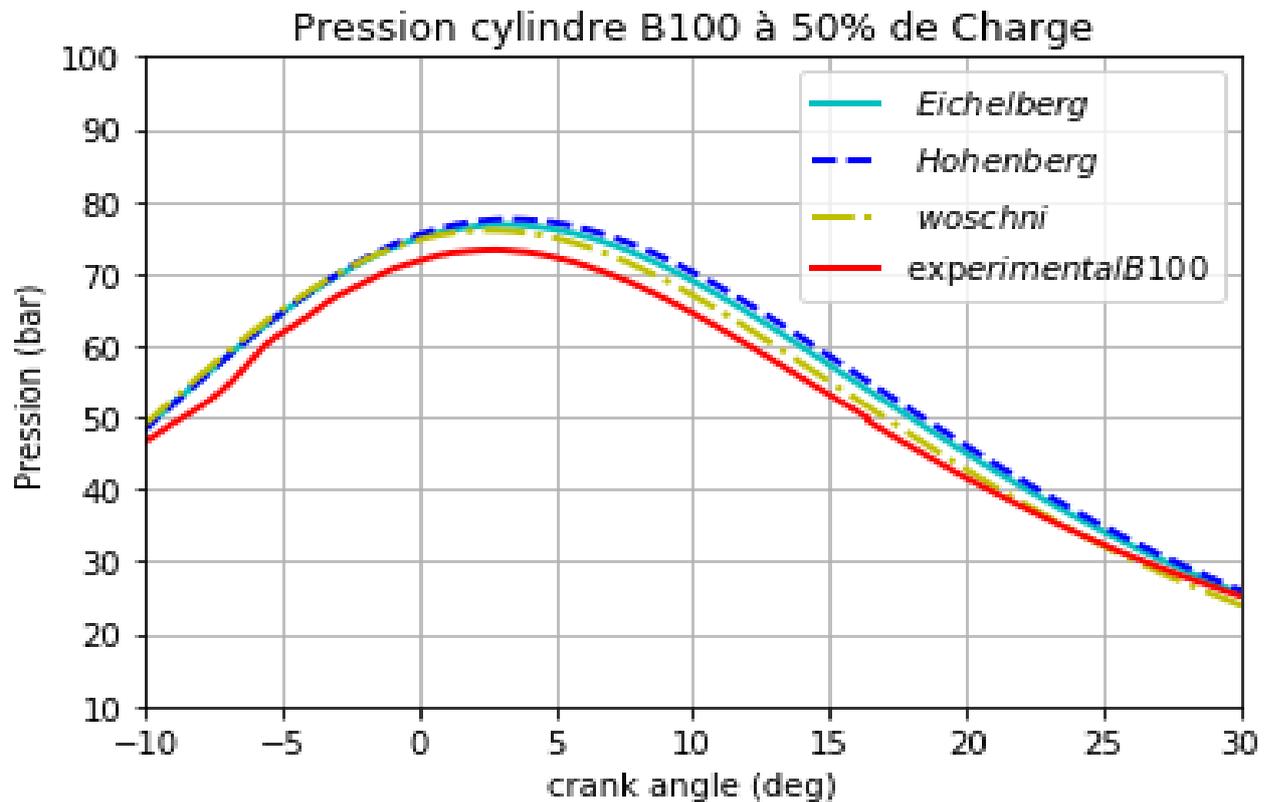


FIGURE 3.16 – Evolution de la pression cylindre du B 100 sous contrainte de trois modèles de pertes de chaleur à 50% de charge

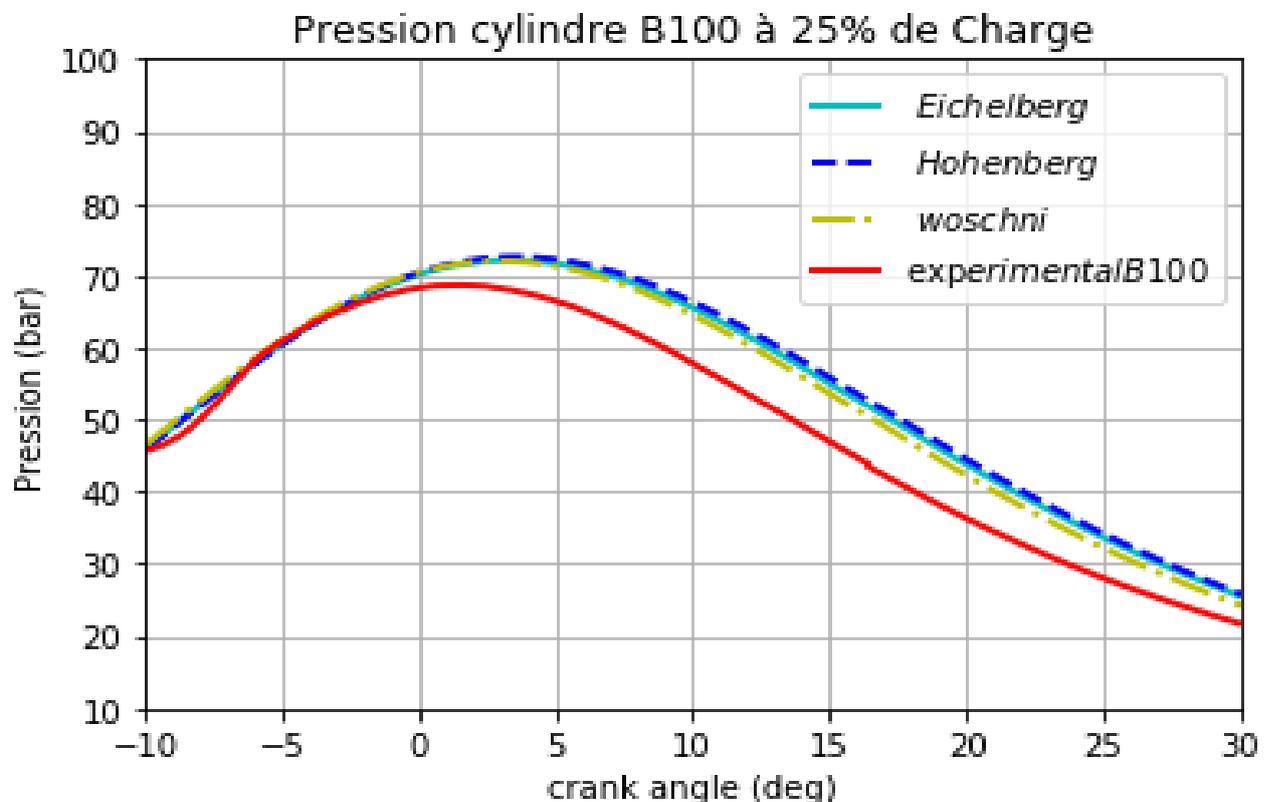


FIGURE 3.17 – Evolution de la pression cylindre du B 100 sous contrainte de trois modèles de pertes de chaleur à 25% de charge

3.3.4 Étude expérimentale de l'impact de la charge sur le dégagement de chaleur du Diesel D100 et du Biodiesel B100

Le Net Heat Release Rate (Net HRR) représente l'énergie thermique utile au fonctionnement du moteur. C'est elle qui est transformée en énergie mécanique par le piston au cours de la combustion du carburant considéré. Le Gross Heat Release Rate (Gross HRR) est en effet dans cette étude, l'énergie thermique transformée en travail mécanique, les pertes énergétiques pariétales lui sont associées. La combustion du carburant réchauffe par convection les parois du cylindre, une quantité finie de calorie est transmise à l'eau de refroidissement constituant une perte thermique. Une courbe représentant la différence entre l'énergie totale de combustion et l'énergie thermique utile est générée. Les courbes caractéristiques du diesel classique D100 sont comparées à celles du biodiesel B100. Le dégagement de chaleur aux différentes charges du moteur à 100%, 75% et 50% est évalué expérimentalement. Les courbes de dégagement de chaleur des différents carburants modèles D100 et B100 ont des courbures caractéristiques à celle d'une combustion par auto inflammation. D'une manière générale, quel que soit la plage de charge ou du carburant testée, les profils d'évolution du Net HRR et celui du Gross HRR pendant la phase de la montée de pression de prémélange restent confondus. Un écart relativement significatif est observé entre le net HRR et le Gross HRR, comparaison faite avec le diesel D100. Ces différents écarts sont évalués à $10 \text{ J/}^\circ\text{V}$, $10 \text{ J/}^\circ\text{V}$, et $20 \text{ J/}^\circ\text{V}$ respectivement pour 50%, 75 % et 100% de charge. Ces écarts signifieraient que les pertes thermiques seraient plus importantes pendant la combustion du biodiesel B100. Les pertes thermiques en phase de prémélange seraient minimisées au regard des renseignements tirés de l'étude.

Dégagement de chaleur à 100% de charge

Les figures 3-19 et 3-20 représentent les différents profils du dégagement de chaleur du diesel D100 et du biodiesel B100, respectivement pour une plage de charge de 100%, équivalente à 4,5 kW. L'énergie utile (Net Heat Release Rate) convertie par le moteur en énergie mécanique lorsque la coupe B100 est utilisée comme carburant d'essai, avoisine 30 J/oV . Entre 0 et 10 oV , cette coupe fournit une énergie estimée à $17,32 \text{ J/oV}$ contre $21,31 \text{ J/oV}$ pour D100. Aucune différence fondamentale entre les différentes valeurs de Gross heat release rate des deux carburants, sur cette plage de charge n'est observée. La combustion démarre plus tôt avec le carburant B100 par rapport au carburant D100 conventionnel certainement grâce à un indice de cétane plus élevé pour le carburant biodiesel et à une température de distillation plus basse, soit un mélange plus rapide et une meilleure vaporisation du carburant biodiesel qui se traduisent par un délai d'auto-inflammation plus court. La vitesse de dégagement de chaleur plus élevée du carburant diesel conventionnel dans la phase de combustion peut être due à son pouvoir calorifique qui est plus élevé. Le biodiesel D100 présenterait une meilleure performance aux charges élevées. Ce comportement est probablement dû à l'oxygénation de la molécule et à la simplicité structurale de sa composition chimique. A température élevée, la viscosité relativement plus grande du biodiesel n'est plus fondamentalement un handicap pour la combustion de ce carburant. C'est ce qui justifierait sa relative assez bonne combustion.

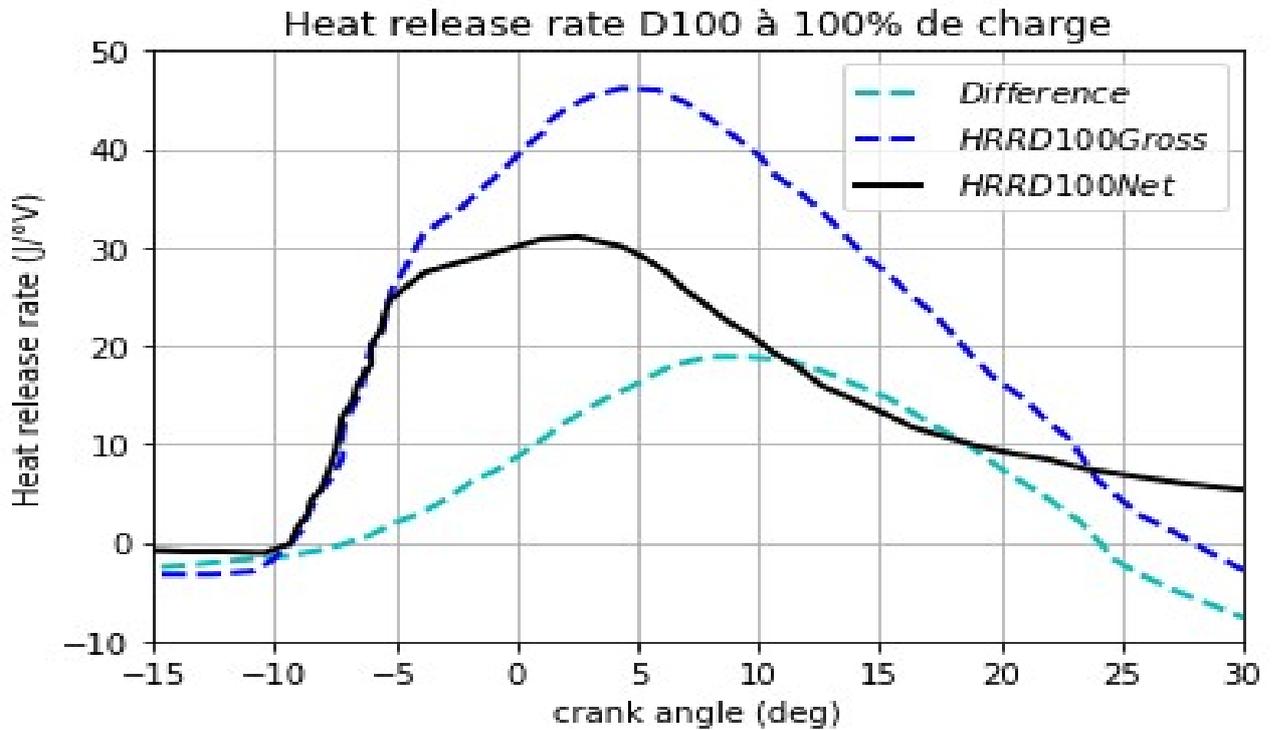


FIGURE 3.18 – Profil de l'évolution du taux de dégagement de chaleur net (Net HRR) et du Taux de dégagement global de chaleur (Gross HRR) pour une vitesse du moteur $N=1500$ trs/min à 100% de charge suivant le modèle d'analyse Combustion de D100

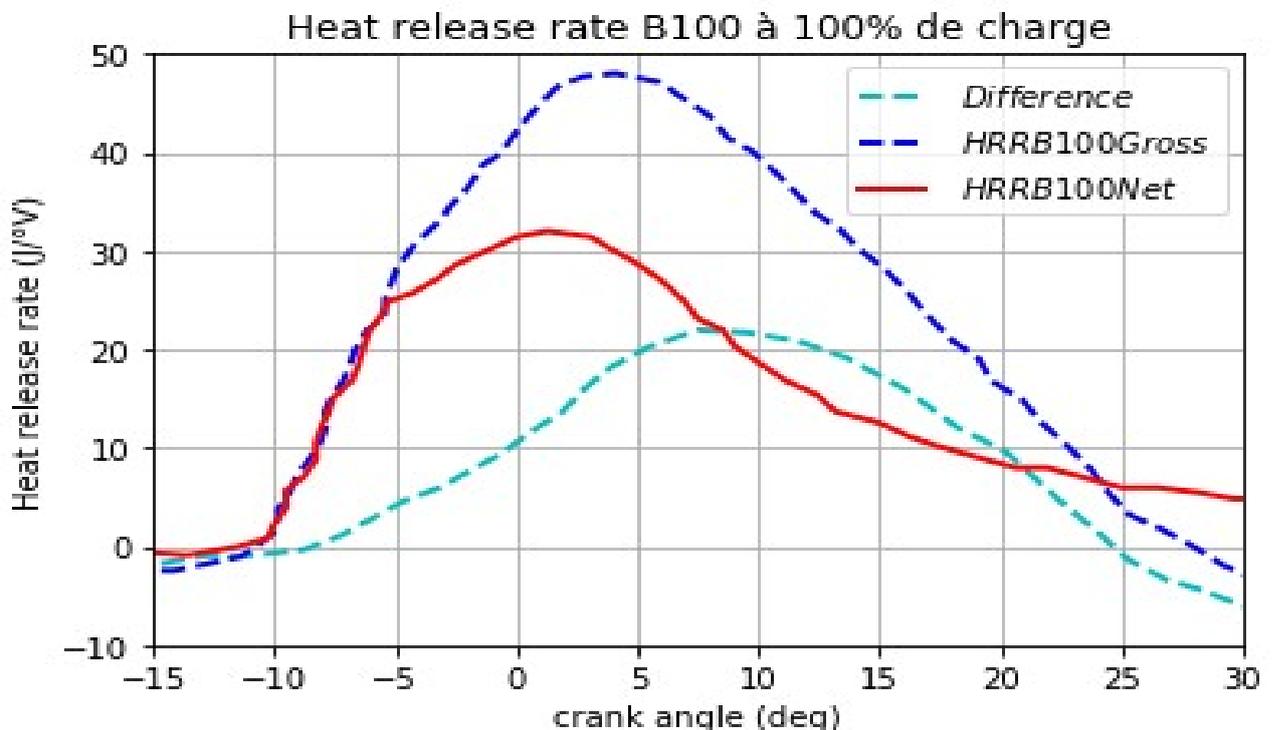


FIGURE 3.19 – Profil de l'évolution du taux de dégagement de chaleur net (Net HRR) et du Taux de dégagement global de chaleur (Gross HRR) pour une vitesse du moteur $N=1500$ trs/min à 100% de charge suivant le modèle d'analyse Combustion de B100

Dégagement de chaleur Net HRR et Gross HRR pour 75% de charge

Les figures 3-21 et 3-22 représentent les différents profils de l'évolution du taux de dégagement de chaleur Net HRR et du Taux de dégagement global de chaleur (Gross HRR) pour une vitesse du moteur de 1500 trs/min à 75% de charge. Entre 0 et 10 °V le diesel D100 produit une énergie comprise entre 13,20 °V et 14,20 °V pendant la combustion de D100. Les pertes thermiques pariétales en fonction de la position du vilebrequin sont évaluées à 10 J/°V en ce qui concerne la combustion de B100 représentant une valeur 20% plus élevée que lors de la combustion de D100. Une observation similaire a été faite par Pankaj et al [105-109] ainsi que Mohamed et al [103]. Ces différents auteurs démontrent qu'à une plage de 75%, le délai d'ignition du biodiesel B100 et du diesel D100 augmente respectivement. Cette croissance d'environ 2 °V du délai d'ignition est significative et a été également observé par Mohamed et al [103].

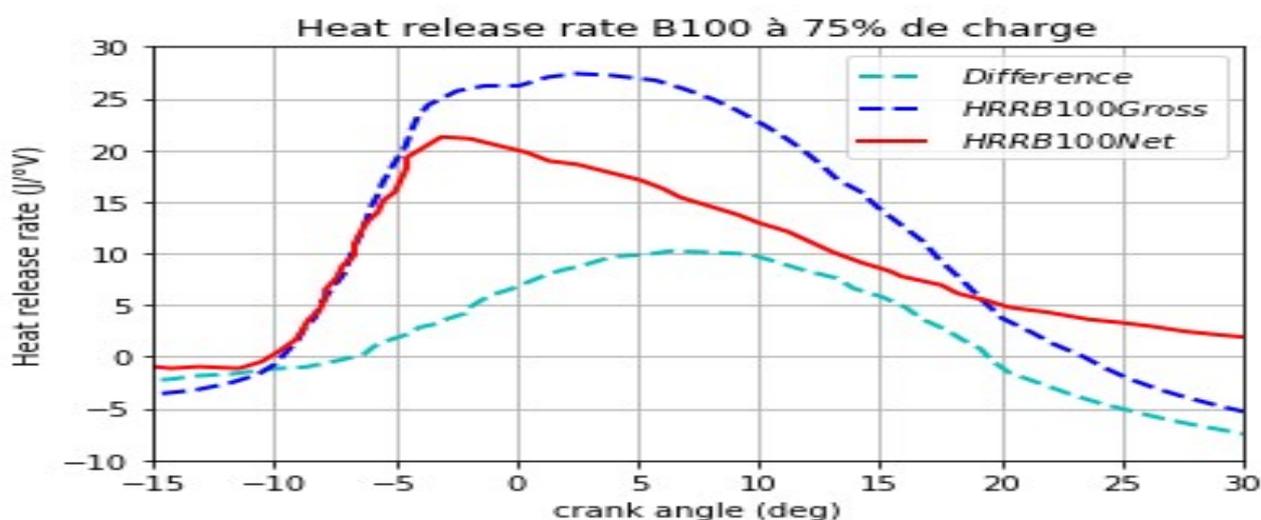


FIGURE 3.20 – Profil de l'évolution du taux de dégagement de chaleur net (Net HRR) et du Taux de dégagement global de chaleur (Gross HRR) pour une vitesse du moteur $N=1500$ trs/min à 75% de charge suivant le modèle d'analyse Combustion de B100

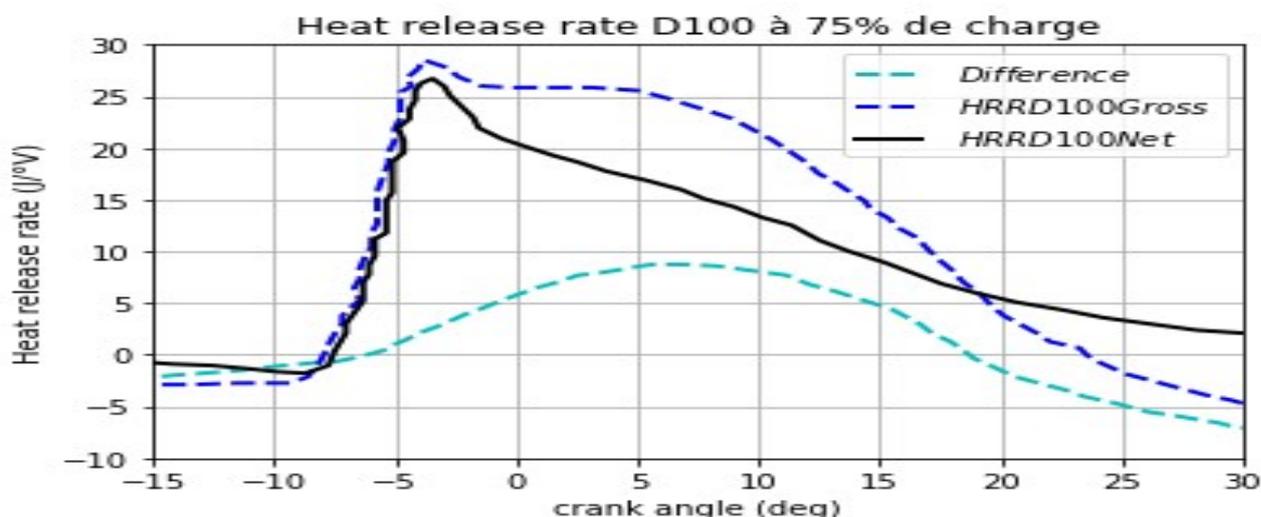


FIGURE 3.21 – Profil de l'évolution du taux de dégagement de chaleur net (Net HRR) et du Taux de dégagement global de chaleur (Gross HRR) pour une vitesse du moteur $N=1500$ trs/min à 75% de charge suivant le modèle d'analyse Combustion de B100

Dégagement de chaleur à 50% de charge

Les figures 3-22 et 3-24 représentent les différents profils de l'évolution du taux de dégagement de chaleur Net HRR et du Taux de dégagement global de chaleur (Gross HRR) pour une vitesse du moteur de 1500tr/min à 50% de charge. Ces deux figures indiquent que la phase de combustion de diffusion de B100 et D100 débute avec un Net HRR de 20 et 21 J/°V respectivement. Les pertes thermiques pariétales (courbe représentant la différence) sont évaluées à 10 J/°V pour le biocarburant B100 et 8 J/°V pour D100. A 10 °V, la valeur du Net HRR de B100 est de 12 J/°V pour B100 et 13.5 J/°V pour D100. Les valeurs des pertes thermiques pariétales sont les suivantes : B100 (10 J/°V), D100 (8 J/°V).

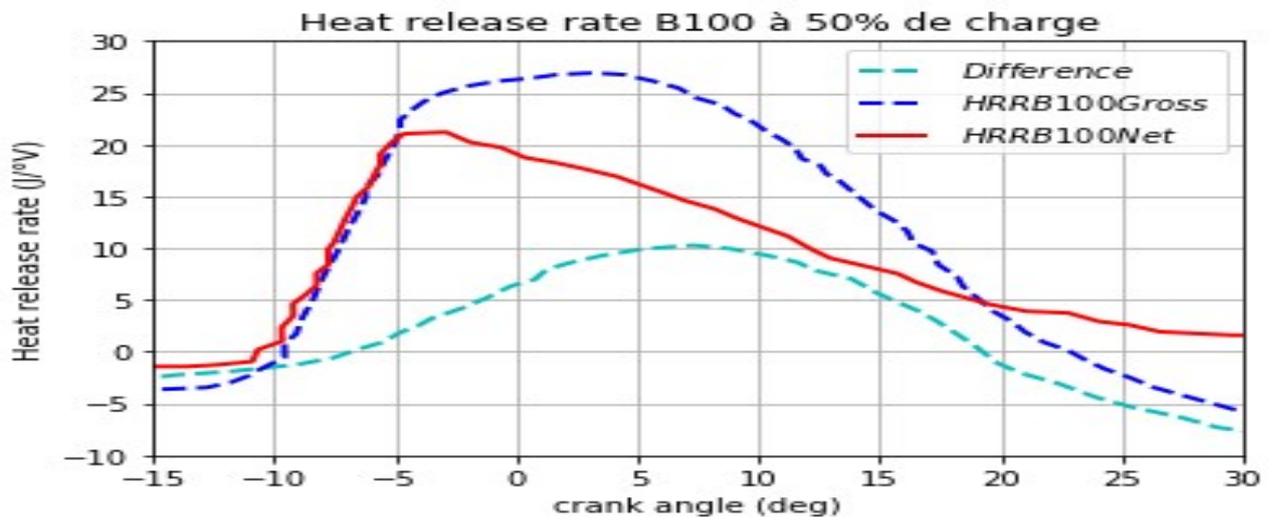


FIGURE 3.22 – Profil de l'évolution du taux de dégagement de chaleur net (Net HRR) et du Taux de dégagement global de chaleur (Gross HRR) pour une vitesse du moteur $N=1500$ trs/min à 50% de charge suivant le modèle d'analyse Combustion de B100

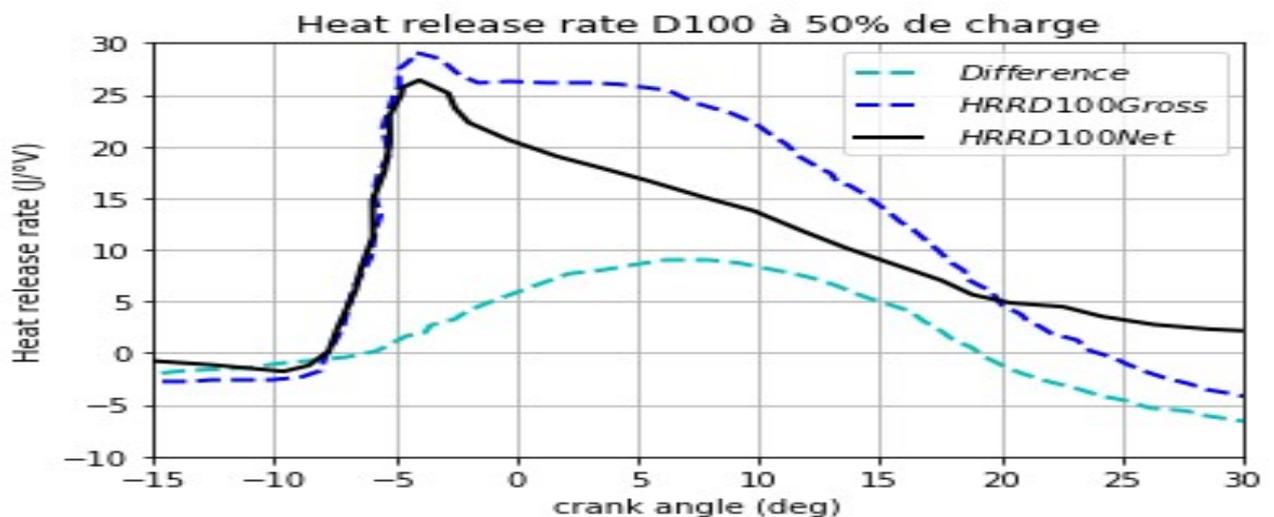


FIGURE 3.23 – Profil de l'évolution du taux de dégagement de chaleur net (Net HRR) et du Taux de dégagement global de chaleur (Gross HRR) pour une vitesse du moteur $N=1500$ trs/min à 50% de charge suivant le modèle d'analyse Combustion de D100

3.3.5 Etude expérimentale de l'impact de la charge du moteur sur les performances globales

Tableau 3.1 – Impact de la charge sur les performances avec le D100

Charge	100%	75%	50%	25%
Masse fuel par cycle (g/cycle)	0.009688	0.01344	0.0181	0.0294
Puissance du moteur (kW)	1.184	2.137	3.383	0.0294
Consommation spécifique (g/kWh)	442.2	326	293.6	286.89
Rendement moteur en %	21.67	28.89	32.46	33.26
O2 en %	11.18	11.1	10.8	10.6
CO2 (ppm)	4.645	4.879	6.930	10.412
NO (ppm)	64.68	101.1	758.6	966
CO (ppm)	81.3	824	829	854
Suies (ppm)	0	0.7686	4.41	27.806

Tableau 3.2 – Impact de la charge sur les performances avec le B100

Charge	100%	75%	50%	25%
Masse fuel par cycle (g/cycle)	0.0116	0.01576	0.0222	0.0294
Puissance du moteur (kW)	1.184	2.137	3.383	4.59
Consommation spécifique (g/kWh)	442.2	326	293.6	286.89
Rendement moteur en %	21.79	31.081	33.4	35
O2 en %	3.475	4.475	6.678	9.128
CO2 (ppm)	3.475	4.884	6.678	9.128
NO (ppm)	376	563.3	820.4	981.8
CO (ppm)	81.9	807	838	843
Suies (ppm)	0	0.1199	5.6	29.31

Ce point présente les résultats expérimentaux de la variation de la charge sur les performances globales du moteur. Les tableaux 3-4 et 3-5 ci-dessus illustrent des performances du banc d'essais à différentes charges lors de l'utilisation du diesel conventionnel D100 tableau 3-4 et du Biodiesel de Neem B100 tableau 3-5. Dans ces tableaux on peut trouver quelques paramètres à l'instar du rendement effectif présenté à la fin du chapitre 1 de ce manuscrit ; la puissance du moteur, le rendement du moteur, la consommation spécifique et les performances écologiques. Le rendement traduit le comportement d'un carburant à être converti en énergie mécanique disponible sur l'arbre moteur. Les carburants les plus énergétiques sont ceux présentant des meilleurs rendements de la combustion. Le tableau nous montre que la charge du moteur impacte de façon considérable sur le rendement effectif. Il décroît lorsque la charge imposée augmente. Ceci s'explique par le fait que la charge est dépendante de la vitesse de

rotation du moteur qui à son tour impose la quantité d'air admissible à la phase d'admission et l'homogénéité du mélange. Des résultats similaires ont été trouvés par Tabaret [66].

Au regard de la consommation spécifique du moteur en fonction de la charge, on constate également une décroissance de cette grandeur. Ceci explique pourquoi un moteur de voiture consomme plus lorsqu'elle circule dans la zone urbaine par rapport à son activité sur les axes lourds et autoroutes [60]. En effet dans une plage de faible charge, le moteur fonctionne à faible régime ; dans cet état de fonctionnement les paramètres écologiques sont relativement faibles tant pour le dioxyde de carbone, le monoxyde de carbone que les oxydes d'azotes. L'analyse des tableaux montre que les émissions d'azotes varient suivant la plage de fonctionnement du moteur ; elles augmentent considérablement lorsqu'on passe de 25% de charge à 100%. Cette croissance est due à l'augmentation de la charge fraîche dans le cylindre tant au niveau de l'admission qu'à l'injection du carburant induisant une production de chaleur plus importante par conséquent une température plus élevée. On observe également que la quantité de dioxygène restante après combustion est plus importante pour le biodiesel B100 que pour le diesel D100. Ceci traduit en effet une forte consommation du dioxygène au cours de la combustion du D100. On déduit que c'est un carburant qui a besoin de plus grande quantité d'oxygène pour une meilleure combustion. Les rapports stœchiométriques expérimentaux ont donné 12.88 et 14,6 respectivement pour le B100 et le D100. Ce dernier représente le rapport massique air-carburant dans les conditions d'équilibre chimique.

3.3.6 Etude numérique de l'impact du taux de compression

L'influence de la variation du taux de compression est présentée ci-dessous par la figure 3-24. Le taux de de compression varie entre 14 :1 à 20 :1. On observe pour les différentes courbes une augmentation du pic de pression à lorsque du taux de compression croit. En effet lorsque ce taux passe de 14 :1 à 20 :1 ; on observe une variation du pic de pression passant de 74.9 bars à 90.08 bars soit une hausse d'environ 20% cette observation a été faite par S. Jindal et al. [3]. On peut généraliser une augmentation globale pour tous les points de l'angle vilebrequin. Cette augmentation de la pression induit une augmentation de la température cylindre entraînant selon plusieurs auteurs l'augmentation des oxydes d'azotes. Le dégagement de chaleur résultant augmente relativement avec le taux de compression c'est pour cette raison que les moteurs Diesel sont utilisés comme système de conversion d'énergie dans les centrales thermiques et sur les voitures lourdes. On note que lorsque le taux de compression augmente, le délai d'auto-inflammation diminue, cela traduit la rapidité de la combustion de prémélange induisant une atteinte du pic de pression plus proche du PMH ou rapidement atteint. En effet, le taux de compression facilite l'inflammation du combustible, plus il est élevé, plus la vitesse du mélange air-combustible est élevée et le démarrage ainsi que les conditions de la combustion est très rapide et favorable. Le délai d'inflammation est également passé de 1.69 à 1.46 ms pour le diesel D100 et de 1.53 (13.68°V) à 1.31 (11.79°V) ms pour le biodiesel B100.

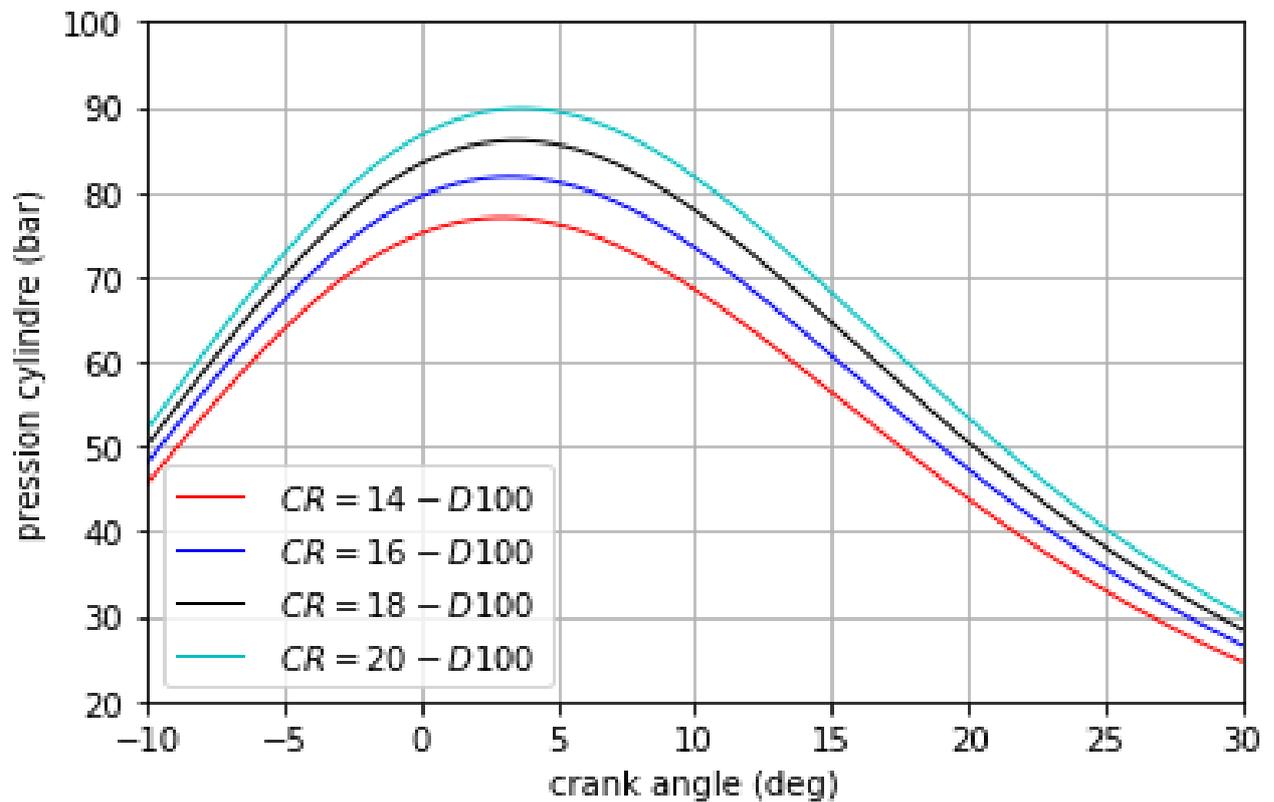


FIGURE 3.24 – Évolution de la pression cylindre pour le diesel D100 à 100% de charge avec variation du taux de compression.

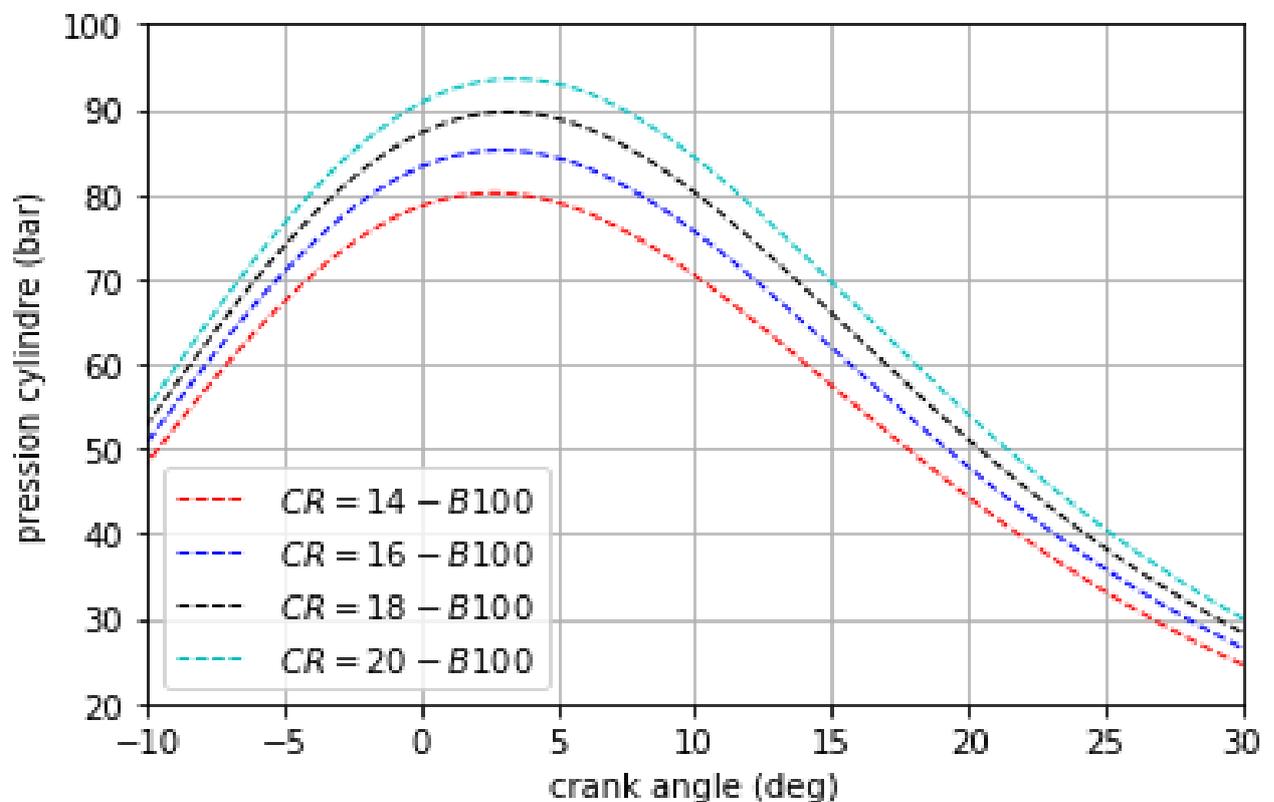


FIGURE 3.25 – Évolution de la pression cylindre pour du biodiesel B100 à 100% de charge avec variation du taux de compression.

3.3.7 Etude numérique de l'influence de l'avance d'injection

Le début de l'injection du carburant est primordial dans le processus de combustion. En effet, le délai d'auto-inflammation est sensible à la température et par conséquent à la pression dans le système cylindre air ; l'instant d'injection communément appelé avance à l'injection du carburant doit être réalisé avec soin. Pour une injection trop tôt, les conditions thermodynamiques ne sont pas encore réunies pour une inflammation du carburant car le piston cylindre est encore loin du point mort haut (PMH). De même, une injection tardive conduit à une mauvaise inflammation du fait de la diminution de la température et de la pression cylindre généré par une descente du piston. Dans cette partie il est question de voir l'effet de la variation de l'avance d'injection. Sur l'évolution des paramètres du cycle thermodynamique à l'instar de la pression cylindre et par ricochet la température cylindre. Dans la conception théorique, l'injection est réalisée lorsque le piston se retrouve au PMH ; cet état provoque d'énormes inconvénients tant du point de vue des composants du moteur que de l'environnement, pendant la compression. Afin d'améliorer les performances du moteur, l'avance d'injection du carburant est faite. Dans cette partie, il est question pour nous de déterminer la valeur de cette avance d'injection pour un meilleur fonctionnement du moteur.

Les courbes montrent que plus le carburant est injecté tôt plus le pic de pression est important, lorsque l'avance d'injection passe de 13°V à 20°V ; le pic de pression cylindre passe également de 77.6 à 93.41bars. On constate que la pression est très élevée à une avance d'injection de 20°V , cette élévation crée le phénomène de cliquetis ou claquements tout en détruisant les composants du moteur. Les courbes montrent que l'avance injection impacte sur l'angle d'apparition du pic de pression ainsi qu'une augmentation considérable du pic de pression cylindre. On note également que l'avance d'injection augmente le délai d'auto-inflammation suite au condition non favorable de la combustion. Au regard de l'expérimental, le modèle numérique doit adopter une avance de 15°V par rapport au résultat expérimental, en effet à une avance de 15°V , on a un pic de pression de 86.3 bars contre une valeur expérimentale de 85.2 bars. Toutes les observations ci-dessus peuvent être expliquées par le fait que le calage de l'injection est un facteur majeur influent sur la combustion diesel [111]. Les conditions thermodynamiques de l'air dans le cylindre dépendent fortement de l'instant d'injection qui affecte l'allumage. Une injection se produisant très tôt, la température et la pression de l'air sont relativement inférieure à celle du combustible injecté ; le délai d'inflammation devient plus important et d'autre part, la pénétration du jet de carburant évolue positivement ainsi que le phénomène de turbulence. Plusieurs auteurs ont constaté que le taux de combustion augmente dans la phase de prémélange lorsque le carburant est injecté tôt et cela expliquerait l'élévation et la rapidité d'un pic de pression atteint autour du point mort haut [112].

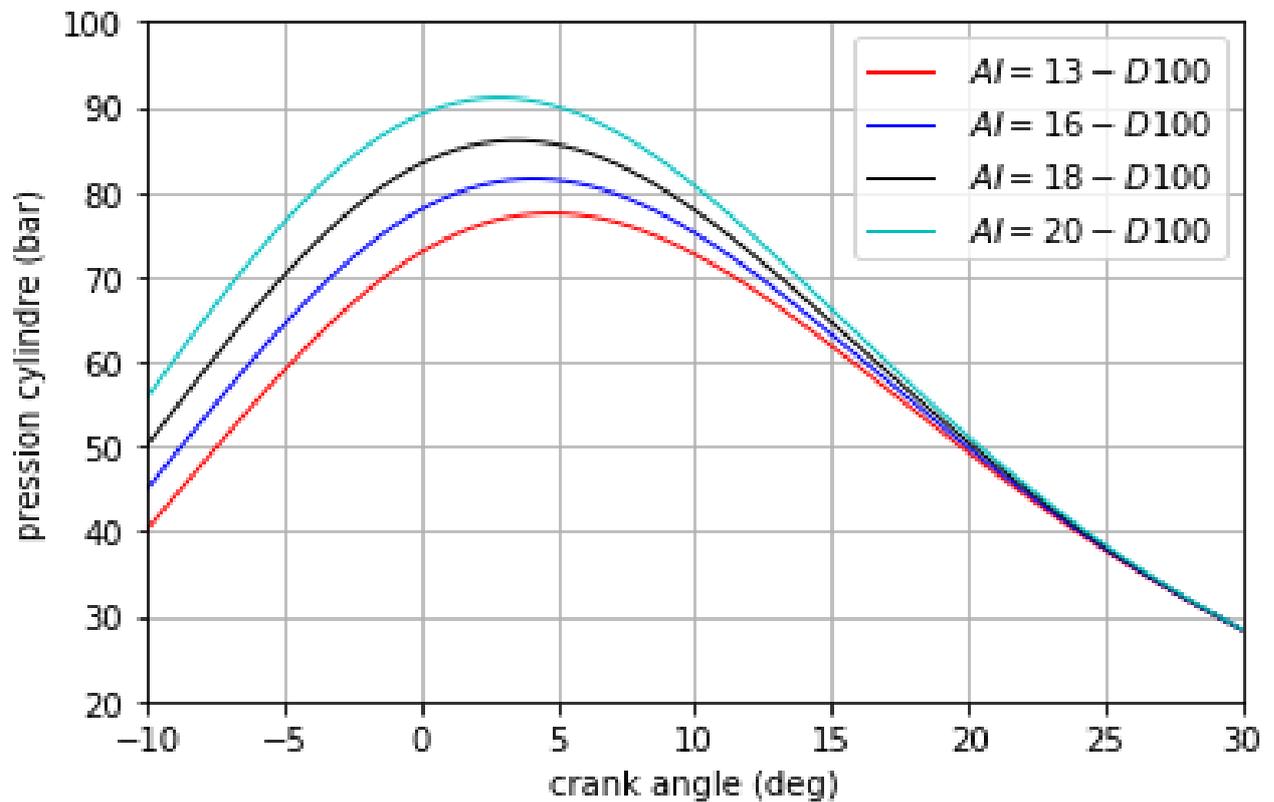


FIGURE 3.26 – Evolution de la pression cylindre à 100% de charge avec variation de l'avance à l'injection du carburant D100.

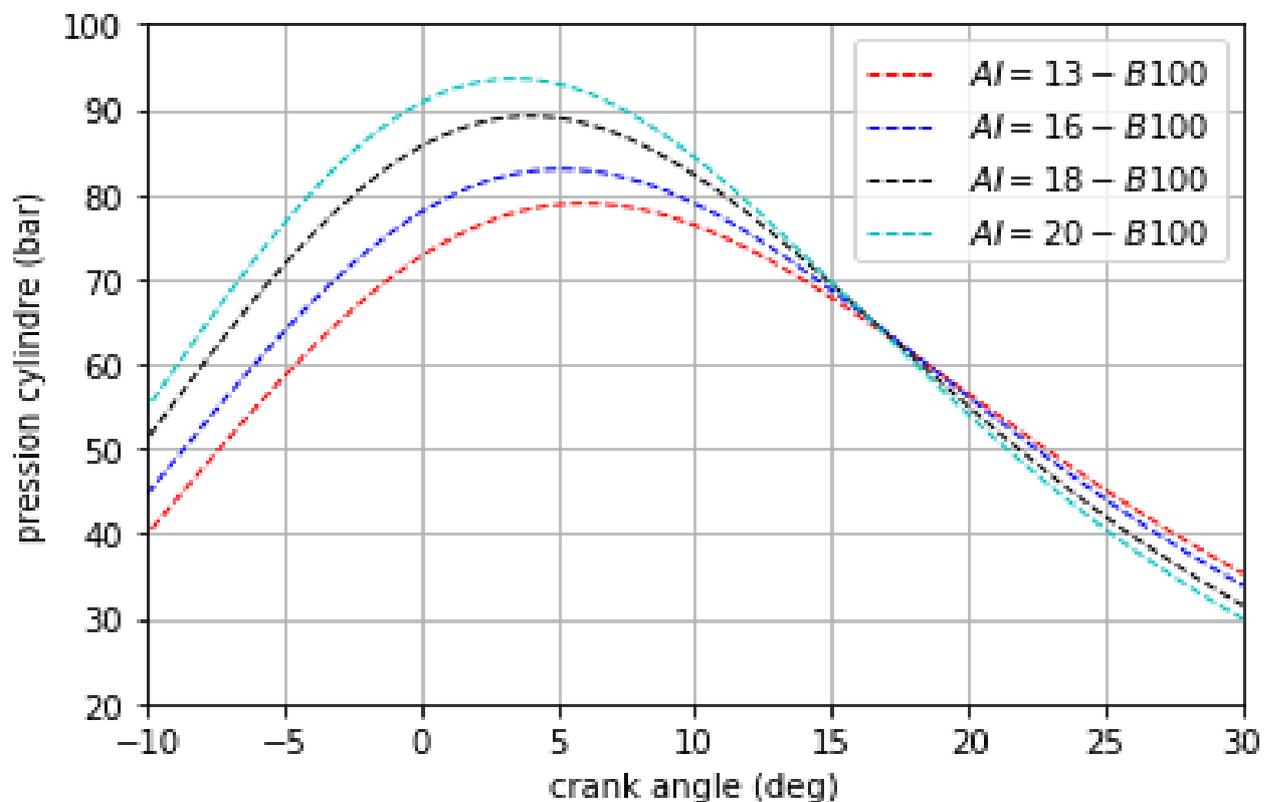


FIGURE 3.27 – Evolution de la pression cylindre à 100% de charge avec variation de l'avance à l'injection du carburant B100.

3.4 Etude numérique de la combustion dual-fuel

L'on présente ici l'évolution comparative des pressions cylindres, d'oxydes d'azote et les dégagements de chaleur simulés lors des combustions du diesel et biodiesel B100 avec ajout du méthane comme combustible pilote. Dans cette section, nous injectons le combustible pilote (diesel ou biodiesel) juste avant la fin de la compression. Pour cela nous avons fixé la richesse méthane-air à 0.57 comme préconise Z. Ahmed et al. [112] le diagramme de pression, l'évolution des oxydes d'azote et le dégagement de chaleur sont générés après ajout du méthane.

3.4.1 Pression cylindre

Les figures 3-27 et 3-28 ci-dessous présentent l'évolution des pressions cylindre numériques et expérimentale en combustion simples des carburants biodiesel et diesel. Elles permettent de valider notre modèle numérique du point de vue de la pression cylindre des deux carburants comparativement à l'expérimentale.

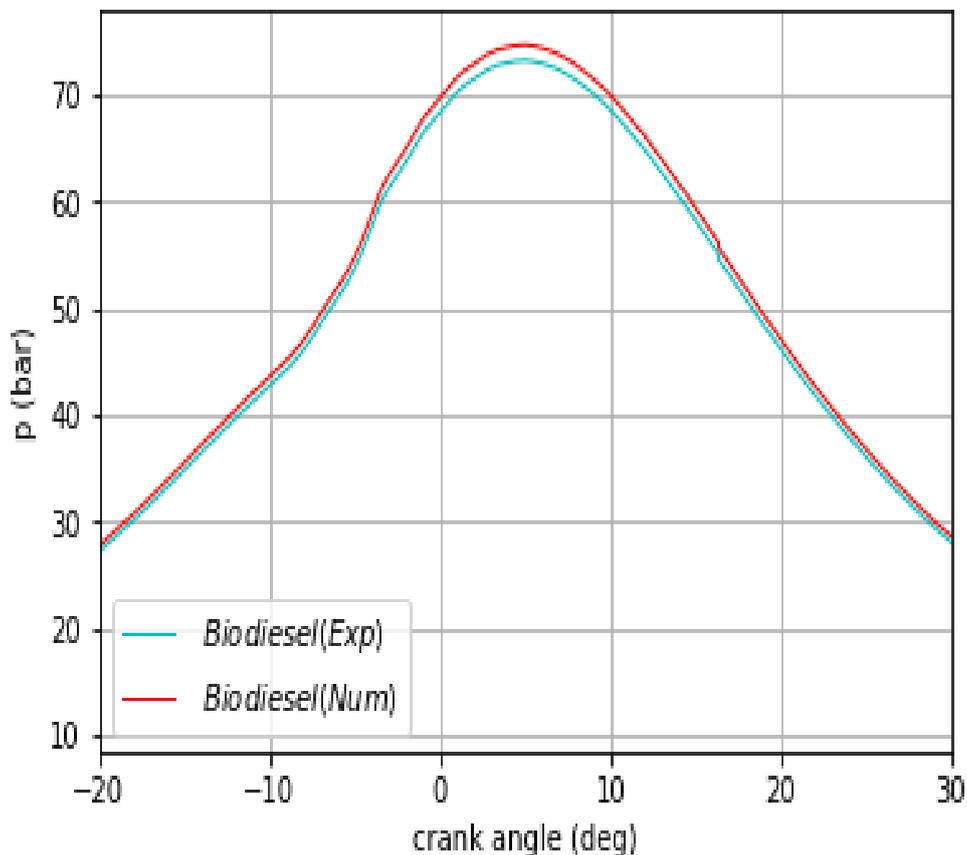


FIGURE 3.28 – Comparaison des pressions cylindre simulée et expérimentale du B100.

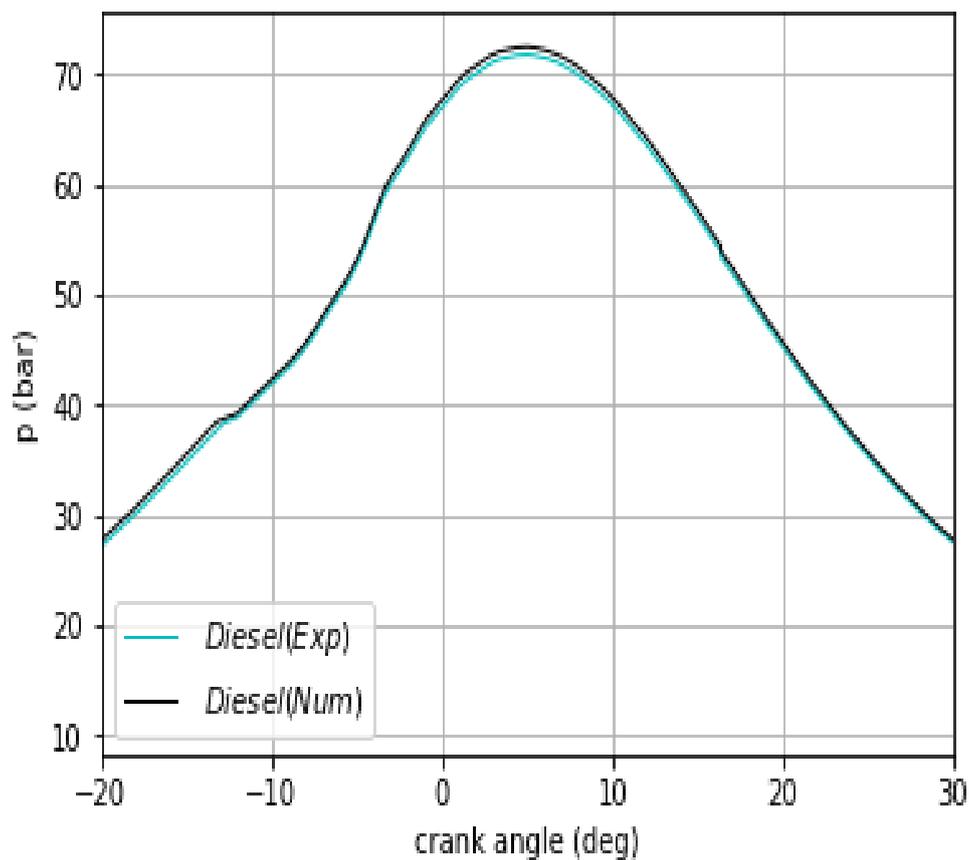


FIGURE 3.29 – Comparaison des pressions cylindre simulée et expérimentale du D100.

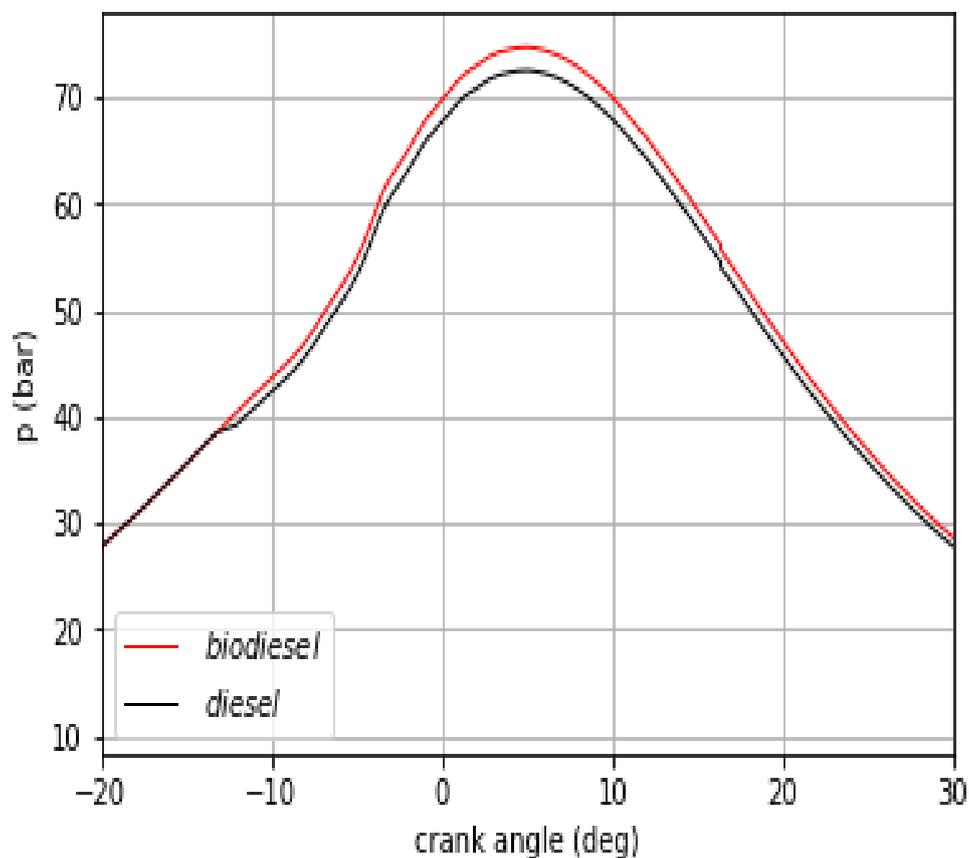


FIGURE 3.30 – Comparaison des pressions cylindre simulée du biodiesel avec le diesel.

Les pics des pressions sont de 74.73 bars, 72.6 bars, 73.269 bars et 71.83 bars respectivement pour le biodiesel simulé, le diesel simulé, le biodiesel mesuré et le diesel mesuré. Soit une précision de 2% pour le biodiesel et de 1.07% dans le cas du diesel. Cet écart entre les précisions peut être dû aux modèles des délais d'ignition des deux carburants. Notre modèle numérique est d'après ce qui précède bien en accord avec l'expérimentale avec une meilleure précision en deux zones comparativement au modèle en une zone de kamta et al [88] qui présentait une précision de 5% dans les mêmes conditions. La simulation numérique des deux carburants peut être représentée ci-dessus.

La courbe comparative de pression quant à elle montre que pendant la phase de combustion de prémélange, le biodiesel présente un écart de pression cylindre d'environ 1.3% supérieure à celle du diesel. Autour du point mort haut jusqu'à 12°V, cet écart augmente d'environ 2.93% avant le rapprochement des deux courbes. Cet écart est en accord avec les résultats plusieurs recherches tel que Farhad M [17] qui a fait le même constat sur l'étude de la combustion et les émissions avec les biocarburants. L'écart en phase prémélange traduit un délai d'auto-inflammation pour le biodiesel relativement court augmentant la pression cylindre du fait de son caractère oxygéné et d'indice de cétane élevé.

La prise en compte du méthane comme carburant primaire a permis d'obtenir la figure 3-30 ci-dessous.

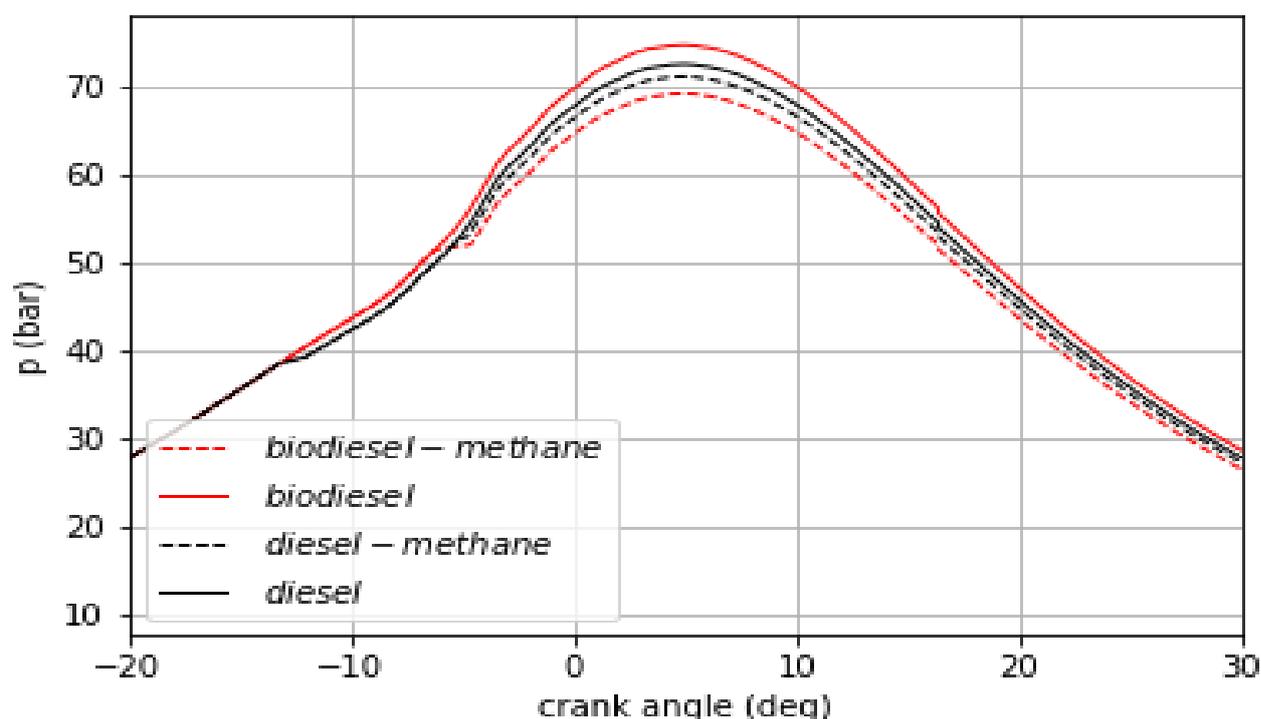


FIGURE 3.31 – Comparaison des pressions des carburants en mode dual fuel.

Elle présente une évolution comparative des pressions cylindres des combustibles en mode simple et en mode dual fuel. En effet, le mode dual fuel présente respectivement les pics de pression de 70.9 bars pour le diesel méthane contre 69.16 pour le biodiesel méthane. Les écarts entre les pics des pressions cylindres en mode dual fuel et en mode simple étant de 5.57 bars et 1.7 bars respectivement pour le biodiesel et le diesel. Pendant les phases de prémélange et

diffusion les courbes sont plus rapprochées mais autour du point mort haut elles s'écartent plus, cela traduirait que le mode dual fuel dominant. Pendant la phase de prémélange, le dual fuel biodiesel méthane présente un écart de 3% plus élevé par rapport au diesel méthane.

3.4.2 Dégagement de chaleur

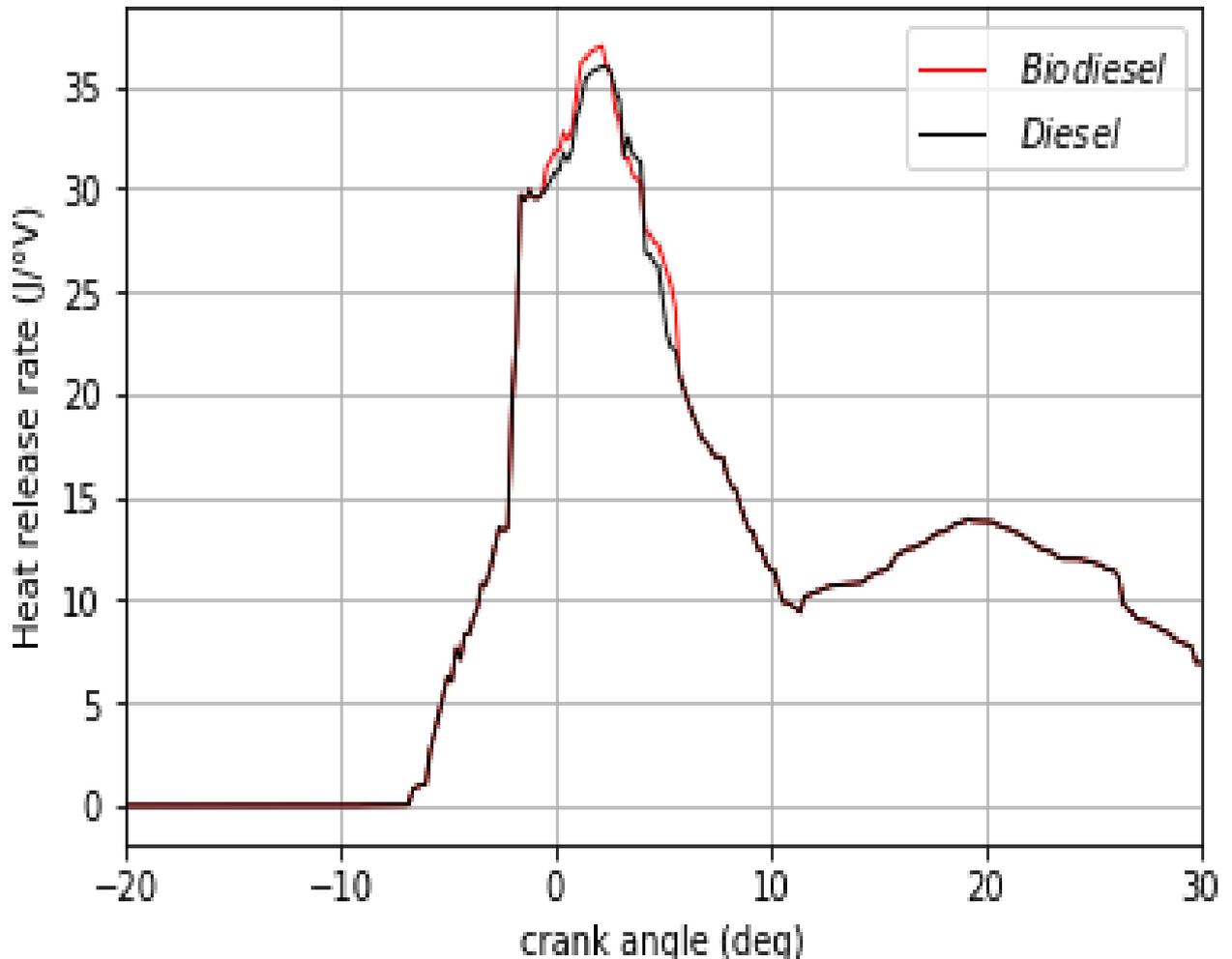


FIGURE 3.32 – *dégagement de chaleur biodiesel et diesel.*

La courbe du dégagement de chaleur de la figure-3-30 ci-dessus montre que, les deux carburants présentent la même évolution et sont quasi confondue tout au long de la phase de combustion simple en phase de pré-mélange, mais autour du point mort haut, le biodiesel supplante le diesel. Cela serait due à une hausse de pression plus importante pour le biodiesel que celle du diesel comme le montre la figure-3-28. Le pic du heat release rate du biodiesel est évalué à $36.96 J/^\circ V$ contre $35.89 J/^\circ V$ pour le diesel soit un écart de $1.07 J/^\circ V$. Elle montre que le dégagement de chaleur qu'à 100 % de charge la combustion du biodiesel et pour le diesel conventionnel présente certaines différences entre les courbes de dégagement de chaleur. La combustion démarre plus tôt avec le carburant biodiesel par rapport au diesel conventionnel probablement grâce à un indice de cétane plus élevé pour le carburant biodiesel et à une température de distillation plus basse, un mélange plus rapide et une meilleure vaporisation du

carburant biodiesel se traduisant par un délai d'auto-inflammation plus court. La vitesse de dégagement de chaleur plus élevée du carburant diesel conventionnel dans la phase de combustion peut être due à son pouvoir calorifique qui est plus élevé. Pendant la phase d'expansion, la vitesse de dégagement de chaleur de carburant diesel conventionnel est légèrement plus élevée, ce qui est dû au délai d'auto-inflammation et à l'extension de l'étape de combustion par diffusion. La teneur en oxygène, la vaporisation, l'indice de cétane des carburants et la charge du moteur sont considérés comme ayant des impacts sur la fraction de masse de carburant brûlé. Un indice de cétane plus élevé correspond normalement à un délai d'auto-inflammation court ce qui réduira le temps de pré-mélange et déplacera la phase de combustion plus tôt vers la phase de compression.

Nous avons étudié également le dégagement de chaleur avec le méthane comme combustible primaire. La figure 8 ci-dessous présente le dégagement de chaleur produit respectivement par la combustion en mode dual-fuel avec le méthane comme combustible primaire.

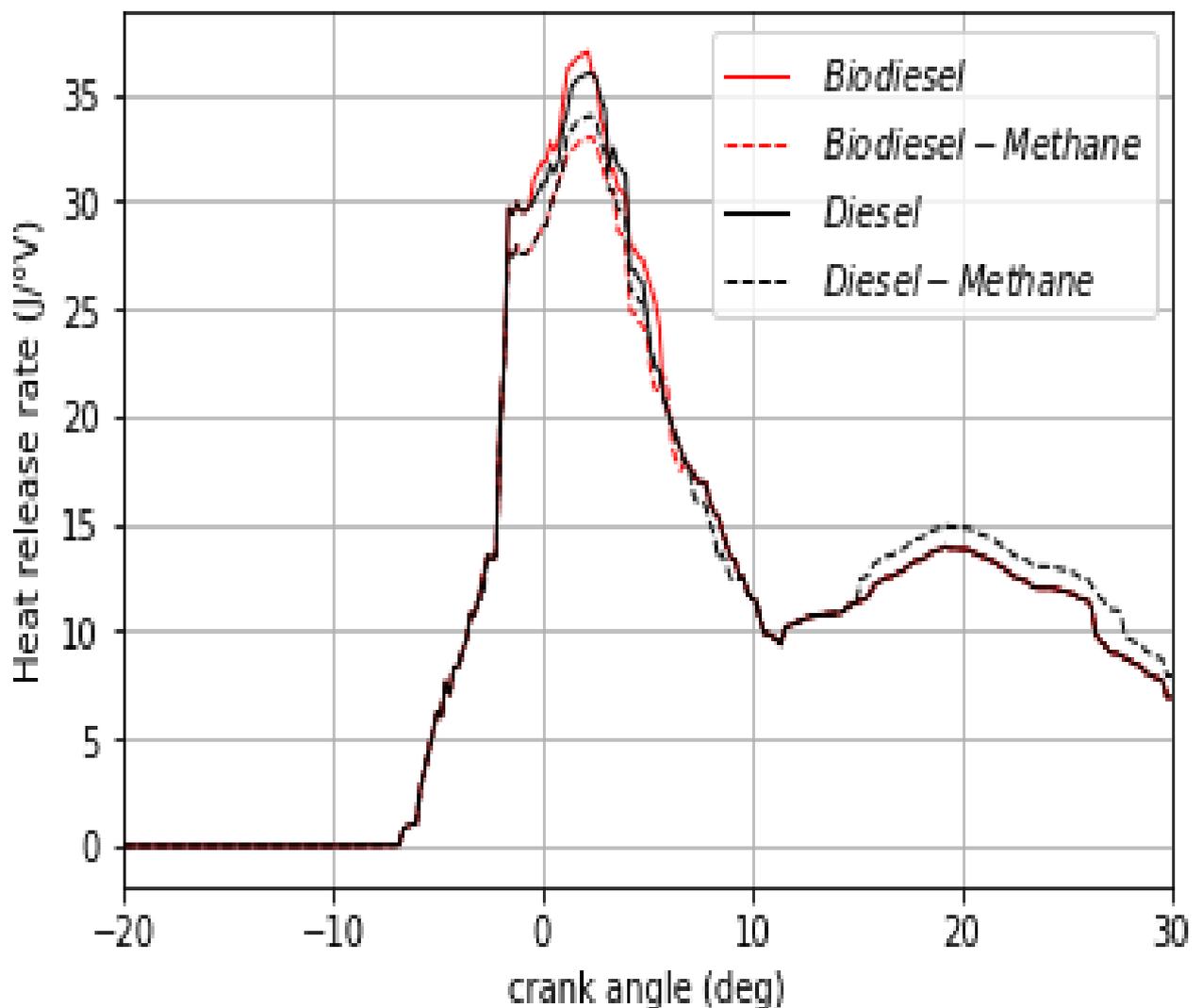


FIGURE 3.33 – Comparaison des heat release rate des carburants en mode dual fuel.

Cette figure montre une similarité entre la combustion du diesel, biodiesel et celle du dual-fuel. On constate que, lors de la combustion de prémélange les courbes en dual fuel et celles

du diesel et biodiesel son quasi identique. Ceci se justifierait par le délai d'ignition du méthane relativement long par rapport à ceux du biodiesel et du diesel. Dans une telle condition, la phase de prémélange se comporte quasiment comme celle des carburants biodiesel et diesel en mode simple. Par contre, autour du point mort haut et jusqu'à 7°V, les carburants diesel et biodiesel supplantent le mode dual fuel. En effet le diesel méthane présente un pic de 33.95J/°V soit un écart de 1.94J/°V comparativement au diesel simple. D'autre part, le biodiesel méthane présente un pic de 32.98J/°V pour une différence de 3.98J/°V comparativement au diesel simple. Tout ceci s'expliquerait par le fait que la combustion du méthane est relativement plus lente que celle du diesel et biodiesel [104-113] et qu'une bonne quantité du diesel/biodiesel est compensé par le méthane. On note tout de même qu'en mode dual fuel, le mélange diesel méthane domine du point de vue du dégagement de chaleur sur le mélange biodiesel méthane avec un écart de l'ordre de 2.94% autour du point mort haut. On note également après 15°V une dominance du mélange diesel méthane sur tous les autres carburants montrant une combustibilité tardive d'une partie. Ceci pourrait expliquer le fait de la dominance précédente certainement due à une dominance autour du point mort haut en diesel sur un mélange biodiesel causé par une réduction du pouvoir calorifique du mélange.

3.4.3 Émissions d'oxydes d'azote

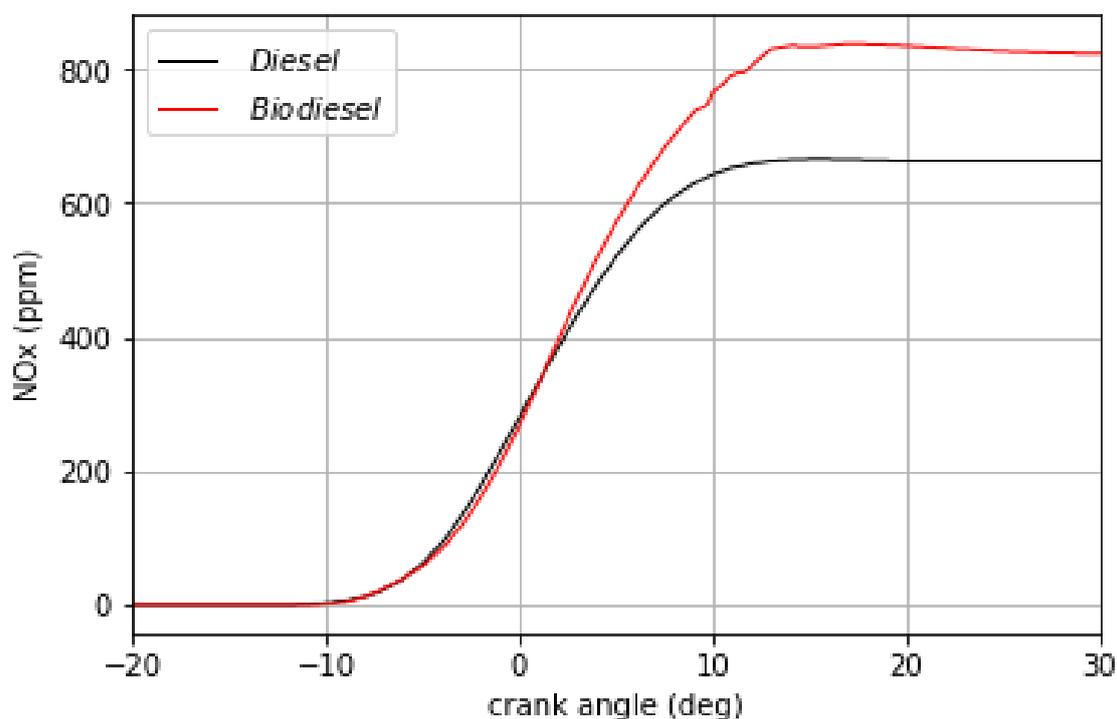


FIGURE 3.34 – Comparaison des émissions d'azote du biodiesel avec le diesel.

L'évolution des NOx sur la figure 3-33 ci-dessus montre en accord avec le mécanisme de Zeldovich et les courbes précédente une dominance des oxydes d'azote lors de la combustion du biodiesel avec un écart de 171 soit environ 25.71% comparativement aux émissions du diesel. Ce caractère se justifierais bien par la forte concentration en oxygène du biodiesel fa-

vorisant le bon déroulement de la combustion mais également la forte disponibilité d'oxygène à réagir avec les molécules de diazote de l'air à forte température. Des biodiesels moins oxygénés permettront certainement de trouver un compromis entre le rendement énergétique et le facteur écologique. La modélisation en mode dual fuel nous a permis de présenter l'impact du méthane sur les émissions de NOx en présence du diesel et biodiesel comme combustible pilote.

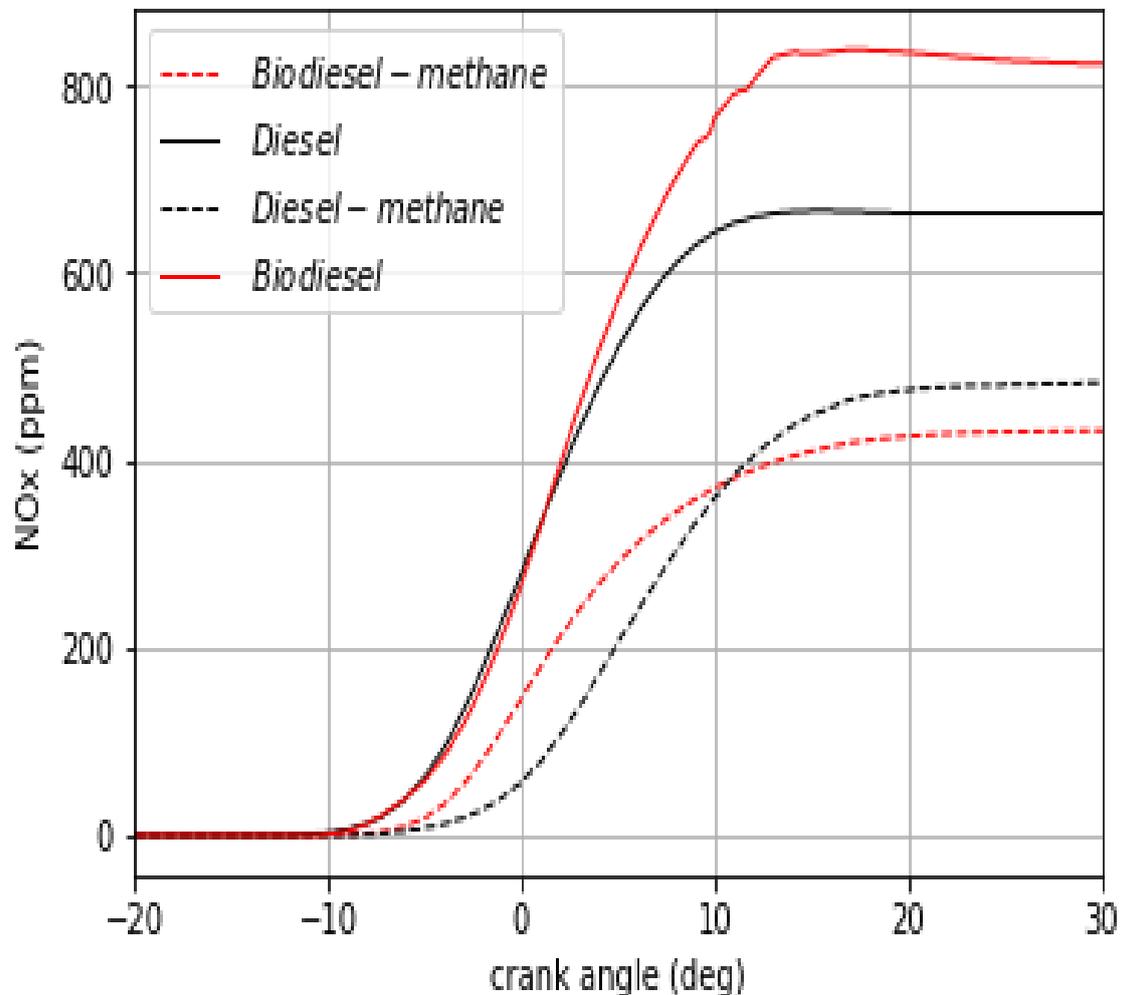


FIGURE 3.35 – Comparaison des émissions d'azote des carburants en mode dual fuel.

La figure 3-34 ci-dessus quant à elle présente une analyse comparative de l'évolution des oxydes d'azote en mode dual fuel et en mode simple des différents combustibles. Elle montre une réduction accentuée des oxydes d'azote dans le mélange diesel méthane de l'ordre de 48% comparativement au diesel méthane. Ceci s'observe clairement sur la courbe de pression en mode dual fuel où la pression cylindre du mélange biodiesel méthane présente une dominance pendant la phase de prémélange avant de repasser en dessous de celle du diesel méthane. D'une manière générale, la combustion en mode dual fuel réduit de 48.32% et 26.65% respectivement en fonctionnement biodiesel et diesel. Ce constat a également fait l'objet de plusieurs recherches comme celle de Papagiannakis et al [114]. L'auteur rapporte que cette diminution de NOx ainsi que les grandeurs d'état seraient suite de la réduction de la quantité d'oxygène aspirée compensée par l'entrée du combustible primaire au cours de la phase d'admission.

Conclusion

Dans ce chapitre, il était question de présenter les résultats de nos travaux. Nous l'avons abordé par la présentation du dispositif expérimental utilisé dans cette thèse. La modélisation réalisée au chapitre 2 et dont le système d'équation différentielle ordinaire de premier ordre en P et T représentant respectivement la pression cylindre et la température cylindre a été implémenté dans le code de calcul python. La résolution de ce système a été faite suivant la méthode de Runge Kutta d'ordre 4 et les résultats découlant ont été présentés. Nous avons dans un premier temps comparés les résultats de la simulation numériques avec ceux obtenus expérimentalement sur le même moteur pris dans les mêmes conditions dans l'optique de valider le code numérique écrit sur python. La pression cylindre a été considérée à cet effet comme paramètre de validation vu qu'elle permet de reproduire les autres grandeurs thermodynamiques suivant la loi des gaz parfait. Pour cette première partie basée sur la validation du modèle numérique, deux carburant ont été testé à savoir le diesel conventionnel D100 et le biodiesel de Neem B100 ; l'écart entre les valeurs des pics de pressions numériques et expérimentaux ainsi que l'allure d'évolution des courbes nous donne une précision autour de 5% et permettant d'affirmer que le modèle numérique est bien adéquat pour simuler le cycle thermodynamique des moteurs diesel. Cet écart a été justifié par la simplification du modèle de perte de chaleur ainsi que des autres phénomènes négligés par la modélisation 0D. Cette validation nous a permis de présenter l'évolution des grandes thermodynamiques au cours du cycle diesel dans le moteur Lister-Petter-01005299-TS1 Série à l'instar de la pression, la température et la fraction de carburant brûlée. Dans un second temps, l'on a fait la comparaison à 100% de charge, premièrement expérimentale puis numérique sous contrainte de trois modèles de pertes pariétales entre les courbes de pression expérimentales des deux carburants évoqués ci-haut. Il en est ressorti que l'utilisation du biodiesel à l'intérieur du moteur crée une hausse de pression d'environ 3.5% contrairement au diesel conventionnel D100. Ce constat a montré le bon déroulement de la combustion du biodiesel suite à son fort caractère oxygéné mais interpelle les constructeurs à revoir la composition du matériau constitutif du moteur diesel pouvant résister à des fortes pressions. Nous avons continué dans le troisième temps à faire une étude de performance dans laquelle on aborde par la variation de la charge du moteur. Cette variation a donné des résultats satisfaisant, car elle a permis de régler le problème de forte pression lors de l'utilisation du biodiesel. Il a été constaté qu'à faible charge, la pression cylindre diminue et par ricochet la température. Ce constat permet d'affirmer selon le mécanisme de Zeldovich une diminution des oxydes d'azotes NO_x . Toujours dans l'impact de la variation de charge du moteur, nous avons évalué le dégagement expérimental de chaleur en fonction de la charge du moteur à travers le Net Heat Release Rate (Net HRR) représentant l'énergie thermique utile au fonctionnement du moteur et il en est ressorti que, quel que soit la plage de charge ou du carburant testée, les profils d'évolution du Net HRR et celui du Gross HRR pendant la phase de la montée de pression de prémélange restent confondus. Un écart relativement significatif est observé entre le net HRR et le Gross HRR en phase de combustion diffusive. Le travail s'est achevé par une étude de performances suivant des paramètres de contrôles expérimentalement pour la charge du moteur et numériquement pour le taux de

compression et l'avance d'injection du carburant. Les performances du moteur en fonction de la charge ont révélé une forte diminution des émissions polluantes à faible charge pour le biodiesel mais une hausse de la consommation spécifique du moteur. La variation du taux de compression et l'avance d'injection ont révélé qu'une avance d'injection trop élevée et un taux de compression élevé augmentent le pic de pression et par conséquent une dégradation du moteur. Par ailleurs La simulation numérique de la combustion dual fuel biodiesel méthane et diesel méthane a porté l'attention de la dernière partie de cette thèse. Pour cette dernière, il découle que l'ajout du méthane permet de diminuer la concentration des oxydes d'azotes au cours de la combustion des deux carburants ainsi que la réduction de la pression cylindre. L'on constate tout de même que l'impact du méthane comme combustible primaire est plus importante lors de la combustion du diesel D100 comparé à celle du biodiesel B100.

Conclusion générale et perspectives

Conclusion générale et perspectives

Conclusion générale

Nous avons développé dans ce travail un code numérique 0D pour la simulation du cycle thermodynamique d'un moteur diesel dans l'optique de répondre à des problèmes spécifiques tels que la valorisation des nouvelles sources d'énergies et la réduction des fortes pressions suite à l'utilisation des biocarburants dans les moteurs thermiques. Le premier chapitre nous a permis de faire un tour d'horizon sur la création des moteurs diesel, leur évolution, les constituants du bloc moteur et le mode de fonctionnement du cycle diesel (allumage par compression) comparé au cycle à essence (allumage commandée). Il nous a permis de présenter la problématique écologique et énergétique du moteur diesel faisant intervenir les nouvelles sources d'énergies comme carburants alternatifs diesel. C'est ainsi que ce chapitre nous a présenté les émissions diesel, leur processus de formation, les techniques de réduction, les normes anti-pollution et l'importance des biocarburants dans les moteurs diesel comme facteur de réduction des gaz à effet de serre et polluants atmosphériques d'une part et la non dépendance aux ressources fossiles épuisables. Nous avons par la suite abordé sur l'importance des modèles physiques dans la simulation numérique du cycle diesel, sur la comparaison des différents modèles ayant conduit au choix du modèle 0D modélisable et programmable. La fin de ce premier chapitre s'est faite par l'étude des paramètres de performances et le compromis moteur diesel/moteur électrique. Le chapitre 2 a présenté les outils mathématiques et numériques dans la simulation du cycle diesel. Nous avons dans un premier temps présenté les outils mathématiques modélisant les phases du cycle diesel à quatre temps pour être implémenté sous Python. Pour atteindre l'objectif, nous avons commencé par la modélisation mathématique de la géométrie du moteur à travers la cinématique du piston et la variation du volume de la chambre de combustion en fonction de l'angle vilebrequin. Par la suite nous avons effectué la modélisation thermodynamique du modèle 0D grâce à Krieger et Borman. Dans cette dernière, le calcul du débit massique, l'évolution de la température du cylindre ainsi que sa pression sont modélisés. Le principe de cette modélisation est basé sur les équations de conservation de la masse, de l'énergie, la double phase de Wiebe et le premier principe de la thermodynamique. Nous avons intégré également un modèle d'auto-inflammation pour le calcul de la combustion du diesel conventionnel et du biodiesel. Le calcul du coefficient de pertes de chaleur a été réalisé à l'aide de trois corrélations choisies selon leur popularité afin de voir celui qui s'accorde mieux avec notre modèle numérique. Le modèle thermodynamique ainsi élaboré a été modifié à quelques paramètres près pour la simulation de la combustion en dual fuel. En fin,

le code Python a été présenté et a permis de simuler les quatre temps du cycle diesel suivant les équations présentées au chapitre 2. Les résultats et discussion ont meublé le chapitre 3. Il débute par la présentation du dispositif expérimental utilisé dans cette thèse pour la validation du modèle numérique développé au chapitre 2. Plusieurs calculs numériques ont été effectués et comparés à l'expérimental. Le premier calcul a été réalisé sur l'évolution de la pression cylindre tout au long du cycle diesel. Ce paramètre important du cycle diesel a permis de valider le code numérique en utilisant le modèle de perte de chaleur aux parois de Woschni à une charge de 100%. Pour cette première partie basée sur la validation du modèle numérique, deux carburants ont été testés à savoir le diesel conventionnel D100 et le biodiesel de Neem B100. En effet la pression cylindre obtenue numériquement est comparée à celle mesurée expérimentalement. Ici un premier accord est observé avec une précision de 5% du point de vue des pics de pressions mesurées et simulées. Il faut noter que le choix de la pression cylindre pour la validation était dû à sa capacité de reproduire les autres grandeurs thermodynamiques suivant la loi des gaz parfait d'une part et la disponibilité des données expérimentales d'autre part. Ce premier accord nous a permis d'utiliser le code numérique validé pour présenter les autres grandeurs du cycle diesel du moteur Lister-Petter-01005299-TS1 Série à l'instar de la fraction brûlée du carburant, le dégagement de chaleur, la pression, la température, le diagramme P-V et les émissions d'oxydes d'azote produite. Dans un second temps, l'on a fait une comparaison à 100% de charge, premièrement expérimentale puis numérique sous contrainte de trois modèles de pertes pariétales entre les courbes de pression expérimentales des deux carburants évoqués ci-haut. Il en est ressorti que l'utilisation du biodiesel à l'intérieur du moteur crée une hausse de pression d'environ 3.5% contrairement au diesel conventionnel D100. Ce constat a montré le bon déroulement de la combustion du biodiesel suite à son fort caractère oxygéné mais interpelle les constructeurs à revoir la composition du matériau constitutif du moteur diesel pouvant résister à des fortes pressions et à trouver des techniques de réductions desdites pressions. Nous avons continué dans le troisième temps à faire une étude de performance dans laquelle on a abordé par la variation de la charge du moteur dans l'optique de réduire la pression cylindre ainsi que les émissions polluantes. Cette variation a donné des résultats satisfaisant, car elle a permis de régler le problème de forte pression lors de l'utilisation du biodiesel. Il a été constaté qu'à faible charge, la pression cylindre diminue et par ricochet la température. Ce constat permet d'affirmer selon le mécanisme de Zeldovich une diminution des oxydes d'azotes NOx. Toujours dans l'impact de la variation de charge du moteur, nous avons évalué le dégagement expérimental de chaleur en fonction de la charge du moteur à travers le Net Heat Release Rate (Net HRR) représentant l'énergie thermique utile au fonctionnement du moteur et il en est ressorti que, quel que soit la plage de charge ou du carburant testée, les profils d'évolution du Net HRR et celui du Gross HRR pendant la phase de la montée de pression de prémélange restent confondus. Un écart relativement significatif est observé entre le net HRR et le Gross HRR en phase de combustion diffusive. Cette partie d'étude affirme la capacité des biocarburants à remplacer les sources fossiles épuisables et très polluantes. Le travail s'est achevé par une étude des performances suivant des paramètres de contrôles expérimentalement pour la charge du moteur et numériquement pour le taux de

compression, l'avance d'injection du carburant et la combustion dual-fuel. Les performances du moteur en fonction de la charge ont révélé une diminution des émissions polluantes à faible charge mais une hausse de la consommation spécifique du moteur. Par ailleurs, la simulation portant sur le moteur à dual-fuel a montré que le pic de pression cylindre en mode dual-fuel est toujours inférieur à celui en mode diesel conventionnel ou biodiesel, ceci est valable pour la formation des oxydes d'azotes conséquence de la diminution des températures à l'intérieur du cylindre. D'une manière générale, la simulation expérimentale et numérique a fait l'objet de cette thèse et il en ressort que le code numérique réalisé présente bien un outil de simulation du fonctionnement d'un moteur diesel. Il peut être utilisé pour la construction des moteurs typique Camerounais comme outil prédictif, d'analyse de conception ou d'optimisation. Il en ressort également que le Neem présent dans le grand Nord du Cameroun peut être utilisé dans les moteurs diesel comme carburant alternatif et interpelle dès lors à une industrialisation de sa culture.

Perspectives

Ce travail comme tout autre travail scientifique a suscité en nous des pistes futures dans l'optique d'amélioration des résultats numériques, d'optimisation des moteurs thermiques, de recherche des nouvelles sources d'énergie disponible au Cameroun, de la conception et la mise sur pied des moteurs typiquement Camerounais. Dans la suite du travail réalisé dans cette thèse il sera question pour nous de faire une étude 3D sur OpenFoam pour étudier le cycle thermodynamique et la prédiction des polluants pour différents carburants. Nous ferons dans l'optique de l'évaluation des émissions l'écriture du mécanisme cinétique du biodiesel de Neem pour les calculs en 3D. Nous ferons une modélisation de la cinétique chimie de la combustion du diesel fonctionnant au combustible pilote (le Biogaz) et une autre combustion fonctionnant uniquement au Biogaz issu des déchets. Nous aurons pour cela à développer des conceptions nouvelles pour un fonctionnement du moteur diesel à gaz de synthèse comme carburant pilote. Nous souhaitons également développer dans la suite de ce travail un système de contrôle des moteurs permettant la réparation du dispositif de distribution en cas de dysfonctionnement.

Références bibliographiques

- [1] Ballerini Daniel et Alazard-Toux Nathalie, Les biocarburants : état des lieux, perspectives et enjeux du développement. Editions Technip, Paris 2006.
- [2] Ahmed SA, Zhou S, Zhu Y, Feng Y, Malik A, Ahmad N. Influence of Injection Timing on Performance and Exhaust Emission of CI Engine Fuelled with Butanol-Diesel Using a 1D GT-Power Model. *Processes*.2019 ;7(5) :299.<https://doi.org/10.3390/pr7050299>
- [3] S. Jindal, B.P. Nandwana, N.S. Rathore, V. Vashistha, Experimental investigation of the effect of compression ratio and injection pressure in a direct injection diesel engine running on Jatropha methyl ester, *Applied Thermal Engineering*, Volume 30, Issue 5, 2010,.
- [4] P. K. Sahoo and L. M. Das, "Combustion analysis of Jatropha, Karanja and Polanga based biodiesel as fuel in a diesel engine," *Fuel*, pp. 994-999, 2009.
- [5] B. Tesfa, R. Mishra, C. Zhang, F. Gu, and A. D. Ball, "Combustion and performance characteristics of CI (compression ignition) engine running with biodiesel," *Energy*, vol. 51, pp. 101-115, 2013.
- [6] M. Balat and H. Balat, "A critical review of bio-diesel as a vehicular fuel," *Energy Conversion and Management*, vol. 49, pp. 2727-2741, 2008.
- [7] A. Demirbas, "Progress and recent trends in biodiesel fuels," *Energy Conversion and Management*, vol. 50, pp. 14-34, 2009.
- [8] A. N. Ozsensen and M. Canakci, "Determination of performance and combustion characteristics of a diesel engine fueled with canola and waste palm oil methyl esters," *Energy Conversion and Management*, pp. 108-116, 2011.
- [9] Lujaji, F. ; Kristóf, L. ; Bereczky, A. ; Mbarawa, M. Experimental Investigation of Fuel Properties, Engine Performance, Combustion and Emissions of Blends Containing Croton Oil, Butanol, and Diesel on a Ci Engine. *Fuel* 2011, 90, 505-510.
- [10] Gumus, M. A Comprehensive Experimental Investigation of Combustion and Heat Release Characteristics of a Biodiesel (Hazelnut Kernel Oil Methyl Ester) Fueled Direct Injection Compression Ignition Engine. *Fuel* 2010, 89, 2802-2814.
- [11] Lamani,V. ;Tavareppa ; Yadav,A.K. ; Gottekere, K.N.Performance, Emission, and Combustion Characteristics of Twin-Cylinder Common Rail Diesel Engine Fuelled with Butanol-Diesel Blends. *Environ. Sci. Pollut. Res.* 2017, 24, 23351-23362.
- [12] I. Dhuchakallaya, A.P. Watkins, "Auto-ignition of diesel spray using the PDF-Eddy Break-Up model", *Applied Mathematical Modelling* 34 (2009) 1732-1745.

- [13] Brahim Menacer and Mostefa Bouchetara., "Validation of a Zero-Dimensional Model for Prediction of Engine Performances with FORTRAN and GT-Power Software", Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering 2015.
- [14] K. H. Neumann, D. Never, and H. Stehr, "The new 3 cylinder diesel engine with high pressure injection from Volkswagen," in 19th International Vienna Engine Symposium, Vienne, 1998.
- [15] O. Grondin, "Modélisation du Moteur à Allumage par Compression dans la Perspective du Contrôle et du Diagnostic ", Rouen, Thèse de Doctorat, 2004.
- [16] Claude Valery Ngayihi Abbe. Contribution à la modélisation 0D de la combustion Diesel : Application au Biodiesel . Génie mécanique [physics.class-ph]. Université de Yaoundé 1, 2016. Français. <tel-01402308>
- [17] Geoffroy, B., Distribution a soupapes, Techniques de l'Ingénieur, traité, Génie mécanique.
- [18] Iorga-Simăn, V. - CFD study of the inlet flow in an internal combustion engine equipped with variable intake valves lift, Journée des Doctorants de l'ED 390, Paris 2010.
- [19] Jovanovic, Z., Stojan S., Petrovic, V., Miroljub, S., Tomic, V. - The effect of Combustion chamber geometry layout on combustion and emission-, thermal science : vol. 12 (2008), no. 1, pp. 724.
- [20] B. C. Stefanovskii, Essais des moteurs à combustion interne (Traduit du Russe), Mashinostroenie, 1972.
- [21] I. Y. Raikov, Essai des moteurs à combustion interne (Traduit du Russe) : Visha Skola, 1975.
- [22] P. M. Günter, C. Schwarz, and R. Teichmann, Combustion Engines Development : Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation. Londre : Springer, 2012.
- [23] N. Bordet, "Modélisation 0D/1D de la Combustion Diesel : du Mode Conventionnel au Mode Homogène ", 'ORLÉANS, Thèse de Doctorat 2011.
- [24] Rabih Omran. Modelisation du moteur diesel, en vue de sa commande dynamique par reseaux de neurones pour minimiser les emissions. Optimisation et contrôle [math.OC]. Ecole Centrale de Lyon, 2007. Français.
- [25] Algayyim, S. ; Wandel, A. ; Yusaf, T. The Impact of Injector Hole Diameter on Spray Behaviour for Butanol-Diesel Blends. Energies 2018, 11, 1298.
- [26] Y.V. Hanumantha Rao et al, Experimental investigation on jatropha biodiesel and additive in diesel, Indian journal of sciences and technology, vol2.No4, ISSN : 0974- 6846, 2009.
- [27] E.F. Aransiola, T.V., Ojumu, O.O., Oyekola, T.F., Madzimbamuto, D.I.O., Ikhu-Omoregbe A, review of current technology for biodiesel production : State of the art, Biomass and bio energy, 61-276-277-2014.
- [28] Bozbas K., Biodiesel as an alternative motor fuel : Production and policies in the European Union, Renewable and Sustainable Energy Reviews 2008 ; 12 :542– 552

- [29] Van Thiel E., Deurwaarder E.P., European biofuel policies in retrospect, Energy research center of the Netherlands, may 2006.
- [30] L. Changwei Ji and Shuofeng Wang, « Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark ignition gasoline engine at lean conditions », International Journal of Hydrogen Energy, vol. 34, septembre 2009.
- [31] Thèse ; Michel. M : Simulação computacional motor diesel marítimo utilizando software diesel RK Março de 2015.
- [32] Livre Vert - Transport routier de marchandises environnement Juillet 2020
- [33] Camille Paradis. Toxicité des émissions diesel et gestion du risque relatif. Sciences pharmaceutiques. 2019. dumas-02103669.
- [34] Zdzisław Stelmasiak, Jerzy Larisch Jacek, Pielecha Dariusz Pietra. “ particulate matter emission from dual fuel diesel engine fuelled with natural gas” Polish maritime research 2 (94) 2017 Vol. 24 ; pp. 96-104 10.1515/pomr-2017-0055.
- [35] Barroso P., Ribas X., Domingues J., De Sella E., Garcia J M., Study of dual-fuel (diesel+natural gas) particle matter and CO2 emissions of a heavy-duty diesel engine during transient operations, Combustion Engines, No. 2/2013 (153) ISSN 0138-0346, pp. 28-39.
- [36] J.-P. Morin, S. Lorient, E. Roulin, and C. Letellier, Identification de troubles du rythme cardiaque par dynamique symbolique sur intervalles RR chez le rat sain et insuffisant cardiaque, 7ème rencontre du Nonlinéaire (Paris) (Paris Onze, ed), Y. Pomeau R. Ribotta, 10-12 Mars 2004.
- [37] N. K. Dyachenko, Theory of internal combustion engines(Traduit du Russe) : Mashinostroenie, 1974.
- [38] B. G. Olikara C., "A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines," SAE Technical Paper, 1975.
- [39] Fisher., W. J. Pitz, H. J. Curran, and C. K. Westbrook, "Detailed Chemical Kinetic Mechanisms for Combustion of Oxygenated Fuels " in PROCEEDINGS OF THE COMBUSTION INSTITUTE, 2000, pp. 1579-1586.
- [40] C. Caligiur and al. “Development of a 0D Thermodynamics Combustion Simulation Tool for a Dual Fuel Diesel Producer Gas Engine” Conference Paper · April 2017
- [41] Anushka Pradhan, Prashant Baredar, Anil Kumar, Syngas as An Alternative Fuel Used in Internal Combustion Engines : A Review, Journal of Pure and Applied Science Technology, Vol. 5(2), Jul 2015
- [42] A.E. Dhole, R.B. Yarasu, D.B. Lata, Investigations on the combustion duration and ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and producer gas as secondary fuels, Applied Thermal Engineering 107 · June 2016
- [43] A. Maiboom. « Etude expérimentale et modélisation phénoménologique de l’influence des caractéristiques thermodynamiques et de la composition des gaz d’admission sur la combustion et les émissions d’un moteur Diesel automobile. » Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes (France), 2007.

- [44] A.S. Kuleshov. Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection. Technical paper 2006-01-1385, 2006.
- [45] Aleksandrs Korsunovs and al. "Evaluation of zero-dimensional stochastic reactor modelling for a diesel engine application" International Journal of Engine Research, 20th March 2019
- [46] Daniel Dinescu. Modélisation des moteurs thermiques pour l'évaluation des stratégies de contrôle moteur. PhD thesis, Ecole polytechnique de l'université de Nantes, 2010.
- [47] Theotokatos, G. ; Stoumpos, S. ; Bolbot, V. ; Boulougouris, E. Simulation-based investigation of a marine dual-fuel engine. J. Mar. Eng. Technol. 2020, 19, 5–16
- [48] Abhishek Asthana. Modélisation mathématique de la formation des NOX, et de la volatilisation des métaux lourds lors de l'incinération sur grille ménagères. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Lorraine, 2008.
- [49] G.P. Merker et al. (eds.), Combustion Engines Development, DOI 10.1007/978-3-642-14094-5, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2012.
- [50] Han, Z., Fan, L., and Reitz, R. D., 1997, "Multidimensional Modeling of Spray Atomization and Air-Fuel Mixing in a Direct-Injection Spark-Ignition Engine," SAE Paper No. 970884.
- [51] K. S. Kolambe, S. L. Borse. "engine combustion simulation using openFoam" International Journal of Innovative Trends in Engineering & Research Volume 2, Issue 11 ; November 2017.
- [52] Kannan, B.T.(2015) Numerical simulation of spark ignition engine using OpenFOAM. Proc. Eng. 127, 1292– 1299.
- [53] Ender HEPKAYA, Salih KARAASLAN 'A case study of combustion modeling in a spark ignition engine using coherent flame model', Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Gazi University, (2010).
- [54] Borman, G., and Nishiwaki, K., 1987, "Internal-Combustion Engine Heat Transfer," Prog. Energy Combust. Sci., 13, pp. 1–46
- [55] Cho K., Grover R. O., Assanis D., Filipi Z., Szekely G., Najt P., Rask R., 'Combining Instantaneous Temperature Measurements and CFD for Analysis of Fuel Impingement on the DISI Engine Piston Top', Journal of Engineering for Gas Turbines and Power · July 2010, DOI : 10.1115/1.4000293
- [56] Malaguti S., Fontanesi S., 2009, CFD Investigation of Fuel Film Formation within a GDI Engine under Cold Start Cranking Operation, Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division 2009 Spring Technical Conference (ICES2009), Milwaukee, Wisconsin, USA, 555-562.
- [57] Amsden, A.A. KIVA-3V : A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves. Los Alamos National Laboratory, 1997.
- [58] Guide de consommation de carburant 2021, <https://www.rncan.gc.ca>

- [59] Hariram, V.; Bharathwaaj, R. Application of zero-dimensional thermodynamic model for predicting combustion parameters of CI engine fuelled with biodiesel-diesel blends. *Alex. Eng. J.* 2016, 55, 3345–3354.
- [60] Pise, A.N.; Deshmukh, M.M. Second Law Analysis of Compression Ignition Engine fuelled with Ethanol Blending by Using Heat Transfer Models. *Int. Res. J. Eng. Technol.* 2017, 5, 1279–1289.
- [61] Korsunovs, A.; Campean, F.; Pant, G.; Garcia-Afonso, O.; Tunc, E. Evaluation of zero-dimensional stochastic reactor modelling for a Diesel engine application. *Int. J. Engine Res.* 2020, 21, 592–609.
- [62] Chiavola, O.; Recco, E. Emission Performance of a Diesel Engine Fuelled with Petrol Diesel, Green Diesel, and Waste Cooking Oil Blends. *J. Combust.* 2018.
- [63] J. B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, INC, New York, 1988.
- [64] L. Tarabet, M. Tazerout, S. Hanchi. Modélisation thermodynamique de la combustion dans un moteur à allumage par compression. *Congrès Français de Thermique SFT'08*, Toulouse, 03-06 Juin 2008.
- [65] A. Samanta et al. "Modeling of compression engines using biodiesel as fuel" *International journal of research in engineering and technology*. 2016.
- [66] Caton, J.A. *An Introduction to Thermodynamic Cycle Simulations for Internal Combustion Engines*; John Wiley & Sons, Ltd.: Chichester, UK, 2016.
- [67] Mohand Said LOUNICI*, Khaled LOUBAR, Mourad BALISTROU, Mohand TAZEROUT, Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines, *Applied Thermal Engineering* 2010.
- [68] Maher M Abou Al-Sood, Mahmoud Ahmed and Yousef M Abdel-Rahim, "Rapid thermodynamic simulation model for optimum performance of a four-stroke, direct injection, and variable-compression-ratio diesel engine", *International Journal of Energy and Environmental Engineering* 201
- [69] P.J. Shayler, S.A. May, T. Ma, The determination of heat transfer from the combustion chambers of SI engines. *SAE Paper No. 931131*, 1993.
- [70] P. Guibert, Engine cycle modeling – Zero-dimensional approach (in French), *Technique de l'Ingénieur BM 2510* (2005) 1–16.
- [71] R. Sindhu, G. Amba Prasad Rao and K. Madhu Murthy. "Thermodynamic modelling of diesel engine processes for predicting engine performance" *International Journal of Applied Engineering and Technology* ISSN, 2014.
- [72] Jerald A. Caton. "The Thermodynamics of Internal Combustion Engines: Examples of Insights" *Inventions* 2018.
- [73] Osama H. Ghazal, Associate Prof, Simulation Of Natural Gas Combustion Process Using Pressure Based Solver. *European Scientific Journal* April 2016.

- [74] Johansson T, Borgqvist P, Johansson B, Tunestal P. HCCI Heat Release Data for Combustion Simulation, Based on Results from a Turbocharged Multi Cylinder Engine. SAE paper no. 2010-01-1490 ; 2010.
- [75] Ghojel J I. Review of the development and applications of Wiebe function : a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research. International Journal of Engine Research, Volume 11, November 2010.
- [76] G. L. Borman, Mathematical simulation of internal combustion engine processes and performance including comparison with experiment, Ph.D. thesis, Mechanical Engineering Dept., University of Wisconsin, 1964.
- [77] Kobori S., Kamimoto T., Aradi A. A. A study of ignition delay of Diesel fuel sprays. Int. J. Engine Res., vol. 1, no. 1, pp 29–39, 2000
- [78] Wong C. L., Steere D. E. The Effects of Diesel Fuel Properties and Engine Operating Conditions on Ignition Delay. SAE paper 821231, 1982.
- [79] G. Ma. Modélisation 1D de la combustion diesel application à un moteur automobile. Milieux fluides et réactifs. Ecole Centrale de Nantes (ECN), 2013. Français.
- [80] A. H. Hardenberg H.O., FW, "An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel From Its Cetane Number and From the Relevant Parameters of Direct Injection Diesel Engines," 1979.
- [81] N. Watson and M. S. Janota, Turbocharging the internal combustion engine. New York : The Macmillan Press, 1982.
- [82] Bolla, Michele et al. "Influence of turbulent fluctuations on radiation heat transfer, NO and soot formation under ECN Spray A conditions". In : Proceedings of the Combustion Institute, 2017.
- [83] Vipavanich and al. "Heat released analysis and thermal efficiency of a single-cylinder diesel dual-fuel with gasoline port injection case studies " in Internal Engineering, 2018.
- [84] Binder, Christian. "Heat Loss Analysis of a Steel Piston and a YSZ Coated Piston in a Heavy-Duty Diesel Engine Using Phosphor Thermometry Measurements". In : SAE International Journal of Engines, 2017
- [85] Ankush N.Pise and Prof. M.M.Deshmukh. "Second Law Analysis of Compression Ignition Engine fuelled with Ethanol Blending by Using Heat Transfer Models" International Research Journal of Engineering and Technology, 2017.
- [86] Kamta, L.D.R. ; Ayissi, Z.M. ; Babikir, M.H. ; Obounou, M. ; Ekobena Fouda, H.P. Experimental and Simulation of Diesel Engine Fueled with Biodiesel with Variations in Heat Loss Model. Energies 2021
- [87] P. Arquès, Conception et construction des moteurs alternatifs : de la théorie à la compétition : Ellipses, 2000.
- [88] Fatma Zohra Aklouche. Etude caractéristique et développement de la combustion des moteurs Diesel en mode Dual-Fuel : optimisation de l'injection du combustible pilote.

- Thermique [physics.class-ph]. Ecole nationale supérieure Mines-Télécom Atlantique, 2018.
- [89] Watson. N, Janota. M.S, Turbocharging the internal combustion engine. The Macmillan Press, New York. (1982).
- [90] Stephen.R.Turns, An introduction to combustion concept and application. Mc graw- hill. Second edition. (2000).
- [91] Soyly. S, Examination of combustion characteristics and phasing strategies of a natural gas HCCI engine. Energy Conversion and Management, 2005.
- [92] Awad. S, Varuvel. E.G, Loubar. k, Tazerout. M, Single zone combustion modeling of biodiesel from wastes in diesel engine, Fuel.Vol. 106, (2013), pp. 558–568.
- [93] Lounici. M.S, Balistrrou. M, Loubar. k, Tazerout. M, Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines. Applied Thermal Engineering.Vol. 31, (2011), pp. 319-328.
- [94] Mahaghbouli. A, KhoshbakhtiSaray.R, Shafee. R. S, Ghafouri. J, Numerical study of combustion and emission characteristics of dual-fuel engines using 3D-CFD models coupled with chemical kinetics, Fuel , Vol 106,(2013), pp.98-105.
- [95] Cours de Python / Université de Paris / UFR Sciences du Vivant. version du 21 juillet 202.
- [96] Camille Chambon, Intégration d'équations différentielles avec Python, Kfé Sciences du 17 juin 2016.
- [97] Olivier Guibé, Bien démarrer en Numpy/Scipy/Matplotlib, Version alpha 21 décembre 2009.
- [98] Maths with Python Documentation, Mathematical Sciences, University of Southampton 2016.
- [99] Mohamed, M. ; Chee, K. ; Ali, F. ; Mohamed, S. ; Osayed, A. ; Abel, F. Diesel Engine Performance, Emissions and Combustion Characteristics of Biodiesel and Its Blends Derived from Catalytic Pyrolysis of Waste Cooking Oil. Energies 2020, 13, 5708.
- [100] Shehata, M.S. Emissions, performance and cylinder pressure of diesel engine fuelled by biodiesel fuel. Fuel 2013, 112, 513–522
- [101] Chiavola, O. ; Recco, E. Emission Performance of a Diesel Engine Fuelled with Petrol Diesel, Green Diesel, and Waste Cooking Oil Blends. J. Combust. 2018
- [102] Rostami, S. ; Ghobadian, B. ; Kiani, M.K.D. Effect of the Injection Timing on the Performance of a Diesel Engine Using DieselBiodiesel Blends. Int. J. Automot. Mech. Eng. 2014, 10, 1945–1958
- [103] Abbe, C.V.N. ; Nzungwa, R. ; Danwe, R. ; Ayissi, Z.M. ; Obonou, M. A study on the 0D phenomenological model for diesel engine simulation : Application to combustion of Neem methyl ester biodiesel. Energy Convers. Manag. 2015, 89, 568–576

- [104] Qasim, M. ; Ansari, T.M. ; Hussain, M. Combustion, Performance, and Emission Evaluation of a Diesel Engine with Biodiesel Like Fuel Blends Derived From a Mixture of Pakistani Waste Canola and Waste Transformer Oils. *Energies* 2017, 10, 1023.
- [105] Ayissi, Z.M. ; Ayina, L.M.O. ; Salem, C. ; Jean, G. ; Obounou, M. Experimental studies on the combustion characteristics and performance of a direct injection engine fueled with Neem Methyl Ester Biodiesel. *Energy Convers. Manag.* 2010, 51, 2985–2992.
- [106] Pankaj, S. ; Nitin, M. ; Subhash, L. Investigation of Combustion Characteristics of a Cottonseed Biodiesel Fuelled Diesel Engine. *Procedia Technol.* 2016, 25, 1049–1055.
- [107] Makode, C.R. ; Deshmukh, M.M. Second Law Analysis of Diesel Engine by Comparing Different Heat Transfer Models. *Int. J. Eng. Res. Technol.* 2016, 4, 2–4.
- [108] Raheman H, Ghadge S. Performance of diesel engine with biodiesel at varying compression ratio and ignition timing. *Fuel.* 2008 ;87 :2659-66.
- [109] Puhan S, Jegan R, Balasubramanian K, Nagarajan G. Effect of injection pressure on performance, emission and combustion characteristics of high linolenic linseed oil methyl ester in a DI diesel engine. *Renewable Energy.* 2009 ;34 :1227-33
- [110] Z. Ahmed, O. Kaario, C.Qiang, V. Vuorinen, M. Larimi, A parametric investigation of diesel/methane dual-fuel combustion progression/stages in a heavy-duty optical engine. *A. Energy* <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.187>.
- [111] Papagiannakis. R.G, Hountalas. D.T, Combustion and exhaust emission characteristics of a dual-fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas, *Energy Conversion and Management.* Vol.45 (18–19), (2004), pp. 2971–2987
- [112] Selim. M.Y.E, Pressure–time characteristics in diesel engine fueled with natural gas, *Renewable Energy.* Vol.22 (4), (2001), pp. 473–489
- [113] Papagiannakis. R.G, Hountalas. D.T, Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual-fuel diesel engine, *Applied Thermal Engineering.* Vol.23 (3), (2003), pp. 353–365.
- [114] Lounici. M.S, Loubar. K, Tarabet. L, Balistrrou. M, Niculescu. D.-C, Tazerout. M, Towards improvement of natural gas–diesel dual-fuel mode : an experimental investigation on performance and exhaust emissions, *Energy.* Vol. 64, (2014), pp. 200–211.

Publications issues de la thèse

1.) **Daniel Roméo Kamta Legue**, Zacharie Merlin Ayissi, Mahamat Hassane Babikir, Marcel Obounou and Henri Paul Ekobena Fouda., (2021), "*Experimental and simulation of Diesel Engine fuelled with biodiesel with variations in heat loss model*," Energies 2021., 14, x. <https://doi.org/10.3390/>

2.) **Daniel Roméo Kamta Legue**, Venant Sorel Chara-Dackou, Mahamat Hassane Babikir, Bali Tamegue Bernard, Marcel Obounou and Henri Paul Ekobena Fouda., (2022), "*Experimental and Numerical Investigation of Methane Combustion Combined with Biodiesel in Dual Fuel Mode*," International Journal of Heat and Technology 2022. <https://doi.org/10.18280/ijht.400527/>

Article

Experimental and Simulation of Diesel Engine Fueled with Biodiesel with Variations in Heat Loss Model

Daniel Romeo Kamta Legue ^{1,2,*}, Zacharie Merlin Ayissi ^{2,3,4,*}, Mahamat Hassane Babikir ¹, Marcel Obounou ^{1,2} and Henri Paul Ekobena Fouda ¹

¹ Department of Physics, Energy—Electrical and Electronic Systems, University of Yaounde 1, Yaoundé P.O. Box 812, Cameroon; hassanemahamat6@gmail.com (M.H.B.); marcelobounou@yahoo.fr (M.O.); hekobena@gmail.com (H.P.E.F.)

² Laboratory E3M, University of Douala, Douala P.O. Box 2701, Cameroon

³ Nationale Higher Polytechnique School, University of Douala, Douala P.O. Box 2701, Cameroon

⁴ Department of Automotive Engineering and Mécatronics, ENSPD, University of Douala, Douala P.O. Box 2701, Cameroon

* Correspondence: campusromo@yahoo.fr (D.R.K.L.); merlin.ayissi@gmail.com (Z.M.A.)

Abstract: This study presents an experimental investigation and thermodynamic 0D modeling of the combustion of a compression-ignition engine, fueled by an alternative fuel based on neem biodiesel (B100) as well as conventional diesel (D100). The study highlights the effects of the engine load at 50%, 75% and 100% and the influence of the heat loss models proposed by Woschni, Eichelberg and Hohenberg on the variation in the cylinder pressure. The study shows that the heat loss through the cylinder wall is more pronounced during diffusion combustion regardless of the nature of the fuels tested and the load range required. The cylinder pressures when using B100 estimated at 89 bars are relatively higher than when using D100, about 3.3% greater under the same experimental conditions. It is also observed that the problem of the high pressure associated with the use of biodiesels in engines can be solved by optimizing the ignition delay. The net heat release rate remains roughly the same when using D100 and B100 at 100% load. At low loads, the D100 heat release rate is higher than B100. The investigation shows how wall heat losses are more pronounced in the diffusion combustion phase, relative to the premix phase, by presenting variations in the curves.

Keywords: biodiesel; load; heat loss; cylinder pressure; heat release rate; python



Citation: Legue, D.R.K.; Ayissi, Z.M.; Babikir, M.H.; Obounou, M.; Ekobena Fouda, H.P. Experimental and Simulation of Diesel Engine Fueled with Biodiesel with Variations in Heat Loss Model. *Energies* **2021**, *14*, 1622. <https://doi.org/10.3390/en14061622>

Academic Editor: Fabio Bozza

Received: 5 February 2021

Accepted: 24 February 2021

Published: 15 March 2021

Publisher's Note: MDPI stays neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.



Copyright: © 2021 by the authors. Licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

1. Introduction

Automobile pollution accounts for a large percentage of global pollution [1]. This pollution is largely caused by the use of fossil oil derivatives as fuel vehicles.

Spark-ignition and compression-ignition engines are the most widely used as a converter of the internal energy of fuels. They use petrol and diesel, respectively, as fuel. Both types of engines convert the internal energy of the fuels into thermal energy which is used in mechanical form to drive motor vehicles. Generally, heavy-duty vehicles, about 90% of the vehicles in use, are mostly diesel [2]. Self-ignition combustion offers better volumetric efficiency, which means that the diesel engine using this mode of combustion exploits a known energy potential. However, diesel engines present a serious problem for global health [3,4]. The intrinsic chemical composition of this fuel is largely responsible for this phenomenon. The combustion mode fossil fuels should be improved with regard to the level of pollutants emitted. Indeed, the emission of nitrogen oxides would be relatively responsible for pathologies linked to the proliferation of certain types of malignant tumors. In fact, this engine generally operates with poor and non-homogeneous mixtures, which leads to a relatively high level of nitrogen oxides (NO_x) and particulate matter (PM) [1,5,6]. The two major pollutants, particularly nitrogen oxides, are strongly dependent on the temperature of the combustion chamber, which is a function of the cylinder pressure resulting from the high compression ratio imposed by the performance research of this type

of engine. The mechanism of formation of these pollutants is explicitly described by the Zeldovich mechanism [1,3,7].

The combustion of diesel engines offers a wide area of investigation [4,8,9]. Experimental work is being carried out. Ducted fuel injection (DFI) is proposed in the literature as a strategy to improve the fuel/gas load mixture of the compression-ignition engine relative to conventional diesel combustion (CDC) [5–7]. The concept of DFI is to inject each fuel spray through a small tube into the combustion chamber to facilitate the creation of a leaner mixture in the self-ignition zone, compared to a fuel jet not surrounded by a duct. The experiments are interesting. Nilsen et al. [5] studied the effects on emissions and engine efficiency using a two-hole injector tip for charging gas mixtures containing 16 and 21% mol oxygen. DFI seems to confirm that it is effective in reducing engine soot emissions. Soot and NO_x are reduced with increasing dilution. Christopher [6] conducted an investigation where DFI and CDC were directly compared at each operating point in the study. At the low-load condition, the intake charge dilution was swept to elucidate the soot and NO_x performance of DFI. The authors mentioned that DFI likely has slightly decreased fuel conversion efficiencies relative to CDC. All these experimental studies are interesting and very promising, but they are still in the laboratory domain and require expensive instruments.

For economic reasons, research is increasingly oriented towards modeling engine combustion. The evaluation of wall heat losses, which are responsible for energy losses in thermal engines, is likely to optimize the operation of this type of engine. Modeling is based on control parameters such as rotational speed, compression ratio, engine load, combustion and injection models [7,10–12]. Modeling consists of reproducing physical phenomena using mathematical equations. This method offers a real-time saving and a significant reduction in costs. However, it is important to validate the results obtained from the modeling or simulation systems in order to give the results a formal character.

Zero-dimensional (0D) thermodynamic models of combustion are widely used in the literature. Caligiuri et al. [13] implemented a triple Wiebe model in order to describe and predict the heat release rate and ignition delay of dual-fuel combustion. The Aktar model has been successfully implemented and validated. Prakash correlation relating to the ignition delay was used. A methodological approach based on the prediction of the ignition delay of diesel engines has been implemented. Hariram et al. [14] conducted an investigation, and this experimental and theoretical study addressed the problem related to the effects of beeswax biodiesel mixtures with fossil diesel on combustion parameters. The zero-dimensional thermodynamic model was used as a numerical implementation approach. The variation in cylinder pressure, the net heat release rate and the ignition delay were addressed based on Webe's triple function. The code developed was successfully validated. These models allow evaluating the performance of thermal engines by the use of correlations based on thermodynamic laws.

The advantage of zero-dimensional thermodynamic models is that they are easy to use and do not require large computer memory capacities. The use of thermodynamic postulates makes them accessible and efficient. Thermodynamic 0D models allow the study of both fossil fuel combustion and alternative fuels.

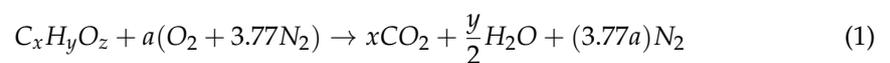
The polluting nature of fossil fuels and the depletable nature and recurrent price fluctuations of fossil energy sources have led researchers for years to focus increasingly on alternative energy sources such as biofuels [4]. However, the production of biofuels has so far remained relatively low in relation to demand, given the many structural constraints, hence the need to maximize energy savings by optimizing the energy converters that use these fuels. Around 60% of energy in thermal engines is lost in several forms. However, engine losses remain a real problem as they account for almost 40% of the energy lost [15–17]. A numerical study of the heat loss through the wall would allow a better understanding of this phenomenon and improve the combustion and, by deduction, the efficiency of engines.

Several published articles have reported on the sensitivity between biodiesel and engine load compared to conventional diesel fuel; however, these do not show the specificity of the impact of the load on the cylinder pressure, taking into account the heat loss through the cylinder wall and the type of fuel used. This research proposes a comparative study of the cylinder pressures generated by the combustion of diesel and neem biodiesel. The study is conducted taking into account the correlations between the heat loss through the cylinder wall. The heat release produced allows representing the phenomenology of the heat loss through the cylinder wall by dissociating the gross heat release rate from the net heat release rate during a combustion phase.

2. Modeling of Zero-Dimensional Thermodynamic Combustion

A modeling of the amount of energy released by combustion and a deduction of the cylinder pressure produced during the closed part of the cycle are proposed.

The chemical formulation of the fuel is the form $C_xH_yO_z$. The complete combustion equation of the fuel is given by Equation (1). The first principle of thermodynamics is applied in Equation (2) [18].



$$dU = \delta W + \delta Q_W + \sum h_j dm_j \quad (2)$$

where dU represents the variation in the internal energy of the system, δW is the work supplied by the piston to the system, δQ_W is the heat loss through the cylinder wall. The term $\sum h_j dm_j$ represents the energy due to the variation in mass. The heat loss through the cylinder wall is modeled using three characteristic postulates: Woschni, Eichelberg and Hohenberg. By transforming and simplifying Equation (2), the differential Equation (3) is obtained as a function of the crankshaft angle (θ) [19].

$$\begin{cases} \frac{dp}{d\theta} = \frac{\gamma p}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{(\gamma-1)}{V} \frac{dQ}{d\theta} \\ \frac{dT}{d\theta} = T(\gamma-1) \left[\frac{1}{pV} \frac{dQ}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dp}{d\theta} \right] \end{cases} \quad (3)$$

where p and T represent the pressure and the cylinder temperature, γ is the specific heat ratio, θ is the crankshaft angle and V is the cylinder volume. The expression of this volume is governed by Equation (3) [19–21].

$$V(\theta) = \frac{\pi D^2 S}{8} \left(1 - \cos(\theta) + \lambda - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\theta)} + \frac{2}{CR-1} \right) \quad (4)$$

The variation in the cylinder volume V in relation to the crankshaft angle can be deduced [19].

$$\frac{dV(\theta)}{d\theta} = \frac{\pi D^2 S}{8} \left(1 - \frac{\cos\theta}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2\theta}} \right) \sin\theta \quad (5)$$

where λ is the ratio of the rod length, D is the cylinder bore, CR is the compression ratio and S is the stroke.

The term $\frac{dQ}{d\theta}$ is the heat release rate of the system expressed as follows [19]:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{d\theta} \quad (6)$$

By entering the experimental combustion data into Equation (6), the heat release profile in the engine can be reconstructed as recommended by many authors using the analysis model [11,14,22]. The evolutions of the heat release profile(s) for an engine speed of 1500 rpm correspond to the load ranges: 25%, 50%, 75% and 100%. These loads correspond to 1.1, 2.5, 3.3 and 4.5 kW, respectively.

Four steps make up the modeling of the heat release, which are characteristic of the different terms used: the energy lost at the walls $\frac{dQ_w}{d\theta}$ integrates the heat exchange coefficient of the three models mentioned above; the energy released by combustion takes into account the internal energy of the fuel $\frac{dQ_{comb}}{d\theta}$ and two other terms due to exchanges with the surroundings (inlet and outlet mass flow).

The system is considered closed, and both terms are taken as zero. The system of Equation (7) is proposed.

$$\begin{cases} \frac{dQ_{comb}}{d\theta} = m_{inj} * LCV * \frac{dx_b}{d\theta} \\ \frac{dQ_w}{d\theta} = h_c A(\theta) (T - T_w) \frac{1}{\omega} \end{cases} \quad (7)$$

The terms appearing in Equation (7) are defined by Equation (8) at the heat exchanger surface as a function of the engine geometry. The characteristic fraction of fuel burned as a function of the crankshaft angle variation is given by Equation (9).

$$A(\theta) = \left(\pi * \frac{D^2}{2} \right) + \pi * D * \frac{L}{2} (\lambda + 1 - \cos\theta - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\theta)}) \quad (8)$$

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (9)$$

The fraction of fuel burnt in relation to the crankshaft angle θ is evaluated. m_{inj} is the mass of the injected fuel, T_w is the wall temperature, ω is the engine rotation frequency, LCV is the characteristic lower calorific value of the fuel used and h_c is the convective heat loss coefficient depending on the heat loss model used, expressed in kW/m²K.

The different heat loss coefficients through the walls are proposed [20].

$$h_c = 3.26 * D^{-0.2} * p^{0.8} * T^{-0.55} * W^{0.8} \quad (10)$$

$$h_c = 0.013 * V^{-0.06} * P^{0.8} * T^{-0.4} (V_P + 1.4)^{0.8} \quad (11)$$

$$h_c = 7.799 * 10^{-3} * V_P^{\frac{1}{3}} * p^{0.5} * T^{0.5} \quad (12)$$

Equations (10)–(12) represent the coefficients of Woschni, Hohenberg and Eichelberg, respectively. V_P is the average piston speed.

The term W is deduced from Equation (13):

$$W = 2.28 * V_P + C_1 * \frac{V_d * T_a}{p_a * V_a} (p(\theta) - p_m) \quad (13)$$

with $C_1 = 0.00324$. On the other hand, p_m represents the motored pressure, and subscript “a” is the reference condition

$$V_P = \frac{n * S}{30} \quad (14)$$

where n is the engine speed (rpm).

2.1. Ignition Delay Model

The ignition of the fuel is not spontaneous; it is controlled by the Hardenberg and Haze model whose mathematical formulation is given by relation 14 [23–25]:

$$ID = (0.36 + 0.22\bar{V}_p) \exp \left[E_A \left(\frac{1}{RT} - \frac{1}{17.190} \right) \left(\frac{21.2}{\bar{p} - 12.4} \right)^{0.63} \right] \quad (15)$$

where E_A is the activation energy, where, R is the universal gas constant.

2.2. Détermining the Heat Release Rate

The net heat release rate (Net HRR) represents the thermal energy useful for engine operation [26–28]. It is transformed into mechanical energy by the piston during combustion inside the combustion chamber. The gross heat release rate (Gross HRR) is, in fact, the thermal energy transformed into mechanical work, and the energy losses in the walls are associated with it. The combustion of the fuel heats the cylinder walls by convection, and a finite amount of calorie is transmitted to the cooling water, constituting a heat loss. A curve representing the difference between the total combustion energy and the useful thermal energy is generated. The characteristic curves of conventional diesel D100 combustion are compared with those of biodiesel B100.

2.3. Experimental Setup

The experimental device is an air-cooled single-cylinder motor of the Lister Peter 0100529-TS1 series type, whose technical characteristics are confined to Table 1. It is a naturally aspirated, four-stroke engine with direct injection. Cooling is by ambient air. This equipment is located at Department of Energetic System and Sustainable Development (DSEE) of *Ecole des Mines de Nantes* (EMN) France. Figure 1 shows the experimental device used during the study.

Table 1. Engine characteristics.

Lister-Petter-01005299-TS1 Série		
Injection Pressure	(Bar)	250
Piston Diameter/Stroke	(mm)	95.3/88.9
Connecting Rod Length	(mm)	165.3
Engine Capacity	(m ³)	630
Compression Ratio	-	18
Injection Timing	(°CA)	15° Before TDC
Engine Power	(kW)	4.5 à 1500 trs/min

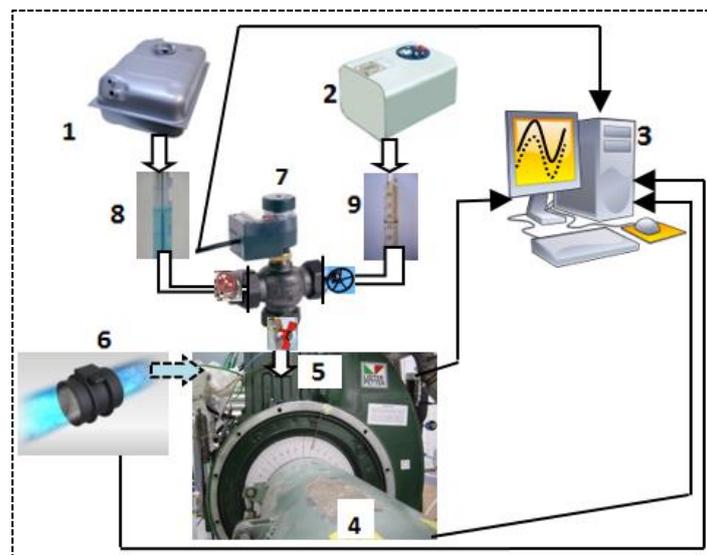


Figure 1. Experimental setup. Legend; 1. Diesel fuel tank; 2. Biodiesel tank; 3. High-frequency acquisition system and computer; 4. Brake dumb dynamometer; 5. Diesel monocylindric motor; 6. Debimeter and air flow sensor; 7. Three-way valve with a purge system; 8. Diesel burette; 9. Biodiesel burette.

The variation in the load was obtained by modifying the effective power of the engine by a dynamometer as well as the quantity of fuel admitted into the cylinders. The engine

load was varied at 25%, 50%, 75% and 100%. Effective power of 4.2 kW corresponds to the maximum engine load (100%).

The fuel supply system consists of two different fuel tanks, (1) and (2), that lead to the three-way valve (7). Each way of this valve was equipped with a stop valve. One tank was filled with conventional diesel fuel D100 (1) and the other (2) with the neem oil methyl ester biodiesel B100. The fuel change during the test was conducted in advance by the shutdown of the second fuel supply and the systematic purge by a system incorporated into the three-way valve. It took ten minutes, with the engine running, to begin measurements without the relative accidental risk of mixing the two fuels.

The acquisition of the cylinder pressure was carried out using the Indwin AVL engine rotating at 1500 rpm. The angular position of the crankshaft and the engine speed were obtained via an AVL 364C encoder, attached to the crankshaft. The encoder measures only parameters with frequencies greater than 90 kHz. Table 2 presents the test matrix table, which summarizes the main characteristics of the test carried out, and Table 3 presents the relative errors of the different sensors used.

Table 2. Main characteristics of the test.

Fuels	Engine Speed rpm	Engine Load kW				Injection Timing °CA
Diesel Biodiesel	1500	1.18	2.13	3.38	4.59	15

Table 3. Main characteristics of the test.

Parameters	Errors
Engine torque	±0.1 N.m
Engine speed	±3 rpm
Injection timing	±0.05 °CA
Cylinder pressure	±0.5 of the measured value
LCV	±0.25% of the measured value
Admission air flow	±0.1% of the measured value
Fuel flow	±0.5% of the measured value
Injection pressure	±2 bars
Inlet air temperature	±1.6 °C
Exhaust air temperature	±1.6 °C

2.4. Fuel Characteristics

The experimentation resulting from the work of Ayissi et al. [29] was successfully repeated under the same conditions. The neem oil obtained was characterized in order to calibrate its properties and use it in a heat engine. The characteristic performance values obtained were mostly those found by the authors. These were adopted and are reported in Table 4.

Table 4. Fuel characteristics.

Fuel Properties	(B100)	(D100)
Density (kg/m ³)	883.3	830
Cetane Number	51.3	48
Lower Heating Value LCV (MJ/kg)	39.7	42.5

2.5. Numerical Method

Figure 2 presents a synoptic view of the overall methodological organization of the digital study. The end-of-compression characteristic parameters were considered and retained as well as the characteristics of the model engine. The intrinsic properties of the fuels were taken into account. A numerical code was developed. The characteristic equations of the implemented models were solved by the Runge–Kutta method.

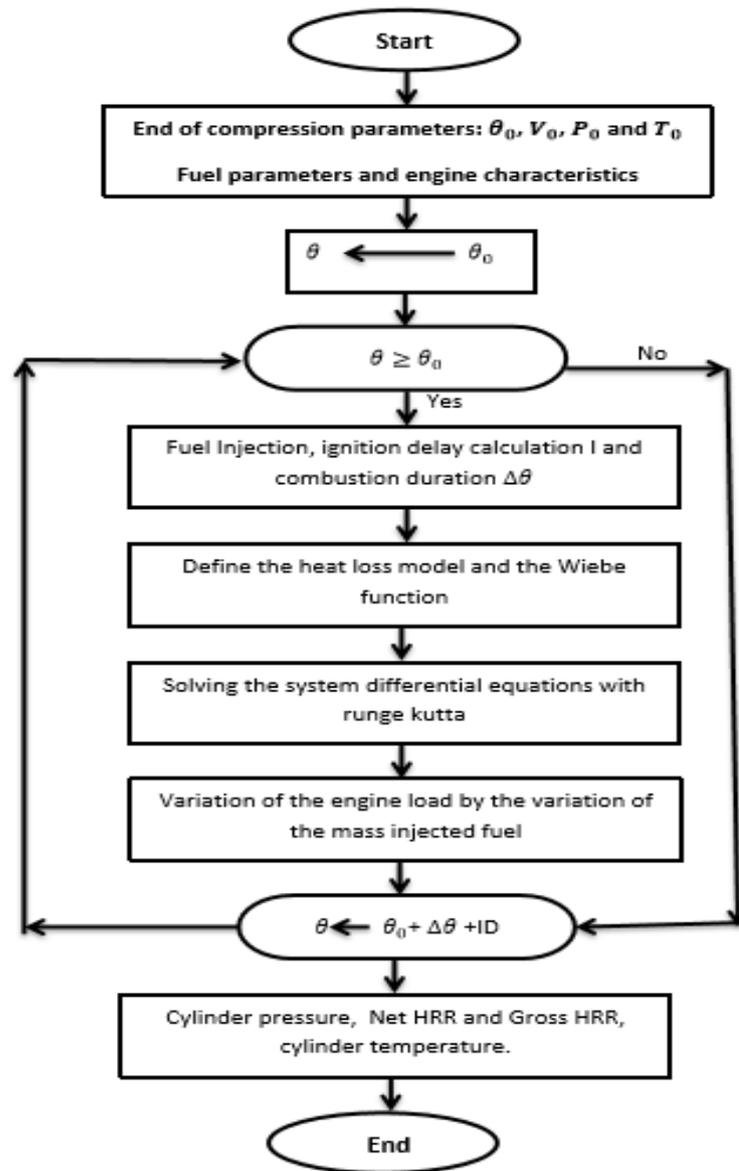


Figure 2. Digital diagram.

3. Results and Discussion

3.1. Experimental Evaluation of Cylinder Pressure

Figure 3 shows the increase in the experimental cylinder pressure based on the crankshaft angle when using B100 and D100 at 100% load. A similarity between the increase in the cylinder pressure curves of biodiesel B100 and D100 is observed. However, there is an estimated pressure increase of 3.3% when using B100 at 100% load. A faster pressure increase in B100 compared to D100 is also observed.

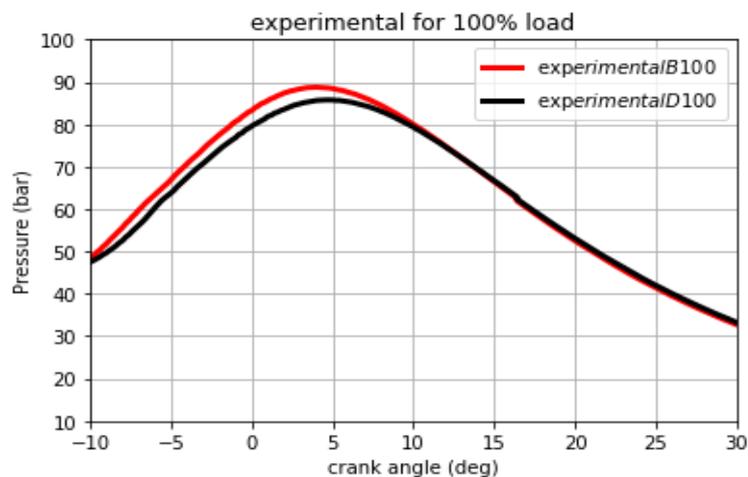


Figure 3. Comparison of experimental pressures of B100 and D100 at 100% load.

High cylinder pressure is characteristic of good fuel vaporization as well as relatively better oxygenation of fuel. This observation has also been made in the literature. Indeed, the studies of Tarabet [18], Mohamed et al. [24] and Evangelos [30] demonstrated this quite clearly. The transesterification process helps reduce the viscosity of biodiesel. The operation of the engine under high loads would sufficiently reduce the effects of the viscosity of biodiesel on the kinetics of combustion. The increase in cylinder pressure during biodiesel combustion is probably due to the relative simplicity of the molecular structure of the hydrocarbons that B100 contains. This molecular structure would be even more advantageous at high load since the high heat inside the cylinder would contribute to the destructuring of the macromolecules of biodiesel, which is relatively less complex after the transesterification process. This predisposition of biodiesel to good combustion could promote the rapid appearance of radicals inside the drops close to the stoichiometry and catalyzed by the high cylinder temperature. This spatial–temporal consideration would suit the premix combustion process with the consequence of the increase in the pressure peak in the cylinders. The intramolecular presence of residual oxygen atoms would be another factor in raising the pressure peak in the cylinders as biodiesel is relatively oxygenated and the kinetics of combustion are easy. This high-pressure peak would be one of the reasons that increases the NO_x level in post-combustion gases of an engine fueled with biodiesel generally [5,6,26]. Chiavola et al. [22] and Tarabet [18] mentioned it. The faster pressure increase in B100 biodiesel compared to diesel is characteristic of a short ignition period. Mohamed et al. and Evangelos [20,21,27] made the same observation in similar studies.

3.2. Cylinder Pressure Evaluation Considering the Heat Loss through the Cylinder Wall Patterns of B100 and D100 at 100% Load

Figures 4 and 5 show the evolution of the cylinder pressure during the combustion of B100 and D100, respectively. Under the constraint of three heat loss models, namely, Eichelberg, Hohenberg and Woschni, the time evolution of the cylinder pressure is simulated taking into account the heat loss through the cylinder wall and associated with the experimental pressure curve. A relative similarity between the numerical and experimental pressure curves for both B100 and D100 combustions is observed. The peaks characteristic of the temporal variation in the cylinder pressure of the three numerical models are evaluated at 90, 92 and 85 bars, respectively, for the Eichelberg, Hohenberg and Woschni models. The result of the experimental set is 89 bars. The overestimation of cylinder pressures by the implemented models compared to the experimental study is explained by the fact that the numerical models take into account the heat loss through the cylinder wall. The difference observed in the variations in the pressure peaks of the implemented models, although varying from one correlation to another, remains confined to the intervals encountered in the literature.

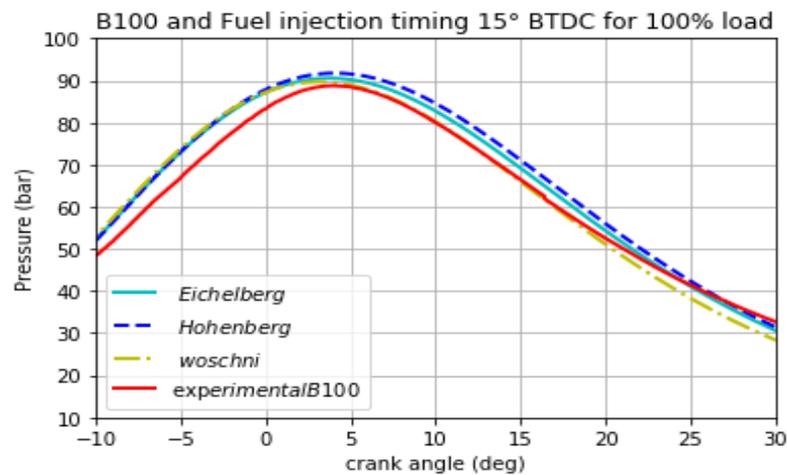


Figure 4. Cylinder pressure of B100 at 100%.

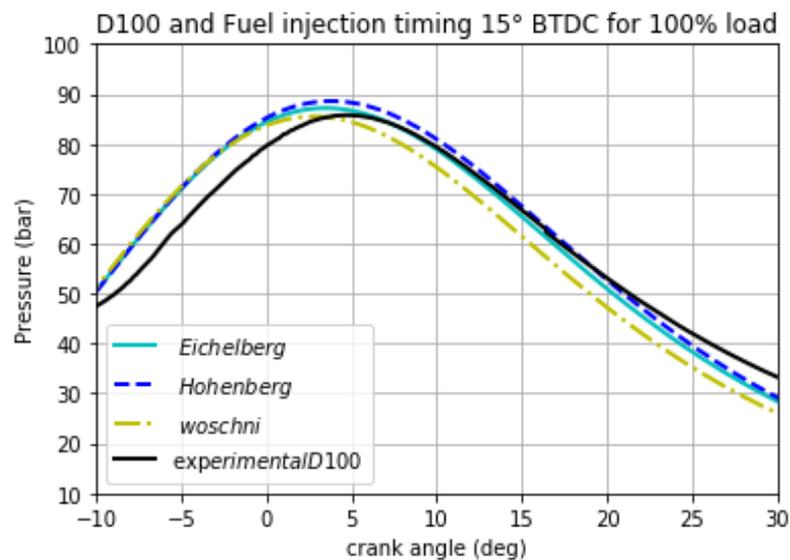


Figure 5. Cylinder pressure of D100 at 100%.

The three wall loss models studied represent fairly well the combustion of the model fuels in the compression-ignition configuration.

In the specific case of B100 combustion illustrated in Figure 4 at 100% load, the characteristic curves of the three models studied keep the same spatial position during the initial 12 °CA of combustion. Between the beginning of the rise in cylinder pressure and its peak, a gap of 7 bars is observed between the cumulative numerical curves and the experimental curve. This gap which benefits the simulated correlations is probably due to the fact that the simulated models take into account the heat loss through the cylinder wall in the physical materialization of the spatiotemporal evolution of the cylinder pressure.

The cylinder pressure of the Woschni model begins a declination around 12 °CA after the start of the rise in the cylinder pressure. The initiated pressure drop falls below the characteristic values of the experimental cylinder pressure. This underestimation of the time evolution of the cylinder pressure by the correlation proposed by Woschni could be assimilated by the fact that it does not take into account the piston speed. The piston displacement would present the cylinder surface at the temperature gradient generated by combustion, which would more or less increase the heat loss through the cylinder wall. Hohenberg's model is the one that retains the highest pressure peak of all the correlations implemented.

In the specific case of Figure 5, it is observed that the curves of the numerical models remain confused during the first 10 °CA before seeing the declination in the characteristic curve of the Woschni model. At this load range, all the models shown decline below the experimental cylinder pressure around 17 °CA. Heat losses at 75% load could be minimized in the post-combustion period. A similar observation is made at 100% load, under the same simulation conditions, although the declination occurs at 25 °CA.

3.3. Cylinder Pressure Evaluation Taking into Account the Heat Loss through the Cylinder Wall Patterns When Engine Is Fueled with B100 at 25%, 50%, 75% and 100% Load

Figures 6–8 show the evolution of the cylinder pressure at 75%, 50% and 25% load, respectively. A decrease in the cylinder pressure proportional to the load is observed at all measuring points. The decrease in the mass of fuel allowed would be at the origin of this observation during the combustion of B100.

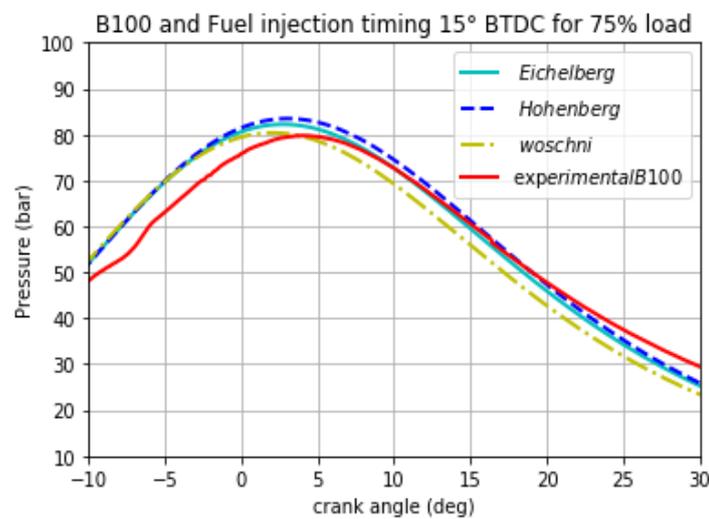


Figure 6. Cylinder pressure of B100 at 75% load.

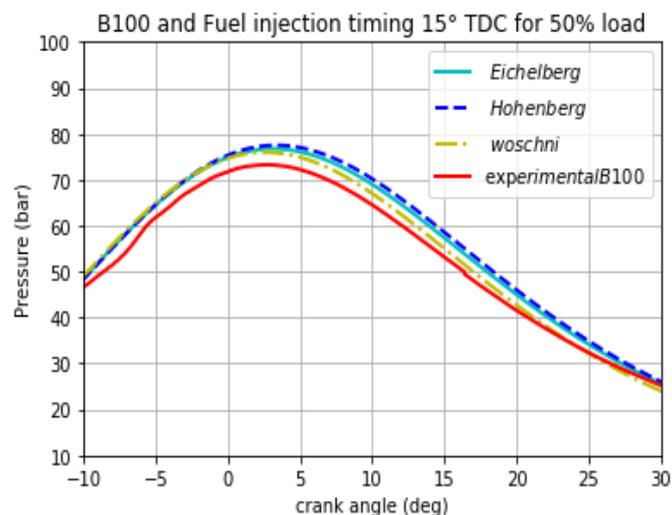


Figure 7. Cylinder pressure of B100 at 50% load.

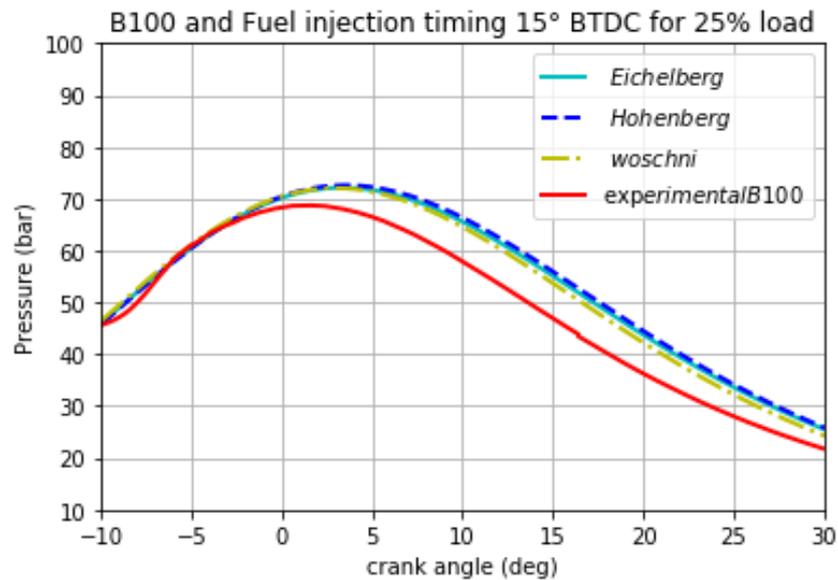


Figure 8. Cylinder pressure of B100 at 25% load.

The experimental pressure decreases by 10% and 6% proportionally to the passage from 100% to 75% load and from 75% to 25% load successively. This drop in experimental pressure is evaluated at 22.5% between 100% and 25% load. This decrease in cylinder pressure could be attributed to the reduction in effective power characterized by the decrease in the quantity of fuel admitted into the cylinders. However, with regard to the evolution of the pressure curves whatever the type of model implemented, the thermal losses would be more important during the ascending phase of the piston.

Considering the specific combustion of B100 at 75% load, the statistical differences between the simulated pressure curves and the experimental curve, between 20 and 30 °CA, are the smallest, all loads combined. This observation visible in Figure 6 would indicate that the heat losses are less important at this phase of engine operation. The rising part of the numerical pressure curves shows the largest deviations from other load points studied. At this load range, the Woschni model underestimates the approximation of the cylinder pressure value.

The 50% load range seems to present the best compromise between the estimated values of wall losses according to the models studied. This load range would be relatively close to the nominal operating rating of the test engine.

Indeed, when compared with other load ranges studied, a better compromise is observed between the evolutions of the combustion models and the experimental curve. The deviations observed during the other load ranges evaluated remain minimized for the Woschni, Eichelberg and Hohenberg correlations.

At 25% load, the three models have curves representing the temporal evolution of the cylinder pressure which are in agreement. This observation can be seen more clearly in Figure 8. This observation could be explained by a small parametric difference between the values of the different correlations implemented.

In general, the Eichelberg and Hohenberg models agree on the time evolution of the cylinder pressure during the tests at 50% and 25% load. This rise in digital cylinder pressure is characteristic of the rise deduced from the heat loss through the cylinder wall during the descending phase of the pressure curves considered. The tendency for heat loss to increase during this phase and at this load range could be due to the fact that the gases have more time to lick the walls because of the reduced speed of the piston in its descending phase.

Observation at high loads shows that the Eichelberg and Hohenberg models show a slight difference in the approximation of the cylinder pressure evolution. However,

this characteristic deviation remains less than 0.6 bar regardless of the time position of the piston. The Woschni model seems to underestimate the time value of the heat loss through the cylinder wall regardless of the engine load point compared to the other two correlations implemented.

3.4. Evaluation of Heat Release

The heat release at different engine loads at 100%, 75% and 50% is evaluated. The heat release curves of the different fuel models D100 and B100 have characteristic curves of combustion by auto-ignition.

Whatever the load range or the fuel tested, the evolution profiles of net heat release rate (Net HRR) and gross heat release rate (Gross HRR) during the premix pressure rise phase remain the same. A relatively significant difference is observed between Net HRR and Gross HRR when compared with D100 diesel. These differences are evaluated at 10, 10, and 20 J/°CA for 50%, 75% and 100% load, respectively. These differences would mean that heat losses would be greater during combustion of B100 biodiesel. Heat losses in the premix phase would be minimized based on information from the study.

3.4.1. Heat Release Curve for 100% Load

Figures 9 and 10 show the different heat release profiles of D100 diesel and B100 biodiesel, respectively, for a 100% load range, equivalent to 4.5 kW. The Net HRR converted by the engine to mechanical energy when B100 is used as a test fuel is approximately 30 J/°CA. Between 0 and 10 °CA, this biofuel provides an estimated energy of 17.32 J/°CA compared to 21.31 J/°CA for D100. No fundamental difference between the different Gross HRR values of the two fuels over this load range is observed. B100 biodiesel would have better performance at high loads. This behavior is probably due to the oxygenation of the molecule and the structural simplicity of its chemical composition [23–26,30]. At high temperatures, the relatively higher viscosity of biodiesel is no longer fundamentally a handicap for the combustion of this fuel. This would justify its relatively good combustion.

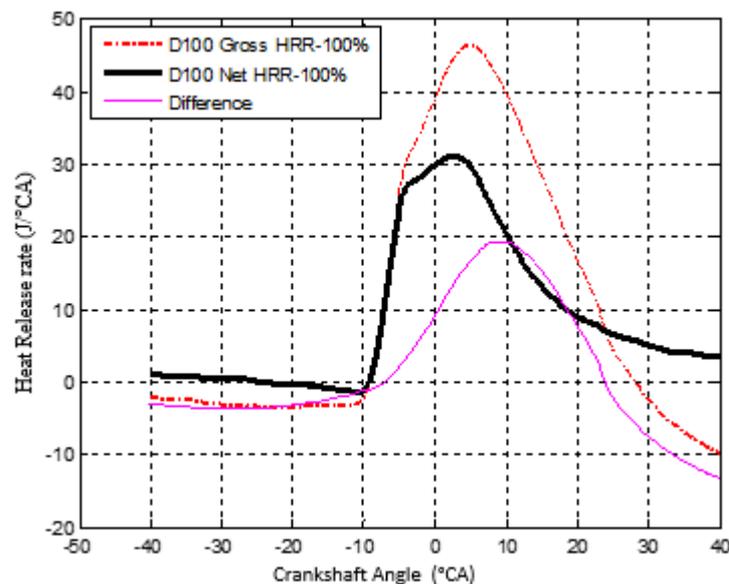


Figure 9. Profile of net heat release rate (Net HRR) evolution and gross heat release rate (Gross HRR) for engine speed $n = 1500$ rpm at 100% load according to D100 combustion.

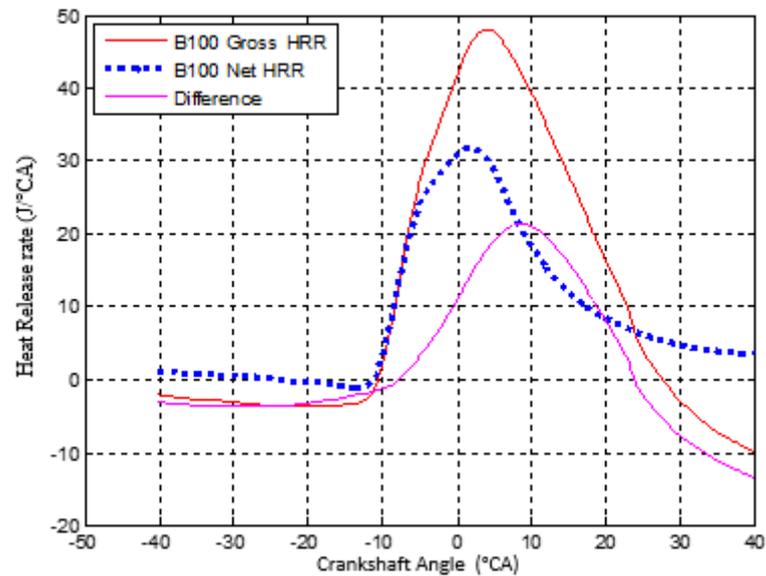


Figure 10. Profile of net heat release rate (Net HRR) evolution and gross heat release rate (Gross HRR) for engine speed $n = 1500$ rpm at 100% load according to B100 combustion.

3.4.2. Heat Release Curves Net HRR and Gross HRR for 75% Load

Figures 11 and 12 show the different profiles the net heat release rate (Net HRR) and the gross heat release rate (Gross HRR) for an engine speed of 1500 rpm at 75% load. Between 0 and 10 °CA, the combustions of B100 and D100 produce 13.20 and 14.20 J/°CA, respectively. The heat loss through the cylinder wall as a function of the crankshaft position is evaluated at about 10 J/°CA during B100 combustion, representing 20% higher than during the combustion of D100 at this range of load. A similar observation was made by Pankaj et al. [31] and Muhamed et al. [28]. These authors showed that at a range of 75%, the ignition delay of B100 and D100 increases. This increase of about 2 °CA in the ignition delay is significant and has also been observed by Muhamed et al. [27] at this range of load.

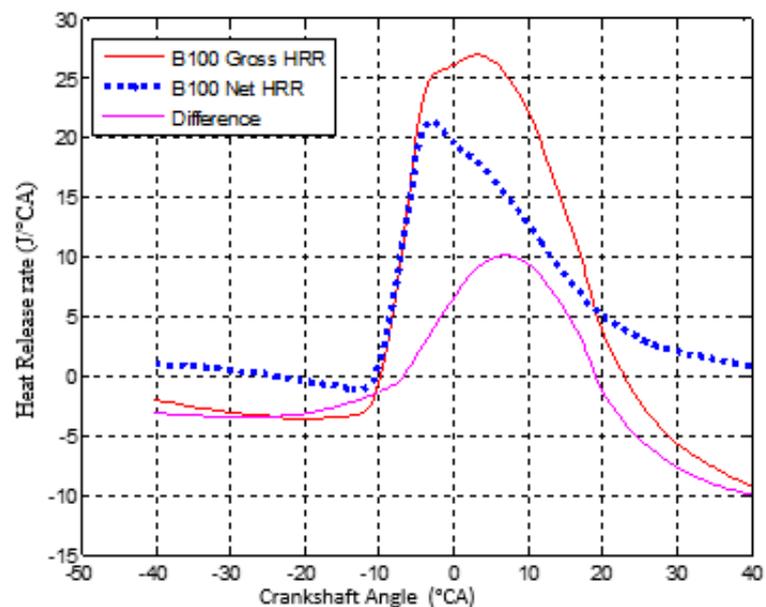


Figure 11. Profile of net heat release rate (Net HRR) evolution and gross heat release rate (Gross HRR) for engine speed $n = 1500$ rpm at 75% load according to the B100 combustion analysis model.

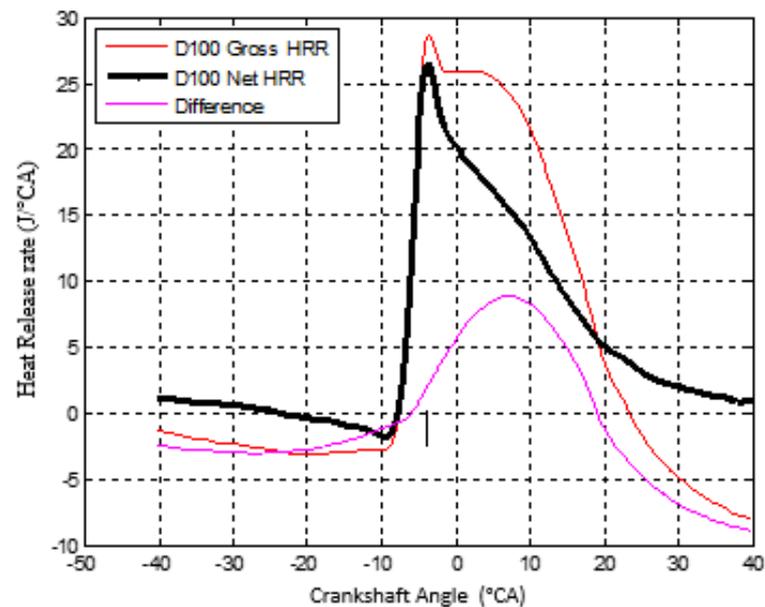


Figure 12. Profile of net heat release rate (Net HRR) evolution and gross heat release rate (Gross HRR) for engine speed $n = 1500$ rpm at 75% load according to D100 combustion.

3.4.3. The Net HRR and Gross HRR for 50% Load

Figures 13 and 14 show the different profiles of the evolution of the net heat release rate (Net HRR) and the gross heat release rate (Gross HRR) for an engine speed of 1500 rpm at 50% load. These two figures indicate that the diffusion combustion phase of B100 and D100 starts with a Net HRR of 20 and 21 $J/°CA$, respectively. The heat loss through the cylinder wall (curve representing the difference) is estimated at 10 for B100 and 8 $J/°CA$ for D100. At 10 $°CA$, the Net HRR value of B100 is 12 and 13.5 $J/°CA$ for D100. The heat loss through the cylinder wall values are as follows: B100 (10 $J/°CA$), D100 (8 $J/°CA$).

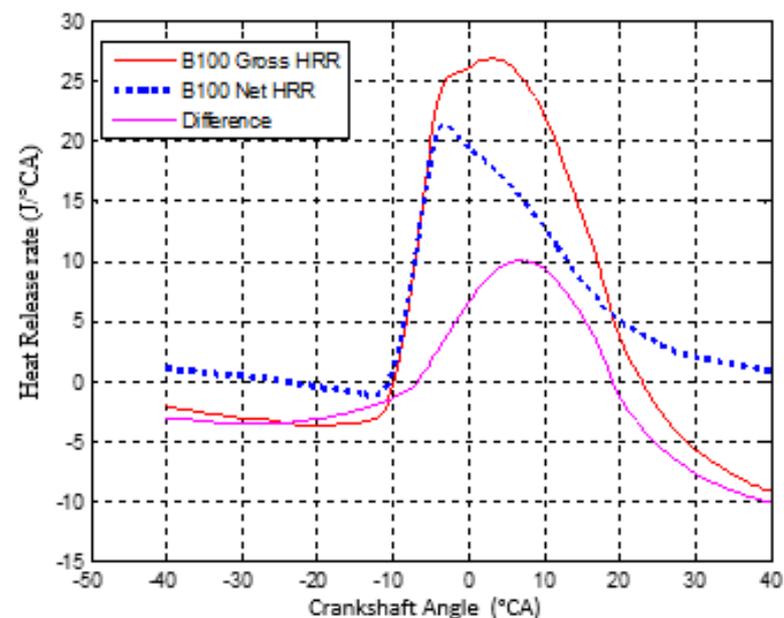


Figure 13. Profile of net heat release rate (Net HRR) evolution and gross heat release rate (Gross HRR) for engine speed $n = 1500$ rpm at 50% load according to B100 combustion.

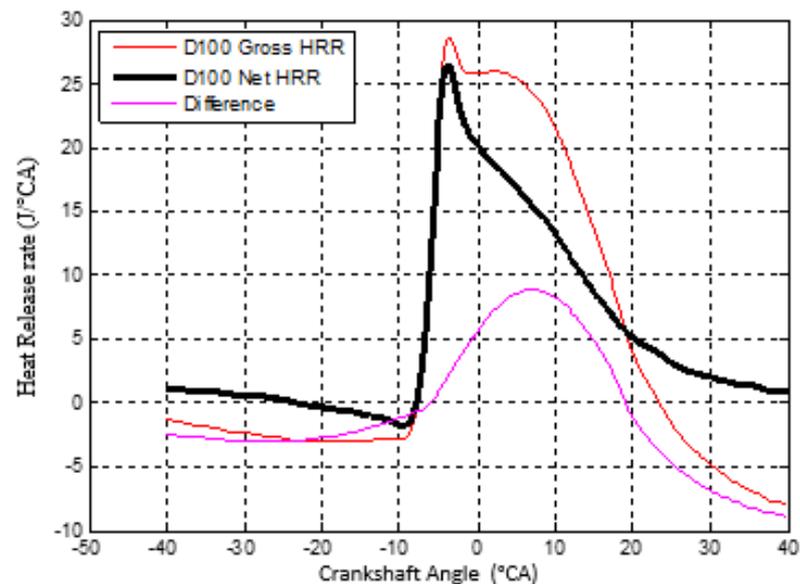


Figure 14. Profile of net heat release rate (Net HRR) evolution and gross heat release rate (Gross HRR) for engine speed $n = 1500$ rpm at 50% load according to D100 combustion.

4. Conclusions

An experimental investigation coupled with a thermodynamic 0D simulation of a neem-based biodiesel, a conventional diesel and their respective different heat releases was carried out. The different correlations of Woschni, Eichelberg and Hohenberg served as numerical models in the systemic simulation of combustion phenomenology. The Woschni correlation best represents the peak of the cylinder pressure comparison made with other implemented models. This correlation, however, seems to relatively underestimate the value of the cylinder pressure after bottom dead center. The Eichelberg and Hohenberg models represent the spatial–temporal evolution of the cylinder pressure in the same way. Implementation of other heat losses through cylinder wall models such as Zainal or Sitkey could be exploited for greater openness to the field of investigation. The investigation of the cylinder pressure confirmed that the load rate has an influence on the value of the peak of the cylinder pressure. The study presented provides a better understanding of the phenomenology of parietal thermal losses from the combustion of alternative fuels and its impact on the performance of combustion ignition engines. The cylinder pressure in the case of the combustion of biodiesel B100 is estimated at 89 bars against 86 bars for diesel D100; a gap of 3.3% to the advantage of B100 is thus observed when using this biofuel at 100% load. A faster pressure increase in B100 compared to D100 is also observed. A study of a parametric variation in the ignition delay associated with this study could better explain its influence on the comparative evolution of the peak cylinder pressure depending on the nature of the fuel.

Author Contributions: Conceptualization, D.R.K.L. and Z.M.A.; methodology, M.O.; software, D.R.K.L. and Z.M.A. and M.H.B.; validation, E.F.H.P., M.O. and Z.M.A.; formal analysis, Z.M.A.; investigation, Z.M.A. and D.R.K.L.; resources, M.O.; data curation, D.R.K.L.; writing—original draft preparation, Z.M.A. and D.R.K.L.; writing—review and editing, Z.M.A. and D.R.K.L.; visualization, M.H.B.; supervision, E.F.H.P.; project administration, M.O.; funding acquisition, Z.M.A. and D.R.K.L. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

Funding: This research received no external funding.

Institutional Review Board Statement: Ethical review and approval were waived for this study, due to the fact that the studies not involve humans or animals.

Informed Consent Statement: Patient consent was waived due to the reason that the studies not involving humans.

Acknowledgments: We thank the Department of Energetic System and Sustainable Development of Ecole des Mines de Nantes EMN for giving us the experimental device; the G.C.C. team for always encouraging us in combustion and simulation aspects; and the team members of Energy, Electric and Electronic Systems, University of Yaoundé 1, for welcoming and assisting us.

Conflicts of Interest: The authors declare that there is no conflict of interests regarding the publication of this paper.

Abbreviations

θ	Crank angle ($^{\circ}\text{CA}$)
$\Delta\theta$	Total combustion duration ($^{\circ}\text{CA}$)
θ_0	Start of combustion ($^{\circ}\text{CA}$)
x	Burnt mass fraction
W	Work done (KJ)
U	Internal energy
CR	Compression ratio
c_v	Specific heat at constant volume
h_c	Heat transfer coefficient ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)
m	Masse (Kg)
R	Gas constant
R	Gas constant
Q	Heat transfer (KJ)
V	Volume (m^3)
p	Pressure (Bar)
T	Temperature (K)
$A(\theta)$	Area exposed to heat transfer (m^2)
D	Cylinder bore (m)
S	Stroke (m)
n	Engine speed
ω	Angular velocity (rad/s)
V_p	Mean piston speed (rad/s)
TDC	Top dead center (deg)
BTDC	Before TDC (deg)
BDC	Bottom dead center (deg)
HRR	Heat release rate
$^{\circ}\text{CA}$	Degree crank angle

References

1. Park, J.; Choi, I.; Oh, J.; Lee, C. Nitrogen Oxides and Particulate Matter from Marine Diesel Oil (MDO), Emulsified MDO, and Dimethyl Ether Fuels in Auxiliary Marine Engines. *J. Mar. Sci. Eng.* **2020**, *8*, 322. [CrossRef]
2. Moussou, J. Caractérisation Expérimentale du Flux Thermique Transitoire Pariétal Pour Différents Modes de Combustion. Ph.D. Thesis, Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique-Poitiers, Chasseneuil-du-Poitou, France, 2019.
3. Loschiavo, L. Diesel Particulate Matter & Occupational Health Issue. Prepared by AIOH Exposure Standards Committee Update. 2013. Available online: <https://gastech.com/files/dpm/Diesel-Particulate-Matter-and-Occupational-Health-Issues.pdf> (accessed on 23 January 2020).
4. U.S. Department of Energy. *Clean Cities Alternative Fuel Price Report*; U.S. Department of Energy: Washington, DC, USA, 2018; p. 4. Available online: <https://afdc.energy.gov/publications/search/category> (accessed on 23 January 2020).
5. Nilsen, C.W.; Biles, D.E.; Mueller, C.J. Using Ducted Fuel Injection to Attenuate Soot Formation in a Mixing-Controlled Compression-Ignition Engine. *SAE Int. J. Engines* **2019**, *12*, 309–322. [CrossRef]
6. Nilsen, C.W.; Biles, D.E.; Yraguen, B.F.; Mueller, C.J. Ducted Fuel Injection vs. Conventional Diesel Combustion: Extending the Load Range in an Optical Engine with a Four-Orifice Fuel Injector. *SAE Int. J. Engines* **2020**, *14*. [CrossRef]
7. Gehmlich, R.K.; Mueller, C.J.; Ruth, D.J.; Nilsen, C.W.; Skeen, S.A.; Manin, J. Using Ducted Fuel Injection to Attenuate or Prevent Soot Formation in Mixing-Controlled Combustion Strategies for Engine Applications. *Appl. Energy* **2018**, *226*, 1169–1186. [CrossRef]

8. Dhole, A.; Yarasu, R.; Lata, D. Investigations on the combustion duration and ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and producer gas as secondary fuels. *Appl. Therm. Eng.* **2016**, *107*, 524–532. [CrossRef]
9. Abhishek, A. Modélisation Mathématique de la Formation des NOX, et de la Volatilisation des Métaux Lourds Lors de l'Incineration sur Grille Ménagères. Ph.D. Thesis, Institut National Polytechnique de Lorraine, Lorraine, France, 2008.
10. Di Blasio, G.; Bonura, G.; Frusteri, F.; Beatrice, C.; Cannilla, C.; Viscardi, M. Experimental Characterization of Diesel Combustion Using Glycerol Derived Ethers Mixtures. *SAE Int. J. Fuels Lubr.* **2013**, *6*, 940–950. [CrossRef]
11. Bolla, M.; Chishty, M.A.; Hawkes, E.R.; Chan, Q.N.; Kook, S. Influence of turbulent fluctuations on radiation heat transfer, NO and soot formation under ECN Spray A conditions. *Proc. Combust. Inst.* **2017**, *36*, 3551–3558. [CrossRef]
12. Park, S.H.; Yoon, S.H. Effect of dual-fuel combustion strategies on combustion and emission characteristics in reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine. *Fuel* **2016**, *181*, 310–318. [CrossRef]
13. Caligiur, C.; Renzi, M.; Batratieri, M. Development of a 0D Thermodynamics Combustion Simulation Tool for a Dual Fuel Diesel-Producer Gas Engine. In Proceedings of the 8th European Combustion Meeting, Dubrovnik, Croatia, 18–21 April 2017. Available online: <https://www.researchgate.net/publication/320244655> (accessed on 23 January 2020).
14. Korsunovs, A.; Campean, F.; Pant, G.; Garcia-Afonso, O.; Tunc, E. Evaluation of zero-dimensional stochastic reactor modelling for a Diesel engine application. *Int. J. Engine Res.* **2020**, *21*, 592–609. [CrossRef]
15. Binder, C.; Nada, F.A.; Richter, M.; Cronhjort, A.; Norling, D. Heat Loss Analysis of a Steel Piston and a YSZ Coated Piston in a Heavy-Duty Diesel Engine Using Phosphor Thermometry Measurements. *SAE Int. J. Engines* **2017**, *10*, 1954–1968. [CrossRef]
16. Dinescu, D. Modélisation des Moteurs Thermiques pour l'Evaluation des Stratégies de Contrôle Moteur. Ph.D. Thesis, Ecole Polytechnique de l'Université de Nantes, Nantes, France, 2010.
17. Theotokatos, G.; Stoumpos, S.; Bolbot, V.; Boulougouris, E. Simulation-based investigation of a marine dual-fuel engine. *J. Mar. Eng. Technol.* **2020**, *19*, 5–16. [CrossRef]
18. Tarabet, L. Etude de la Combustion d'un Biocarburant Innovant dans les Moteurs à Combustion Interne de Véhicules. Ph.D. Thesis, Ecole des Mines de Nantes, Nantes, France, 2012.
19. Hariram, V.; Bharathwaaj, R. Application of zero-dimensional thermodynamic model for predicting combustion parameters of CI engine fuelled with biodiesel-diesel blends. *Alex. Eng. J.* **2016**, *55*, 3345–3354. [CrossRef]
20. Pise, A.N.; Deshmukh, M.M. Second Law Analysis of Compression Ignition Engine fuelled with Ethanol Blending by Using Heat Transfer Models. *Int. Res. J. Eng. Technol.* **2017**, *5*, 1279–1289.
21. Rostami, S.; Ghobadian, B.; Kiani, M.K.D. Effect of the Injection Timing on the Performance of a Diesel Engine Using Diesel-Biodiesel Blends. *Int. J. Automot. Mech. Eng.* **2014**, *10*, 1945–1958. [CrossRef]
22. Chiavola, O.; Recco, E. Emission Performance of a Diesel Engine Fuelled with Petrol Diesel, Green Diesel, and Waste Cooking Oil Blends. *J. Combust.* **2018**. [CrossRef]
23. Abbe, C.V.N.; Nzenywa, R.; Danwe, R.; Ayissi, Z.M.; Obonou, M. A study on the 0D phenomenological model for diesel engine simulation: Application to combustion of Neem methyl ester biodiesel. *Energy Convers. Manag.* **2015**, *89*, 568–576. [CrossRef]
24. Shehata, M.S. Emissions, performance and cylinder pressure of diesel engine fuelled by biodiesel fuel. *Fuel* **2013**, *112*, 513–522. [CrossRef]
25. Mohamed, M.; Chee, K.; Ali, F.; Mohamed, S.; Osayed, A.; Abel, F. Diesel Engine Performance, Emissions and Combustion Characteristics of Biodiesel and Its Blends Derived from Catalytic Pyrolysis of Waste Cooking Oil. *Energies* **2020**, *13*, 5708. [CrossRef]
26. Zheng, J.; Caton, J.A. Second law analysis of a low temperature combustion diesel engine: Effect of injection timing and exhaust gas recirculation. *Energy* **2012**, *38*, 78–84. [CrossRef]
27. Makode, C.R.; Deshmukh, M.M. Second Law Analysis of Diesel Engine by Comparing Different Heat Transfer Models. *Int. J. Eng. Res. Technol.* **2016**, *4*, 2–4.
28. Qasim, M.; Ansari, T.M.; Hussain, M. Combustion, Performance, and Emission Evaluation of a Diesel Engine with Biodiesel Like Fuel Blends Derived From a Mixture of Pakistani Waste Canola and Waste Transformer Oils. *Energies* **2017**, *10*, 1023. [CrossRef]
29. Ayissi, Z.M.; Ayina, L.M.O.; Salem, C.; Jean, G.; Obonou, M. Experimental studies on the combustion characteristics and performance of a direct injection engine fueled with Neem Methyl Ester Biodiesel. *Energy Convers. Manag.* **2010**, *51*, 2985–2992.
30. Giakoumis, E.G. Diesel and Spark Ignition Engines Emissions and After-Treatment Control: Research and Advancements. *Energies* **2017**, *10*, 1882. [CrossRef]
31. Pankaj, S.; Nitin, M.; Subhash, L. Investigation of Combustion Characteristics of a Cottonseed Biodiesel Fuelled Diesel Engine. *Procedia Technol.* **2016**, *25*, 1049–1055.



Experimental and Numerical Investigation of Methane Combustion Combined with Biodiesel in Dual Fuel Mode

Daniel Romeo Kamta Legue^{1*}, Venant Sorel Chara-Dackou¹, Mahamat Hassane Babikir², Bali Tamegue Bernard¹, Marcel Obounou Akong¹, Paul Henri Ekobena Fouda¹

¹ Energy Laboratory, Electrical and Electronic Systems, Department of Physics, Faculty of Science, University of Yaounde 1, P.O. Box 812, Yaounde, Cameroon

² Department of Physics, University of N'djamena, P.O. Box 1117, Chad

Corresponding Author Email: campusromo@yahoo.fr

<https://doi.org/10.18280/ijht.400527>

ABSTRACT

Received: 29 September 2022

Accepted: 20 October 2022

Keywords:

biodiesel, diesel fuel, cylinder pressure, dual fuel and NO_x emission

The present work investigates experimentally and numerically the combustion of methane coupled to biodiesel and diesel in dual fuel mode. The engine used is a single-cylinder Lister-Petter_01005299_TS1 modified for bi-fuel operation with a pre-chamber in the intake to allow methane to enter with the air. For this, we use three distinct fuels, conventional D100 diesel, B100 biodiesel and methane. The first two fuels are first burned independently under the same conditions independently under the same conditions using the double Wiebe phase. The numerical results obtained of this first combustion of B100 and D100 compared to the measured results show an agreement of 2% and 1.07% respectively for biodiesel and diesel allowing the validation of the numerical code. Next, we add methane to the air during the intake phase for the previously tested D100 and B100 fuels used as a pilot fuel in order to observe the impact of methane on cylinder pressure, nitrogen oxide emissions and heat release. The combustion model used is a two-zone OD, one representing the burnt gases and the other the unburnt gases. The results showed a decrease in cylinder pressure and a large reduction in nitrogen oxide emissions of about 26.67% and about 48.76% when burning B100 biodiesel at medium load. The results also showed that the addition of methane to the air reduces the overall heat release of both fuels around TDC by 10.76% and 5.4% for biodiesel and diesel, respectively. But that in the diffusion phase, dual fuel combustion shows a higher heat release for diesel. It was also observed that peak pressures were reduced by 2.35% in the case of diesel compared to 7.45% for biodiesel.

1. INTRODUCTION

Fossil fuel reserves are exhaustible fuels, in addition to being relatively polluting and emitting greenhouse gases. Today, thermal engines consume the majority of this type of fuel, which is a major concern for this sector of activity. For years, automotive research has focused on alternative fuels that can solve the triple problem of energy savings, environmental protection and engine efficiency. As far as alternative fuels are concerned, dihydrogen is produced by the electrolysis of water. It represents a fairly energetic fuel, an alternative to fossil fuels apart from its own storage constraints. However, the storage of hydrogen and its safety index remain problematic in the field of passenger transport. In this case, natural gas appears to be a serious alternative. Natural gas is in great demand due to the large quantities that constitute the world's reserves, because of its high octane number and its ecological character [1], as is hydrogen [2]. Biogas is cheap and abundant in nature and can be easily recovered through the methanisation process. Despite these advantages, diesel is still the most useful fuel for compression-ignition engines. The most significant advantages of diesel fuel are its relatively high calorific value and its availability to meet logistical and operational requirements. The cetane number of diesel and its ignition delay are favourable for the

initiation of compression self-ignition. However, due to its unsustainable nature, particularly its combustion, which has a relatively high rate of nitrogen oxide emissions as well as particulate matter, this type of fuel is being phased out in favour of biofuels. Pending the completion of the ambitious programme of energy transition to electricity, it is necessary to find useful alternatives. These alternatives concern precisely the fuels of heavy engines, the adaptation of which to electric energy remains problematic. The combination of fuels, the dual fuel mode, is a solution whose effectiveness has been proven. Dual fuel consists of burning a primary fuel and then another fuel with high activation energy [3-5]. The work of Abo-Elfadl et al. [4] on the simulation of a dual fuel engine running on natural gas and conventional diesel has established a simulation model for the combustion of natural gas. The author shows that that depending on the proportion of natural gas added to the engine during the intake phase and the engine load, emissions are reduced compared to conventional diesel. De Robbio et al. [3] in the simplified diesel/natural gas mechanism containing 645 reactions and 155 species established a model for reducing pollutant emissions. Said et al. [6] conducted an experimental study on the effects of low loads and biogas injection pressure on the performance of the biogas-diesel engine at 1600 rpm. The results showed that a biogas injection pressure of 1 to 5.5 bar would reduce NO_x

and PM emissions by 1.94% to 77.42% respectively, as well as the cylinder pressure. The results of a study by Jia [5] showed up to 50% reduction in NOx and PM. However, the amount of carbon monoxide (CO) and unburnt hydrocarbons (HC) increases due to the poor combustion generated by the reduction of air during the intake phase. This observation requires a good calibration of the richness of the medium to obtain efficient combustion. In this sense, Aklouche et al. [7] showed that by varying the richness of the bi-fuel mixture from 0.35 to 0.7, HC and CO emissions are reduced by 77% and 58% respectively. NOx emissions were reduced by 24%. Papagiannakis and Hountalas [8] also analyzed the influence of gas flow on dual fuel combustion at different operating ranges. This analysis revealed a decrease in cylinder pressure by adding gas to the diesel combustion at medium load. Indeed, for medium operating ranges, the premixing phase takes place in lean burn, the flame develops and the cylinder pressure decreases. In lean burn, the flame does not propagate properly, which would lead to the relative increase of CO and HC emissions. This phenomenon would result in lower peak pressures and temperatures in dual fuel mode and, consequently, a reduction in nitrogen oxides [1, 5, 6, 8, 9]. With regard to alternative fuels, biofuels have been explored for decades and their performance shows that they are comparable to conventional diesel from an economic point of view. they are comparable to conventional diesel from an energy point of view, as shown by Oni et al. [2]. working on the impact of Moringa biodiesel on the combustion of compressed natural gas with hydrogen in single and dual fuel mode, the authors show that the proportion of biodiesel used as a pilot fuel reduces both nitrogen oxides, carbon monoxide and unburned hydrocarbons. Abo-Elfadl et al. [4], in their two-zone model, simulate the combustion of an internal combustion engine. In their two-zone model, Abo-Elfadl et al. [4] simulate the combustion of a dual fuel engine fuelled by natural gas and diesel. The authors increase the volumetric efficiency of the engine by 8.7% and observe that the combustion of natural gas is slow and leads to a reduction in efficiency of about 3.5% and reduces NOx and PM emissions in dual fuel mode by about 28.6% and 86% respectively. Kamta Legue et al. [10] show that at 100% load, the peak pressure difference between Neem biodiesel and conventional diesel is 3.3%. This result was observed by several other researchers in studies of biodiesels in general, which encouraged the implementation of techniques to regulate the cylinder pressure during dual fuel combustion during biofuel combustion. The aim was to increase the longevity of the biofuel engine and reduce the resulting NOx emissions [7-12]. The solutions considered were relatively related to reducing the engine load. In addition, several authors show that the composition of diesel-biodiesel blends in appropriate proportions is one of the solutions to reduce this cylinder pressure [9-13]. The coupled reduction of pollutants in particular and of cylinder pressures when using biofuels remains a problem for diesel engines to this day. According to several researchers, dual fuel remains a reliable solution to the trade-off between energy saving, environmental preservation and engine efficiency. The use of methane as an alternative fuel has long been proven. In dual fuel mode, this requires the use of a pilot fuel capable of initiating global methane combustion. This study proposes to replace diesel by Neem-based biofuel, which has interesting predispositions, including a higher cylinder pressure than diesel combustion, a relatively high cetane number and a viscosity that decreases

proportionally with increasing engine speed. The objective of this study is to analyse the effects of burning methane as the primary fuel and Neem-based biodiesel as the pilot fuel in dual fuel mode. The implementation of this combustion mode combined with methane and Neem could improve the combustion efficiency and reduce some pollutant emissions as well as the combustion efficiency. An experimental study combined with numerical modelling could explain the effect of using methane and biodiesel on the heat release and NOx emissions of a compression-ignition engine.

2. METHODOLOGY

2.1 Methods and materials of dual fuel combustion

The combustion model used in this paper is the 0D combustion model with two zones; one zone constituting the burnt gases and the other representing the unburnt gases in the cylinder. To achieve the objective, we coupled to the 0D model, an injection system, a self-ignition, a mass fraction evolution law, a correlation for the evaluation of the heat losses and a sub-model for the evolution of the chemical species is considered under the assumption of chemical equilibrium leading to the evaluation of the polluting emissions [13-17]. The energy released during the combustion reaction is contained in the relation giving the internal energy of the system; we then have

$$dU = \delta W + \delta Q + \sum h_j dm_j \quad (1)$$

where, dU represents the change in internal energy of the system, δW represents the work supplied by the piston to the system, δQ represents the amount of heat released. The term $\sum h_j dm_j$ represents the energy due to the change in temperature. The energy due to the change in mass. In our work, the parietal heat losses are modelled using the Woschni postulate. The transformation and simplification of Eq. (1) in the burnt gas region, allows us to obtain the following system of differential equations as a function of the crank angle θ [4].

$$\begin{cases} \frac{dNO}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \frac{6.610^{15}}{\sqrt{T}} \sqrt{[O_2]_e} [N_2]_e \exp\left(-\frac{69090}{T}\right) \\ \frac{dp}{d\theta} = \left(\frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} + \frac{1}{r_g} \frac{dr_g}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \right) P \\ \frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_{comb}}{d\theta} - \frac{dQ_P}{d\theta} = LHV \frac{dm_{fuel}}{d\theta} - \frac{dQ_P}{d\theta} \end{cases} \quad (2)$$

where, P and T represent pressure, cylinder temperature, γ the ratio of specific heats, θ the crankshaft angle, and V the cylinder volume. Where the expression for volume is governed by Eq. (2) - Eq. (8).

$$V(\theta) = \frac{\pi D^2 C}{8} \left(1 - \cos(\theta) + \lambda - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\theta)} + \frac{2}{\varepsilon - 1} \right) \quad (3)$$

The term $\frac{dV}{d\theta}$ represents the change in cylinder volume V with respect to the crankshaft angle. The term $\frac{dQ}{d\theta}$ representing the total heat release rate of the system has the expression:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_{comb}}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta} = LHV \frac{dm_{fuel}}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta} \quad (4)$$

During the combustion of the dual fuel, methane is first injected into the air during the intake phase. This methane is then considered as the main fuel and the other two fuels namely Diesel D100 and B100 biodiesel are considered as the pilot fuel. The percentage β of the main fuel and the pilot fuel being regulated by the inflows of the two fuels according to the relationship below [2]:

$$\beta = \frac{\dot{m}_{pilot} LHV_{pilot}}{\dot{m}_{CH_4} LHV_{CH_4} + \dot{m}_{pilot} LHV_{pilot}} \quad (5)$$

2.2 Fuel injection and fuel evaporation

The Bernoulli equation describing the fuel injection is given by:

$$\dot{m}_{fuel} = c_d \frac{\pi d_{inj}^2}{4} n_{inj} \sqrt{\frac{2(p_{inj} - p)}{\rho_{fuel}}} \quad (6)$$

The modeling of the injection and the evolution is that described by Sombatwong et al. [18] and Huang et al. [19] and Li et al. [20]. This mass flow rate is a function of the discharge coefficient c_d injector diameter d_{inj} , the injection pressure p_{inj} and the pressure inside the cylinder p .

2.3 Auto-ignition

It has been shown by Ahmad et al. [16] have shown that the methane richness strongly conditions the dual fuel combustion. This hypothesis conditions the choice of the ignition model of the fuels. Indeed, the author shows that dual fuel combustion takes place in three main stages [21]. The auto-ignition delays as a function of the fuel richness are the following according to the correlations of Assanis and Rodriguez respectively for D100 and B100 [4, 16, 21].

$$\tau_{ID}(D100) = 2.4 p^{-1.02} \phi^{-0.2} \exp\left(\frac{2100}{T}\right) \quad (7)$$

$$\tau_{ID}(B100) = p^{-0.34} \phi^{-0.06} \exp\left(\frac{1145}{T}\right) \quad (8)$$

Dual fuel modeling incorporates the methane auto-ignition delay expressed in Ahmed et al. [16] by:

$$\tau_{ID}(CH_4) = 4.310^{-3} p^{-2.5} \phi^{-1.04} \exp\left(\frac{5000}{T}\right) \quad (9)$$

The richness ϕ being given as a function of the calorific value LHV of each fuel and the masses injected by:

$$\phi = \frac{14.5 \dot{m}_{pilot} LHV_{pilot} + 17.1 \dot{m}_{CH_4} LHV_{CH_4}}{\dot{m}_{air}} \quad (10)$$

2.4 Heat loss model

The heat loss model is given by the following equation [21-

28]:

$$\frac{dQ}{d\theta} = h_c A(\theta)(T - T_p) \frac{1}{\omega} \quad (11)$$

where, h_c is the heat exchange coefficient modeled by the Woschni correlation and $A(\theta)$ the exchange area all given respectively by the expressions:

$$h_c = 3.26 D^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.55} \omega^{0.8} \quad (12)$$

$$A(\theta) = \pi \frac{D^2}{2} + \pi D \frac{L}{2} (\lambda + 1 - \cos \theta - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta}) \quad (13)$$

T_p the temperature of the wall, T the temperature of the gases inside the cylinder, p the cylinder pressure, D the cylinder bore, L the piston stroke, λ the crank ratio. The term W is given by:

$$w = 2.28 \frac{NL}{30} + 0.00324 \frac{V_d T_a}{p_a V_a} (p - p_m) \quad (14)$$

2.5 Evolution of the fuel mass fraction

The mass fraction of the fuel was modeled according to the double phase of Wiebe and the conditions are those derived from the work of Ahmad et al. [16], giving the evolution of fuels in the combustion chamber.

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta} \right)^{m+1} \right] \quad (15)$$

In this expression, a characterizes the Efficiency Parameter m the Form Parameter. These two parameters must be adjusted experimentally, depending on the engine and operating conditions (richness, load, injection advance...).

$$\frac{dx_b}{d\theta} = a(m+1) \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta} \right)^m \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta} \right)^{m+1} \right] \quad (16)$$

And consequently the total release of heat:

$$\frac{dQ_{comb}}{d\theta} = \frac{dQ_{combp}}{d\theta} + \frac{dQ_{comb_d}}{d\theta} \quad (17)$$

$$\frac{dQ_{comb_d}}{d\theta} = m_{fuel_{inj_d}} LHV a_d (m_d + 1) \left(\frac{\theta - \theta_{0d}}{\Delta \theta_d} \right)^{m_d} \exp \left[-a_d \left(\frac{\theta - \theta_{0d}}{\Delta \theta_d} \right)^{m_d+1} \right] \quad (18)$$

For the realization of the dual fuel, the value of the LHV varies according to the fuel that burns. In the first phase of combustion diesel or biodiesel dominates over methane and the LHV of the fuel is reduced to that of D100 or B100 depending on the pilot fuel. In the other combustion stages, the LHV of the pilot fuels and methane are taken into account. The total amount of heat released during dual fuel combustion is then expressed by Hossain et al. [17-24]:

$$Q = m_{pilot} LHV_{pilot} + m_{CH_4} LHV_{CH_4} \quad (19)$$

2.6 Model of the formation of nitrogen oxides

NO_x emissions are modeled according to the Zeldovich mechanism [13, 27-32]. It is abstracted by a set of chemical equations depending on the amount of oxygen present in the cylinder. The O₂ molecules dissociate under the effect of temperature and react with the nitrogen in the air to form nitric oxide.

$$O + N_2 \leftrightarrow NO + N \quad (20)$$

$$k_{f1} = 1.810^8 \exp\left(\frac{-38370}{T}\right)$$

$$N + O_2 \leftrightarrow NO + O \quad (21)$$

$$k_{f2} = 1.810^4 T \exp\left(\frac{-4680}{T}\right)$$

$$N + OH \leftrightarrow NO + H \quad (22)$$

$$k_{f3} = (1.8)(10^7) T \exp\left(\frac{-450}{T}\right)$$

The calculation of NO is done according to a given composition of the mixture at equilibrium. The determination of the equilibrium species involved in the combustion was done assuming that all fuels are reduced to the C-H-O system at equilibrium. The Zeldovich mechanism describes the formation of nitrogen oxides according to the equation:

$$\frac{dNO}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \frac{(6.6)10^{15}}{\sqrt{T}} \sqrt{[O_2]_e} [N_2]_e \exp\left(\frac{-69090}{T}\right) \quad (23)$$

[O₂]_e and [N₂]_e being respectively the concentrations of oxygen and nitrogen at equilibrium. This equation is then strongly dependent on the temperature of the mixture inside the cylinder and the numerical resolution at each temperature step allows to obtain the evolution of NO formed.

3. EXPERIMENTAL SETUP

3.1 Experimental device

The experimental device consists of a single-cylinder engine with ambient air as cooling system. It is known under the name Lister Peter 0100529-TS1 [10]. It is composed of two tanks which can contain different fuels and are controlled to be injected. In the framework of the dual fuel modeling, we impose numerically that the quantity of air that enters is premixed with methane at a richness of 0.57 for the methane [16, 21] (Figure 1).

3.2 Geometric characteristics of the engine and fuels

Table 1 represents the geometrical characteristics of the engine. Table 2 represents the characteristics of the fuels useful in the numerical and experimental simulations of the D100 and B100.

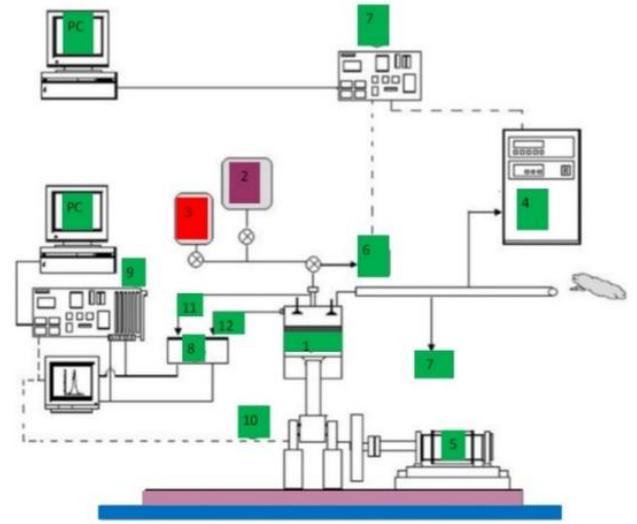


Figure 1. Expérimental set up legend (1. Diesel monocylindrical motor, 2. Diesel fuel tank, 3. Alternative diesel fuel tank, 4. Exhaust gas analyser, 5. Brake drum dynamometer, 6. Matter particles analyser, 7. Low frequency acquisition system, 8. Debimeter and air flow direct, 9. High frequency acquisition system, 10. Angle encoder, 11. Injection pressure signal, 12. Cylinder pressure signal)

Table 1. Engine characteristics [9]

Lister-petter-01005299-TS1 serial		
Injection pressure	Bar	250
Piston diameter/stroke	Mm	95.3/88.9
Connecting rod length	Mm	165.3
Engine capacity	m ³	630
Compression ratio	-	18
Injection timing	degree	15° before TDC
Engine power	kW	4.5 à 1,500 trs/min

Table 2. Fuel characteristics [3]

Fuel properties	Biofuel (B100)	Diesel 100 (D100)	Methane
Density	883.3 (L)	830 (L)	0.72 (g)
Cetane Number	51.3	48	/
LHV (MJ/kg)	39.7	42.5	50
% C	0.771	0.87	0.777
% H	0.118	0.126	0.223
% O	0.109	0.004	/

4. RESULTS AND DISCUSSION

4.1 Cylinder pressure

Figures 2 and 3 present the evolution of the numerical and experimental cylinder pressures in simple combustion of biodiesel and diesel fuels. They allow to validate our numerical model from the point of view of the cylinder pressure of the two fuels compared to the experimental one.

The premixing phases are dominated by the numerical pressures compared to those measured. Indeed, at -10°V the numerical pressures of biodiesel and diesel are respectively 43.60 bars and 42.32 bars, on the other hand the respective measured values of the same fuels at -10°V have for value 42.74 bars and 41.70 bars. In this first phase of combustion,

the pressure of the biodiesel remains dominant on that of the diesel; this shows that the speed of combustion of the biodiesel as well from the experimental point of view as numerical is higher in phase of premixing compared to that of the diesel. This aspect is due to the high oxygenation of biodiesel compared to conventional diesel. The peak pressures are 74.725 bar, 72.421 bar, 73.269 bar and 71.811 bar for simulated biodiesel, simulated diesel, measured biodiesel and measured diesel respectively. That is to say an accuracy of 1.98% for biodiesel and 0.84% in the case of diesel. This discrepancy between the accuracies may be due to the ignition delay models of the two fuels. Our numerical model is in good agreement with the experimental one with a better accuracy in two zones compared to the one zone model of Kamta Legue et al. [10] which presented an accuracy of 5% under the same conditions. The numerical simulation of the two fuels can be shown in Figure 4.

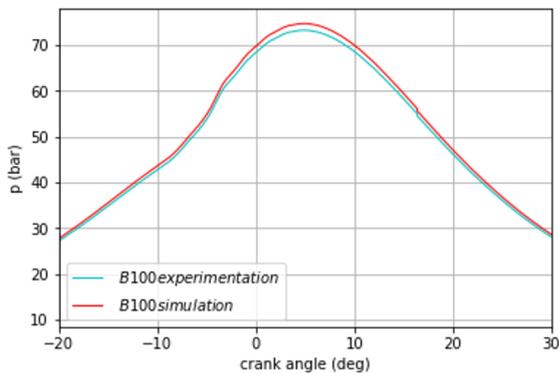


Figure 2. Comparison of simulated and experimental cylinder pressures of B100

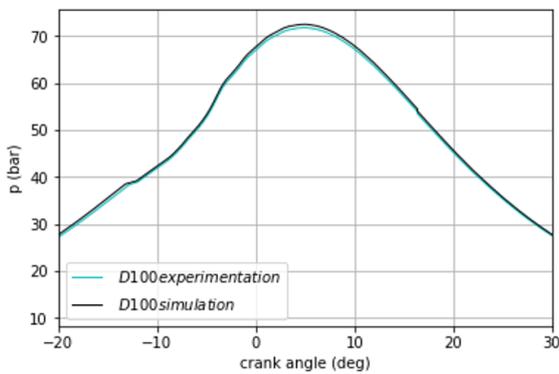


Figure 3. Comparison of simulated and experimental D100 cylinder pressures

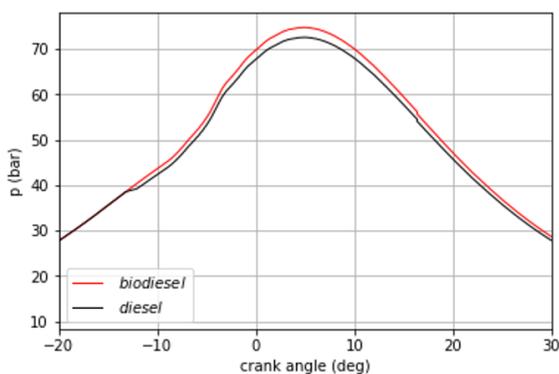


Figure 4. Comparison of simulated cylinder pressures of biodiesel with diesel

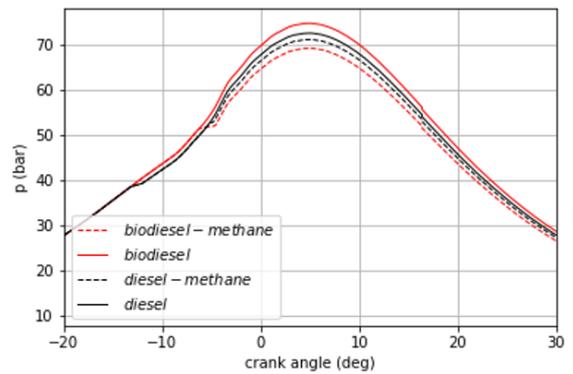


Figure 5. Comparison of fuel pressures in dual fuel mode

The comparative pressure curve shows better that during the premix combustion phase, biodiesel has a cylinder pressure difference of about 3.02% higher than diesel around -10°V before top dead center. Around top dead center, this deviation increases to about 3.17%. During the phase of the diffusion combustion in particular at 20°V we have a cylinder pressure of 47.18 bars for the combustion of biodiesel and 45.80 bars in the combustion of diesel for a difference of 3.01%. This difference is in agreement with the results of several researches such as Hossain et al. [17] and other scholars [30-36], who made the same observation on the study of the combustion and the emissions with biofuels. The difference in premix phase would reflect a relatively short auto-ignition time for biodiesel increasing the cylinder pressure because of its oxygenated character and high cetane number. Methane was added to the diesel and biodiesel fuels to observe the impact on the pressure and Figure 5 compares the cylinder pressures of the different combustion modes.

It presents a comparative evolution of the cylinder pressures of the fuels in simple mode and in dual fuel mode. The premix combustion at -10°V in dual fuel mode is marked by a similarity in simple mode because at this moment the methane present has not yet triggered its combustion, hence the similarity. On the other hand the dual fuel mode presents respectively the pressure peaks of 71.11 bars reached at 4.8°V for the diesel methane against 69.18 bars at 5.8°V for the biodiesel methane. The difference between the peak cylinder pressures in dual fuel mode and in single mode is 5.54 bars, i.e., a reduction of 8% for biodiesel and a difference of 1.4 bars, i.e., 1.84% bars for diesel. During the premix and diffusion phases the curves are closer together but around the top dead center they diverge more, this would mean that the dual fuel mode is dominant [34-37]. During the premixing phase, the dual fuel biodiesel methane presents after -10°V a deviation of 3% higher than the diesel methane.

4.2 Comparison of the mass fractions of D100 with B100

Figure 6 represents the evolution of the burned mass fractions of B100 and D100 fuels at medium load. The choice of the load being explained by Ahmed et al. [16] as the best NOx emission reduction range in dual fuel.

It can be seen that biodiesel starts to burn at 12°V before top dead center while conventional diesel will start 4°V after top dead center or 8°V before top dead center. This can be explained by the fact that the oxygenation of biodiesel leads to a better premix combustion compared to diesel. The comparison of the curves of the cylinder pressures of the two fuels showed the same observation in phase of premixing. It is

also noted that the maximums of the two curves are 0.9088 and 0.9107 respectively for diesel and biodiesel. On this difference, diesel would have more unburned hydrocarbons than biodiesel. Between -10°V and 20°V biodiesel has a large dominance of about 33.33% on the combustion process of diesel. This would also be justified by the strong oxygenated character of biodiesel leading to a dominance of the pressures and heat release of this fuel on that of diesel. This aspect gives a better energy yield but unfortunately a consequence on the higher nitrogen emissions for biodiesel according to the Zeldovich mechanism and also a lower durability of engines running on biodiesel.

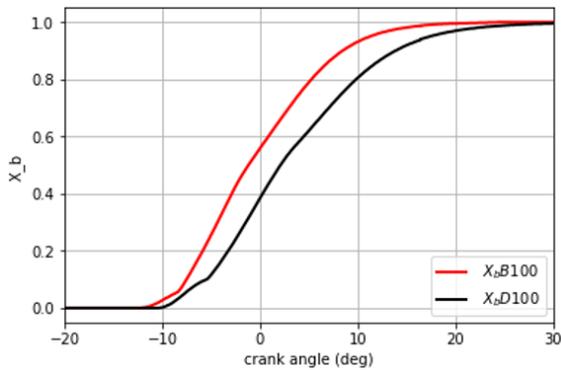


Figure 6. Evolution of the burned mass fractions B100 and D100

4.3 Heat release from fuels

The heat release curve in Figure 7 shows that, the two fuels show the same evolution and are almost confused throughout the simple combustion phase in the premix phase, but around the top dead center, biodiesel overtakes diesel. This would be due to a higher pressure rise for biodiesel than for diesel as shown in Figure 4. The peak heat release rate of biodiesel is evaluated at $36.96 \text{ J}/^{\circ}\text{V}$ against $35.89 \text{ J}/^{\circ}\text{V}$ for diesel, a difference of $1.07 \text{ J}/^{\circ}\text{V}$. We also studied the heat release with methane as primary fuel. Figure 8 presents the heat release produced respectively by the combustion in dual-fuel mode with methane as primary fuel.

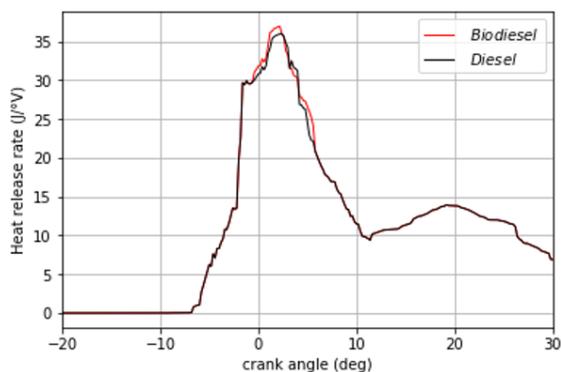


Figure 7. Biodiesel and diesel heat release

This figure shows a similarity between the combustion of diesel, biodiesel and dual-fuel. It can be seen that, during the premix combustion, the curves for dual fuel and those for diesel and biodiesel are almost identical. This can be justified by the relatively long ignition time of methane compared to biodiesel and diesel. In such a condition, the premixing phase

behaves almost like that of biodiesel and diesel fuels in single mode. On the other hand, around the top dead center and up to 7°V , diesel and biodiesel fuels supplant the dual fuel mode. Indeed, diesel methane presents a peak of $33.95 \text{ J}/^{\circ}\text{V}$, i.e., a difference of $1.94 \text{ J}/^{\circ}\text{V}$ compared to simple diesel. On the other hand, the biodiesel methane presents a peak of $32.98 \text{ J}/^{\circ}\text{V}$ for a difference of $3.98 \text{ J}/^{\circ}\text{V}$ compared to the simple diesel. This can be explained by the fact that methane combustion is relatively slower than that of diesel and biodiesel [14, 16-23] and that a good quantity of the diesel/biodiesel is compensated by methane. Nevertheless, it is noted that in dual fuel mode, the diesel/methane mixture dominates the biodiesel/methane mixture in terms of heat release with a difference of about 2.94% around the top dead center. We also note after 15°V a dominance of the diesel methane blend over all other fuels showing a late fueling of one part. This could explain the fact of the previous dominance certainly due to a dominance around the top dead center in diesel on a biodiesel mixture caused by a reduction of the calorific value of the mixture.

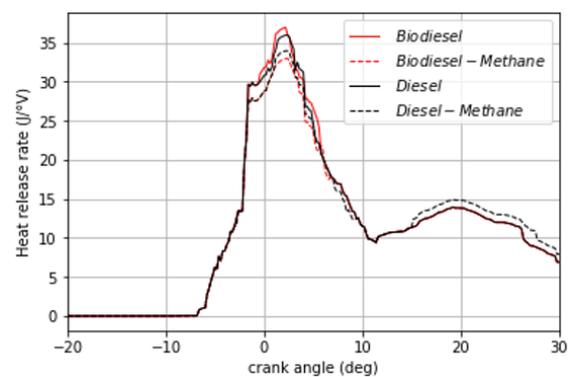


Figure 8. Comparison of the heat release rate of fuels in dual fuel mode

4.4 Nitrogen oxide emissions

The evolution of NOx in Figure 9 shows in agreement with the Zeldovich mechanism and the previous curves a dominance of nitrogen oxides during the combustion of biodiesel with a difference of 171 or about 25.71% compared to diesel emissions. This character would be justified by the high concentration of oxygen in biodiesel which favors the good progress of the combustion but also the high availability of oxygen to react with the molecules of nitrogen of the air at high temperature. Less oxygenated biodiesels will certainly make it possible to find a compromise between the energy yield and the ecological capacity factor. The modelling in dual fuel mode allowed us to present the impact of methane on NOx emissions in the presence of diesel and biodiesel as pilot fuel.

Figure 10 presents a comparative analysis of the evolution of nitrogen oxides in dual fuel mode and in single fuel mode. It shows an accentuated reduction of nitrogen oxides in the diesel methane mixture of about 48% compared to the diesel methane. This can be clearly seen on the pressure curve in dual fuel mode where the cylinder pressure of the biodiesel methane mixture shows a dominance during the premixing phase before falling back below that of the diesel methane. In general, the combustion in dual fuel mode reduces by 48.32% and 26.65% respectively in biodiesel and diesel operation. This finding has also been the subject of several studies such as that of Papagiannakis et al. [36-39]. The author reports that this decrease in NOx and state variables is due to the reduction

in the amount of oxygen intake compensated by the primary fuel input during the intake phase. The strong reduction of the biodiesel-methane dual fuel mode compared to the diesel-methane mode could be explained by the chemical properties of the biodiesel which are more important from the point of view of the cetane number and its oxygenation [40-42].

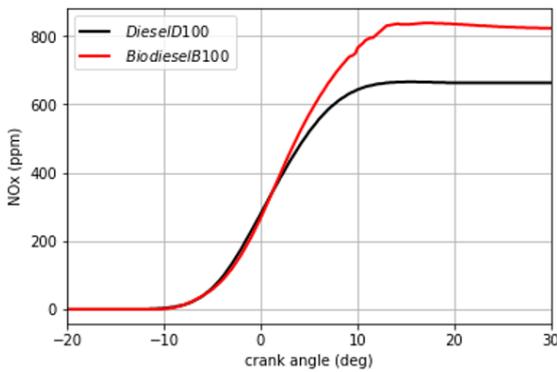


Figure 9. Comparison of nitrogen emissions from biodiesel with diesel

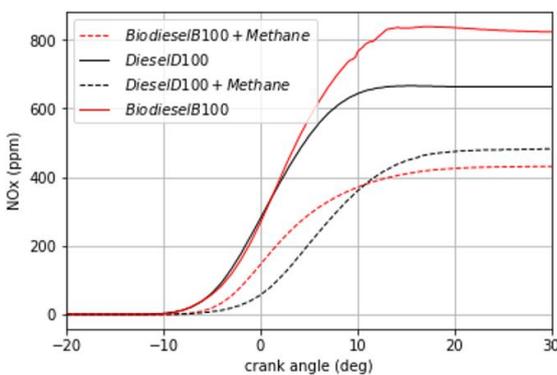


Figure 10. Comparison of nitrogen emissions of fuels in dual fuel mode

Table 3. Comparison of the different fuels

Fuel	Pic pressure	Pic heat release rate	Pic NOx (ppm)
Diesel	72.421	35.89	665
Diesel-Methane	70.9	33.95	487
Ecart diesel/diesel-methane	1.521	1.94	178
Biodiesel	74.725	36.96	836
Biodiesel-Methane	69.18	32.98	432
Ecart biodiesel/biodiesel-methane	5.545	3.98	404
Ecart diesel-biodiesel	2.304	1.07	299

Table 3 shows that biodiesel is an even better fuel when combined with methane and this can be generalized to biogas which is mostly concentrated in methane.

5. CONCLUSION

The experimentation and the simulation of the combustion of biodiesel B100 and diesel D100 have furnished the first part of this work. The numerical simulation of the dual fuel

combustion biodiesel_methane and diesel_methane has focused the attention of the second part. It was found that the combustion of biodiesel presents a faster combustion speed than that of diesel due to the high concentration of oxygen in biodiesel and its high cetane number. It shows that our two-zone 0D model has a better agreement with the diesel experimental compared to the diesel. It was also found that the addition of methane decreases the concentration of nitrogen oxides during combustion of both fuels by 26.76% for diesel and 48.32% for biodiesel as well as reducing the cylinder pressure. The reduction is more important during the combustion of diesel D100 compared to biodiesel B100. Our next work will focus on the evaluation of the 3D simulation of the dual-fuel model with methane characterization for particulate matter reduction.

REFERENCES

- [1] Rudiyanto, B., Andrianto, M., Piluharto, B., Hijriawan, M. (2022). Design-based response surface methodology in optimizing the dry washing purification process of biodiesel from waste cooking oil. *International Journal of Heat and Technology*, 40(2): 561-568, <https://doi.org/10.18280/ijht.400224>
- [2] Oni, B.A., Sanni, S.E., Ibegbu, A.J., Adujo, A.A. (2021). Experimental optimization of engine performance of a dual-fuel compression-ignition engine operating on hydrogen-compressed natural gas and Moringa biodiesel. *Energy Reports*, 7: 607-619. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.01.019>
- [3] De Robbio, R., Cameretti, M.C., Tuccillo, R. (2020). Ignition and combustion modelling in a dual fuel diesel engine. *Propulsion and Power Research*, 9(2): 116-131. <https://doi.org/10.1016/j.jprr.2020.02.001>
- [4] Abo-Elfadl, S., Abdulmoez, M., M Nassib, A. (2019). Simulation modeling of a dual fuel (natural gas-diesel) engine using early direct injection technique of natural gas. *Journal of Engineering Sciences*, 47(4): 493-512. <https://doi.org/10.21608/jesaun.2019.115498>
- [5] Jia, Z. (2018). *Dual-Fuel Combustion in a Heavy-Duty Engine*. Chalmers Tekniska Hogskola (Sweden).
- [6] Said, M.A., Dalha, I.B., Karim, Z.A.A., El-Adawy, M. (2022). Influence of biogas mixing parameters on the combustion and emission characteristics of diesel RCCI engine. *Alexandria Engineering Journal*, 61(2): 1479-1497. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.06.052>
- [7] Aklouche, F.Z., Loubar, K., Bentebbiche, A., Awad, S., Tazerout, M. (2017). Experimental investigation of the equivalence ratio influence on combustion, performance and exhaust emissions of a dual fuel diesel engine operating on synthetic biogas fuel. *Energy Conversion and Management*, 152: 291-299. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.09.050>
- [8] Papagiannakis, R.G., Hountalas, D.T. (2004). Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas. *Energy Conversion and Management*, 45(18-19): 2971-2987. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2004.01.013>
- [9] Mattarelli, E., Alberto Rinaldini, C., Caprioli, S., Scignoli, F. (2022). Influence of H2 enrichment for improving low load combustion stability of a Dual Fuel lightduty Diesel engine. *International Journal of Engine*

- Research, 23(5): 721-737. <https://doi.org/10.1177/14680874211051600>
- [10] Kamta Legue, D.R., Ayissi, Z.M., Babikir, M.H., Obounou, M., Ekobena Fouda, H.P. (2021). Experimental and simulation of diesel engine fueled with biodiesel with variations in heat loss model. *Energies*, 14(6): 1622. <https://doi.org/10.3390/en14061622>
- [11] Xuea J., Grift T.E., Hansen, A.C. (2011). Effect of biodiesel on engine performances and emissions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15: 1098-1116, <https://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2010.11.016>
- [12] Mohamed, M., Tan, C.K., Fouda, A., Gad, M.S., Abu-Elyazeed, O., Hashem, A.F. (2020). Diesel engine performance, emissions and combustion characteristics of biodiesel and its blends derived from catalytic pyrolysis of waste cooking oil. *Energies*, 13(21): 5708. <https://doi.org/10.3390/en13215708>
- [13] Bourbon, E. (2022). Clean Cities Alternative Fuel Price Report.
- [14] Abbe, C.V.N., Nzungwa, R., Danwe, R., Ayissi, Z.M., Obonou, M. (2015). A study on the 0D phenomenological model for diesel engine simulation: Application to combustion of Neem methyl ester biodiesel. *Energy Conversion and Management*, 89: 568-576. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.10.005>
- [15] Shehata, M.S. (2013). Emissions, performance and cylinder pressure of diesel engine fuelled by biodiesel fuel. *Fuel*, 112: 513-522. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2013.02.056>
- [16] Ahmad, Z., Kaario, O., Qiang, C., Vuorinen, V., Larmi, M. (2019). A parametric investigation of diesel/methane dual-fuel combustion progression/stages in a heavy-duty optical engine. *Applied Energy*, 251: 113191. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.187>
- [17] Hossain, F.M., Nabi, M.N., Rahman, M.M., et al. (2019). Experimental investigation of diesel engine performance, combustion and emissions using a novel series of dioctyl phthalate (DOP) biofuels derived from microalgae. *Energies*, 12(10): 1964. <https://doi.org/10.3390/en12101964>
- [18] Sombatwong, P., Thaiyasuit, P., Pianthong, K. (2013). Effect of pilot fuel quantity on the performance and emission of a dual producer gas–diesel engine. *Energy Procedia*, 34: 218-227. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.06.750>
- [19] Huang, H., Lv, D., Zhu, J., Zhu, Z., Chen, Y., Pan, Y., Pan, M. (2019). Development of a new reduced diesel/natural gas mechanism for dual-fuel engine combustion and emission prediction. *Fuel*, 236: 30-42. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.08.161>
- [20] Li, Y., Li, H., Guo, H., Li, Y., Yao, M. (2017). A numerical investigation on methane combustion and emissions from a natural gas-diesel dual fuel engine using CFD model. *Applied Energy*, 205: 153-162. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.07.071>
- [21] Schuh, S., Ramalingam, A.K., Minwegen, H., Heufer, K.A., Winter, F. (2019). Experimental investigation and benchmark study of oxidation of methane–propane–n-heptane mixtures at pressures up to 100 bar. *Energies*, 12(18): 3410. <https://doi.org/10.3390/en12183410>
- [22] Anto, S., Mukherjee, S.S., Muthappa, R., et al. (2020). Algae as green energy reserve: Technological outlook on biofuel production. *Chemosphere*, 242: 125079. <https://doi.org/10.1016/j.chemosphere.2019.125079>
- [23] Balzer, C., Kofod, M., Koot, M., Wilbrand, K. (2017). Natural gas for cleaner mobility. In *Internationaler Motorenkongress 2017*, pp. 409-427. https://doi.org/10.1007/978-3-658-17109-4_24
- [24] Bedoya, I.D., Arrieta, A.A., Cadavid, F.J. (2009). Effects of mixing system and pilot fuel quality on diesel-biogas dual fuel engine performance. *Bioresource Technology*, 100(24): 6624-6629. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2009.07.052>
- [25] Mansor, W.N.W., Olsen, D.B. (2016). Computational modeling of diesel and dual fuel combustion using CONVERGE CFD software. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 11(23): 13697-13707.
- [26] Schuh, S., Frühhaber, J., Lauer, T., Winter, F. (2019). A novel dual fuel reaction mechanism for ignition in natural gas–diesel combustion. *Energies*, 12(22): 4396. <https://doi.org/10.3390/en12224396>
- [27] Selim, M.Y. (2004). Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition. *Energy Conversion and Management*, 45(3): 411-425. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00150-X](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00150-X)
- [28] McTaggart-Cowan, G., Mann, K., Huang, J., Singh, A., Patychuk, B., Zheng, Z.X., Munshi, S. (2015). Direct injection of natural gas at up to 600 bar in a pilot-ignited heavy-duty engine. *SAE International Journal of Engines*, 8(3): 981-996. <https://doi.org/10.4271/2015-01-0865>
- [29] Khosravi, M., Rochussen, J., Yeo, J., Kirchen, P., McTaggart-Cowan, G., Wu, N. (2016). Effect of fuelling control parameters on combustion characteristics of diesel-ignited natural gas dual-fuel combustion in an optical engine. In *Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, Greenville, South Carolina, USA, pp. V001T03A012. <https://doi.org/10.1115/ICEF2016-9399>
- [30] Heuser, B., Kremer, F., Pischinger, S., Rohs, H., Holderbaum, B., Körfer, T. (2016). An experimental investigation of dual-fuel combustion in a light duty diesel engine by in-cylinder blending of ethanol and diesel. *SAE International Journal of Engines*, 9(1): 11-25. <https://doi.org/10.4271/2015-01-1801>
- [31] Fasching, P., Sprenger, F., Preuhs, J.F., Hoffmann, G., Piock, W.F. (2017). The challenges of natural gas direct injection and its application to a natural gas-diesel dual fuel concept. In *16. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors*, pp. 461-479.
- [32] Besch, M.C., Israel, J., Thiruvengadam, A., Kappanna, H., Carder, D. (2015). Emissions characterization from different technology heavy-duty engines retrofitted for CNG/diesel dual-fuel operation. *SAE International Journal of Engines*, 8(3): 1342-1358.
- [33] Roy, M.M., Tomita, E., Kawahara, N., Harada, Y., Sakane, A. (2009). Performance and emission comparison of a supercharged dual-fuel engine fueled by producer gases with varying hydrogen content. *International Journal of Hydrogen Energy*, 34(18): 7811-7822. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.07.056>
- [34] Renald, C.T., Somasundaram, P. (2012). Experimental investigation on attenuation of emission with optimized LPG jet induction in a dual fuel diesel engine and prediction by ANN model. *Energy Procedia*, 14: 1427-1438. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.12.1113>
- [35] Makode, C.R., Deshmukh, M.M. (2016). Second law analysis of diesel engine by comparing different heat

transfer models. *International Journal of Engineering Research Technology*, 4(30): 2-4.

- [36] Shojae, K., Mahdavian, M. (2018). Influences of spray angle and bowl center depth on power and exhaust emissions in a dual fuel direct injection engine. *International Journal of Engine Research*, 19(6): 643-652. <https://doi.org/10.1177/1468087417727425>
- [37] Abagnale, C., Cameretti, M.C., De Simio, L., Gambino, M., Iannaccone, S., Tuccillo, R. (2014). Numerical simulation and experimental test of dual fuel operated diesel engines. *Applied Thermal Engineering*, 65(1-2): 403-417. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.01.040>
- [38] Selim, M.Y. (2001). Pressure–time characteristics in diesel engine fueled with natural gas. *Renewable Energy*, 22(4): 473-489. [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(00\)00115-4](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(00)00115-4)
- [39] Papagiannakis, R.G., Hountalas, D.T. (2003). Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 23(3): 353-365. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00187-4](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00187-4)
- [40] Lounici, M.S., Loubar, K., Tarabet, L., Balistrrou, M., Niculescu, D.C., Tazerout, M. (2014). Towards improvement of natural gas-diesel dual fuel mode: An experimental investigation on performance and exhaust emissions. *Energy*, 64: 200-211. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.10.091>
- [41] Dai, X., Singh, S., Krishnan, S.R., Srinivasan, K.K. (2020). Numerical study of combustion characteristics and emissions of a diesel–methane dual-fuel engine for a wide range of injection timings. *International Journal of Engine Research*, 21(5): 781-793. <https://doi.org/10.1177/1468087418783637>
- [42] Cameretti, M.C., De Robbio, R., Tuccillo, R., Pedrozo, V., Zhao, H. (2019). Integrated CFD-experimental methodology for the study of a dual fuel heavy duty diesel engine. *SAE Technical Paper*. <https://doi.org/10.4271/2019-24-0093>

NOMENCLATURE

$A(\theta)$	area exposed to heat transfer (m^2)
B100	biodiesel
BDC	bottom Dead Center (degree)
BTDC	before TDC (degree)
D	cylinder bore (m)
D100	conventional diesel
HRR	heat Release Rate
L	stroke (m)
LHV	lower Heating Value
N	rotational speed of the engine
Q	heat transfer (kJ)
T	temperature (K)
TDC	top Dead Center (degree)
U	internal energy
V	volume (m^3)
W	work done (kJ)

Greek symbols

ε	compression ratio
θ_0	start of combustion (degree)
$\Delta\theta$	total combustion duration (degree)
θ	crank angle (degree)
λ	ratio of the rod length
ω	angular velocity (rad/s)

Subscripts

c_v	specific heat at constant volume
h_c	heat transfer coefficient ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
m	masse (kg)
p	pressure (bar)
r_g	gas constant
τ_{id}	ignition delay
x_b	burnt mass fraction