

ECOLE DOCTORALE  
MÉCANIQUE, THERMIQUE ET GÉNIE CIVIL  
DE NANTES

Année 2003

**Thèse de DOCTORAT**

Discipline : Thermique, Energétique et Génie des Procédés  
Spécialité : Energétique

présentée et soutenue publiquement par

**Alexandru BILCAN**

le 17 décembre 2003  
à l'ENSTIM de Nantes

**Contribution à l'Etude du Cycle Thermodynamique  
de Moteurs Fonctionnant en Dual-Fuel**

*Jury :*

Rapporteurs :	Bernard BAUDOIN	<i>Professeur</i> , ENSTIM, DOUAI
	Pascal STOUFFS	<i>Professeur</i> , Université de Pau et des Pays de l'Adour, PAU
Examineurs :	Pierre-Yves NIZOU	<i>Professeur</i> , Université, NANTES
	François SÉBILLE	<i>Professeur</i> , Université, NANTES
	Mohand TAZEROUT	<i>Maitre-Assistant</i> , ENSTIM, NANTES
	Olivier LE CORRE	<i>Maitre-Assistant</i> , ENSTIM, NANTES
Membre invité :	Afif AHMED	<i>Responsable Scientifique</i> , RENAULT, RUEIL MALMAISON

Directeur de Thèse : Mohand TAZEROUT  
Responsable Scientifique : Olivier LE CORRE

Laboratoire : Dép. Systèmes Energétiques et Environnement  
4, rue Alfred Kastler - BP 20722  
44307 NANTES Cedex 3

N° ED 0367-112



# Remerciements

Le travail présenté dans ce mémoire a été effectué au Département Systèmes Energétiques et Environnement de l'Ecole des Mines de Nantes. Je tiens à remercier le Professeur Pierre LE CLOIREC, pour les conditions dans lesquelles a été réalisé ce travail. Que l'Ecole des Mines de Nantes soit également remerciée, pour la bourse qu'elle m'a accordée.

J'adresse mes remerciements et ma profonde reconnaissance à Monsieur Mohand TAZEROUT, H.D.R. Maître-Assistant à l'Ecole des Mines de Nantes et responsable de l'Equipe Prévention Pollution Moteur au Département Systèmes Energétiques et Environnement, qui a accepté d'encadrer cette thèse, pour la confiance qu'il m'a témoignée pour mener à bien ce travail ainsi que sa bienveillance quotidienne. Ses connaissances scientifiques et son soutien sur tous les plans ont été des atouts considérables dans la concrétisation de ce projet.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à Monsieur Olivier LE CORRE, H.D.R. Maître-Assistant à l'Ecole des Mines de Nantes et responsable scientifique de cette thèse, pour la qualité de ses conseils, son sens aigu de la critique, sa disponibilité et ses encouragements. Son soutien amical a été d'un grand recours en particulier lors de la rédaction de ce mémoire qui doit beaucoup à son souci de rigueur.

Que Messieurs les Professeurs Bernard BAUDOIN de l'ENSTIM Douai et Pascal STOUFFS de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour veuillent bien agréer le témoignage de ma reconnaissance pour avoir accepté d'être rapporteurs.

Je remercie Messieurs Pierre-Yves NIZOU et François SÉBILLE, Professeurs à l'Université de Nantes d'avoir accepté de participer à ce jury.

Ce travail doit aussi beaucoup à François-Xavier BLANCHET et Yvan GOURIOU, techniciens à l'Ecole des Mines de Nantes, pour leur aide précieuse tout au long de la mise au point du banc expérimental et des campagnes d'essais.

Je remercie tout particulièrement Monsieur A. RAMESH, Professeur à l'Indian Institute of Technology Madras, avec qui j'ai collaboré et développé une amitié solide pendant ses 10 mois de présence au département. J'associe à ces remerciements Messieurs Guillaume BRECQ, Kamel RAHMOUNI, Frédéric PIROTAIS, Ioan BITIR, Eduard MINCIUC et Razvan VÎJEU pour leur amitié qui ne s'est jamais démentie au cours de ce trois ans. Je n'oublie pas mes amis Tudor et Raluca qui m'ont aidé et qui m'ont soutenu tout au long de ce travail.

Mes chaleureux remerciements vont également à Monsieur Victor ATHANASOVICI, Professeur à l'Université Polytechnique de Bucarest, ainsi qu'aux mes parents pour leur soutien dans tous mes exploits pendant les quatre ans passés en France. Enfin, je ne pourrais pas terminer avant de remercier à une chère amie (tout d'abord !!) qui a été toujours à mes côtés et qui m'a encouragé

et soutenu tout au long de ce parcours.



# Bibliographie de l'auteur

---

## I - Publications dans des revues à comité de lecture

1. **A. BILCAN**, O. LE CORRE, M. TAZEROUT et A. RAMESH. Modélisation thermodynamique de la combustion du GPL dans les moteurs dual-fuel. *Entropie*, (241):13-18, 2002.

## II - Actes de congrès avec comité de lecture

1. **A. BILCAN**, M. TAZEROUT, O. LE CORRE et A. RAMESH. Ignition delay in dual-fuel engines: an extended correlation for gaseous fuels. *Proceedings of the 2001 Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division*, ICE-Vol 36(1):49-55, Philadelphie, EUA, 2001.
2. **A. BILCAN**, O. LE CORRE, M. TAZEROUT, A. RAMESH et S. GANESAN. Characterization of the LPG-diesel dual fuel combustion. *Proceedings of the 2<sup>nd</sup> International SAEINDIA Mobility Conference, Technology directions for clean, safe and efficient vehicles*, SAE Paper no. 2001-28-0036, 249-258, Chennai, Inde, 2002.
3. **A. BILCAN**, O. LE CORRE, M. TAZEROUT, I. BITIR et V. ATHANASOVICI. Valorisation du biogaz dans les moteurs à combustion interne. *COFRET'02 Colloque Franco-Roumain sur l'Energie, Environnement, Economie et Thermodynamique*, 253-259, Bucarest, Roumanie, 2002.
4. **A. BILCAN**, O. LE CORRE, M. TAZEROUT et A. RAMESH. Description de la combustion dual-fuel dans les moteurs à combustion interne. *Congres français de thermique SFT 2002*, 283-288, Vittel, France, 2002.
5. **A. BILCAN**, O. LE CORRE, M. TAZEROUT et A. RAMESH. Modélisation de la combustion du GPL dans les moteurs dual-fuel. *Energétique des systèmes, moteurs thermiques avancés - Journée thématique SFT*, Paris, France, 2002.
6. **A. BILCAN**, O. LE CORRE, M. TAZEROUT, I. BITIR et V. ATHANASOVICI. Thermo-Economic Analysis for internal combustion engines: Spark Ignited and dual-fuel. *ECOS'02*,

Berlin, Allemagne, 2002.

# Table des matières

<b>Introduction</b>	<b>11</b>
<b>1 Combustion dual-fuel : éléments bibliographiques</b>	<b>19</b>
1.1 Introduction . . . . .	19
1.2 Description de l'injection . . . . .	21
1.2.1 Structure du spray . . . . .	22
1.2.2 Atomisation du jet . . . . .	22
1.2.3 Vaporisation du spray . . . . .	23
1.2.4 Limites d'inflammation . . . . .	23
1.3 Délai d'ignition . . . . .	25
1.3.1 Début de combustion . . . . .	26
1.3.2 Facteurs physiques principaux . . . . .	28
1.3.3 Modélisation thermodynamique du délai d'ignition . . . . .	29
1.4 Combustion . . . . .	32
1.4.1 Aspect qualitatif . . . . .	33
1.4.2 Modélisation de la combustion . . . . .	42
1.5 Formation des polluants . . . . .	47
1.6 Synthèse . . . . .	53
<b>2 Banc d'essais et méthodes d'analyse</b>	<b>59</b>
2.1 Moyens expérimentaux . . . . .	59
2.1.1 Métrologie . . . . .	61
2.1.2 Acquisition lente . . . . .	62
2.1.3 Acquisition rapide . . . . .	65
2.1.4 Méthodologie expérimentale . . . . .	65
2.1.5 Présentation des essais réalisés . . . . .	66
2.1.6 Limite du matériel et contraintes . . . . .	67
2.2 Méthodes d'analyse . . . . .	68
2.2.1 Analyse du délai d'ignition . . . . .	68
2.2.2 Procédure d'analyse du diagramme de dégagement de chaleur . . . . .	73
2.2.3 Analyse thermodynamique de la combustion . . . . .	76
2.3 Synthèse . . . . .	79
<b>3 Caractérisation de la combustion dual-fuel : biogaz et gaz de gazogène</b>	<b>83</b>
3.1 Introduction . . . . .	83
3.2 Combustion dual-fuel Biogaz . . . . .	83
3.2.1 Délai d'ignition . . . . .	84
3.2.2 Analyse thermodynamique de la combustion . . . . .	87
3.2.3 Impact de la composition du biogaz . . . . .	98
3.2.4 Développement d'un modèle prédictif de combustion pour le biogaz . . . . .	103

3.3	Emissions dual-fuel Biogaz . . . . .	107
3.3.1	Analyse des émissions de $NO_x$ . . . . .	107
3.3.2	Analyse des émissions de $CO$ . . . . .	113
3.3.3	Analyse des émissions de $THC$ . . . . .	114
3.3.4	Analyse des émissions de $CO_2$ . . . . .	116
3.4	Combustion dual-fuel Gaz de Gazogène . . . . .	120
3.4.1	Délai d'ignition . . . . .	120
3.4.2	Analyse thermodynamique de la combustion . . . . .	120
3.5	Synthèse . . . . .	121
<b>4</b>	<b>Caractérisation de la combustion dual-fuel: Gaz de Pétrole Liquéfié</b>	<b>127</b>
4.1	Combustion dual-fuel <i>GPL</i> . . . . .	127
4.1.1	Délai d'ignition . . . . .	127
4.1.2	Analyse thermodynamique directe de la combustion . . . . .	128
4.1.3	Analyse du diagramme de dégagement de chaleur . . . . .	133
4.1.4	Développement d'un modèle prédictif de combustion pour le <i>GPL</i> . . . . .	137
4.1.5	Comparaison thermodynamique des deux moteurs dual-fuel . . . . .	139
4.2	Etude des régimes détonants de combustion . . . . .	146
4.2.1	Auto-inflammation et oscillations de pression . . . . .	147
4.2.2	Conséquences du cliquetis . . . . .	148
4.2.3	Moyens d'analyse du cliquetis . . . . .	149
4.2.4	Analyse de l'amplitude des oscillations de pression . . . . .	152
4.2.5	Analyse fréquentielle des oscillations de pression . . . . .	158
4.3	Analyse de l'irréversibilité . . . . .	164
4.3.1	Introduction . . . . .	164
4.3.2	Symbolisation d'une série de données temporelles quelconque . . . . .	167
4.3.3	Utilisation de l'entropie généralisée de Shannon . . . . .	170
4.3.4	Irréversibilité temporelle d'une série et représentation récursive . . . . .	170
4.3.5	Application . . . . .	171
4.4	Synthèse . . . . .	172
	<b>Conclusion générale</b>	<b>181</b>
	<b>Annexes</b>	<b>185</b>
<b>A</b>	<b>Modélisation de la formation de polluants</b>	<b>187</b>
A.1	Considérations générales . . . . .	187
A.2	Mécanismes de formation du $NO_x$ . . . . .	188
A.2.1	Formation du monoxyde d'azote <i>thermique</i> . . . . .	188
A.2.2	Formation du monoxyde d'azote <i>prompt</i> . . . . .	192
A.2.3	Mécanisme intermédiaire $N_2O$ . . . . .	192
A.3	Mécanismes de formation du $CO$ et du $CO_2$ . . . . .	192
<b>B</b>	<b>Complément des résultats sur la combustion dual-fuel</b>	<b>195</b>
<b>C</b>	<b>Expression analytique de la courbe d'enveloppe</b>	<b>221</b>
C.1	Equation différentielle générale . . . . .	221
C.2	Résolution de l'équation différentielle . . . . .	222
C.3	Expression analytique en fonction des conditions aux limites . . . . .	224

<b>D De l'entropie de Boltzmann à la théorie de Shannon</b>	<b>227</b>
D.1 Introduction . . . . .	227
D.1.1 Etats quantiques . . . . .	227
D.1.2 Système isolé . . . . .	227
D.1.3 Etats accessibles . . . . .	228
D.1.4 Probabilité d'un état . . . . .	228
D.1.5 Valeur moyenne d'une propriété . . . . .	228
D.1.6 Moyenne d'ensemble . . . . .	229
D.1.7 Densité d'états . . . . .	229
D.1.8 Distribution microcanonique . . . . .	229
D.1.9 Définition de l'entropie statistique . . . . .	230
D.2 Complément des résultats sur l'analyse de l'irréversibilité . . . . .	231
<b>Bibliographie</b>	<b>231</b>



# Introduction

---

## Contexte

De nos jours, la consommation mondiale de combustibles fossiles augmente de plus en plus, et les réserves prouvées de ces derniers diminuent. Ce phénomène est perceptible et inexorable, malgré l'amélioration des rendements des principales installations industrielles ou particulières. Dans le cadre du développement durable, la recherche de nouveaux combustibles, de nouvelles voies de conversion de l'énergie devient un objectif scientifique primordial.

Un second problème, conséquence d'une société de consommation, est la production incessante de déchets. Les déchets industriels (agriculture, industrie alimentaire, chimique, etc) ou les ordures ménagères constituent une pollution (de l'atmosphère, du sol, visuelle, etc) et occupent de grandes surfaces de terre réaffectables. Ainsi, les décharges d'ordures ménagères produisent du  $CH_4$  par méthanisation (un processus naturel et spontané), un gaz qui a un effet de serre de l'ordre de 24 fois plus important que le  $CO_2$ . La valorisation de ces déchets peut se faire :

- directement dans les chaudières.
- indirectement, la production de *bio-combustibles* est injectée dans un réseau de gaz naturel.
- pour la production in situ d'énergie électrique et/ou de la chaleur.

Les procédés de transformation de ces déchets sont soit biologiques, soit thermiques i.e. la méthanisation, la gazéification, la thermolyse, la combustion dans les chaudières, etc.

Ainsi, un double effet est recherché :

1. une substitution de combustibles fossiles
2. une réduction de la pollution de la décomposition naturelle des déchets.

La production simultanée d'énergie électrique et thermique (la cogénération), à partir de déchets, conjugue les effets positifs : maximisation du rendement, diminution de l'impact environnemental.

Cette solution est de plus en plus répandue dans des fermes, chez des industriels (ex: stations d'épuration d'eaux usées) et permet de réaliser une réduction de la facture énergétique, voire l'obtention de subventions publiques, selon le cas.

Les gaz combustibles obtenus à partir de déchets sont généralement à faible contenu énergétique et leur valorisation se fait dans les moteurs thermiques et notamment dans les moteurs à combustion interne. Plusieurs gammes de gaz peuvent être citées : le biogaz, le gaz de gazogène, le gaz de pyrolyse, le gaz de coke, etc. Le tableau 1 présente une composition type et les intervalles de variation pour ces gaz. La présence des gaz inertes (ne participant pas à la combustion), rend l'initiation de la combustion et son déroulement difficiles.

Gaz	Composition
Biogaz décharge	$CH_4$ (45...65%), $CO_2$ (25...35%), $N_2$ (10...20%)
Biogaz STEP*	$CH_4$ (50...60%), $CO_2$ (30...40%), d'autres gaz
Gaz de gazogène	$CO$ (15...30%), $H_2$ (10...20%), $CH_4$ (2...4%), $CO_2$ (5...15%) $N_2$ (45...60%), $H_2O$ (6...8%)
Gaz de coke	$H_2$ (40...50%), $CO$ (40...50%), $N_2$ (1...2%), $CO_2$ (~ 5%)

\* STation d'EPuration des eaux usées.

TAB. 1 – *Gaz obtenus à partir de différents déchets*

Deux technologies sont envisageables pour la valorisation des gaz combustibles à faible contenu énergétique: les moteurs à allumage commandé et les moteurs dual-fuel. La principale différence entre ces deux concepts est la modalité dont la charge gazeuse est enflammée. Si pour les moteurs à allumage commandé une bougie initie la combustion, pour les moteurs dual-fuel, l'allumage est obtenu par l'auto-inflammation d'un spray de combustible liquide (appelé combustible pilote).

Par ailleurs, l'utilisation des combustibles gazeux *alternatifs*, tels que le *GPL*<sup>1</sup> permet la réalisation d'économies de combustibles fossiles. Le *GPL* provient principalement des exploitations pétrolières et gazières. Toutefois, il est également obtenu dans l'industrie, comme produit secondaire du processus de raffinage du pétrole.

Les atouts du *GPL*, vis-à-vis d'autres combustibles, sont principalement de nature financière et environnementale. Le *GPL* ne contient pas de soufre, pas de plomb, pas de benzène, donc il participe à la diminution des pluies acides.

Ses applications sont très diverses, mais l'utilisation domestique (ménages, véhicules, etc.) occupe une place très importante. Lors de l'utilisation dans les moteurs à combustion interne, le *GPL* est introduit sous forme gazeuse et donc il y a une réduction drastique des émissions de particules. En conséquence, la qualité de l'huile est préservée et la durée de vie du moteur est allongée.

Par rapport aux combustibles liquides traditionnels (gasoil et essence), moins d'atomes de carbone sont présents dans le *GPL* et, donc, moins de molécules de  $CO_2$  sont libérées dans l'atmosphère suite à la combustion. Néanmoins, le *GPL* reste un combustible très réactif et mène souvent à des régimes de combustion détonante, pénalisant le rendement thermique du moteur et, parfois, pouvant entraîner la casse du moteur.

1. Le *GPL* est un mélange de propane et de butane, dont les proportions varient en fonction du pays, de la provenance, etc.



## Principe

Le moteur dual-fuel utilise deux combustibles qui brûlent simultanément dans le cylindre. Il s'agit d'un combustible primaire et d'un combustible pilote. Le premier combustible correspond à la majorité de l'énergie introduite dans le moteur; il s'agit d'un combustible gazeux. Le mélange air-combustible primaire est réalisé dans un carburateur et est ensuite aspiré et comprimé dans le cylindre. Vers la fin de la compression (peu avant le point mort haut), une faible quantité de combustible pilote est injectée, les conditions thermodynamiques (température et pression) correspondent aux conditions d'auto-inflammation de ce combustible. Se créent alors, dans le cylindre, de nombreux foyers de combustion à partir desquels le mélange gazeux (air-combustible primaire) s'enflamme. Les phases de détente et d'échappement se déroulent comme dans les moteurs à allumage commandé ou par compression. Le principe de fonctionnement peut être visualisé sur la figure 1.

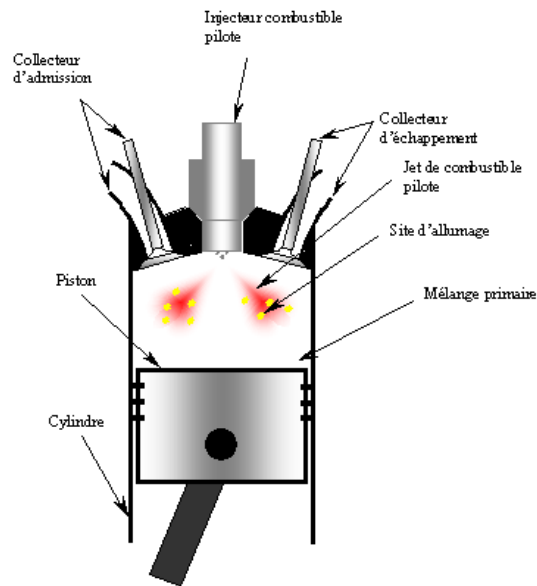


FIG. 1 – *Principe de fonctionnement d'un moteur dual-fuel*

Le combustible pilote est généralement du gasoil, mais l'utilisation des bio-combustibles liquides a été signalée par Nwafor en 2000 [107].

## Court historique

Selon Abd Alla et al. [2], Cave en 1929, suivi par Helmore et Sokes en 1930 ont utilisé pour la première fois de l'hydrogène comme combustible primaire dans un moteur diesel. Le résultat fût prometteur : une réduction de 20% de la consommation du gazole étant obtenue. D'une conception compliquée, ce premier moteur dual-fuel n'a pas été utilisé à grande échelle car son fonctionnement était instable à cause du cliquetis<sup>2</sup>. En outre, le taux de compression étant faible, les rendements de conversion restaient modestes.

---

2. Combustion anormale pouvant entraîner la destruction du moteur.

Dix ans plus tard, le premier moteur dual-fuel utilisé à grande échelle a été conçu par *National Gas and Oil Engine Co.* en Grande-Bretagne, [2]. Le moteur fonctionnait avec du gaz de ville ou d'autres combustibles gazeux. Il a été utilisé pour la production d'électricité pour un prix modéré. Raine [117] rapporte qu'à partir de 1940, l'alimentation avec du gaz combustible des moteurs diesel stationnaires a été réalisée pour des raisons économiques.

Pendant la deuxième guerre mondiale, la pénurie de combustibles pétroliers a obligé à un effort de développement particulier pour la combustion dual-fuel. En Italie, en Allemagne ou en Grande-Bretagne des véhicules ont été convertis afin de fonctionner en mode dual-fuel, avec des combustibles primaires comme le gaz de charbon, le biogaz, le méthane, etc.

Après la seconde guerre mondiale, les moteurs dual-fuel ont continué à être développés pour des raisons économiques et environnementales. Après 1970, une attention spéciale a été accordée aux moteurs dual-fuel pour les applications embarquées (marines, mobiles, ou bien ferroviaires) [17], [117]. Après 1985, des moteurs ont particulièrement été employés dans des applications stationnaires [31], i.e. production d'électricité.

De manière générale, les moteurs dual-fuel fonctionnent selon le cycle classique. Cependant, Douville et al. [39] ou Li et al. [91] présentent des moteurs dual-fuel à deux temps capables de fournir 224 kW avec de bonnes performances environnementales et énergétiques. En 1999, Hayasaki et al. [59] présentent un moteur dual-fuel à 6 temps, avec deux temps de combustion et deux temps de détente. Il utilise comme combustibles le diesel et le méthanol, brûlant dans des temps différents.

La gamme de puissances dans laquelle les moteurs dual-fuel sont utilisés est relativement large. Selon les conditions opératoires et les caractéristiques du moteur, plusieurs types d'utilisation ont été identifiés :

- Les faibles tailles sont plutôt utilisées pour la recherche dans les laboratoires, les exemples étant très nombreux, [5], [79], [94], [111], [112], etc. Usuellement, les puissances restent inférieures à 20 kW et les configurations sont du type mono-cylindre.
- Un très grand nombre de moteurs inférieurs à 100 kW sont utilisés pour l'alimentation en énergie électrique des fermes qui produisent du biogaz [18]. Dans cette zone de puissances les moteurs peuvent aussi servir dans des applications mobiles. Ainsi, des bus et des camions ont roulé avec succès sur plusieurs centaines de milliers de kilomètres dans des pays comme le Brésil, le Canada, la Hongrie, l'Iran, le Japon, la Corée, la Russie, la Grande-Bretagne et les Etats-Unis [16]. La consommation de combustible, ainsi que les émissions polluantes sont équivalentes, voire moindres (dans le cas des émissions de  $CO_2$ ) que les moteurs diesel d'origine.
- Drei et Mancini en 1990 [43] présentent une gamme de moteurs dual-fuel capables de fournir environ 890 kW/cylindre. Par conséquent, selon la configuration (entre 6 et 20 cylindres) les moteurs peuvent fournir entre 4,7 MW et 15,7 MW avec des rendements très élevés, de l'ordre de 42%. Dans le même intervalle de puissances, des moteurs de cogénération ont été réalisés [31], [124] pour des applications stationnaires. Les rendements sont légèrement supérieurs. Les moteurs dual-fuel peuvent être également utilisés pour les applications mobiles, notamment dans les cas où la disponibilité des deux combustibles est grande, par exemple les gros bateaux transportant des produits pétroliers. Grosshans présente en 1998 [54] un exemple de moteur dual-fuel de 12 cylindres et une puissance unitaire par cylindre de 1200 kW.

## Sémantique

Ils existent deux dénominations assez proches l'une de l'autre, à savoir, les moteurs *bi-fuel* et les moteurs *dual-fuel*. La différence consiste dans le mode de carburation de chaque type de moteur. Les moteurs bi-fuel utilisent *un combustible unique* parmi les deux disponibles, on parle de *bi-carburation*. Un exemple très répandu dans la vie quotidienne sont les voitures fonctionnant soit avec du *GPL*, soit avec de l'essence. Les moteurs dual-fuel utilisent lors du fonctionnement normal *deux combustibles* à la fois. Généralement, un des deux combustibles initie la combustion. Récemment, en 2001, Olsson et al. [108] modifient un moteur diesel pour brûler deux combustibles simultanément, à savoir le n-heptane et l'éthanol. La charge admise dans le cylindre s'enflamme spontanément suite à la température élevée lors de la compression, le moteur fonctionne alors en régime d'auto-ignition contrôlée. Pour l'anecdote, Zuo et Yang [144] utilisent les deux termes sans faire la différence, mais le cas reste quand même isolé dans la littérature. Par la suite, on fait référence uniquement aux moteurs dits dual-fuel avec un combustible pilote qui enflamme le combustible principal.

## Objectifs de l'étude

La production de l'énergie électrique et/ou de la chaleur à partir de déchets est une option très intéressante. La combustion des gaz à faible contenu énergétique dans des moteurs à combustion interne est associée à des problèmes d'allumage, de stabilité de la combustion et des émissions atmosphériques significatives à faible charge. De fait, le rendement d'utilisation devient assez faible. En outre, l'utilisation d'autres combustibles alternatifs, dont le *PCI* est comparable avec celui du gaz naturel, permet la réduction des émissions de gaz carboniques, des pluies acides, etc. Malgré ces avantages, la grande réactivité et le taux élevé de compression des moteurs dual-fuel, peuvent mener à l'apparition du cliquetis, un phénomène très dangereux pour le moteur.

L'objectif de la thèse est de caractériser les performances énergétiques et environnementales des moteurs stationnaires dual-fuel lors de l'utilisation de deux types de combustibles rappelés ci-avant. Une étude thermodynamique et expérimentale de ce type de combustion est effectuée. La partie théorique consiste à établir d'un modèle numérique de simulation du fonctionnement du moteur. La partie expérimentale permet de valider les différents modèles développés.

## Plan de la thèse

Ce mémoire s'organise autour de 4 chapitres synthétisés sur la figure 2.

Dans le premier chapitre, une synthèse bibliographique des modèles de caractérisation thermodynamique de la combustion dans les moteurs dual-fuel est réalisée. Tout d'abord, le déroulement de la combustion est présenté, ainsi que les différents travaux de *modélisation* effectués dans la littérature. Ensuite, une synthèse sur la formation des *émissions polluantes* dans les moteurs à combustion interne, est réalisée.

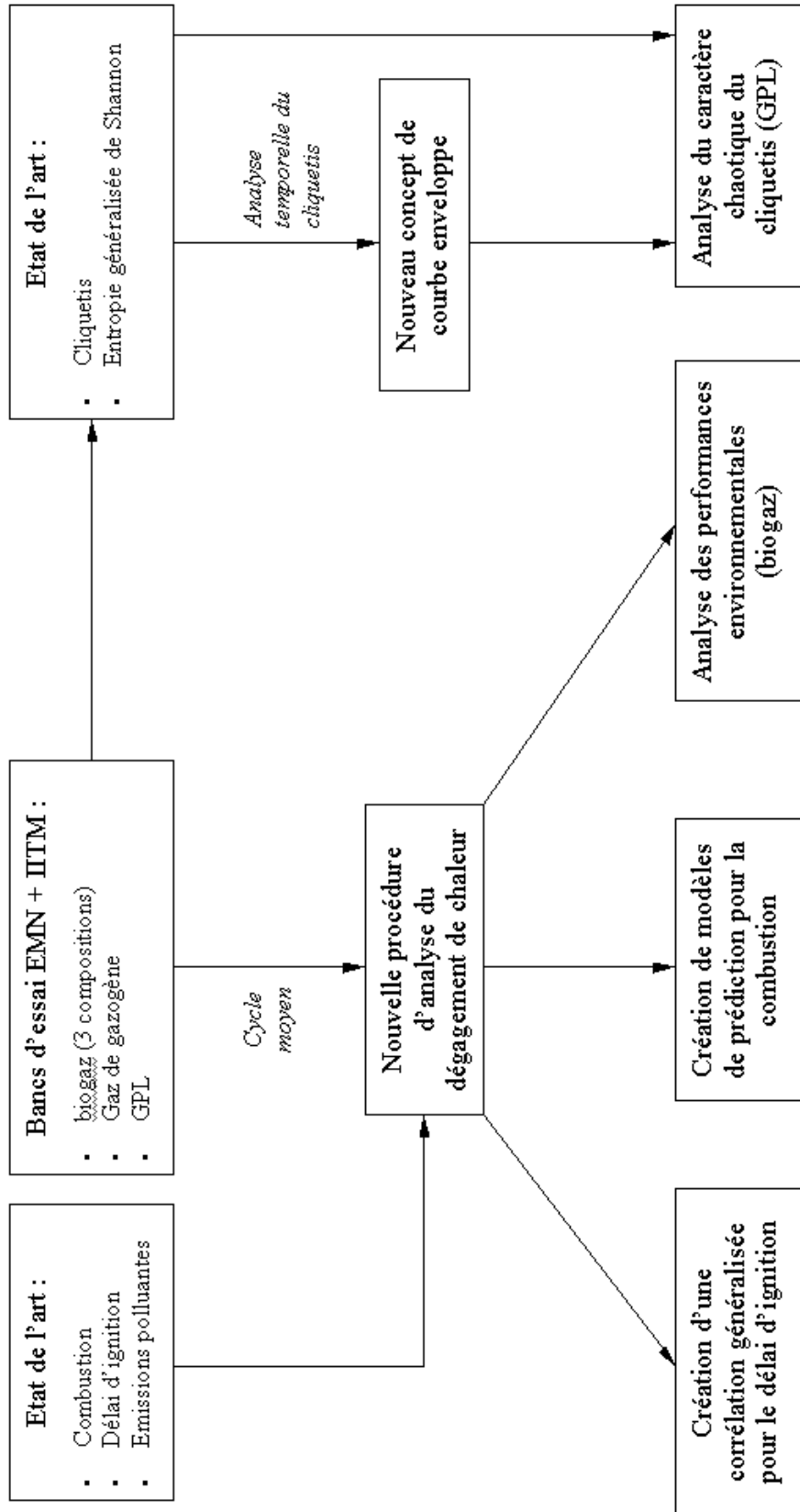
Nous présentons, dans le second chapitre, les moyens expérimentaux, ainsi que les méthodologies d'analyse mises au point. Une *corrélation empirique*, identifiée dans la littérature, est *étendue* pour inclure les effets du combustible primaire et l'avance à l'injection sur le délai d'ignition. Ensuite, une *nouvelle procédure* d'analyse du dégagement de chaleur, basée sur une combinaison de

*trois lois de Wiebe* est introduite.

Le chapitre trois est consacré plus particulièrement à *l'exploitation des résultats expérimentaux* issus de l'utilisation des gaz pauvres dans le moteur. Leur interprétation est réalisée à partir de la *pression cylindre moyennée*. Une analyse détaillée du *délai d'ignition* et du *dégagement de chaleur* est réalisée pour l'ensemble des essais effectués avec *quatre combustibles différents*. Cette analyse est complétée par une étude sur les *performances environnementales* du moteur dual-fuel fonctionnant avec *trois compositions de biogaz*. Enfin, un *modèle prédictif de combustion*, dont les résultats sont satisfaisants, est mis en place.

Le chapitre quatre porte sur l'étude de la combustion du *GPL* dans les moteurs dual-fuel. Ainsi, l'analyse porte sur le délai d'ignition et sur la modélisation de la combustion. Un modèle complet de combustion est également proposé. Par ailleurs, lors de cette analyse, des régimes de fonctionnement *anormaux* sont identifiés pour le fonctionnement avec du *GPL* comme combustible primaire. En conséquence, une brève synthèse bibliographique, ainsi qu'une *analyse inédite* du cliquetis dans les moteurs dual-fuel, sont présentées. Cette dernière est basée sur les régimes anormaux précédemment identifiés. Sur le *plan temporel*, le concept de *courbe enveloppe* développé avec G. Brecq pour les moteurs à allumage commandé est adapté aux moteurs dual-fuel. Ensuite, *l'analyse fréquentielle* de Draper est appliquée. Enfin, basé sur les résultats de ces deux analyses, ainsi que sur différents *indicateurs de cliquetis*, le caractère *chaotique* du cliquetis est mis en évidence, notamment par l'étude de *l'irréversibilité* et l'utilisation de *l'entropie généralisée de Shannon*.

A la fin du mémoire, les principales conclusions sont reprises et quelques perspectives sont proposées.

FIG. 2 – *Synoptique de la thèse.*



# Chapitre 1

## Combustion dual-fuel : éléments bibliographiques

---

*Le but de ce chapitre est de présenter la combustion dual-fuel et de réaliser une synthèse des outils et des notions théoriques qui sont utilisés dans l'analyse. Le chapitre démarre par une présentation de l'injection du combustible pilote, dont le commencement marque le début du délai d'ignition. C'est une étape importante pour le fonctionnement et les performances énergétiques, ainsi qu'environnementales du moteur. Une synthèse bibliographique des modèles de délai d'ignition disponibles dans la littérature est présentée. Ensuite, le déroulement de la combustion est détaillé, avec notamment l'identification de trois étapes de combustion. Une synthèse des facteurs qui agissent sur la combustion dual-fuel et des différents modèles thermodynamiques identifiés dans la littérature est également réalisée. Enfin, une discussion sur les émissions polluantes et leur formation dans les moteurs à combustion interne est effectuée.*

### 1.1 Introduction

Depuis les années 60-70, la caractérisation des moteurs à combustion interne et la simulation de leur fonctionnement se sont fortement développées. Les enjeux de cette approche, complémentaire à celle basée sur l'expérimentation, sont principalement une réduction de la consommation spécifique et de rejets de polluants [15], [61], [120].

Les modèles *physiques* [120] représentent les phénomènes qui se produisent dans les moteurs du point de vue soit de la mécanique des fluides, soit de la thermodynamique. Ils permettent de simuler le fonctionnement des moteurs à combustion interne, qu'ils soient à allumage commandé ou à allumage par compression.

Au sein de ces modèles, il faut distinguer d'une part les modèles *dimensionnels* basés sur les équations de *Navier-Stokes* et l'équation de *conservation de l'énergie* sous forme différentielle dans *l'espace*, et d'autre part les modèles *thermodynamiques* basés sur les deux premiers principes de la thermodynamique. Ils sont aussi appelés modèles *zéro-dimensionnels*, car seul le

temps intervient comme variable indépendante.

Les modèles thermodynamiques peuvent se décomposer en deux groupes : les modèles à *une zone* et les modèles *multizones*. Ils permettent soit de *prédire* le fonctionnement du moteur (pression et température cylindre, puissance, rendement, éventuellement émissions polluantes) si une loi de combustion est spécifiée (*modèle prédictif*), soit d'analyser le dégagement de chaleur dû à la combustion à partir d'un diagramme expérimental de la pression cylindre (*modèle d'analyse*). Une schématisation graphique des modèles physiques est présentée sur la figure 1.1.

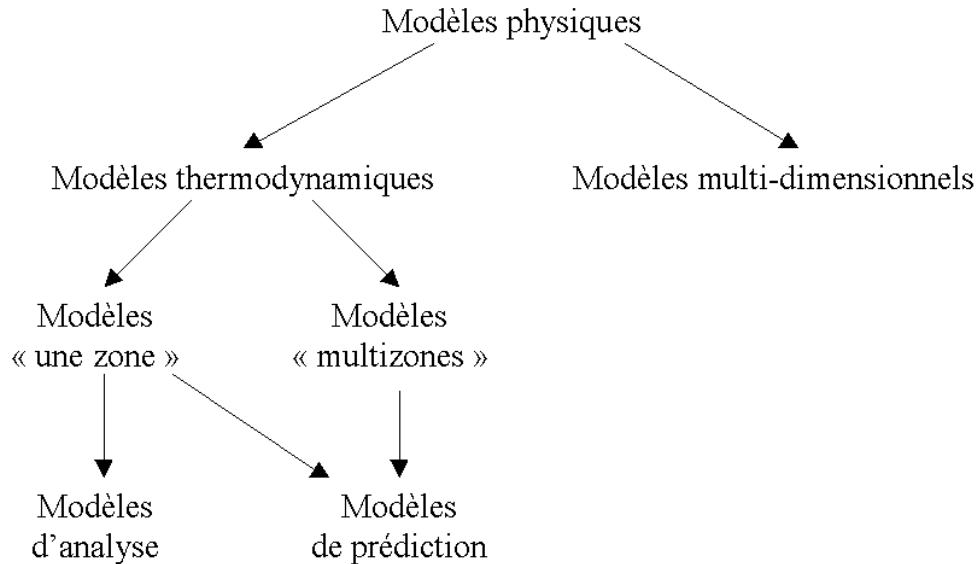


FIG. 1.1 – Synthèse des modèles physiques utilisés dans les moteurs à combustion interne (adaptation réalisée d'après Ramos [120]).

En fonction des objectifs assignés pour la suite de ce mémoire, le modèle une zone est utilisé sous ses deux formes.

Pour caractériser la combustion dual-fuel, il est nécessaire de définir les quatre étapes suivantes :

1. Le délai d'ignition.
2. La combustion rapide du combustible pilote.
3. La combustion rapide du combustible gazeux.
4. La combustion diffusante.

La figure 1.2 présente un diagramme du dégagement de chaleur pour un moteur dual-fuel, ainsi que les étapes précédemment définies.

### Remarques

1. On effectue l'abus de langage suivant : le dégagement de chaleur est dit mesuré, alors qu'il est en fait déduit des mesures, par interprétation avec un modèle d'analyse une zone.
2. Par la suite, l'analyse du délai d'ignition et des trois étapes de combustion qui le suivent, est réalisée de manière indépendante.



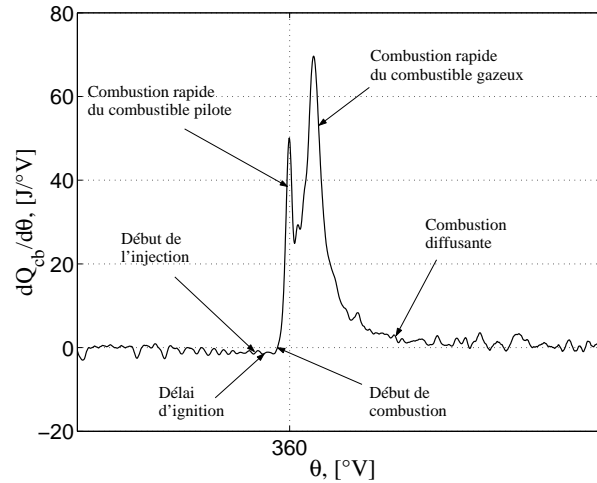


FIG. 1.2 – Dégagement de chaleur dans un moteur dual fuel fonctionnant avec du GPL et du diesel comme combustible pilote, à 50% de charge.

## 1.2 Description de l'injection

Le processus de combustion dans les moteurs diesel, dépend fortement de l'injection du combustible dans le cylindre. Comme la distribution de richesses dans la chambre de combustion n'est pas uniforme, la combustion se fait d'une manière très hétérogène avec des zones soit très pauvres en carburant, soit très riches. Par conséquent, une volonté générale est d'homogénéiser la distribution des combustibles, et ainsi, de limiter les écarts de richesse dans le cylindre. Dans ce but, l'injection du combustible pilote s'avère un processus essentiel pour l'optimisation de la combustion.

Le combustible est injecté vers la fin de la compression dans un mélange d'air, de combustible primaire et de gaz résiduels. La différence entre le *PMH* et l'angle précis auquel l'injection commence, est appelée avance à l'injection. Les valeurs habituelles sont de l'ordre de 10-20 °V, mais elles peuvent varier en fonction des conditions opératoires.

L'injection peut être de deux types selon l'endroit où elle se réalise : injection directe ou injection indirecte. Usuellement les moteurs dual-fuel sont à injection directe, c'est-à-dire que le combustible pilote est introduit directement dans le cylindre. Pour obtenir une meilleure dispersion du combustible pilote dans la chambre de combustion et pour réaliser un mélange charge gazeuse-combustible pilote plus uniforme, les injecteurs sont prévus avec plusieurs orifices d'injection [26], [61]. Mais il existe dans la littérature des moteurs dual-fuel à injection indirecte [1], [60], [127], [128] et où le combustible est introduit préalablement dans une préchambre de combustion.

Au moment de l'injection, la pression dans la chambre de combustion peut atteindre 5-10 MPa et la température est de l'ordre de 1000 K. Ces valeurs dépendent notamment du taux de compression du moteur et de la pression de suralimentation, pour les moteurs avec turbo-compresseurs. En conséquence, la masse volumique du milieu gazeux peut atteindre des valeurs d'environ 15-20 fois la valeur en conditions atmosphériques [61].

### 1.2.1 Structure du spray

Un spray de combustible liquide injecté dans une atmosphère gazeuse est formé d'une partie liquide et d'une partie gazeuse. La figure 1.3 [61] présente schématiquement la structure d'un jet de combustible lors d'une injection. On a défini l'angle du jet, la *breakup length* et la pénétration du jet. Le jet entraîne, lors de sa formation, du mélange gazeux. Ainsi, la richesse totale dans le jet varie. Elle a une valeur maximale dans l'axe, et diminue vers les extrémités. Pour un moteur dual-fuel, elle devient égale à celle du mélange gazeux présent dans le cylindre.

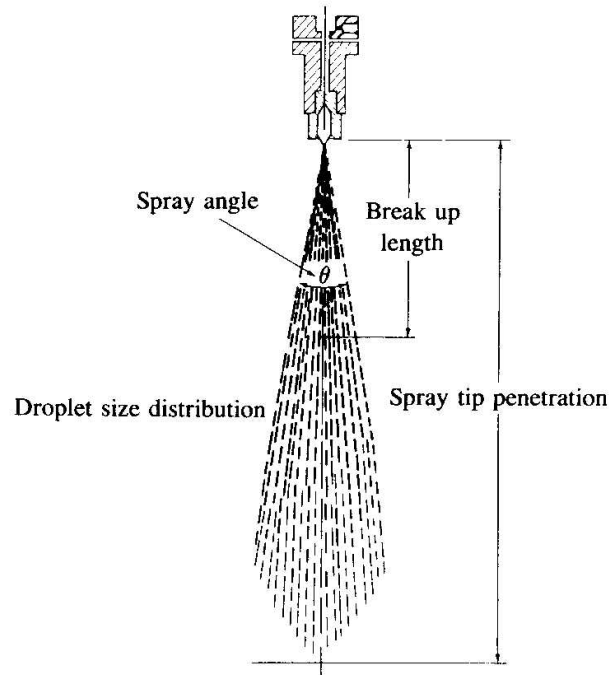


FIG. 1.3 – Structure d'un spray, d'après J.B. Heywood, [61].

La turbulence créée dans le cylindre a une influence très importante sur la structure du jet. Trois principaux mouvements de turbulence ont été mis en évidence : le *swirl*, le *squish* et le *tumble*. Dans les moteurs à injection directe, le mouvement de *swirl* est important, car il est utilisé pour établir le nombre de jets d'injection [61].

A la sortie de l'orifice d'injection, les gouttelettes du combustible ont une vitesse assez élevée, qui peut varier entre 100 et 500  $m/s$  [15], [61]. Cependant, la vitesse des gouttelettes dans le jet n'est pas uniforme : elle décroît du centre vers l'extérieur du spray.

### 1.2.2 Atomisation du jet

Lefebvre [90] définit l'atomisation comme étant le processus de désintégration d'un spray suite à son énergie cinétique, ou à une action mécanique extérieure, ou à son introduction dans un courant d'air ou de gaz. La nature aléatoire du processus rend la dispersion de la taille des gouttelettes assez grande. L'augmentation de la surface effective<sup>1</sup> du spray mène à une vitesse

1. La surface effective peut être définie comme la surface de la totalité des gouttes présentes à un moment donné dans le cylindre.

de vaporisation plus grande. A la sortie de l'injecteur, le spray prend généralement une forme conique et il est formé de gouttelettes de combustible pilote, de vapeurs de combustible pilote, de mélange air-combustible primaire entraîné et de gaz résiduels. Ce type de comportement est appelé l'atomisation du jet. La taille des gouttelettes est très faible et inférieure au diamètre des orifices de l'injecteur. Le développement du jet dépend fortement du combustible pilote (viscosité, masse volumique), des propriétés de l'atmosphère présente dans le cylindre (masse volumique) et de la forme de l'orifice de l'injection.

### 1.2.3 Vaporisation du spray

Après l'injection dans le cylindre, les conditions thermodynamiques dans la chambre de combustion impliquent que les gouttelettes de combustible pilote se vaporisent. Les vapeurs ainsi formées se mélangent avec de l'air et du combustible gazeux.

La vaporisation du combustible est influencée par trois phénomènes [61]:

1. Le mouvement de la gouttelette.
2. Le transfert de chaleur du mélange environnant la gouttelette.
3. Le transfert de masse.

La formation du mélange air-combustible gazeux-vapeurs de combustible pilote est une étape primordiale dans le fonctionnement des moteurs dual-fuel, dont l'instant et la position de l'auto-inflammation dépendent [111]. De plus, l'avance à l'injection doit être établie en concordance avec la formation du mélange combustible et d'autres conditions opératoires.

### 1.2.4 Limites d'inflammation

Dans la littérature, il a été expérimentalement prouvé [137], [140] qu'un mélange carburant-comburant<sup>2</sup> ne peut s'enflammer qu'en présence de conditions spécifiques de richesse et de température. Il convient donc d'introduire la richesse d'un mélange air-combustible, définie par l'équation suivante:

$$\Phi = \frac{m_{cbg}}{m_{air}} \cdot PCO \quad (1.1)$$

où  $m$  représente la masse de combustible, respectivement d'air et  $PCO$  le pouvoir comburivore du combustible, exprimé en  $kg_{air}/kg_{cbg}$ . Cette notion donne la quantité d'air nécessaire pour qu'un kilogramme de combustible brûle sous des conditions stœchiométriques.

A titre d'exemple, le tableau 1.1 présente les limites d'inflammabilité, exprimées en termes de richesse, de plusieurs combustibles pour une température de  $20^\circ C$  et une pression de  $1 atm^3$ .

La figure 1.4 [15] donne une image du domaine d'inflammation d'un mélange d'air avec un hydrocarbure quelconque  $C_nH_m$ . On peut identifier deux zones où le mélange est soit trop riche pour s'enflammer soit trop pauvre. De plus, il existe une température dite d'auto-inflammation, à partir de laquelle le mélange s'enflamme spontanément, pour une richesse située à l'intérieur d'une courbe spécifique à chaque combustible.

---

2. Désormais, le comburant considéré dans ce mémoire sera l'air.

3. Les limites d'inflammabilité sont dépendantes des conditions de pression et de température du mélange gazeux (cf. paragraphe 1.3.2).

Combustible	Limite inférieure d'inflammabilité	Limite supérieure d'inflammabilité	$PCO$
	$\Phi_{min}$	$\Phi_{max}$	$[kg_{air}/kg_{cbg}]$
Monoxide de carbone ( $CO$ )	0,34	6,76	2,46
Méthane ( $CH_4$ )	0,46	1,64	17,2
Ethane ( $C_2H_6$ )	0,50	2,72	16,0
Propane ( $C_3H_8$ )	0,51	2,83	15,6
Hydrogène ( $H_2$ )	0,14	2,54	34,5

TAB. 1.1 – Limites d'inflammabilité de plusieurs combustibles, dans les conditions  $p = 1 \text{ atm}$  et  $T = 293 \text{ K}$ , selon Turns [137].

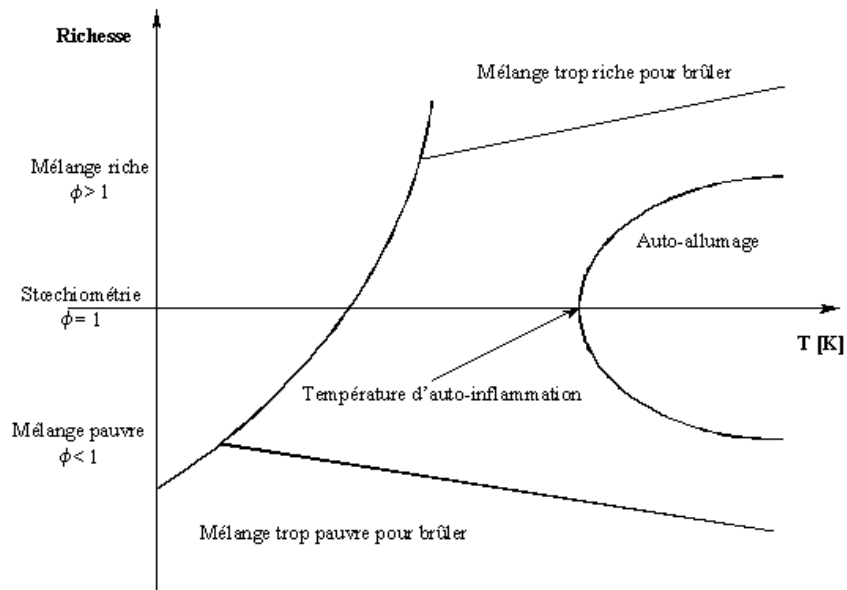


FIG. 1.4 – Domaine d'auto-inflammabilité d'un mélange air-combustible, selon [15].

Plus spécifiquement dans un moteur dual-fuel, la source d'inflammation est initiée par le spray de combustible pilote : celui-ci s'auto-enflamme et une flamme se propage à travers le mélange air-combustible primaire. Pour que la flamme se développe dans le mélange, il faut que ce dernier soit dans les limites d'inflammabilité. En outre, les conditions de coincement doivent être évitées [35]. De plus, d'autres conditions doivent être remplies :

- L'énergie cédée au mélange air-combustible primaire doit être supérieure à une valeur critique;
- Cette énergie doit être libérée dans un volume critique.

Un autre critère pour l'inflammation d'un mélange air-combustible est donné par Williams [140]. L'inflammation d'un mélange air-combustible gazeux nécessite que l'énergie libérée par la source d'inflammation soit suffisante pour augmenter localement la température jusqu'à la température adiabatique de la flamme. Le volume considéré doit être égale à celui du front flamme laminaire parcourant le mélange.

Turns [137] affirme que pour enflammer un mélange air-combustible, il doit être amené à la température de la flamme. Ceci signifie que dans le cadre d'un moteur dual-fuel, par exemple, l'énergie dégagée par la combustion du spray pilote doit être suffisante pour augmenter la température du volume critique de gaz jusqu'à la température de la flamme.

Plusieurs auteurs (R. Baranescu [15], J. B. Heywood [61], Z. Liu et G. A. Karim [94] et N. Iida et al. [68]), rapportent que l'auto-inflammation survient dans un point où la température est supérieure à la température d'auto-inflammation et où la richesse totale est proche de la stoechiométrie. Iida et al. [68] ont étudié l'influence de la richesse du mélange primaire sur la position du point d'auto-inflammation (cf. figure 1.5). Ainsi, pour un mélange gazeux méthane-air et pour une quantité de combustible pilote injecté de 20 mg (ce qui correspond à une richesse de 0,03), les auteurs ont trouvé que la position du point s'éloigne avec l'augmentation de la richesse du mélange initial. En effet, la richesse totale locale dépend de la richesse du mélange initial : plus elle est grande, plus la richesse totale dans le jet est grande.

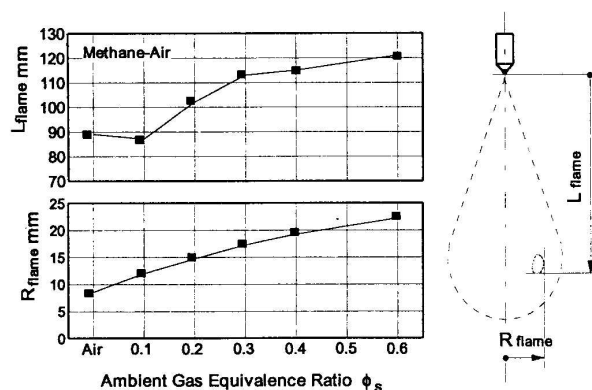


FIG. 1.5 – Point d'inflammation dans un spray (d'après N. Iida et al., (1997), [68]).

### 1.3 Délai d'ignition

Le délai d'ignition représente la première étape du processus de combustion dans un moteur diesel ou dual-fuel. Il est défini comme la période entre le début de l'injection et le début de la

combustion. Cette période peut être exprimée en degré vilebrequin ou unité de temps (usuellement en milliseconde). Par exemple, dans les moteurs diesel, l'ordre de grandeur pour le délai d'ignition est d'une dizaine de degrés vilebrequin, ce qui, selon le régime de fonctionnement, représente entre 0,2-2  $ms$  [61].

Des processus physiques et chimiques [15], [61] et [77] se passent dans le cylindre avant que la combustion ne démarre. Par conséquent, le délai d'ignition est une étape très importante pour le processus de combustion. Plusieurs auteurs (G. Prakash et al. [113], O. B. Nielsen et al. [106], Z. Liu et G. A. Karim [92], R. Baranescu [15] et G. A. Karim et al. [77]) annoncent que ce délai influence le fonctionnement du moteur, i.e. les émissions polluantes et les performances énergétiques. De plus, il a un effet important sur les efforts mécaniques dans le moteur, ainsi que sur le niveau sonore [63]. L'avance à l'injection doit être établie en pleine concordance avec le délai d'ignition. Par conséquent, la maîtrise du délai d'ignition et sa prédiction deviennent deux tâches importantes dans la recherche sur les moteurs thermiques.

### 1.3.1 Début de combustion

La détermination du début de combustion est une étape importante pour établir le délai d'ignition. Ainsi, dans la littérature, trois grandes classes de méthodes existent :

#### Analyse du signal de pression brut

En utilisant le signal de pression cylindre, le début de la combustion peut être déterminé de deux façons :

1. On peut déterminer le début de la combustion par comparaison du signal pression-angle vilebrequin prélevé du moteur qui fonctionne en *firing*<sup>4</sup>, puis en *motoring*<sup>5</sup>. Le début de la combustion correspond dans ce cas à l'angle où les deux courbes se séparent ([77] et [106]).
2. L'analyse de la dérivée du signal de pression met en évidence le début de la combustion. Ainsi, il correspond au point local de minimum de cette dérivée. Cette méthode reste simple et a l'avantage d'utiliser un signal mesuré et non pas interprété par des modèles d'analyse. Il existe quand même quelques inconvénients :
  - Le bruit présent dans le signal de pression est amplifié par dérivation.
  - Usuellement, la dérivation se fait numériquement, donc il existe toujours des erreurs par rapport au signal de pression original.

#### Analyse du diagramme du dégagement de chaleur

Le diagramme du dégagement de chaleur est obtenu de l'interprétation du signal de pression mesuré via un modèle d'analyse. Ainsi, selon les auteurs, il existe plusieurs méthodes pour déterminer l'angle de début de combustion :

1. Prakash et al. [113], [114] ainsi que Ramos [120] considèrent le début de la combustion comme l'angle vilebrequin où le dégagement de chaleur devient positif.

---

4. Il s'agit du fonctionnement en régime normal du moteur, c'est à dire avec combustion. Le moteur produit de l'énergie mécanique, au moins pour vaincre ses pertes par frottement.

5. Ce mode de fonctionnement est spécifique aux moteurs entraînés par un autre moteur, habituellement électrique. Ainsi, le moteur thermique fonctionne en régime de frein, donc il n'y a pas de combustion. Le moteur est un récepteur d'énergie mécanique.

2. D'autres auteurs [68], considèrent que la combustion commence au point où la dérivée du dégagement de chaleur est nulle après le début de l'injection (point de minimum dans le dégagement de chaleur).
3. Rousseau [121] définit pour un moteur à allumage commandé deux façons de trouver le début de la combustion : l'angle où 1% ou 5% d'énergie totale est dégagée.

L'inconvénient de ces méthodes est qu'il est nécessaire d'utiliser un modèle d'analyse pour trouver l'évolution du dégagement de chaleur. Ainsi une source d'erreurs supplémentaire est introduite. Les modèles d'analyse, les plus souvent utilisés, sont du type une zone, car ils réussissent à déterminer le dégagement de chaleur avec des erreurs acceptables, dont les sources sont [21] :

1. Le transfert de chaleur avec les parois. Les corrélations existantes ne sont pas précises, les résultats pouvant varier jusqu'à 200%, voire plus. On considère que le transfert pariétal est la source la plus importante d'erreurs (environ 15% sur le dégagement de chaleur).
2. Le coefficient polytropique moyen utilisé dans l'équation de l'énergie. Il varie avec la température de la charge ainsi qu'avec sa composition. Son influence sur le dégagement de chaleur est estimée à 7-8%;
3. Le déphasage entre le signal de pression et l'angle vilebrequin. Le déphasage provient d'un mauvais calibrage du banc d'essais. Par exemple, un déphasage de 1°V génère des erreurs d'environ 8% sur le dégagement de chaleur.

### Détection de l'apparition de la flamme par méthodes optiques

Il s'agit de la détection des radiations émises par les réactions chimiques exothermes. Ainsi, lors de la combustion dans les moteurs diesel deux phénomènes ont lieu :

1. Après l'injection du combustible dans le cylindre, des réactions chimiques exothermes excitent les molécules qui montent sur un niveau énergétique supérieur. En suite, les molécules cèdent un photon et reviennent au niveau énergétique précédent. Ce phénomène est appelé chemiluminescence [36].
2. Au fur et à mesure, les premières particules de suie se forment avec un dégagement intense de radiation lumineuse. La chemiluminescence continue pendant cette deuxième étape.

Cette méthode est très utile dans le cas des bombes utilisées pour l'étude de la combustion. Le volume étant trop grand pour déterminer une augmentation de pression, la détection du début de la combustion se fait par des méthodes optiques [87]. Toutefois, cette méthode peut aussi être utilisée dans les moteurs transparents.

L'inconvénient de cette méthode réside dans la faible intensité de la radiation produite par chemiluminescence. Par conséquent, elle est difficilement détectable par les systèmes classiques. Le deuxième dégagement lumineux est plus puissant et donc plus facilement détectable. Mais, dans ces conditions, le résultat est aussi décalé dans le temps par rapport au début réel de la combustion. Ce délai dépend du type de combustible, du mélange air-combustible, de la température dans le cylindre, de la masse volumique, etc. Iida et al. [68] ont rapporté des différences de l'ordre de 0,5 *ms* entre la détection du dégagement de chaleur et l'apparition de la flamme. Les mesures ont été effectuées pour un jet de diesel injecté dans une atmosphère air-méthane et dans une machine à compression rapide. La gamme des richesses a été comprise entre 0 et 0,6.

### 1.3.2 Facteurs physiques principaux

Les facteurs physiques modifiant le développement du spray ou l'état de la charge gazeuse influent de facto sur le délai d'ignition. On peut énumérer la pression et la température du mélange gazeux, la quantité de combustible pilote, la qualité du combustible pilote, la richesse du mélange gazeux, sa teneur en oxygène.

**Remarque** Les facteurs sont présentés de manière découplée.

#### – Pression de la charge

La pression de la charge gazeuse agit sur la valeur de la température d'auto-inflammation [45], [61]. Par conséquent, la pression change la valeur du délai d'ignition. Sur la figure 1.6, on observe que plus la température dans la chambre de combustion est grande, plus la température d'auto-inflammation diminue, donc plus le délai d'ignition est faible.

La figure 1.6 [61] présente une comparaison des domaines d'inflammabilité en fonction de la pression et de la température pour des mélanges contenant du méthane, de l'iso-octane et du benzène. On remarque des comportements différents selon les combustibles. Le méthane et le benzène ne présentent pas de domaine de flamme froide. L'influence de la pression sur la température d'auto-inflammation du méthane et de l'iso-octane est plus puissante que pour le benzène.

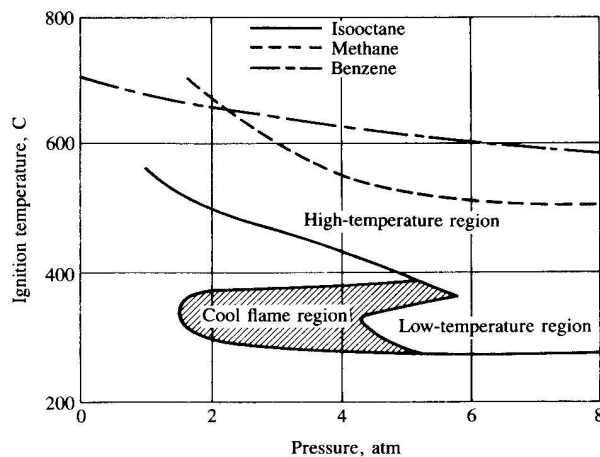


FIG. 1.6 – Influence de la pression sur l'auto-inflammation de différents hydrocarbures, d'après J.B. Heywood, [61].

Par conséquent, l'influence de la pression sur le délai d'ignition dans un moteur dual-fuel diffère selon les deux combustibles (pilote et primaire).

#### – Température de la charge

La température de la charge gazeuse a une très forte influence sur le délai d'ignition. En effet, la température contrôle d'une manière exponentielle (selon une loi de type Arrhenius) les constantes des vitesses des réactions chimiques d'initialisation du processus d'auto-inflammation. Plus la température est grande, plus la vitesse de ces réactions est grande, donc plus le délai d'ignition est faible.



Pour les moteurs diesel, J.B. Heywood [61] rapporte que pour des températures inférieures à 1000  $K$  au moment de l'injection, il existe une forte influence du délai d'ignition. Par contre, au delà de 1000  $K$ , la dépendance est moins évidente.

– Qualité et quantité de combustible pilote

La qualité d'un combustible utilisé dans les moteurs à allumage par compression est donnée par son indice de cétane. Il donne une image de la capacité du combustible à s'auto-enflammer et il est défini comme suit [61] :

$$CN = \%_{C_{16}H_{34}} + 0,15 \cdot \%_{HDN} \quad (1.2)$$

où  $CN$  est l'indice de cétane du combustible,  $\%_{C_{16}H_{34}}$  le pourcentage de cétane dans le combustible et  $\%_{HDN}$  est le pourcentage de n-hexadécane. Par convention, on attribue au cétane un indice de cétane de 100 et à l'heptaméthylnonane un indice de cétane de 15.

Plus l'indice de cétane est élevé plus le combustible s'auto-enflamme facilement et donne un délai d'ignition faible et une combustion moins brutale [61], [55], [26]. C. Cedra et D. Gauthier [26] précisent qu'au delà de valeurs égales à 55-60, l'accroissement de l'indice de cétane est inutile car il n'apporte plus d'amélioration notable de fonctionnement.

La quantité de combustible pilote injecté dans le cycle joue aussi un rôle important dans le processus d'auto-inflammation. Plus elle est grande, plus le délai d'ignition est faible [55], [106], [87] car plus de combustible pilote est prêt à s'auto-enflammer.

L'utilisation de faibles quantités de combustible pilote associée aux indices de cétane élevés, mène à un fonctionnement du moteur très stable, réduit les variations cycliques et augmente les rendements thermiques pour différents combustibles primaires utilisés [55].

Kwon et al. [87] rapportent une liaison entre la température dans le cylindre et la quantité de combustible pilote injecté. Ainsi, pour des températures faibles, la quantité de combustible pilote agit sur le délai d'ignition. Par contre, si la température dans le cylindre est élevée, la quantité de combustible pilote injecté n'influence pas beaucoup le délai d'ignition.

### 1.3.3 Modélisation thermodynamique du délai d'ignition

Les modèles, développés pour le délai d'ignition d'un spray de combustible liquide injecté dans un moteur diesel ou dual-fuel, sont basés sur une équation de type Arrhenius [9], [12], [61], [92], [117], [120] :

$$\tau_{id} = A \cdot p^{-k} \cdot \exp\left(\frac{E_A}{R \cdot T}\right) \quad (1.3)$$

où  $\tau_{id}$  est le délai d'ignition exprimé en  $ms$ ,  $p$  et  $T$ , la pression et la température moyennées pour le processus d'ignition en  $bar$  et  $K$  respectivement,  $E_A$  l'énergie d'activation du processus d'auto-inflammation du combustible liquide en  $J/mole$ ,  $R$  la constante universelle des gaz en  $J/mole/K$  et  $A$  et  $k$  des constantes dépendantes du combustible liquide, de l'injection et du mouvement de l'air dans le cylindre.

Basés sur cette loi générale, les travaux effectués dans la littérature se résument habituellement à trouver des valeurs empiriques pour les constantes  $A$  et  $k$  et pour l'énergie d'activation  $E_A$ . A titre d'exemple, Aligrot et al. [9], ont trouvé, pour une base de 10 combustibles usuellement utilisés dans les moteurs diesel, des corrélations empiriques pour les deux constantes et pour l'énergie d'activation. Le domaine de validité est compris entre 573 à 773  $K$  pour la température et entre 1,5 à 4  $MPa$  pour la pression. Les expressions trouvées sont données ci-après :

$$A = \exp(0,0349 \cdot CN - 18,1888 \cdot c_{paraf} - 6,3883) \quad (1.4)$$

$$k = 0,1097 \cdot \nu - 0,2903 \quad (1.5)$$

$$\frac{E_A}{R} = 10,583 \cdot CN + 5951,9 \cdot c_{paraf} + 6940,8 \quad (1.6)$$

où  $c_{paraf}$  est le contenu de paraffine dans le combustible et  $\nu$  la viscosité cinématique exprimée en  $cSt$ .

Hiroyasu [63] réalise une synthèse des modèles utilisés dans la littérature pour la prédiction du délai d'ignition pour différents types de moteurs diesel. On remarque que la plupart des modèles énumérés sont effectivement basés sur la loi d'Arrhenius. De plus, d'autres auteurs se réfèrent à la richesse dans la chambre de combustion pour mieux prédire le délai d'ignition. Enfin, l'utilisation de la pression d'injection est parfois suffisante pour la prédiction du délai d'ignition.

La quasi-totalité des modèles de prédiction du délai d'ignition dans les moteurs dual-fuel repose sur des modèles développés initialement pour les moteurs diesel. Les modifications sont impérativement nécessaires car la présence du combustible primaire change les conditions thermodynamiques dans le cylindre. Par la suite, quatre exemples de modèles du délai d'ignition utilisés dans la littérature sont présentés.

### Modèle de Hountalas et Papagiannakis

En 2001, pour la prédiction du délai d'ignition dans un moteur dual-fuel utilisant du gaz naturel comme combustible primaire, Hountalas et Papagiannakis [66] se servent d'un modèle, dont l'expression mathématique est donnée ci-dessous :

$$S_{pr} = \int_0^t \frac{1}{a_{del} \cdot p^{-0,757} \cdot \exp\left(\frac{5500}{T}\right)} dt \quad (1.7)$$

où  $a_{del}$  est une constante,  $p$  la pression cylindre en  $Pa$  et  $T$  la température moyenne dans le cylindre en  $K$ . L'inflammation a lieu au moment où la valeur de  $S_{pr}$  devient égale à 1.

### Modèle de Hiroyasu

G.H. Abd Alla et al. [5] et Z.Liu et al. [92] ont utilisé dans leur travail de modélisation (d'un moteur dual-fuel fonctionnant au méthane et au diesel) une corrélation pour le délai d'ignition développée par H. Hiroyasu [63]. Les équations 1.8 et 1.9 donnent le modèle utilisé :

$$\tau_{id} = 4,3 \cdot 10^{-3} \cdot p^{-2,5} \Phi_{tot}^{-1,04} \exp\left(\frac{5000}{T}\right) \quad (1.8)$$

$$\Phi_{tot} = \frac{14,5 \cdot m_{cbp} + 17,1 \cdot m_{cbg}}{m_{air}} \quad (1.9)$$

où  $p$  et  $T$  sont la pression et la température pendant le délai d'ignition en  $atm$  et en  $K$  respectivement et  $\Phi_{tot}$  est la richesse totale. Elle est exprimée en fonction des masses des deux combustibles présents dans le cylindre ( $m_{cbp}$ ,  $m_{cbg}$ ) pondérées par leurs pouvoirs comburivores et de la masse totale d'air ( $m_{air}$ ). L'équation 1.9 désigne la richesse totale d'un mélange air-méthane-diesel, présente dans les cylindres d'un moteur dual-fuel.

### Modèle de Mansour et al.

C. Mansour et al. [96] utilisent le modèle proposé par l'équation 1.10 pour prédire le délai d'ignition dans un moteur dual-fuel fonctionnant au gaz naturel et au diesel comme combustible pilote :

$$\tau_{id} = 9,426 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right)^{-0,94} \cdot \left(\frac{T_{asp}}{300}\right)^{-2,89} \cdot p^{-0,482} \exp\left(\frac{877,5}{T}\right) \quad (1.10)$$

où  $N$  est la vitesse de rotation du moteur en  $trs/min$ ,  $p$  et  $T$  la pression et la température moyennes pendant la compression, en  $Pa$  et  $K$  et  $T_{asp}$  la température de l'air à l'aspiration, en  $K$ .

Dans les modèles présentés ci-dessus, on remarque l'utilisation de la même équation 1.3 pour la prédiction du délai d'ignition. Les références de température et de pression sont différentes selon les auteurs.

Parmi les modèles présentés, celui de Hountalas et Papagiannakis [66] n'utilise ni les propriétés du combustible primaire, ni les conditions de fonctionnement. Le modèle de Hiroyasu [63] utilise la richesse totale dans le cylindre, alors que le modèle de Mansour et al. [96], emploie la température à l'admission du moteur et la vitesse de rotation, mais ignore les propriétés de la charge gazeuse.

### Modèle de G. Prakash et al.

G. Prakash et al. [113] ont proposé une adaptation du modèle de Hardenberg et Hase [58]. Ce modèle, repose sur l'utilisation de la température et de la pression de la charge, de la vitesse de rotation du moteur et de la qualité du gasoil injecté. Le modèle, présenté ci-après, a été validé sur un moteur dual-fuel fonctionnant avec du biogaz comme combustible primaire :

$$DI = C_f \cdot B \cdot O_c^k \exp(E_A \cdot D + F^{0,63}) \quad (1.11)$$

$$\text{Fonctionnement moteur} \quad B = 0,36 + 0,22 \cdot M_{ps} \quad (1.12)$$

$$\text{Energie d'activation} \quad E_A = \frac{618840}{CN + 25} \quad (1.13)$$

$$\text{Conditions thermodynamiques} \quad D = \frac{1}{R \cdot T_{PMH}} - \frac{1}{17190} \quad (1.14)$$

$$F = \frac{21,2}{p_{PMH} - 12,4} \quad (1.15)$$

$$T_{PMH} = T_{PMB} \cdot CR^{n_{df}-1} \quad (1.16)$$

$$p_{PMH} = p_{PMB} \cdot CR^{n_{df}} \quad (1.17)$$

$$\text{Concentration relative en oxygène} \quad O_c = \frac{O_{cyl}}{0,21} \quad (1.18)$$

$$\text{Indice polytropique} \quad n_{df} = n_{air} - 0,23 \cdot f_p \quad (1.19)$$

$$\text{Concentration du combustible primaire} \quad f_p = \frac{V_{bio}}{V_{bio} + V_{air} + V_{res}} \quad (1.20)$$

avec  $M_{ps}$  la vitesse moyenne du piston,  $R$  la constante universelle des gaz en  $J/mole/K$ ,  $E_A$  l'énergie apparente d'activation en  $J/mole$ ,  $CN$  l'indice de cétane du combustible pilote,  $T_{PMH}$  la température de la charge gazeuse en  $K$ ,  $p_{PMH}$  la pression en  $bar$ .  $O_c$  est la teneur relative en oxygène de la charge dans le cylindre, exprimée en fonction de la teneur en air et de la teneur réelle.

Le coefficient polytropique de la charge air-biogaz  $n_{df}$  est déterminé avec la relation empirique 1.19 en fonction du coefficient polytropique de l'air  $n_{air}$  et la teneur massique en biogaz  $f_p$ .  $C_f$  et  $k$  sont des constantes empiriques, déterminées avec la méthode des moindres carrées. La corrélation a été développée dans un domaine de concentrations comprises entre 0 et 12% et pour des charges qui varient entre 40% et 100%. La composition du biogaz était de 63% de méthane et de 37% de dioxyde de carbone.

Par rapport aux modèles présentés dans les paragraphes précédents, la corrélation de Prakash et al. tient compte de la présence du combustible primaire dans la charge, par l'utilisation de la concentration relative en oxygène  $O_c$ . De plus, la composition du combustible primaire est employée par l'intermédiaire de son coefficient polytropique<sup>6</sup>  $n_{df}$ . La qualité du combustible pilote, ainsi que la vitesse du moteur sont prises en compte. Deux limites peuvent être soulignées. D'une part, le moment de l'injection du combustible pilote est ignoré. D'autre part, la composition du combustible gazeux n'apparaît pas.

## 1.4 Combustion

L'analyse thermodynamique de la combustion s'effectue à l'aide des diagrammes de dégagement de chaleur issus de l'interprétation de la pression cylindre avec des modèles thermodynamiques [80]. La figure 1.7 donne un exemple de dégagement de chaleur dans un moteur dual-fuel, à charge partielle (figure 1.7(a)) et à charge nominale (figure 1.7(b)).

---

6. Le coefficient polytropique  $n$  peut être introduit par rapport à la transformation polytropique, décrite par une équation de type  $p \cdot V^n = cte$ . Ainsi, la valeur du coefficient est calculée en fonction de la pression et du volume caractérisant les états entre lesquels a lieu la transformation dite polytropique.

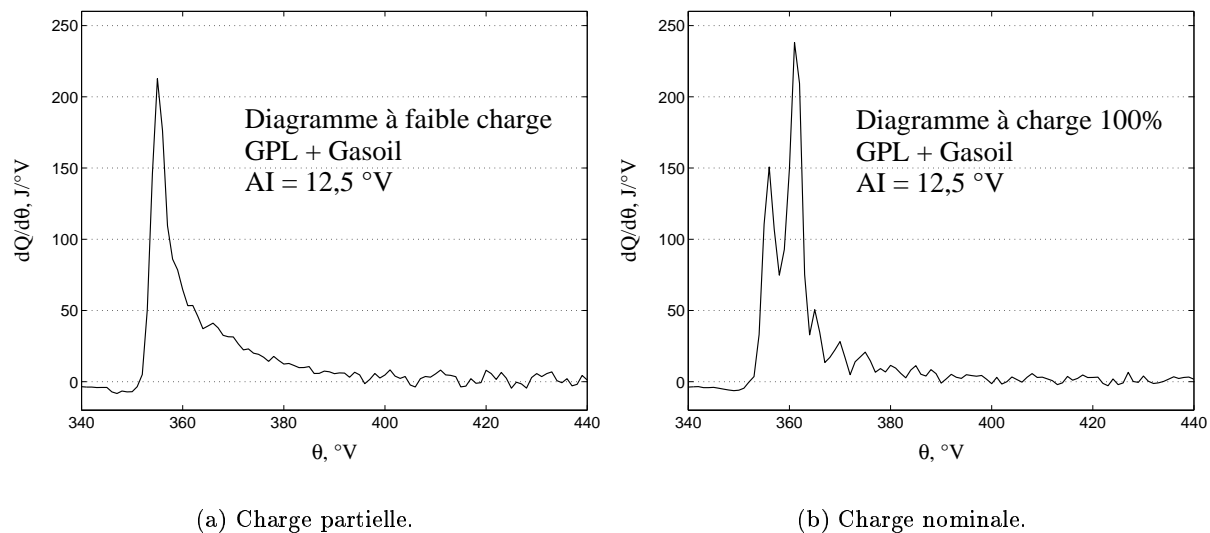


FIG. 1.7 – *Dégagement de chaleur dans un moteur dual-fuel.*

### 1.4.1 Aspect qualitatif

#### Charge partielle

Typiquement, un moteur dual-fuel fonctionnant à charge partielle est alimenté avec peu de combustible primaire. Par conséquent, la majorité de l'énergie est apportée par le combustible pilote [14]. La combustion se rapproche de celle des moteurs diesel. M. P. Poonia et al. [111] identifient et justifient deux étapes de combustion :

1. Une combustion d'une vive allure, que l'on va appeler combustion rapide (ou prémélangée) du combustible pilote
2. Une combustion lente, désormais désignée comme la combustion diffusante.

Le spray de combustible pilote entraîne du mélange air-combustible primaire lors de son développement dans le cylindre [79]. Suite à une faible richesse du mélange air-combustible primaire la quantité de gaz entraînée par le spray est insignifiante [111]. Il a été montré que lors de la première étape de combustion, c'est principalement le combustible pilote qui brûle. Il s'agit des vapeurs formées et chauffées lors du délai d'ignition [61], [111] (cf. figure 1.8). Une quantité de combustible primaire, directement proportionnelle à la richesse du mélange gazeux, devrait y brûler également [78], [111]. La combustion lors de cette première étape est incontrôlée et très rapide, donc les durées associées sont très courtes, de l'ordre d'une dizaine de degrés vilebrequin, voire moins [80]. De plus, l'élévation subie par la pression dans le cylindre est très importante [61].

Suite à l'analyse précédente, on observe que la première étape de combustion est fortement dépendante du délai d'ignition, élément confirmé également par Karim et Ward [80]. Plus le délai d'ignition est long, plus la quantité de vapeurs de combustible pilote est grande et plus le dégagement de chaleur est important [78], [80], [111]. Heywood [61] présente un diagramme très intuitif reproduit sur la figure 1.8 pour la compréhension de ce phénomène. Sur cette figure, la quantité de combustible injecté avant le début de la combustion se retrouve (en termes d'énergie) à l'intérieur du triangle qui approche la première étape de combustion.

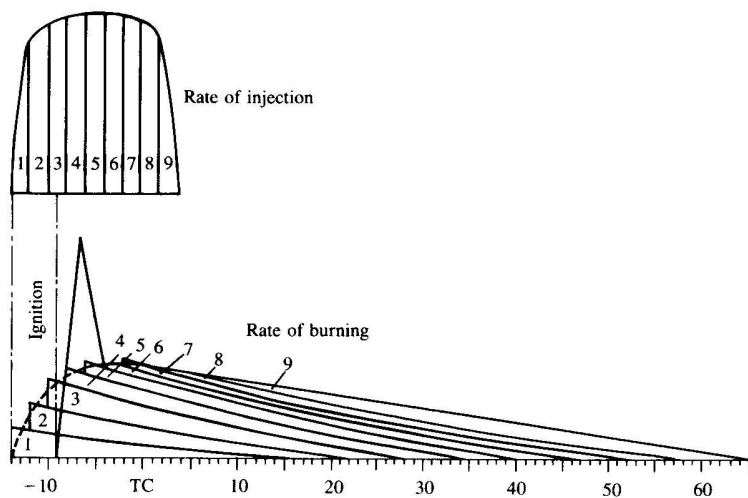


FIG. 1.8 – *Liaison entre le combustible injecté et le déroulement de la combustion dans un moteur diesel, d'après Heywood [61].*

Au fur et à mesure que cette quantité de vapeurs est consommée, la vitesse de combustion diminue rapidement. C'est ici que la deuxième étape démarre. Il s'agit de la combustion diffusante pendant laquelle les gouttes de combustible pilote doivent se vaporiser pour pouvoir brûler [61]. Ainsi, la vitesse de combustion est contrôlée principalement par la vitesse de préparation du mélange air-vapeur de combustible pilote [15], [61]. Le combustible gazeux brûle difficilement lors de cette étape car la richesse du mélange air-combustible primaire est faible. Par conséquent la propagation des fronts de flammes à travers le mélange s'avère très lente.

### Charge nominale

Karim et Zhaoda [82] et M. P. Poonia et al. [111] identifient trois étapes de combustion pour les charges élevées. En fait, une étape supplémentaire s'intercale entre les deux identifiées précédemment. Cette étape est appelée combustion rapide (ou prémélangée) du combustible primaire.

Lors du fonctionnement à charges élevées, le mélange air-combustible primaire devient plus riche. Ainsi, plus de gaz est entraîné dans le spray de combustible pilote. La probabilité d'avoir du gaz brûlant avec des vapeurs de combustible pilote lors de la première étape de combustion est grande [78]. Poonia et al. [111] ont trouvé qu'entre 15 et 20% de l'énergie totale est dégagée lors de la première étape de combustion.

Plusieurs flammes se forment autour des gouttes de combustible pilote qui brûlent et se propagent au sein du mélange air-combustible primaire [14]. Suite à des mesures réalisées dans une chambre de combustion à volume constant, Mbarawa et al. [97] ont trouvé que le combustible primaire (le méthane) commençait à brûler avec un délai de 1 à 2 *ms* après le début de la combustion du combustible pilote. Pour un moteur qui tourne à un régime constant de 1500 *trs/min*, ce délai se traduit par une dizaine de degrés d'angle vilebrequin.

La majorité du combustible gazeux brûle par propagation de la flamme à travers le mélange [111] car la richesse plus élevée le permet. La flamme se développe aisément, provoquant un second pic sur le diagramme de dégagement de chaleur [94]. En fonction de la richesse, la vitesse de

combustion est plus ou moins importante et par conséquent, la deuxième étape de combustion est notable, ou pas, sur les diagrammes de dégagement de chaleur. L'extinction de la flamme mène à une diminution de la vitesse de combustion jusqu'à la valeur correspondant à la combustion diffusante du combustible pilote. Cette étape de combustion correspond aux dernières gouttes de combustible pilote injecté. Les dernières poches de combustible primaire peuvent y brûler également.

Dans les paragraphes suivants, les facteurs déterminants de la combustion dual-fuel sont présentés.

### Quantité de combustible pilote

Poonia et al. [111] ainsi que Liu et Karim [94] ont étudié l'effet de la quantité de combustible pilote sur les étapes de combustion. Les résultats obtenus sont présentés sur la figure 1.9. On observe que, pour une charge quelconque, plus on injecte de combustible pilote, plus le dégagement de chaleur est important.

Plus on injecte de combustible pilote, plus la vitesse de combustion lors de la première étape est élevée [78]. Ceci est dû à une augmentation de la quantité de vapeurs de combustible pilote disponible après le délai d'ignition [112]. De plus, le spray entraîne une quantité de gaz plus importante lors du délai d'ignition.

Un dégagement de chaleur plus important lors de la première étape implique des températures et des pressions plus élevées en début de deuxième étape [111]. Ceci améliore les conditions de propagation de flamme au sein du mélange gazeux et augmente la vitesse de combustion lors de cette étape (voir figure 1.9(b)).

Une augmentation excessive peut mener à une combustion détonante lors de la deuxième étape, c'est à dire que la limite d'apparition du cliquetis peut être franchie [20]. Par conséquent, le fonctionnement à des régimes qui comportent des quantités importantes de combustible pilote est à éviter<sup>7</sup>. Ceci s'inscrit d'ailleurs dans la stratégie de fonctionnement d'un moteur dual-fuel, dont le but est de valoriser le potentiel énergétique du combustible primaire.

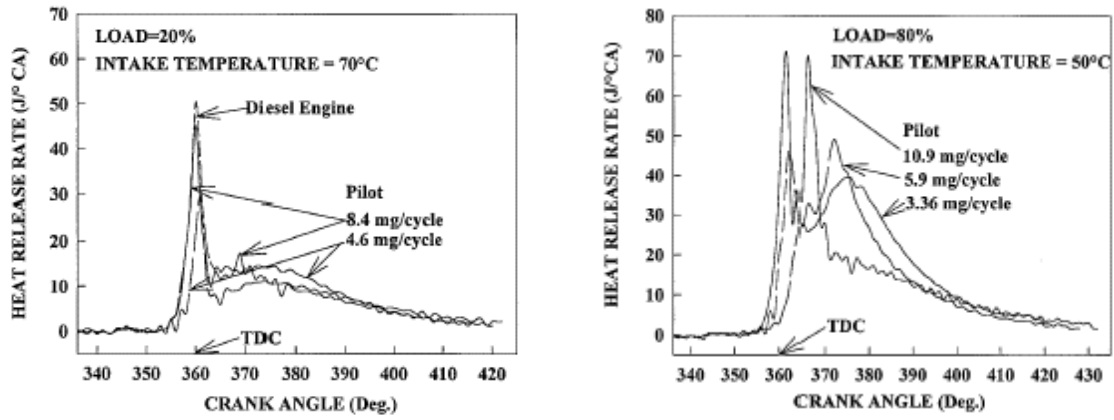
### Qualité du combustible pilote

Mis à part la quantité de combustible pilote, ses qualités d'auto-inflammation s'avèrent déterminantes dans le déroulement de la combustion. Ainsi, sur la figure 1.10 [85] des courbes de dégagement de chaleur issues d'un moteur diesel à injection directe fonctionnant avec plusieurs qualités de gasoil sont présentées. On observe que plus l'indice de cétane est élevé, plus le dégagement de chaleur lors de la première étape de combustion est faible. Les mêmes effets sont envisageables dans un moteur dual-fuel, sachant que la première étape de combustion est contrôlée principalement par le combustible pilote [94], [111].

Habituellement, les combustibles utilisés pour l'initialisation de la combustion dual-fuel sont du gasoil ordinaire avec un indice de cétane compris entre 45 et 50.

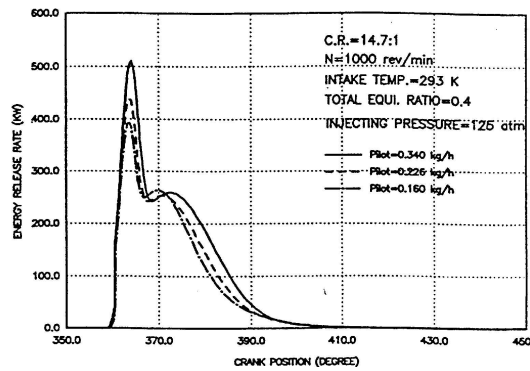
---

7. Le cliquetis s'avère un régime nocif pour les moteurs, pouvant aller à la destruction du moteur



(a) Charge partielle, selon Poonia et al. [111].

(b) Charge nominale, selon Poonia et al. [111].



(c) Charge partielle, selon Liu et Karim [94].

FIG. 1.9 – Influence de la quantité de combustible pilote sur la combustion dual-fuel.

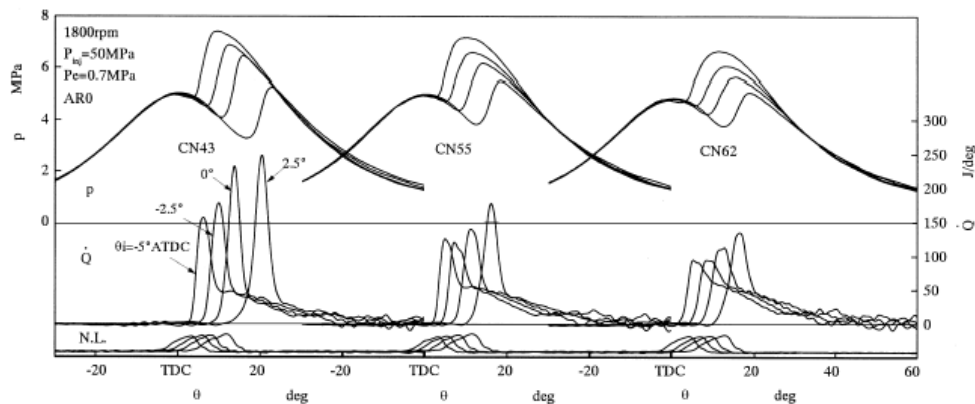


FIG. 1.10 – Influence de la qualité du combustible pilote (indice de cétane) sur la première étape de combustion, d'après Kidoguchi et al. [85].



### Température d'admission

Comme dans tous les types de moteurs à combustion interne, dans les moteurs dual-fuel la température du mélange primaire s'avère un paramètre important pour le contrôle de la combustion. Elle affecte les réactions précédant l'auto-inflammation, les limites d'inflammabilité, le transfert de chaleur dans le cylindre et les propriétés de la charge admise (masse volumique, chaleur spécifique, etc) [61]. Des études, dont les principaux résultats sont présentés sur la figure 1.11, ont été réalisées par Liu et Karim [94] et par Poonia et al. [111]. Elles ont montré que les effets sont différents selon la charge de fonctionnement du moteur.

A charge partielle, l'effet est plus marquant sur la première étape de combustion, alors que la deuxième étape se déroule d'une manière inchangée. Ceci s'explique par une modification du délai d'ignition qui contrôle la combustion rapide du combustible pilote. Comme la richesse du mélange primaire est faible, une augmentation de la température ne peut pas améliorer, d'une manière considérable, le dégagement de chaleur lors de la dernière étape de combustion.

Pour les charges plus importantes, l'effet sur la première étape de combustion devient moins évident, alors que le dégagement de chaleur de la deuxième étape est très sensible à la modification de la température. La richesse du mélange primaire est importante, la flamme se propage dans de bonnes conditions et une augmentation de la température d'admission accélère la combustion, parfois pouvant aller à l'apparition du cliquetis [111] (voir figure 1.11(b)).

### Variations des limites d'inflammabilité

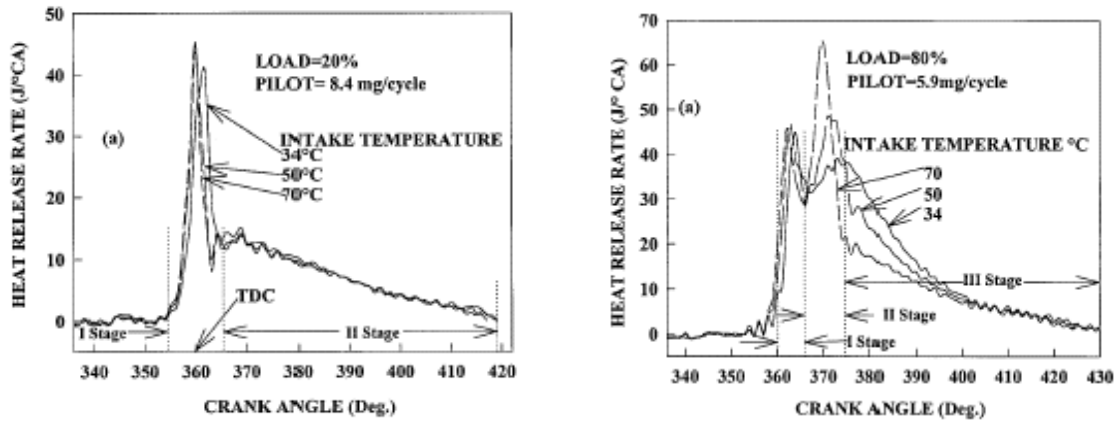
Dans les moteurs dual-fuel, l'existence des limites d'inflammabilité a été étudiée expérimentalement par différents auteurs (Badr et al. [14], Karim dans plusieurs travaux [71], [73], [78], Poonia et al. [111], Prakash et al. [113], [114], etc).

Ainsi, une étude effectuée par Badr et al. en 1999 [14] montre la liaison entre la température d'admission, la quantité de combustible pilote et les limites d'inflammabilité. Les résultats de l'étude sont présentés sur la figure 1.12, en terme de concentration de combustible gazeux à l'aspiration. Ainsi, on remarque une diminution de la concentration minimale de combustible gazeux assurant la propagation de la flamme au sein de la charge primaire, pour une augmentation de la quantité de combustible pilote. Ceci est expliqué par plusieurs facteurs, à savoir :

1. L'augmentation de l'énergie relâchée après l'auto-inflammation due à une amélioration de la combustion du combustible pilote.
2. L'augmentation du volume du spray dans le cylindre et donc l'augmentation de la zone initiale de combustion au sein du mélange primaire.
3. Un plus grand nombre de sites d'allumage pour la charge primaire et donc une distance à parcourir plus faible pour les flammes formées.

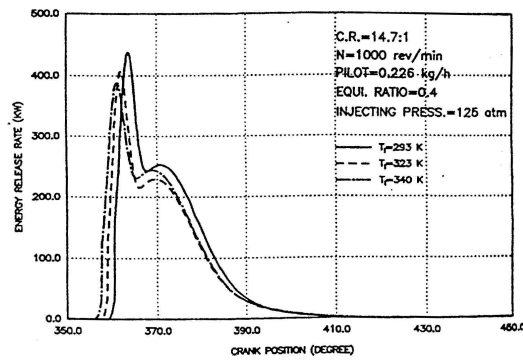
Des conclusions analogues avaient été tirées par Karim [72] dès 1968.

Des tendances similaires ont été constatées pour l'effet de la température d'admission. Des tests effectués sur deux moteurs dual-fuel fonctionnant avec une quantité constante de combustible pilote révèlent que l'augmentation de la température initiale a pour conséquence une diminution de la concentration minimale du combustible primaire nécessaire à la combustion. Ceci est expliqué par une meilleure propagation de la flamme au sein du mélange après l'ignition et par une intensification de l'activité chimique dans le mélange avant l'ignition, même à charge



(a) Charge partielle, selon Poonia et al. [111].

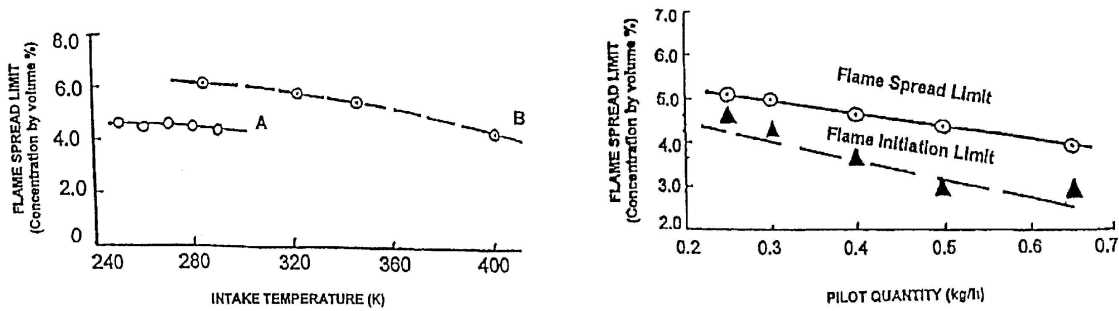
(b) Charge nominale, selon Poonia et al. [111].



(c) Charge partielle, selon Liu et Karim [94].

FIG. 1.11 – Influence de la température d'admission sur la combustion dual-fuel.

partielle du moteur [72].



(a) Influence de la température d'admission.

(b) Influence de la quantité de combustible pilote.

FIG. 1.12 – Variation expérimentale des limites d'inflammation dans un moteur dual-fuel, selon Badr et al. [14].

### Combustible gazeux

Dans les moteurs dual-fuel plusieurs types de combustibles gazeux peuvent être brûlés, par exemple du méthane [81], du gaz naturel [43], [72], du propane ou du butane [70], le GPL [111], [112], voire de l'hydrogène [134]. Mais l'intérêt de tels moteurs est de consommer les gaz à faible contenu énergétique, tels que le biogaz, le gaz de gazogène, le gaz de pyrolyse. Des compositions spécifiques de ces combustibles sont données dans le tableau 1, page 12.

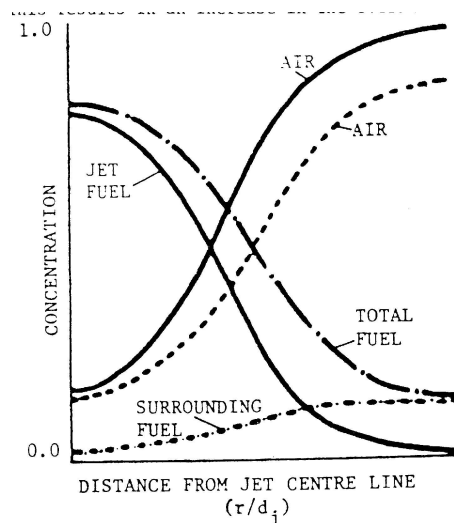


FIG. 1.13 – Variation de la richesse dans le cylindre avec l'ajout de combustible primaire, d'après Karim et al. [79].

En 1968, Karim et Ward [80] ont montré qu'en augmentant la concentration relative en oxygène dans un moteur diesel, on obtient une diminution importante du dégagement de chaleur

lors de la première étape (voir figure 1.14). Dans le cas des moteurs dual-fuel, on a des conditions de fonctionnement opposées à savoir, la présence du combustible primaire diminuant la concentration relative de l'oxygène dans la charge primaire. Par conséquent, la nature du combustible primaire ainsi que sa concentration dans le mélange primaire sont des facteurs importants qui agissent sur la première étape de combustion [71], [80], [111].

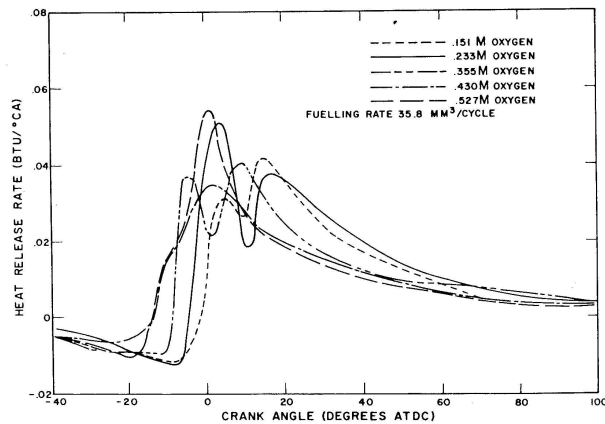


FIG. 1.14 – Influence de la teneur en oxygène de la charge primaire sur la combustion dans un moteur fonctionnant avec du gasoil, d'après Karim et Ward [80].

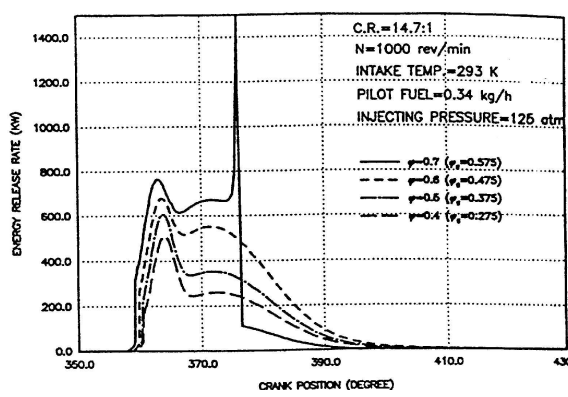
La dépendance de la flamme initiale à la distribution de richesse dans le cylindre, permet d'expliquer la combustion très difficile dans les moteurs dual-fuel lors du fonctionnement à charge partielle [14], [94], [111]. Dans de telles conditions, la richesse du mélange primaire, ainsi que la quantité de combustible pilote sont faibles. En conséquence, la formation de la flamme et sa propagation restent difficiles.

Cependant, si la richesse du mélange primaire augmente, la flamme initiale est plus grande et sa propagation dans le mélange primaire est facilitée. Ceci explique les résultats obtenus par différents auteurs, à savoir, pour des richesses très importantes, la combustion déflagrante se transforme en une combustion détonante [94], [111]. Dans les deux cas, la quantité de combustible pilote injectée dans le cylindre était constante. Ces résultats sont présentés sur la figure 1.15. On observe que l'allure de la courbe de dégagement de chaleur cliquetant (pour  $\phi = 0,7$ ) présentée par Liu et Karim est surprenante.

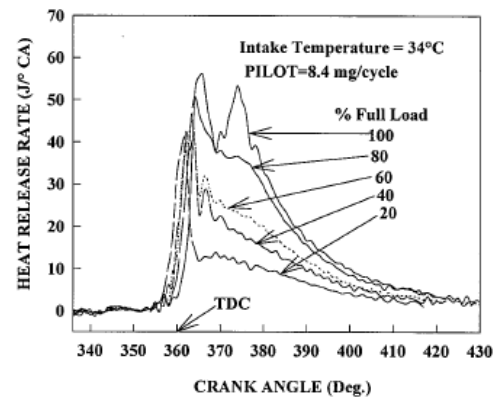
### Fin de la combustion

Que ce soit à charge partielle ou élevée, la dernière étape de combustion correspond à la combustion des dernières gouttes de combustible pilote [111]. Ainsi, la détermination de la fin de la combustion dans les moteurs dual-fuel devient identique à celle d'une combustion diesel pure. Heywood [61] précise qu'en fin de combustion le contenu du cylindre n'est pas uniforme. Il existe donc des zones où la combustion s'est déjà éteinte et d'autres où elle continue. De plus, la cinétique de réactions de combustion diminue au fur et à mesure de la phase de détente.

Poonia et al. [111] montrent des résultats concernant la durée de combustion pour un moteur dual-fuel fonctionnant à différentes *substitutions* en diesel. La substitution en diesel est définie par l'équation 1.21 [111], [113], [114] et donne une image sur la participation en termes d'énergie de chaque combustible :



(a) Selon Liu et Karim [94].



(b) Selon Poonia et al. [111].

FIG. 1.15 – Dégagements de chaleur dans un moteur dual-fuel, fonctionnant avec une quantité constante de combustible pilote et à richesse du mélange primaire variable.

$$d_s = \frac{\dot{m}_{100\%} - \dot{m}_{act}}{\dot{m}_{100\%}} \cdot 100 \quad (1.21)$$

où  $\dot{m}_{100\%}$  est le débit massique de combustible pilote nécessaire au moteur pour fournir une charge identique en régime diesel et  $\dot{m}_{act}$  est le débit massique de combustible pilote pour le point de mesure.

Ainsi, pour une même charge partielle, les durées déterminées sont toujours plus importantes vis-à-vis du fonctionnement en diesel. Ceci est expliqué par la présence du combustible gazeux, en faible concentration, qui ralentit la propagation de la flamme et, par conséquent, qui augmente la durée de combustion. De plus, une augmentation de la quantité de combustible pilote mène à une diminution de la durée de combustion suite à une augmentation de la source d'allumage. Ces résultats, déterminés pour plusieurs températures d'admission, sont présentés sur la figure 1.16(a).

Pour des charges proches du régime nominal, les tendances s'inversent et sont présentées sur la figure 1.16(b). Ainsi, pour toutes les substitutions et quelle que soit la température d'admission, la durée de combustion diminue par rapport au fonctionnement en mode diesel et à une charge identique. Ceci s'explique par l'augmentation de la richesse du mélange initial et donc par une meilleure propagation de la flamme au sein de la chambre de combustion. Cependant, une diminution de la quantité de combustible pilote ralentit la durée de combustion, car moins de combustible pilote est injecté et, donc, moins de combustible pilote brûle lors de la combustion diffusante.

Sur la figure 1.16(b), on remarque la présence de quelques points (encerclés) surprenants. En effet la durée de combustion augmente lorsque la température d'admission évolue de  $60^\circ\text{C}$  à  $70^\circ\text{C}$ , alors qu'on s'attend à ce qu'elle diminue suite à une accélération de la cinétique de la combustion.

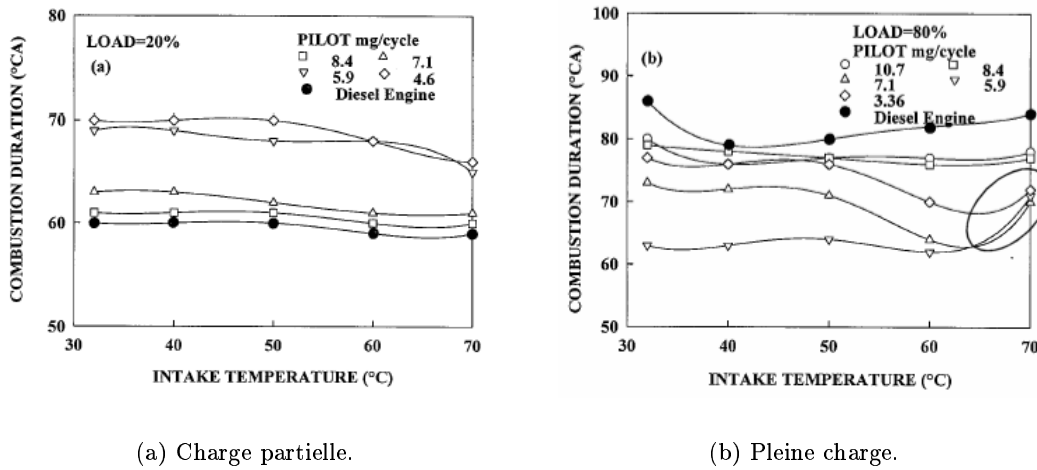


FIG. 1.16 – Durée de combustion dans un moteur dual-fuel, d'après Poonia et al. [111].

## 1.4.2 Modélisation de la combustion

### Représentation mathématique

Les modèles de comportement sont basés sur l'utilisation de fonctions sigmoïdes<sup>8</sup> pour décrire l'évolution du dégagement de chaleur. Plusieurs fonctions de ce type peuvent être utilisées. On en distingue trois types :

- Loi en cosinus :  $x_b = \frac{1}{2} \left( 1 - \cos \left( \pi \cdot \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_b} \right) \right)$
- Loi polynômiale :  $x_b = \sum_j a_j \cdot \theta^{i-j}$  (définition établie par morceaux)
- Loi de Wiebe :  $x_b = 1 - \exp \left[ -a_w \cdot \left( \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_b} \right)^{M+1} \right]$

Sur la figure 1.17, les trois fonctions sigmoïdes présentées ci-dessus sont tracées pour un même angle de début de combustion et pour une durée de combustion de  $100^\circ\text{V}$ .

La plus simple de ces lois est la loi en cosinus, elle ne possède que deux paramètres : l'angle à l'ignition  $\theta_0$  et la durée de combustion  $\Delta\theta_b$ . Toutefois, elle ne permet pas de décrire de façon satisfaisante l'évolution de la fraction brûlée [121].

Les lois polynômiales peuvent être soit relativement simples comme dans le cas de la référence [13] où la vitesse de combustion est assimilée à une évolution en «triangle», soit relativement compliquées lorsqu'elles sont utilisées sous la forme de polynômes de régression [121].

Parmi l'ensemble des lois existantes, la loi de Wiebe est certainement la loi la plus couramment utilisée. Elle présente l'avantage de décrire correctement la plupart des fractions brûlées rencontrées à partir de seulement quatre paramètres :  $\theta_0$ ,  $\Delta\theta_b$ , le paramètre d'efficacité  $a_w$  (habituellement égal à 6,908 pour obtenir une fraction brûlée égale à 99,9% en fin de combustion) et le facteur de forme  $M$ . Cependant, dans certaines conditions de fonctionnement (mélange très

8. Une fonction qui transforme l'intervalle  $(-\infty, +\infty)$  en l'intervalle  $(-1,1)$  ou  $(0,1)$ .

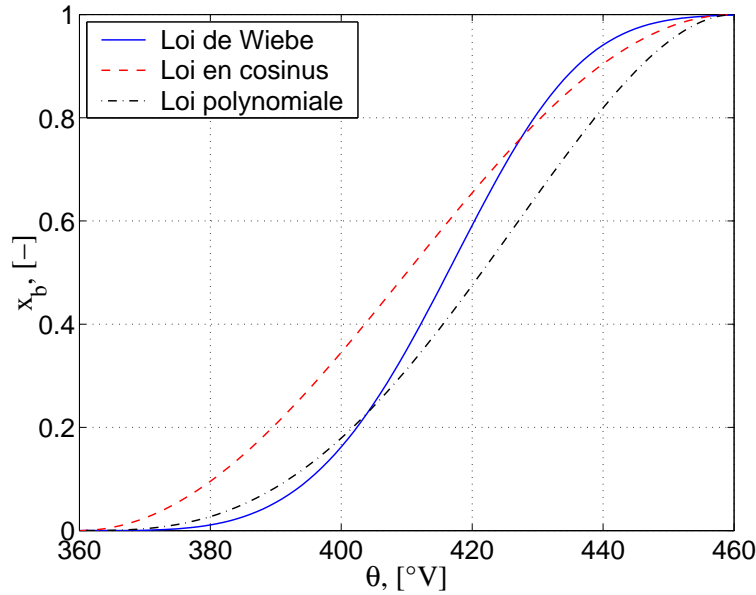


FIG. 1.17 – Comparaison des différentes fonctions sigmoïdes.

pauvre, avance importante), cette loi présente des difficultés pour représenter les phases particulièrement lentes d'allumage et d'extinction de la combustion (phases 1 et 3) [122]. Le tableau 1.2 permet d'apprécier la fréquence de l'usage de la loi de Wiebe par rapport aux autres lois de comportement.

La loi de Wiebe est par la suite utilisée pour la modélisation du dégagement de chaleur dans ce mémoire.

La forme présentée de la loi de Wiebe est très utile dans la modélisation de la forme intégrale du dégagement de chaleur dans des moteurs à allumage commandé.

$$Q(\theta) = \hat{Q} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[ -a_w \cdot \left( \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{M+1} \right] \right\} \quad (1.22)$$

- $\theta$  Angle vilebrequin, en degré.
- $Q(\theta)$  Chaleur dégagée jusqu'à l'angle  $\theta$ , en J.
- $\hat{Q}$  Chaleur totale dégagée pendant la combustion, en J.
- $a_w, M$  Constante adimensionnelle et facteur de forme.
- $\theta_0, \Delta\theta$  Angle de début et durée de la combustion, en degré.

La dérivée de cette loi, devient alors un outil très maniable dans la modélisation du dégagement de chaleur instantané. Par abus de langage et pour la simplicité dans la rédaction, on désigne par la *loi de Wiebe*, l'expression mathématique de sa dérivée.

### Etat de l'art des modèles de combustion dual-fuel

Plusieurs auteurs, dans la littérature, ont réalisé des modèles pour le dégagement de chaleur dans les moteurs dual-fuel. Le degré de complexité de ces modèles est variable. Par exemple,

	Auteurs
Loi en cosinus	Micklow [99]
	Rousseau [121]
	Mac Cuiston [98]
Loi polynômiale	Bade Shrestha [13]
	Rousseau [121]
Loi de Wiebe	Klimstra [86]
	Loper [95]
	Eriksson [44]
	Hajireza [57]
	Ishii [69]
	Rousseau [121], [122]
	Worret [141]
	Miyamoto [102]
	Liu [93]
	Abd Alla [3], [5]

TAB. 1.2 – *Utilisation des loi de combustion de comportement pour plusieurs auteurs.*

Raine [117] utilise une simple loi sinusoïdale pour le déroulement de la combustion. L’auteur tient compte de la richesse du mélange primaire ainsi que de la présence des gaz résiduels dans la chambre de combustion et obtient des résultats satisfaisants.

Des modèles plus évolués, se servent de la loi de Wiebe dans les calculs prédictifs [52], [96] du dégagement de chaleur. Ainsi, Govil et al. [52] utilise pour chaque combustible (pilote et primaire) une loi de Wiebe. Chaque loi est paramétré par deux paramètres. Pour pouvoir prédire le dégagement de chaleur lors du fonctionnement avec du biogaz et pour l’ensemble des conditions opératoires simulées, les auteurs décrivent les deux paramètres par des polynômes d’ordre quatre en fonction de la charge et la quantité de combustible pilote injecté. L’erreur obtenue par rapport aux mesures est inférieure à 5% au niveau de la pression maximale cylindre et de la pression indiquée.

Malgré les résultats satisfaisants, l’utilisation d’une ou deux lois de Wiebe, ne peut pas reproduire les dégagements de chaleur comportant deux pics de combustion issus des moteurs dual-fuel.

Thyagarajan et Babu [133], utilisent les taux d’entraînement et de préparation des combustibles pour le calcul du dégagement de chaleur dans un moteur dual-fuel fonctionnant au biogaz. Le modèle développé contient une unique zone où les propriétés de la charge sont homogènes. Le calcul de dégagement de chaleur se réalise à chaque instant en deux étapes :

1. Lorsque le combustible pilote est injecté, des vapeurs se forment et se mélangent avec le mélange primaire. De plus, celui-ci est entraîné par le jet de combustible pilote. Ainsi, lors de la première étape de calcul, le taux de préparation du mélange air-combustible primaire-combustible pilote est déterminé. Ensuite, le taux de combustion de ce mélange est déterminé. Les auteurs trouvent, qu’en début de combustion, ce dernier est contrôlé par la cinétique des réactions chimiques, très lente. Ainsi, une accumulation de mélange se produit. Toutefois, au fur et à mesure que la combustion se développe, les taux de préparation du mélange et celui de la combustion deviennent égaux.
2. Lors de la deuxième étape, le dégagement de chaleur est déterminé par la combustion du



biogaz entraîné par le spray. Ainsi, les auteurs supposent que le taux de combustion du biogaz est égal au taux auquel il est entraîné par le spray. Ce dernier est calculé pour le jet en tenant compte du niveau de turbulence dans le cylindre et les paramètres du spray, tels que la pénétration du jet et le *break-up length*.

Le modèle décrit ci-dessus donne, lui aussi, des résultats satisfaisant, avec une erreur inférieure à 10%.

Le modèle de Hountalas et Papagiannakis [66] est très proche de celui développé par Thyagarajan et Babu [133]. Il a été adapté pour l'utilisation du gaz naturel dans un moteur dual-fuel à injection directe.

Ce type de modèles, basé sur le calcul des paramètres du spray pilote, est assez limité et nécessite l'utilisation de la géométrie de l'injecteur, qui peut être indisponible. De plus, la prédiction de la turbulence dans le cylindre se fait, soit avec des erreurs importantes, soit par l'emploi de modèles compliqués nécessitant des moyens de calculs très performants.

Abd Alla et al. [4], [5] présentent un modèle deux zones, développé pour un moteur dual-fuel fonctionnant avec du méthane comme combustible primaire. Dans la première zone, les auteurs considèrent uniquement la présence du mélange air-combustible primaire. Après l'injection, le spray de combustible pilote forme une deuxième zone, qui se superpose à la première.

La température et la pression sont considérées homogènes au sein de chaque zone. De plus, les interactions entre ces zones (prises en compte dans le modèle) se limitent aux transferts thermiques. Les auteurs négligent donc les interactions chimiques. Ainsi, l'apport énergétique du combustible pilote, modélisé par deux lois de Wiebe, est pris en compte par ajout gradué.

Le modèle est basé sur la propagation de la flamme au sein du mélange primaire et souligne le rôle du combustible gazeux dans la combustion dual-fuel. Ceci est réalisé par l'emploi d'un mécanisme de 178 réactions, qui utilise 41 espèces chimiques. Ainsi, le dégagement de chaleur du combustible gazeux est déterminé en utilisant un schéma itératif, ayant comme critère de convergence la température cylindre.

Le modèle proposé est complexe et permet la prédiction des émissions polluantes également. Bien qu'un mécanisme de 178 réactions soit utilisé, les résultats portant sur le dégagement de chaleur (dont un exemple est présenté sur la figure 1.18) restent surprenants. En effet, l'allure obtenue reste légèrement différente de celle habituellement rencontrée dans la littérature. On remarque, que les deux pics sont éloignés l'un de l'autre (jusqu'à  $20^\circ V$ ). De plus, les valeurs maximales du dégagement de chaleur sont inattendues : la différence entre les deux valeurs (lors des deux premières étapes de combustion) est d'environ de trois ordres de grandeur. En fait, ceci pourrait être interprété comme un fonctionnement en régime cliquetant poussé. Enfin, le calcul du dégagement de chaleur, se fait d'une manière assez compliquée, en impliquant un schéma itératif. A chaque itération, le mécanisme de combustion, gouverné par des constantes de vitesse dont les valeurs sont imprécisément calculées, est utilisé.

Liu et Karim [94] ont partagé la chambre de combustion lors du fonctionnement d'un moteur dual-fuel en quatre zones distinctes. Les zones sont schématisées sur la figure 1.19(a). Chaque zone est délimitée dans le cylindre à l'aide de la richesse totale, déterminée à partir des deux combustibles. Parmi les quatre zones, deux contiennent du combustible et deux contiennent des

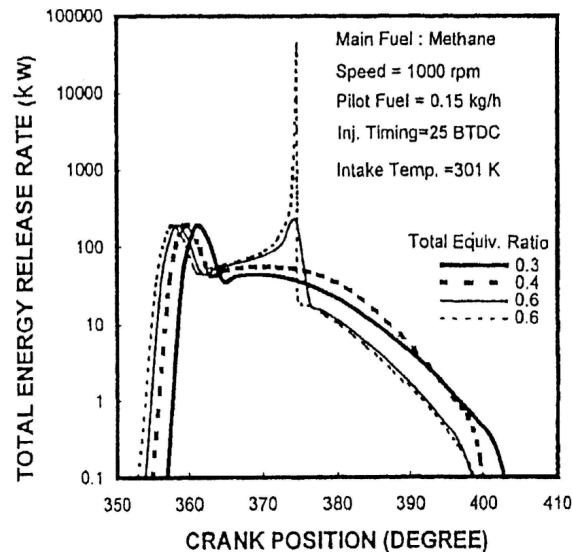


FIG. 1.18 – Dégagement de chaleur obtenu pour un moteur dual-fuel par le modèle de Abd Alla et al. [4].

gaz brûlés :

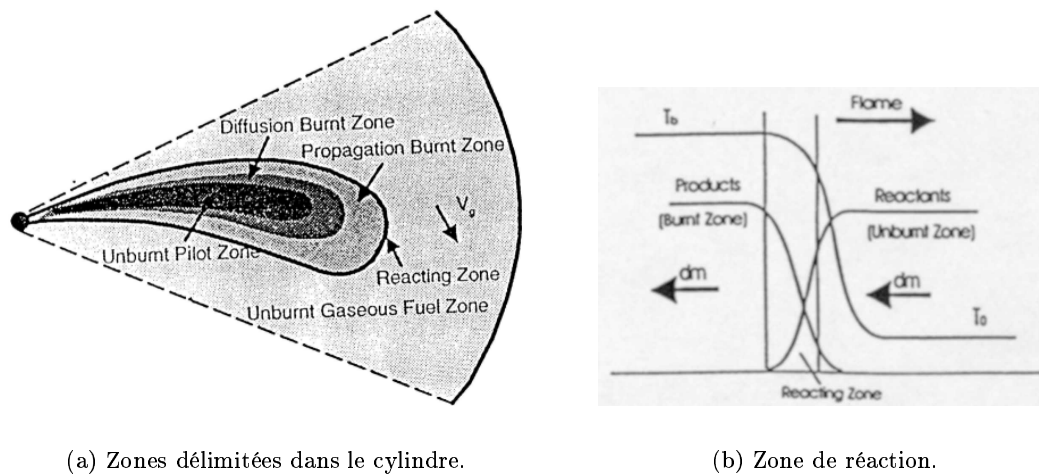
1. La première zone définie par les auteurs contient un mélange très riche de combustible pilote et air. Par conséquent, ce mélange ne peut pas brûler immédiatement. Cette zone est localisée dans l'axe du jet (ou des jets) injecté dans le cylindre.
2. Au sein de la deuxième zone, limitrophe à la première, la combustion diffusante du combustible pilote se développe. Le combustible gazeux, entraîné par le jet dans son développement, peut y brûler également. Les auteurs ont fait l'hypothèse que la combustion se déroule à la stœchiométrie.
3. Dans la troisième zone, la propagation de la flamme dans le mélange gazeux se produit. La propagation se fait vers les parois du cylindre.
4. La quatrième zone contient du mélange air-combustible primaire et entoure le jet de combustible pilote. Elle s'étend jusqu'aux parois du cylindre. Les gaz dans cette zone sont comprimés à la fois par le mouvement du piston et par le front de flamme.

Pour la description des réactions d'oxydation partielle à faibles charges, les auteurs ont «rajouté» une zone supplémentaire, appelée zone de réaction. Elle est schématisée sur la figure 1.19(b) et se situe entre la troisième et la quatrième zone.

Pour la description de la combustion, les auteurs ont utilisé 4 lois de Wiebe, comme suit :

- Deux lois de Wiebe superposées pour caractériser la combustion du combustible pilote. Cette hypothèse est basée sur les travaux effectués par Miyamoto et al. [102].
- Deux lois de Wiebe superposées pour caractériser la combustion du combustible gazeux. Les auteurs ont supposé que ce dernier brûle d'une manière identique au combustible pilote, car il se trouve dans son voisinage.

Les paramètres des quatre lois de Wiebe sont consistants avec ceux proposés par Miyamoto et al. [102] pour un moteur diesel. La quantité de gaz qui brûle dans chaque étape de combustion, est déterminée par un calcul qui tient compte du développement du jet pilote et de l'entraînement



(a) Zones délimitées dans le cylindre.

(b) Zone de réaction.

FIG. 1.19 – *Modèle de Liu et Karim [94].*

du mélange gazeux par celui dernier.

On remarque que, dans le modèle proposé, les paramètres nécessaires (seize au total) pour la définition des quatre lois de Wiebe, sont choisis conformément aux travaux réalisés précédemment sur un moteur diesel. Les auteurs ne tiennent pas compte de la présence du gaz dans la chambre de combustion. De plus, quatre lois de Wiebe sont utilisées, alors que dans la littérature le consensus général admet que la combustion dual-fuel peut être scindée en trois étapes. Toutefois, les résultats du modèle restent satisfaisants.

## 1.5 Formation des polluants

La combustion dégage de la chaleur et des produits de réaction. A la stœchiométrie, les produits de réaction sont de la vapeur d'eau et du dioxyde de carbone, ainsi que de l'azote, si on néglige les réactions de dissociations-recombinaisons des produits. En réalité, les réactions de combustion ne se produisent pas toujours à la stœchiométrie. Dans les moteurs diesel par exemple, la régulation de la charge se fait en mélange pauvre [61]. Ainsi, lors du processus théorique de combustion d'autres produits de réaction se forment, i.e. le monoxyde de carbone ou l'hydrogène.

La réaction de combustion n'étant pas complète, des mécanismes de dissociations et de recombinaisons co-existent (même après le front de flamme). De plus, il existe plusieurs réactions parallèles qui mènent à des produits de combustion incomplète. Il s'agit principalement des émissions de  $CO$ , d'hydrocarbures imbrûlés  $THC$  et de particules.

Enfin, comme effet secondaire de la combustion on retrouve les émissions d'oxydes d'azote qui sont présentées plus en détail dans le paragraphe suivant.

### Oxydes d'azote

La dénomination de  $NO_x$  regroupe deux gaz qui contiennent de l'azote dans leur composition : le monoxyde d'azote  $NO$  et le dioxyde d'azote,  $NO_2$ . Les  $NO_x$  ne sont pas le résultat

d'une combustion incomplète, mais un effet secondaire de la combustion. Le dioxyde d'azote est un gaz roux, odorant, très peu soluble dans l'eau et toxique, dès que sa teneur volumique dépasse 0,0013%. Il est totalement dissocié en oxygène et en monoxyde d'azote au-dessus de  $620^{\circ}\text{C}$ . En dessous de  $135^{\circ}\text{C}$ , il se polymérise en  $\text{N}_2\text{O}_4$  qui est très toxique.

Pour les moteurs à allumage commandé, le taux  $\text{NO}_2/\text{NO}$  est très faible dans des gaz d'échappement à l'équilibre [61], [121]. Cependant, pour les moteurs à allumage par compression, le taux est plus important, la concentration de  $\text{NO}_2$  pouvant aller jusqu'à 30% sur les émissions globales d'oxydes azote.

La principale source d'oxydes d'azote provient de l'air [61]. Néanmoins, pour des combustibles contenant de l'azote dans leur composition, celui-ci peut contribuer à la formation des  $\text{NO}_x$  via un mécanisme différent [35] et avec une cinétique plus rapide. Il faut préciser que la teneur en azote des combustibles utilisés couramment reste faible (inférieure à 2% dans les combustibles distillés [15], [61] et inférieure à 15% dans les combustibles gazeux). Par contre, dans les combustibles obtenus à partir de la biomasse ou de différents déchets, la teneur en azote peut atteindre 45-60% (voir tableau 1). Dans ces conditions, la production des  $\text{NO}_x$  paraîtrait amplifiée par la teneur initiale en azote.

Selon Heywood [61], pour les moteurs à allumage commandé, le monoxyde d'azote se forme tant dans le front de flamme, que dans les gaz de combustion, donc derrière le front de flamme. La formation de  $\text{NO}$  est basée sur l'état de déséquilibre des gaz brûlés, dépendant de gradients de température dans les produits de réaction. L'épaisseur du front de flamme, ainsi que le temps de séjour des gaz dans cette zone, restent faibles. Le  $\text{NO}$  formé dans le front de flamme est appelé *NO prompt* [120].

La formation de  $\text{NO}$  à partir de l'azote présent dans le combustible est contrôlée par celle des composés tels que le  $\text{NH}_3$ , le  $\text{HCN}$  ou le  $\text{CN}$  [61]. Toutefois, le mécanisme cinétique est partiellement inconnu. A partir de ces composants, l'oxydation vers le monoxyde d'azote est rapide (vitesse comparable avec celle des réactions de combustion).

Le dioxyde d'azote se forme par l'oxydation du monoxyde d'azote. Si la température de la zone de formation diminue (suite à l'extinction de la flamme par exemple) le dioxyde d'azote ainsi formé est stable. Au contraire, si la flamme continue sa propagation le  $\text{NO}_2$  se retransforme en monoxyde d'azote. En fait, cette situation se réalise souvent dans les moteurs diesel où les zones *froides* (suite aux zones de faible richesse) sont fréquentes. Ceci explique que les émissions de  $\text{NO}_2$  sont plus importantes pour les moteurs diesel que pour les moteurs à allumage commandé.

Deux facteurs jouent un rôle majeur dans la formation des  $\text{NO}_x$  : la température et la richesse à laquelle la combustion se réalise [15], [46], [61], [62]. La formation des oxydes d'azote commence à partir d'une température d'environ  $1600^{\circ}\text{C}$ . Au-delà de cette valeur, la formation est fortement accélérée [61], [137]. De plus, il faut que ce niveau de température soit maintenu pendant un temps suffisant.

Quel que soit le type d'allumage, le mécanisme de formation des oxydes d'azote reste quasiment identique. La différence majeure demeure dans le fait que, dans le cas des moteurs à allumage commandé, l'injection du combustible se réalise juste avant le début de la combustion. En conséquence, le mélange carburant-comburant est inhomogène [61] et, donc, la distribution des températures et des concentrations est très hétérogène dans le cylindre.

Un deuxième phénomène déterminant, est l'arrêt de la formation des oxydes d'azotes assez tôt dans la détente. En effet, la température de la charge diminue au fur et à mesure que le cylindre descend vers le *PMB* [61].

Trois catégories de mécanismes de formation des *NO* existent [25], [137]:

- Le mécanisme *thermique* ou le mécanisme de *Zeldovich*, qui explicite la formation du *NO* à haute température et pour une plage de richesses assez large. Les espèces participantes (*O*, *OH*, *O<sub>2</sub>* et *N<sub>2</sub>*) sont considérées en équilibre, ce qui revient à écrire que le système *C – O – H* est en état d'équilibre [103]. Une deuxième hypothèse est de considérer les atomes d'azote *N* en état stationnaire [61], [137].
- Le mécanisme *prompt* ou le mécanisme de *Fenimore* qui est applicable surtout pour des richesses supérieures à la stœchiométrie [135], [137]. Dans ce cas, le monoxyde d'azote se forme plus rapidement que dans le cas précédent et les concentrations peuvent être supérieures à celles attribuables au mécanisme précédent [100].
- Le mécanisme *intermédiaire* *N<sub>2</sub>O* joue un rôle très important dans la production du monoxyde d'azote dans les mélanges très pauvres et à des températures de combustion très basses.

Les trois mécanismes cités ci-dessus, sont détaillés dans l'Annexe A.

## Monoxyde de carbone et dioxyde de carbone

Le monoxyde de carbone est un gaz incolore, inodore, sans saveur et peu soluble dans l'eau. Il est issu de l'oxydation incomplète du carbone. Il est inflammable et forme avec l'air un mélange explosif. Sur les êtres vivants, les effets toxiques apparaissent à partir d'une concentration volumique inférieure à 0,1% au cours d'une exposition prolongée. Chez l'homme, la fixation du monoxyde de carbone sur l'hémoglobine est irréversible et mène à la dégradation de l'oxygénation, ce qui est nocif au niveau du système nerveux central.

Les émissions de monoxyde de carbone issues des moteurs à combustion interne, sont principalement contrôlées par la richesse du mélange air-combustible. Pour les mélanges riches, les valeurs sont élevées, car il n'y a pas suffisamment d'air pour brûler entièrement le combustible présent dans la chambre de combustion. Pour des mélanges pauvres, les émissions diminuent sensiblement [61], [137].

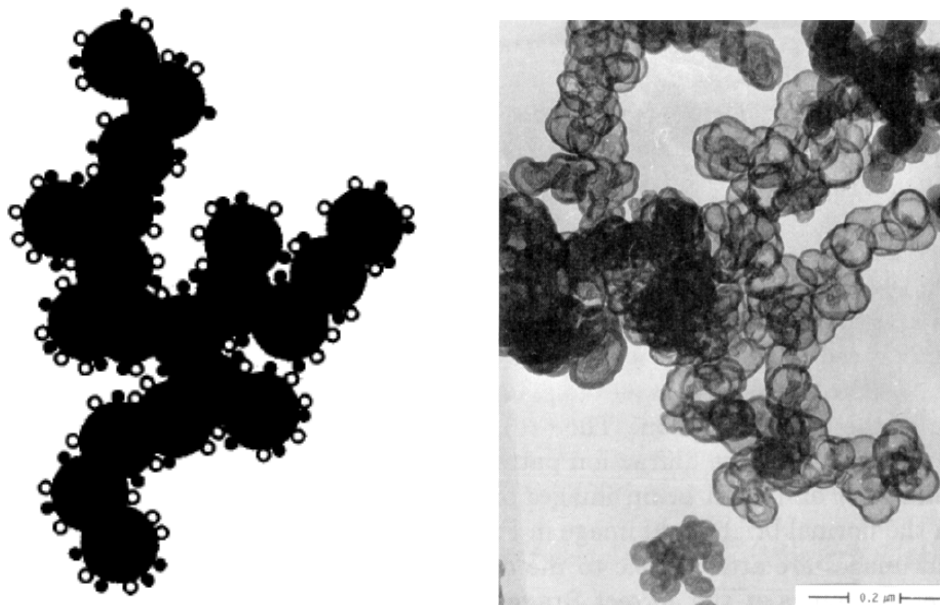
Deux sources principales de carbone ont été identifiées dans les moteurs à combustion interne. La source première est le combustible, alors que le carbone présent dans le lubrifiant participe dans une moindre mesure [46]. Toutefois, dans le cas des moteurs fonctionnant en mélange pauvre, ce dernier est à l'origine des émissions de *CO*.

Les valeurs mesurées à l'échappement sont inférieures aux valeurs maximales mesurées dans la chambre de combustion, mais elles sont supérieures aux valeurs d'équilibre pour les conditions à l'échappement [61]. Ceci pourrait s'expliquer par le temps de séjour des gaz dans le cylindre, trop faible pour leur permettre d'arriver à l'état d'équilibre [137]. Ainsi, les émissions effectivement mesurées sont comprises entre les émissions correspondant à l'état d'équilibre aux conditions maximales de pression et température dans le cylindre et celles à l'échappement.

## Particules

La *US Environmental Protection Agency* [105], [46] définit les particules diesel comme étant tous les composants trouvés dans les gaz d'échappement d'un moteur diesel à une température maximale de  $325K$  et collectés dans un filtre. Ce sont des particules constituées de noyaux de suie (carbone) et qui incluent des inorganiques, des hydrocarbures adsorbés (souvent appelées fractions organiques solubles), du  $SO_3$  ou de l'acide sulfurique et de l'eau.

Les particules diesel ont une taille très fine et un diamètre moyen compris entre  $0,1$  et  $0,5 \mu m$ . Sur la figure 1.20, on présente des vues de particules diesel.



(a) Selon Neeft et al. [105].

(b) Selon Snelling et al. [129].

FIG. 1.20 – *Composition des particules diesel.*

Heywood [61] donne la composition approximative des particules issues de moteurs diesel en fonction du niveau de température dans le cylindre. Ainsi, pour des températures inférieures à  $500^\circ C$ , les particules seraient formées de composants organiques lourds adsorbés et condensés comme les hydrocarbures imbrûlés, les hydrocarbures oxygénés (cétones, esters, éthers, acides organiques) et les hydrocarbures aromatiques polynucléaires *HAP*. Des espèces inorganiques y sont présentes, comme l'anhydride sulfureux  $SO_2$ , le dioxyde d'azote  $NO_2$  et l'acide sulfurique  $H_2SO_4$  (surtout avec des biogaz). Pour des niveaux de température supérieures à  $500^\circ C$ , les particules sont formées de petites sphères de carbone d'environ  $15$  à  $30 \text{ nm}$  de diamètre et qui contiennent des traces d'hydrogène.

Le tableau 1.3 [61] donne la composition chimique moyenne des particules diesel.

La formation des particules dans les moteurs diesel est un processus qui survient à des températures comprises entre  $1000$  et  $2800 \text{ K}$ , des pressions entre  $50$  et  $100 \text{ atm}$  et dans les zones où la richesse est élevée [61], [105]. Le temps de formation est très court, de l'ordre de la milliseconde. Toutefois, plusieurs étapes de formation ont été identifiées [61], [83], [103], [105] : la pyrolyse, la

	Ralenti	48km/h
Conditions échappement	$C_{23}H_{29}O_{4,7}N_{0,21}$	$C_{24}H_{30}O_{2,6}N_{0,18}$
$H/C$	1,26	1,63
Suie sèche	$CH_{0,27}O_{0,22}N_{0,01}$	$CH_{0,21}O_{0,15}N_{0,01}$
$H/C$	0,27	0,21

TAB. 1.3 – *Composition chimique moyenne des particules diesel, d'après Heywood [61].*

nucléation, l'augmentation de la surface et la coagulation, l'agrégation et l'oxydation. Ces étapes sont regroupées comme suit :

1. Au début, des petites particules se forment par *pyrolyse* [105]. Deux processus de pyrolyse ont été identifiés : une pyrolyse dans les zones sans oxygène et une pyrolyse qui apparaît dans les zones avec oxygène. Les études dans la littérature [61], [103], [105], [137] montrent que la pyrolyse se développe à une vitesse élevée en présence de l'oxygène et d'espèces contenant de l'oxygène ( $O$  ou  $OH$ ).

Les particules ainsi formées, contiennent des hydrocarbures insaturés (particulièrement de l'acétylène et ses homologues supérieurs  $C_{2n}H_2$ ) et des hydrocarbures aromatiques polycycliques  $HAP$  [61], [103], [105], [137]. Ces deux composants sont considérés comme étant les précurseurs de la formation de la suie dans les moteurs diesel [84], [103]. Suite aux réactions de condensation de la phase gazeuse de ces composants, des particules d'une taille très fine (diamètre inférieur à 2  $nm$ ) apparaissent. Elles sont souvent appelées *noyaux* et cette étape est appelée *nucléation*.

2. Ensuite, les *noyaux* précédemment formés, subissent des processus simultanés d'augmentation de surface, de coagulation et d'agrégation [61], [137]. L'inclusion des phases gazeuses (l'acétylène et les  $HAP$ ) dans le volume des *noyaux*, augmente leur diamètre de 1-2  $nm$  jusqu'à 10-30  $nm$  [103], [105]. Pendant cette phase, le nombre de particules reste inchangé [61].

Simultanément, les particules peuvent fusionner pour en former d'autres, mais d'une taille supérieure [105]. On appelle ce phénomène *la coagulation* des particules. Ce mécanisme est basé sur un réarrangement de la structure des suies, et il a lieu lorsque leur taille est inférieure à 10  $nm$ .

Enfin, ces particules peuvent former des agglomérations de particules d'une forme quelconque, cf. figure 1.20, qui peuvent atteindre des centaines de nanomètres. Ce processus est appelé *agrégation* des particules et il survient à l'extérieur du cylindre [105].

La suie peut s'oxyder contribuant à la diminution des émissions de particules. Pendant l'augmentation de la surface, la coagulation et l'agrégation, les réactions d'oxydation ne jouent pas un rôle important [105]. Comme l'oxydation des particules est supposée être une fonction de la température, du temps et de la concentration, celle-ci apparaît probablement à l'intérieur du cylindre, ainsi qu'à l'extérieur. Une étude expérimentale [105] montre qu'entre 60 et 95% de suie est oxydée. Une fois à l'échappement, les conditions de pression et température diminuent et des espèces gazeuses (de l'eau, d'acide sulfurique, etc.) se condensent sur les particules.

La figure 1.21 résume le mécanisme de formation de particules diesel présenté ci-dessus.

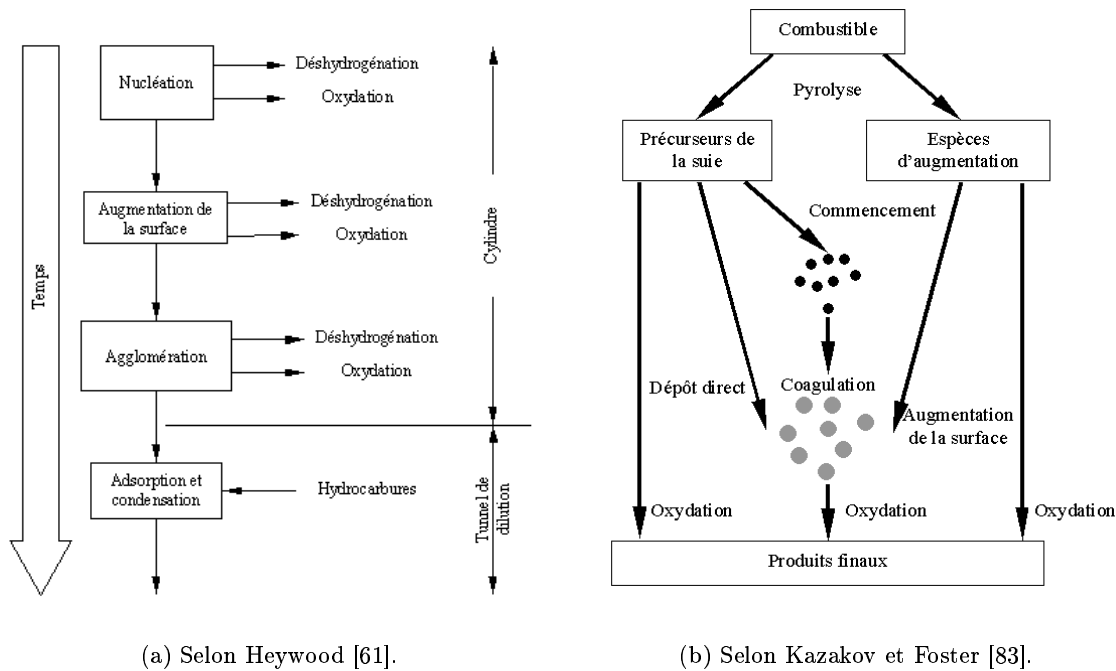


FIG. 1.21 – Mécanisme de formation des particules diesel.

## Hydrocarbures imbrûlés

Les hydrocarbures imbrûlés *THC* ou les émissions organiques sont la conséquence d'une combustion incomplète dans la chambre de combustion. Ils sont exprimés en termes d'hydrocarbures totaux, en parties par million d'atomes de carbone. Le niveau des émissions d'hydrocarbures imbrûlés donne une image assez fidèle de l'efficacité de la combustion. Leur formation diffère selon les types de moteurs. Par exemple, quatre mécanismes de formation existent dans les moteurs à allumage commandé [61], [67], [137] :

1. **L'extinction de la flamme près des parois.** Au voisinage des parois, le transfert de chaleur devient important par rapport au dégagement de chaleur au sein du cylindre ou dans le front de flamme. La combustion ne peut plus s'entretenir et, en conséquence, la flamme s'éteint. Le mélange air-combustible qui n'a pas été traversé par le front de flamme participe aux émissions d'hydrocarbures imbrûlés.
2. **L'extinction de la flamme à l'entrée des interstices** contenant du mélange combustible. Les interstices se trouvent entre le piston et la chemise (le volume le plus important), entre les segments, près de la bougie et son électrode (ou l'injecteur dans les moteurs diesel et dual-fuel), près des soupapes et entre la culasse et le bloc moteur. Pendant la compression, la pression augmente, le mélange est poussé dans les interstices. Durant la combustion, la flamme ne peut pas y pénétrer et brûler ce mélange, car les dimensions des interstices sont faibles. De plus, le mélange se refroidit par transfert thermique. En phase de détente et d'échappement, la pression dans le cylindre diminue, une partie du mélange quitte les interstices et contribue à l'augmentation des émissions d'imbrûlés.
3. **L'absorption du combustible dans le film d'huile** pendant l'admission et la compression. Le mélange est probablement libéré lors de la détente et l'échappement.
4. **La combustion incomplète**, voire les défauts d'allumage, des différents cycles. Lors de la détente par exemple, la pression et la température des gaz brûlés et frais baissent. Si les



deux paramètres subissent une diminution trop rapide, l'extinction de la flamme apparaît. Ce phénomène est fréquent, surtout à faibles charges.

Alkidas [10] donne la structure des émissions d'hydrocarbures dans les moteurs à allumage commandé. On observe que les interstices trouvés dans la chambre de combustion ont une importante contribution dans la formation des hydrocarbures (estimé à 38%, cf. tableau 1.4).

Source des hydrocarbures	%
Interstices chambre de combustion	38
Extinction de la flamme près des parois	5
Couches d'huile	16
Dépôts de la chambre de combustion	16
Autres	25

TAB. 1.4 – *Structure des émissions d'hydrocarbures dans les moteurs à allumage commandé, selon Alkidas [10].*

Dans les moteurs diesel, le mécanisme de production des hydrocarbures imbrûlés est plus complexe. La formation des hydrocarbures est différente selon le moment où le combustible est injecté dans le cylindre [61], [120], [137]. Ainsi, pour le combustible injecté lors du délai d'ignition, trois zones se forment. Il y a des zones qui contiennent du mélange dont la richesse se trouve dans les limites inflammables. Dans ces zones, la combustion peut avoir lieu. Ensuite, dans les zones dont la richesse est soit trop grande soit trop faible, pour que la combustion se déroule, la production d'hydrocarbures est importante. La figure 1.22(a) [61] résume la formation des hydrocarbures à partir du combustible injecté lors du délai d'ignition.

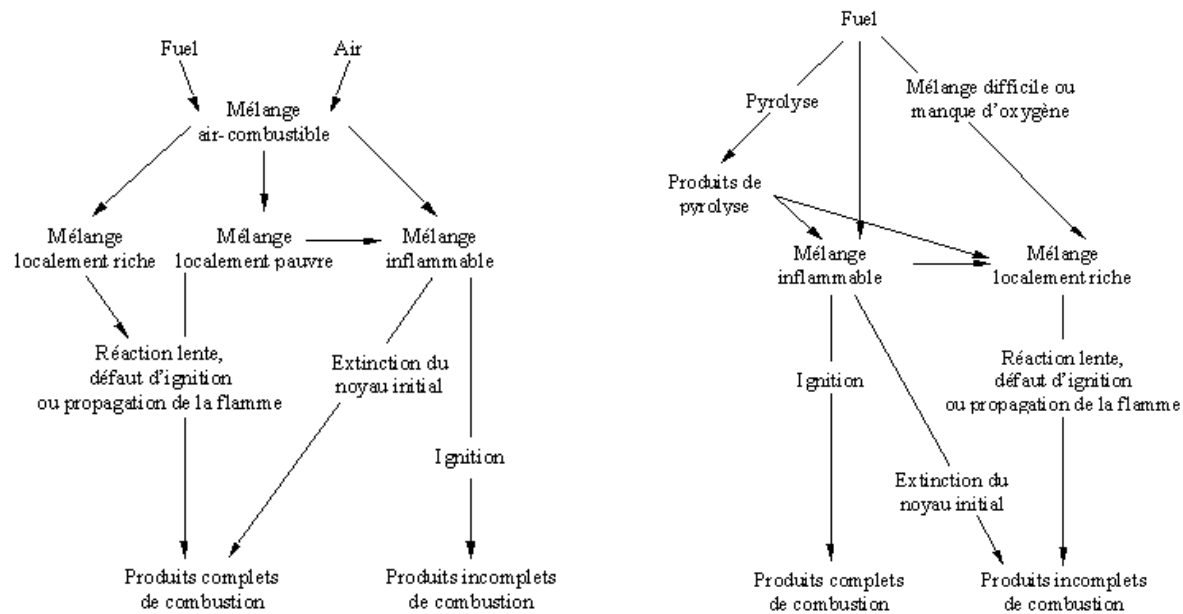
Après le début de la combustion, l'injection continue. Ainsi, lors de l'étape rapide de combustion, des produits de pyrolyse précédemment formés ou du combustible injecté peuvent brûler, à condition qu'ils se mélangent avec de l'air. Au contraire, si le mélange ne se réalise pas suffisamment vite, les limites d'inflammabilité sont dépassées et la combustion ne peut pas se produire. En conséquence, dans ces conditions la production d'hydrocarbures devient importante. Ces phénomènes sont résumés sur la figure 1.22(b).

Après la fin de l'injection, le combustible qui se trouve dans les trous de l'injecteur peut s'échapper dans le cylindre sous forme de grosses gouttes. Suite aux hautes températures, il s'enflamme, mais sa combustion se déroule très lentement. Cette masse de combustible peut augmenter les émissions de quelques centaines de *ppm* [46], [61], [120].

## 1.6 Synthèse

Le déroulement de la combustion dans les moteurs dual-fuel, ainsi que les différentes étapes de combustion ont été identifiées. De ce fait, quatre étapes ont été définies, à savoir :

1. Le délai d'ignition.
2. La combustion rapide du combustible pilote.
3. La combustion rapide du combustible gazeux.
4. La combustion diffusante.



(a) Combustible injecté pendant le délai d'ignition.

(b) Combustible injecté après le début de la combustion.

FIG. 1.22 – Représentation schématique des mécanismes de formation des hydrocarbures dans les moteurs à allumage par compression, selon Heywood [61].

Le délai d'ignition est une étape importante pour les performances énergétiques et environnementales du moteur dual-fuel. Il est marqué par le début de l'injection, un processus essentiel pour le fonctionnement du moteur. Une discussion succincte sur l'injection dans les moteurs diesel et dual-fuel a été réalisée. La fin du délai d'ignition est donnée par le commencement de la combustion, déterminée par plusieurs méthodes possibles dans la littérature.

La modélisation du délai d'ignition dans les moteurs dual-fuel se base sur l'utilisation des paramètres moteurs tels que la température et la pression cylindre, la température d'admission, etc. dans une loi de type Arrhenius. La quasi-totalité des modèles identifiés dans la littérature, repose sur des corrélations précédemment développées pour des moteurs diesel. L'adaptation se réalise, parfois, sans tenir compte de la présence et de la nature du combustible gazeux, malgré son rôle décisif lors du délai d'ignition. Rarement, les auteurs considèrent les paramètres de fonctionnement moteurs, tel que la vitesse de rotation. Malgré sa puissante influence sur le délai d'ignition, l'avance à l'injection est toujours ignorée.

Les corrélations employées dans la littérature sont habituellement développées pour un combustible gazeux bien établi. Toutefois, les moteurs dual-fuel brûlent une large variété de compositions de combustibles gazeux, à savoir, des biogaz, des gaz de gazogène, du gaz naturel, etc. En conséquence, la nécessité d'une corrélation qui puisse prédire les valeurs du délai d'ignition dans ces conditions est évidente.

La synthèse des modèles de combustion, révèle l'existence de plusieurs types de modèles, à savoir, les modèles thermodynamiques et les modèles multi-dimensionnels (3D). Parmi les modèles thermodynamiques, se distinguent les modèles une zone, d'une formulation assez simple et qui présente de bons résultats. Toutefois, ils ne permettent pas la prédiction des performances

environnementales très précisément.

Pour la description de la combustion, les auteurs utilisent habituellement des fonctions sigmoïdes, telles que la loi en cosinus ou la loi de Wiebe. Cependant, cette dernière est nettement plus employée dans les travaux de modélisation que ces analogues, notamment suite à la similitude avec le phénomène de combustion.

Les modèles identifiés dans la littérature sont soit très simples (caractérisation par une loi sinusoïdale), soit très compliqués (modélisation avec deux lois de Wiebe et un mécanisme de 178 réactions entre 41 espèces). Les résultats restent toujours dans la limite de 10% d'erreur par rapport aux mesures effectués. Toutefois, comme dans le cas du délai d'ignition, un modèle qui fonctionne avec plusieurs combustibles primaires, n'a pas été identifié dans la littérature.

En fin de chapitre, une synthèse sur la formation et la modélisation des émissions polluantes ( $NO_x$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ , *particules* et *THC*) dans les moteurs à combustion interne a été réalisée. Ainsi, on a mis en évidence l'importance de la température dans le cylindre pour la formation des oxydes d'azote. Les constantes de vitesse de ces réactions ont des valeurs très dispersées selon les sources bibliographiques.

Le travail expérimental est indispensable à l'accomplissement d'une étude sur la combustion dual-fuel. L'ensemble des travaux présenté dans ce chapitre est basé sur des résultats expérimentaux. En conséquence, le chapitre suivant a pour objectif la présentation des moyens expérimentaux utilisés, ainsi que l'introduction des méthodes d'analyse mises au point.



# Principales notations

## Variables

$B$	:	Paramètre de vitesse dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[m/s]$
$c$	:	Concentration	$[\%]$
$D$	:	Paramètre de température dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[mole/J]$
$E_A$	:	Energie d'activation du processus d'auto inflammation	$[J/mole]$
$F$	:	Paramètre de pression dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[bar^{-1}]$
$f_p$	:	Concentration en biogaz dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[\%]$
$i$	:	Ordre de la loi polynômiale	$[-]$
$DI$	:	Délai d'ignition	$[^\circ V]$
$d_s$	:	Substitution en diesel	$[\%]$
$M$	:	Facteur de forme de la loi de Wiebe	$[-]$
$m$	:	Masse	$[kg]$
$\dot{m}$	:	Débit massique	$[kg/s]$
$M_{ps}$	:	Vitesse moyenne du piston dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[m/s]$
$N$	:	Vitesse de rotation du moteur, régime moteur	$[trs/s]$ ou $[trs/min]$
$n$	:	Coefficient polytropique	$[-]$
$O$	:	Concentration absolue en oxygène	$[\%]$
$O_c$	:	Concentration relative en oxygène	$[-]$
$p$	:	Pression	$[MPa]$ ou $[Pa]$ ou $[bar]$ ou $[atm]$
$Q$	:	Quantité de chaleur	$[J]$
$\hat{Q}$	:	Quantité totale de chaleur dégagée dans une loi de Wiebe	$[J]$
$S_{pr}$	:	Intégrale du délai d'ignition dans le modèle de Hountalas et Papagiannakis	$[-]$
$T$	:	Température	$[K]$
$V$	:	Volume	$[m^3]$
$x_b$	:	Fraction brûlée	$[-]$

## Constantes

$A$	:	Constante dans la formulation générale du délai d'ignition	[—]
$a_{del}$	:	Constante dans le modèle de délai d'ignition de Hountalas et Papagiannakis	[—]
$a_j$	:	Constante de la loi polynômiale	[—]
$a_w$	:	Constante de la loi de Wiebe	[—]
$C_f$	:	Constante dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	[—]
$k$	:	Constante dans les modèles de délai d'ignition	[—]
$R$	:	Constante universelle des gaz	[ $J/mole/K$ ]

## Indices et exposants

100%	:	Fait référence à la pleine charge
<i>act</i>	:	Fait référence au point de mesure actuel
<i>air</i>	:	Air
<i>bio</i>	:	Biogaz
<i>cbg</i>	:	Combustible gazeux, combustible primaire
<i>cbp</i>	:	Combustible pilote
<i>cyl</i>	:	Cylindre
<i>df</i>	:	Dual-fuel
<i>max</i>	:	Maximum
<i>min</i>	:	Minimum
<i>PMB</i>	:	Point Mort Bas
<i>PMH</i>	:	Point Mort Haut
<i>res</i>	:	Gaz résiduels
<i>tot</i>	:	Total

## Lettres grecques

$\Delta\theta_b$	:	Durée de la combustion dans une loi de Wiebe	[°V]
$\theta$	:	Angle vilebrequin	[°V]
$\theta_0$	:	Angle de début de la combustion dans une loi de Wiebe	[°V]
$\nu$	:	Viscosité cinématique	[ $cSt$ ]
$\tau_{id}$	:	Délai d'ignition	[s]
$\Phi$	:	Richesse	[—]

## Abréviations

<i>AI</i>	:	Avance à l'Injection
<i>CN</i>	:	Indice de cétane
<i>C<sub>n</sub>H<sub>m</sub></i>	:	Hydrocarbure quelconque
<i>GPL</i>	:	Gaz Pétrole Liquéfié
<i>HAP</i>	:	Hydrocarbures Aromatiques Polynucléaires
<i>NO<sub>x</sub></i>	:	Oxydes d'azote
<i>PCO</i>	:	Pouvoir COmburivore
<i>PMB</i>	:	Point Mort Bas
<i>PMH</i>	:	Point Mort Haut
<i>TDC</i>	:	Top Dead Center
<i>THC</i>	:	Hydrocarbures imbrûlés

## Chapitre 2

# Banc d'essais et méthodes d'analyse

---

*L'objectif de ce chapitre est de présenter les moyens expérimentaux utilisés ainsi que la méthodologie d'analyse appliquée. Il comprend une présentation du matériel employé, des paramètres moteur contrôlables et des principaux moyens de mesures. La méthodologie expérimentale et la présentation des essais réalisés sont également abordées. Par la suite, la méthodologie d'analyse est présentée en détail. La corrélation de Prakash et al. pour la prédiction du délai d'ignition est étendue. Ensuite, une procédure originale d'analyse du dégagement de chaleur est proposée. Elle repose sur l'utilisation de la loi de Wiebe, un outil maniable dans l'analyse de la combustion dans les moteurs.*

### 2.1 Moyens expérimentaux

Un moteur monocylindre *LISTER – PETTER* est utilisé pour la partie expérimentale. Il est conçu pour fonctionner à vitesse variable, comprise entre 0 et 2500 *trs/min*, régime où il développe 7,4 *kW*. L'alimentation en combustible se fait avec du gasoil. Le fluide de refroidissement est l'air. Ses principales caractéristiques techniques sont données dans le tableau 2.1.

Le frein moteur est constitué d'une machine électromécanique asynchrone. Lors du démarrage, elle est utilisée comme machine motrice. Pendant les essais, la machine devient alternateur électrique (transformation de l'énergie mécanique en électricité directement envoyée sur le réseau).

Ce mode de fonctionnement impose la conservation d'un régime moteur constant tout au long des essais afin de produire une puissance électrique à la fréquence du réseau, soit 50 *Hz*. Le régime correspondant est de 1500 *trs/min*<sup>1</sup>. Dans ces conditions, le moteur a été testé et a développé une charge maximale de 2,8 *kW*, alimenté avec du gasoil. Désormais, les charges définies et utilisées lors des tests se réfèrent à cette dernière.

---

1. Cette valeur théorique est donnée par la fréquence du réseau électrique et par le nombre de pôles de la génératrice. En réalité, le régime diffère de très peu en fonction de la charge de fonctionnement.

Producteur	<i>LISTER – PETTER</i>
Type du moteur	4 temps, allumage par compression
Carburateur	gasoil, aspiration naturelle
Nombre de cylindres	monocylindre
Type de refroidissement	Refroidi à l'air
Cylindrée	630 $cm^3$
Alésage	95,3 $mm$
Course	88,9 $mm$
Bielle	165,3 $mm$
Taux de compression	18
Charge nominale	2,8 $kW$ à 1500 $trs/min$
<i>AOSA</i>	36 °V
<i>RFSA</i>	69 °V
<i>AOSE</i>	76 °V
<i>RFSE</i>	32 °V

TAB. 2.1 – Principales caractéristiques du moteur utilisé.

La figure 2.1 donne une vue d'ensemble du banc d'essais *LISTER – PETTER*.

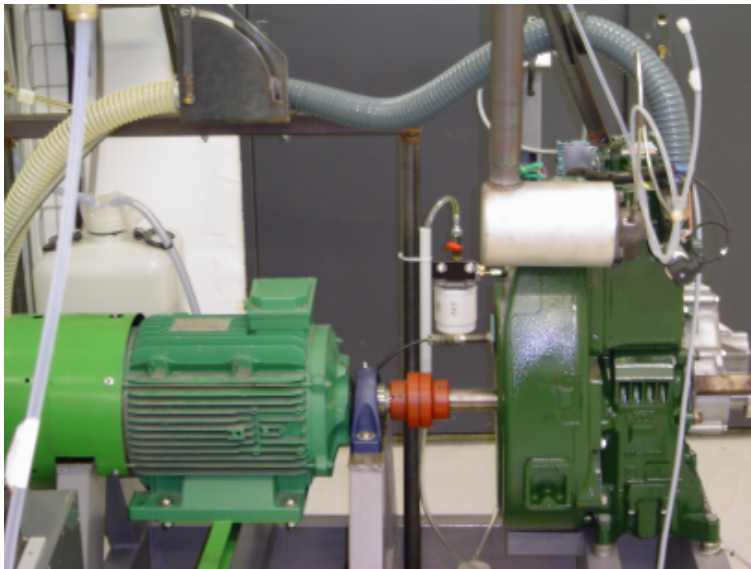


FIG. 2.1 – Vue d'ensemble du banc d'essais.

### Alimentation du moteur

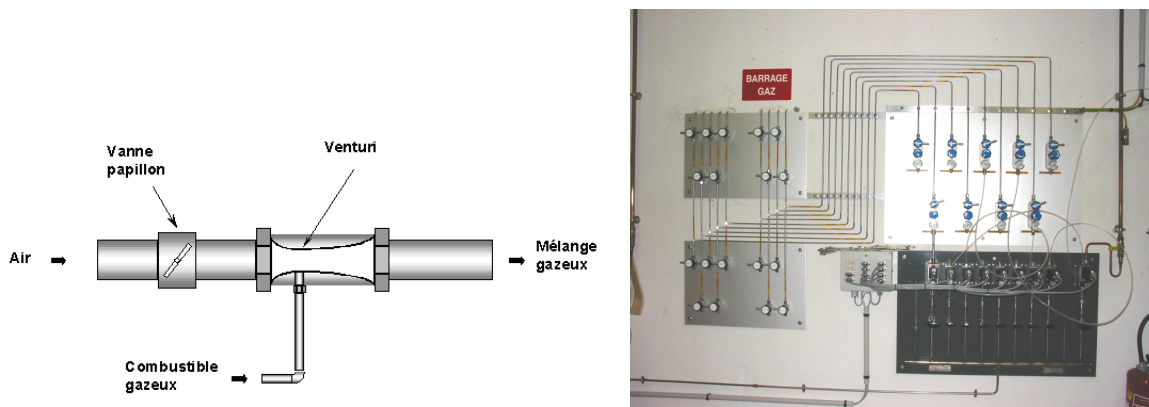
Un carburateur a été monté sur l'alimentation initiale en air du moteur, fonctionnant ainsi en dual-fuel, cf. figure 2.2(a).

Le combustible gazeux est préalablement synthétisé à l'aide d'un mélangeur piloté par ordinateur. Les constituants disponibles sont :  $CH_4$ ,  $C_2H_6$ ,  $C_3H_8$ ,  $C_4H_{10}$ ,  $O_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $H_2$ ,  $N_2$ . Chaque composant est stocké dans des bouteilles. Ainsi, les compositions de combustibles gazeux peuvent être synthétisées, dans une plage assez large. Une photo du mélangeur est présentée sur



la figure 2.2(b).

Afin d'alimenter le moteur avec du combustible pilote, le système d'injection comporte une pompe d'injection actionnée par le vilebrequin du moteur, un injecteur et un filtre à gazoil pour retenir les éventuels impuretés. Un réservoir de gazoil est également disponible. L'injecteur comporte quatre orifices d'injection disposés à 90 degrés de diamètre unitaire de  $0,25\text{ mm}$ . La pression de réglage du ressort de l'injecteur est de  $200\text{ bar}$  en régime statique (mesuré sur le banc).



(a) Schéma de principe du carburateur monté sur le moteur *LISTER – PETTER*.

(b) Vue du système de carburation pour le combustible primaire.

FIG. 2.2 – Alimentation en combustible primaire du moteur.

## Début de l'injection

Afin de déterminer plus précisément l'instant de début d'injection<sup>2</sup>, un capteur de pression piézoélectrique a été monté sur le tuyau qui fait la liaison entre la pompe d'injection et l'injecteur. Sur la figure 2.3(a), plusieurs courbes sont présentées, pour des charges de 50% à 80%. Sur cette même figure, on observe qu'il existe des cycles pour lesquels la pression d'injection ne dépasse pas  $190\text{ bar}$ , donc théoriquement il n'y a pas d'injection de combustible pilote. Désormais, la pression d'ouverture de l'injecteur lors du fonctionnement est considérée à  $180\text{ bar}$  et cette valeur est utilisée par la suite pour le calcul du début de l'injection.

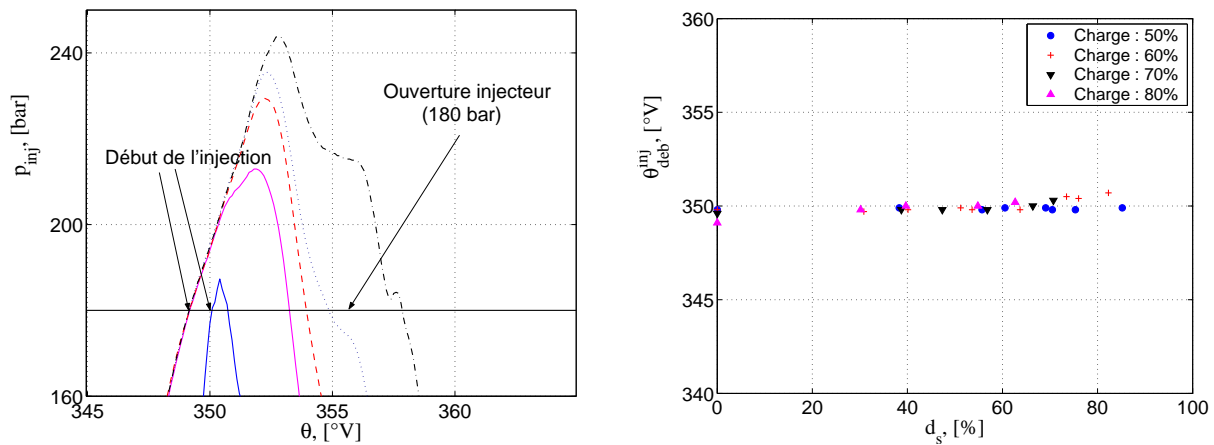
Sur la figure 2.3(b), des valeurs obtenues pour le début de l'injection sont présentées. Le moteur fonctionne avec du *GPL* comme combustible primaire, pour des charges comprises entre 50% et 80%. On observe que les valeurs sont différentes par rapport à celle annoncée par le constructeur (à savoir  $340^\circ\text{V}$ ).

### 2.1.1 Métrologie

L'ensemble des mesures réalisées peut être distingué suivant le mode d'acquisition employé :

- acquisition lente (à  $0,5\text{ Hz}$ ),
- acquisition rapide (à  $90\text{ kHz}$ ).

2. La pompe d'injection est actionnée par une came à  $20^\circ\text{V}$  avant le *PMH*.



(a) Pressions d'injection mesurées lors des essais avec du *GPL* comme combustible primaire et à des charges variant entre 50% et 80%.

(b) Début de l'injection pour le fonctionnement avec du *GPL* comme combustible primaire.

FIG. 2.3 – Détermination du début d'injection.

Chacun de ces deux modes d'acquisition correspond à l'enregistrement de mesures particulières. L'acquisition des paramètres moteur décrivant le régime permanent est réalisée par le système d'acquisition lent. L'acquisition rapide est réservée à la mesure des phénomènes liés au cycle moteur (dont la fréquence est de 12,5 *Hz*), telle que la pression cylindre.

Le système global d'acquisition est disponible sur le synoptique de la figure 2.4.

### 2.1.2 Acquisition lente

#### Débit de combustible pilote

Le débit de combustible pilote est déterminé par un clapet de réglage. Il existe un retour de gasoil, de l'injecteur vers le réservoir, mais il est négligeable par rapport au débit injecté.

La mesure du débit de combustible pilote se fait avec une balance, dont une vue d'ensemble est donnée sur la figure 2.5. Elle détermine à des intervalles de temps réguliers la masse de gasoil dans un réservoir tampon. Cette méthode s'avère très simple à l'utilisation et donne des résultats précis [46], [61]. La précision de la balance est de 0,01 *g*. L'ordinateur *PC2* (voir figure 2.4) calcule la valeur du débit et établit les intervalles entre chaque mesure.

#### Débit d'air

L'air est aspiré lors de la phase d'admission du moteur, soit un temps sur quatre du cycle pour un moteur monocylindre quatre temps. De ce fait, l'écoulement d'air ne se fait pas de façon continue, on parle de régime pulsatoire.

L'existence de ce régime oblige l'utilisation d'un volume tampon (d'environ 220 *l* soit 330 fois le volume de la cylindrée) afin d'amortir les pulsations de l'écoulement [46]. Une vue d'ensemble

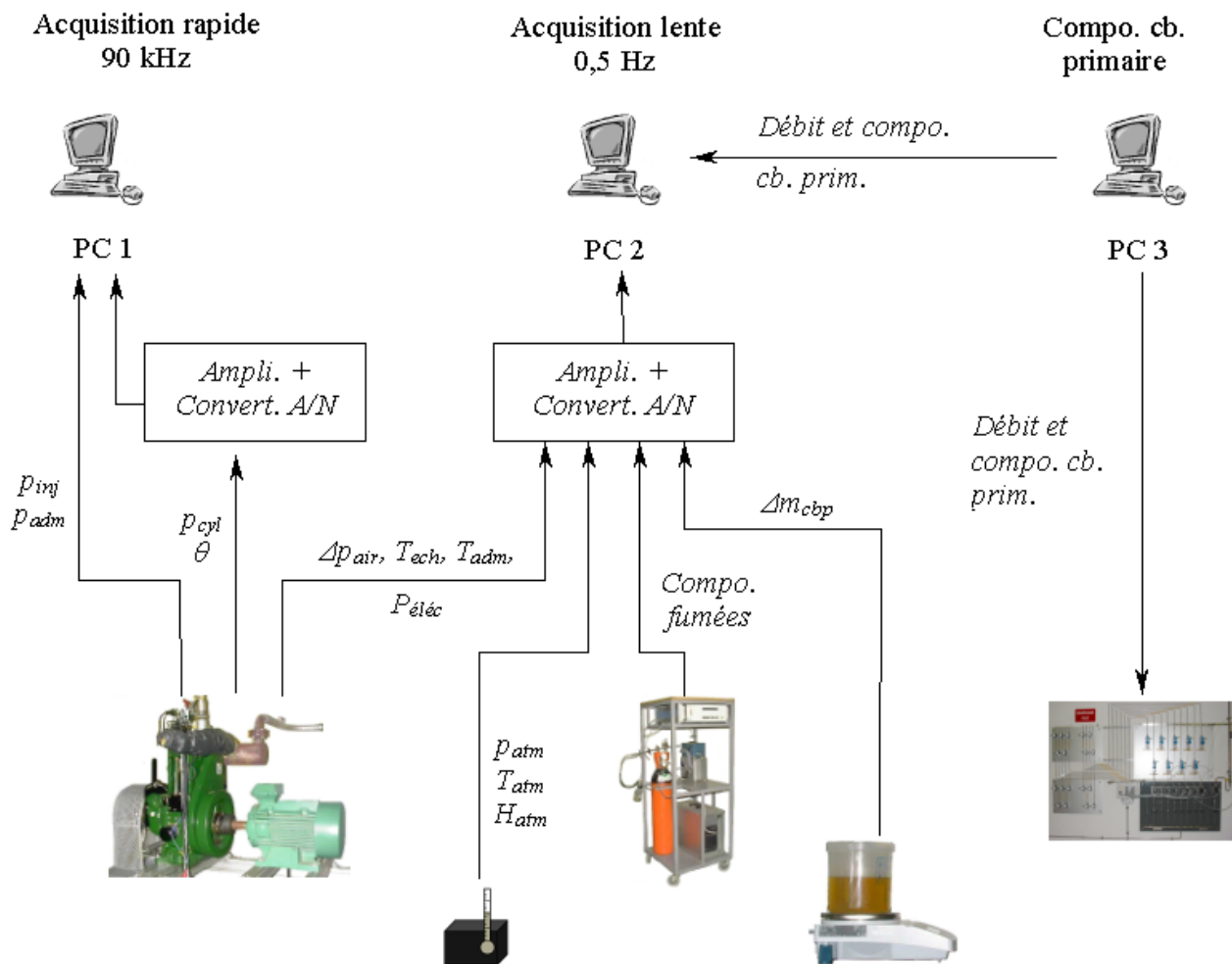


FIG. 2.4 – *Synoptique du système d'acquisition des mesures expérimentales.*



FIG. 2.5 – *Système de mesure du débit de gasoil.*

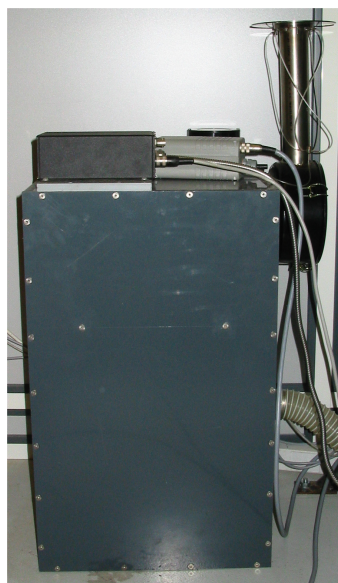
du caisson utilisé pour le moteur *LISTER – PETTER* est présentée sur la figure 2.6(a). Dès lors, l'utilisation d'un organe déprimogène devient possible pour mesurer le débit d'air. Celui-ci est formé d'un diaphragme de 70 mm de diamètre installé à l'entrée du volume tampon. En utilisant l'équation 2.1, la mesure de la perte de charge autour du diaphragme permet d'obtenir la valeur du débit d'air. Cette dernière est obtenue par un manomètre différentiel analogique *Druck LPX 5480*. L'étalonnage du système de mesure du débit d'air a été réalisé sur le banc.

$$\dot{m}_{air} = \alpha \cdot S_d \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_0 \cdot \Delta p_{diaph}} \quad (2.1)$$

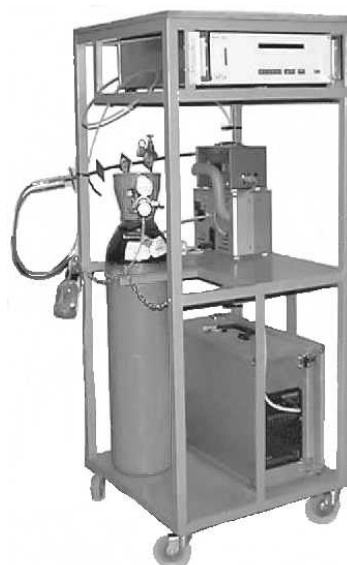
avec  $\alpha$  le coefficient de débit,  $S_d$  la surface de passage du diaphragme,  $\rho_0$  la masse volumique de l'air ambiant et  $\Delta p_{diaph}$  la différence de pression en amont et en aval du diaphragme.

### Composition des gaz d'échappement

L'analyse de la composition des fumées est réalisée par un analyseur infrarouge de marque *COSMA Cristal 500* présenté sur la figure 2.6(b).



(a) Réservoir tampon d'air.



(b) Analyseur des gaz d'échappement fumées.

FIG. 2.6 – Mesure du débit d'air et de la composition des gaz d'échappement.

La précision et la gamme liées à chaque mesure réalisée sont présentées dans le tableau 2.2. La baie nécessite d'être étalonnée à chaque utilisation pour l'ensemble des composés mesurés.

Capteur	Type	Gamme		Incertitude	Temps de réponse
		entrée	sortie		
$O_2$	cellule électrochimique	0/21%	0/10 V	< 1,5% PE	10-90% : 35 $\mu$ s
$CO_2$		0/16%	0/10 V	< 1,5% PE	10-90% : 35 $\mu$ s
$CO$	cellule infrarouge	0/2500 ppm	0/10 V	< 1,5% PE	10-90% : 35 $\mu$ s
	cellule infrarouge				
$NO_x - THC$	cellule infrarouge	0/5000 ppm	0/10 V	< 1,5% PE	10-90% : 35 $\mu$ s
	cellule infrarouge				

TAB. 2.2 – Gamme et précision de l'analyseur de fumées.

### 2.1.3 Acquisition rapide

#### Diagramme de pression

La pression cylindre est mesurée par un capteur piézo-électrique *AVL QH33D* implanté dans la culasse. La gamme de ce capteur est 0-200 *bar* pour un gain de 25,28 *pC/bar*. La détermination de la position angulaire est réalisée par un codeur angulaire *AVL 364C* fixé sur l'arbre vilebrequin. Ce type de codeur permet d'atteindre une résolution de 0,1 °V pour une incertitude de 0,1% de la pleine échelle.

La gestion de cette acquisition est assurée par le logiciel *Indiwin* d'*AVL*.

#### Pression d'admission

Une sonde de pression piézo-résistive 0-2,5 *bar* est installée dans le collecteur d'admission. Elle permet de mesurer la pression d'admission en parallèle de la pression cylindre ainsi que sa calibration<sup>3</sup>. L'incertitude du capteur est de  $\pm 0,3\%$  de la pleine échelle.

### 2.1.4 Méthodologie expérimentale

Un seul type d'essais a été réalisé, à charge constante du moteur. Ce type d'essais permet de comparer le fonctionnement du moteur testé à celui d'un moteur de cogénération régulé par une consigne sur la puissance électrique générée.

#### Opérations préliminaires

Le travail préparatif d'un essai est une phase importante qui doit être effectuée rigoureusement afin de fournir des conditions optimales pour leur réalisation.

La préparation d'un essai inclut les étapes suivantes :

- contrôle des conditions ambiantes
- étalonnage de l'analyseur de gaz d'échappement
- composition du combustible primaire
- mise en chauffe du moteur aux réglages étudiés

3. Le signal envoyé par le capteur piézo-électrique *AVL QH33D* est un signal relatif. Le point de référence doit être trouvé pour donner une interprétation au signal.

## Réalisation d'un essai

La procédure expérimentale du déroulement d'un essai consiste en quatre étapes principales :

- réglage du débit de combustible pilote
- ajustement du débit de combustible primaire pour obtenir la charge désirée
- stabilisation du régime
- saisie du point de mesure

Chaque essai demande le réglage et la saisie d'un nombre de points<sup>4</sup> compris entre 5 et 10 selon les conditions de fonctionnement. L'écart entre chaque débit de combustible pilote est d'environ 0,03 g/s en fonction des conditions de fonctionnement. L'essai se termine lorsque l'intensité du cliquetis devient trop forte (notamment pour les essais en *GPL*) ou lorsque le débit de gasoil ne peut plus être diminué. Pour les essais avec du gaz de gazogène les limites sur le débit de combustible primaire ne permettent plus de maintenir la charge constante à des débits de gasoil très faibles.

Le réglage est réalisé par l'intermédiaire du clapet présent sur le moteur *LISTER-PETTER*, ainsi que des régulateurs de débits placés sur le circuit d'alimentation en combustible primaire. Le réglage du débit de gaz est automatisé par une consigne de commande, dans le logiciel Test Point (déclaration du débit massique de combustible souhaité). Une vingtaine de minutes est nécessaire à la réalisation d'un point de mesure.

### 2.1.5 Présentation des essais réalisés

Plusieurs compositions de gaz ont été testées afin de voir les effets sur les performances du moteur dual-fuel. Trois compositions de biogaz ont été simulées. Ces compositions sont spécifiques aux biogaz issus de décharges et de stations d'épuration d'eaux (cf. tableau 1). Une composition de gaz de gazogène, a été également testée. Enfin, des essais avec du *GPL* ont été réalisés, afin de permettre l'étude des régimes anormaux de combustion dans les moteurs dual-fuel. Les compositions des gaz testés, ainsi que quelques propriétés sont présentés dans le tableau 2.3.

	<i>BIO40</i>	<i>BIO50</i>	<i>BIO60</i>	<i>GG</i>	<i>GPL</i>	
Composition [%]	$CH_4$	60	50	40	4	-
	$C_3H_8$	-	-	-	-	30
	$C_4H_{10}$	-	-	-	-	70
	$CO$	-	-	-	25	-
	$CO_2$	40	50	60	12	-
	$H_2$	-	-	-	10	-
	$N_2$	-	-	-	49	-
Masse molaire [ $kg/mole$ ]	0,033	0,03	0,027	0,027	0,054	
Masse volumique [ $kg/m^3$ ]	1,46	1,34	1,21	1,2	2,4	
Pouvoir comburivore [ $kg_{air}/kg_{cbg}$ ]	3,35	4,58	6,06	1,3	15,44	
Pouvoir calorifique inférieur [ $MJ/kg$ ]	9,76	13,34	17,65	4,72	45,87	

TAB. 2.3 – Synthèse des gaz testés et leurs propriétés.

4. Un point correspond à un débit de combustible pilote donné.

Les essais regroupés dans le tableau 2.4 correspondent à des essais obtenus en fonctionnement avec différents combustibles gazeux. Les réglages testés vérifient un plan d'expérience factoriel à deux niveaux [123] dont les paramètres étudiés sont le débit du combustible pilote, la composition du combustible primaire et son débit. Afin d'analyser plus précisément les effets des deux débits des niveaux intermédiaires ont été testés pour ces deux paramètres très influents.

n°	Combustible primaire	Charge moteur	Débit cb. pilote [g/s]	Débit cb. primaire [g/s]
<i>B40 – 50</i>	BIO40	50%	0,022 - 0,205	0 - 0,534
<i>B40 – 60</i>	BIO40	60%	0,019 - 0,231	0 - 0,573
<i>B40 – 70</i>	BIO40	70%	0,046 - 0,256	0 - 0,55
<i>B40 – 80</i>	BIO40	80%	0,047 - 0,288	0 - 0,575
<i>B50 – 50</i>	BIO50	50%	0,047 - 0,205	0 - 0,71
<i>B50 – 60</i>	BIO50	60%	0,076 - 0,231	0 - 0,62
<i>B50 – 70</i>	BIO50	70%	0,037 - 0,256	0 - 0,8
<i>B50 – 80</i>	BIO50	80%	0,049 - 0,288	0 - 0,84
<i>B60 – 50</i>	BIO60	50%	0,042 - 0,205	0 - 0,95
<i>B60 – 60</i>	BIO60	60%	0,037 - 0,231	0 - 1,02
<i>B60 – 70</i>	BIO60	70%	0,023 - 0,256	0 - 1,17
<i>B60 – 80</i>	BIO60	80%	0,04 - 0,288	0 - 1,1
<i>GPL – 50</i>	GPL	50%	0,031 - 0,205	0 - 0,182
<i>GPL – 60</i>	GPL	60%	0,056 - 0,231	0 - 0,179
<i>GPL – 70</i>	GPL	70%	0,075 - 0,256	0 - 0,189
<i>GG – 40</i>	GG	40%	0,051 - 0,187	0 - 1,851
<i>GG – 50</i>	GG	50%	0,066 - 0,205	0 - 1,674

TAB. 2.4 – Synthèse des essais réalisés.

### 2.1.6 Limite du matériel et contraintes

Lors des essais réalisés plusieurs limitations, dues aux équipements utilisés, ont été rencontrées :

- système d'injection du moteur
- mélangeur des gaz

Les performances d'un système d'injection sont fortement dépendantes de la pression d'injection. Le moteur *LISTER – PETTER* est équipé avec une pompe d'injection capable de fournir une pression légèrement supérieure à 200 *bar*. A de telles valeurs, les gouttes injectées ont des diamètres inappropriés à une combustion complète. De plus, la configuration du moteur ne nous a pas permis de changer l'injecteur. Ceci a entraîné des problèmes de stabilités de combustion notamment à de faibles débits de combustible pilote.

Travaillant avec des gaz à faible *PCI*, les débits massiques associés sont très importants. Ainsi, lorsque le gaz de gazogène a été testé, certains débitmètres massiques du mélangeur ont

été saturés en débit. Par conséquent, avec ce type de gaz (dont la composition et les propriétés sont données dans le tableau 2.3) des charges supérieures à 50% n'ont pas pu être testées. Ainsi s'explique la simulation d'une charge à 40% pour le gaz de gazogène (voir tableau 2.4).

## 2.2 Méthodes d'analyse

Les essais réalisés et présentés lors de la section précédente, sont interprétés avec des modèles d'analyse et sont soumis aux procédures réalisées afin de caractériser la combustion dual-fuel dans le moteur *LISTER – PETTER*. Ainsi, dans les paragraphes suivants, on présente en détail les méthodes d'analyses mises au point ainsi que leur validation.

### 2.2.1 Analyse du délai d'ignition

Dans le paragraphe 1.3.3 page 31 la corrélation du Prakash et al. est présentée en détail. On avait fait les remarques suivantes :

1. La corrélation est développée pour un moteur dual-fuel fonctionnant au biogaz comme combustible primaire. La composition du biogaz employé était de 63 % de méthane et de 37 % de dioxyde de carbone.
2. La corrélation ne tient pas compte de l'avance à l'injection.

L'utilisation des moteurs dual-fuel est liée surtout à la valorisation des combustibles gazeux à faible contenu énergétique. Leur composition varie dans des intervalles assez larges. Donc, la nécessité d'un modèle pour la prédiction du délai d'ignition qui fonctionne pour diverses compositions de combustible est évidente. La température cylindre au moment de l'injection varie sensiblement avec la concentration et la nature du combustible primaire cf. figure 2.7. La pression a une variation identique, cf. l'équation d'état. De plus, l'optimisation des régimes de fonctionnement, ne peut se faire sans l'adaptation de l'avance à l'injection du combustible pilote. En conséquence, deux modifications sont proposées à la corrélation de Prakash et al. afin d'inclure ces deux observations.

### Début de la combustion

Dans le paragraphe 1.3.1 plusieurs méthodes d'identification du début de combustion ont été présentées. Deux méthodes ont été retenues pour ce mémoire :

1. L'analyse du signal de pression cylindre.
2. L'analyse du dégagement de chaleur.

La première catégorie offre l'avantage d'éviter toute hypothèse supplémentaire. Le signal interprété est directement celui mesuré par le capteur de pression cylindre. On a retenu l'utilisation de la dérivée du signal de pression par rapport à l'angle vilebrequin. Un exemple de l'utilisation de cette méthode est donné sur la figure 2.8(a). Cependant, lorsqu'on utilise des méthodes appartenant à la deuxième classe, on est amené à introduire des hypothèses supplémentaires qui peuvent générer des erreurs dans l'appréciation du début de combustion. Les méthodes étudiées et testées lors de ce mémoire sont énumérées ci-après :

1. Le dernier minimum local avant le pic de combustion.
2. Le point où le dégagement de chaleur change de signe.



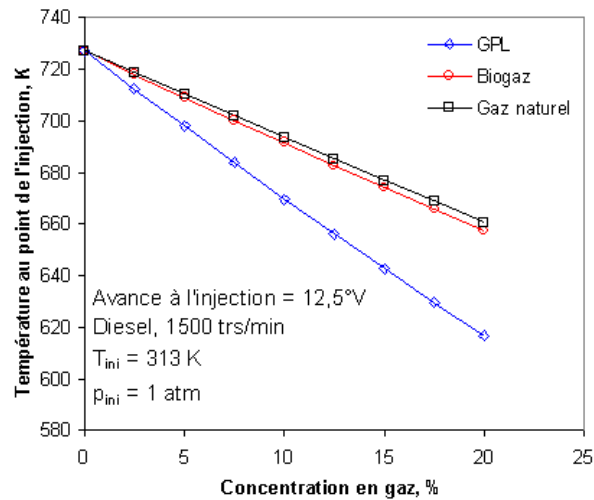


FIG. 2.7 – *Effet de la substitution pour différents gaz : variation de la température au point d'injection.*

3. Le point où 1% de l'énergie totale est dégagée dans le cylindre.
4. Le point où 5% de l'énergie totale est dégagée.

A titre d'exemple, sur la figure 2.8(b) une comparaison des débuts de combustion obtenus avec les cinq méthodes citées ci-dessus est présentée. Le régime de fonctionnement est choisi arbitrairement. On remarque que le début de combustion déterminé par l'analyse de la dérivée de la pression et celui désigné par le point où le dégagement de chaleur devient positif sont en concordance. On observe également que les deux dernières méthodes d'analyse du dégagement de chaleur ne se rapprochent guère de la réalité et retardent significativement le début de la combustion. De plus, la valeur du début de combustion déterminée en utilisant le minimum local du dégagement de chaleur est consistante avec celle obtenue par l'interprétation du signal de pression.

Suite aux interprétations données ci-dessus, désormais le début de combustion lors du présent mémoire est déterminé en utilisant la dérivée du signal de pression.

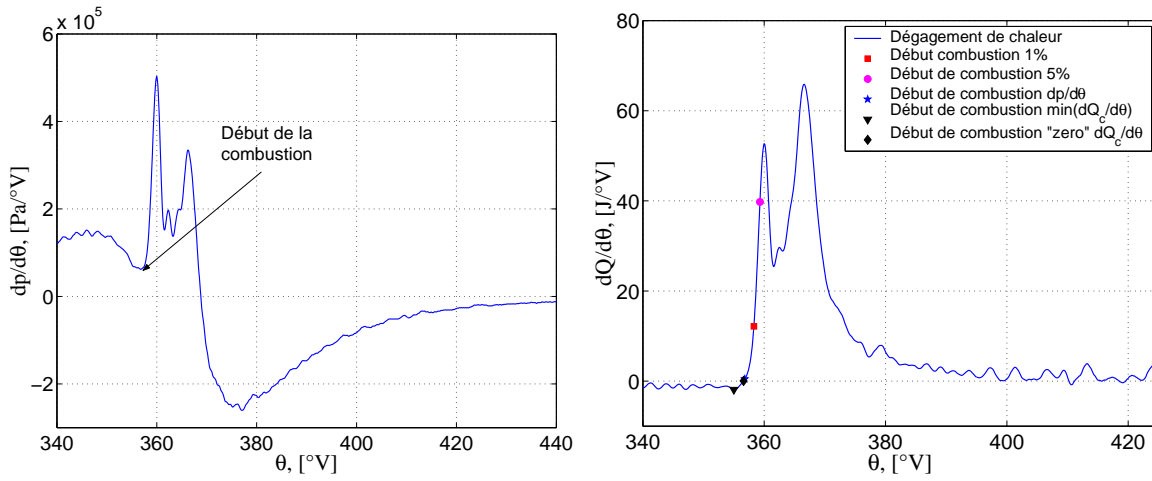
### Extension du modèle de délai d'ignition de Prakash et al. à un combustible gazeux quelconque

Prakash et al. avaient trouvé expérimentalement que le coefficient polytropique d'un mélange air-biogaz<sup>5</sup> varie linéairement avec la concentration en biogaz (voir équation 1.19).

Ainsi, sur la figure 2.9 (a) cette variation et celle du coefficient isentropique du mélange sont tracées. On observe que les deux pentes sont presque identiques. Sur la base de cette remarque, on suppose que les coefficients polytropique et isentropique d'un mélange gazeux air - combustible varient en fonction de la concentration du combustible de la même manière :

$$n_{df} = n_{air} - \alpha_{DI} \cdot f_p \quad (2.2)$$

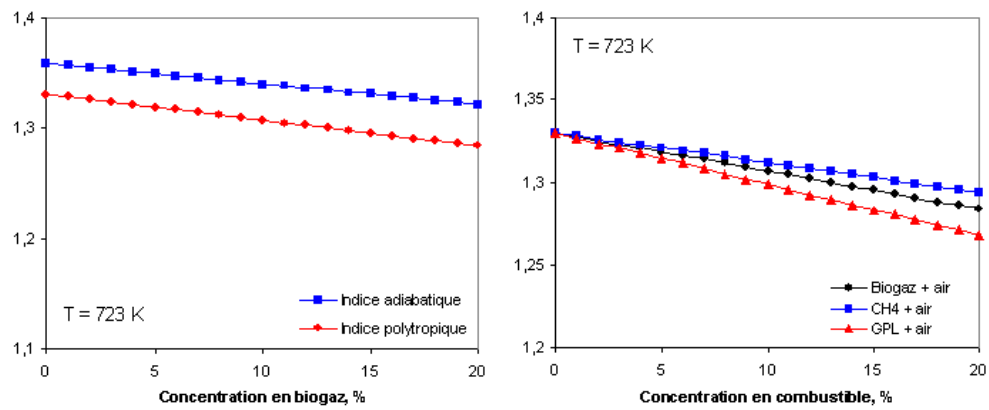
5. Le biogaz est composé de 63 % de méthane et de 37 % de dioxyde de carbone.



(a) Détermination du début de combustion en utilisant la dérivée de la pression cylindre.

(b) Comparaison entre les début de combustion déterminés avec les différentes méthodes.

FIG. 2.8 – Méthodes de détermination du début de combustion. Le moteur fonctionne avec du GPL, à 50% de charge.



(a) Comparaison des pentes (pour un moteur dual - fuel à biogaz)

(b) Comparaison entre différents coefficients polytropiques

FIG. 2.9 – Effet de la substitution.

$$\alpha_{DI} = \left. \frac{\partial \gamma^{df}}{\partial f_p} \right|_{T=ct.} \quad (2.3)$$

où  $\alpha_{DI}$  est la pente de la variation du coefficient isentropique du mélange en fonction de la concentration du combustible gazeux. Le coefficient polytropique est défini par les équations 2.4 - 2.6 :

$$C_v^{df} = C_v^{air} \cdot (1 - f_p) + C_v^{gaz} \cdot f_p \quad (2.4)$$

$$C_p^{df} = C_p^{air} \cdot (1 - f_p) + C_p^{gaz} \cdot f_p \quad (2.5)$$

$$\gamma^{df} = \frac{C_p^{df}}{C_v^{df}} \quad (2.6)$$

avec  $C_p$  la chaleur massique à pression constante,  $C_v$  la chaleur massique à volume constante [51] et  $\gamma$  le coefficient isentropique de la charge. En développant la dérivée et en utilisant la relation entre  $C_p$ ,  $C_v$  et  $R$  on obtient :

$$\alpha_{DI} = \frac{R \cdot (C_v^{air}(T) - C_v^{gaz}(T))}{[f_p \cdot (C_v^{gaz}(T) - C_v^{air}(T)) + C_v^{air}(T)]^2} \quad (2.7)$$

Les expressions des chaleurs massiques à pression constante pour chaque constituant (exprimées en  $kJ/kmol/K$ ) sont explicitées par les équations 2.8 [138] en fonction de la température.

$$\left\{ \begin{array}{l} C_p^{CH_4} = -627,87 + 439,74 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^{0,25} - 24,875 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^{0,75} + 323,88 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^{0,5} \\ C_p^{C_3H_8} = -4,042 + 30,46 \cdot \left(\frac{T}{100}\right) - 1,571 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^2 + 0,03171 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^3 \\ C_p^{C_4H_{10}} = 3,954 + 37,12 \cdot \left(\frac{T}{100}\right) - 1,833 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^2 + 0,03498 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^3 \\ C_p^{CO_2} = -3,7357 + 30,529 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^{0,5} - 4,1043 \cdot \left(\frac{T}{100}\right) + 0,024198 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^2 \\ C_p^{N_2} = 39,060 - 512,79 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^{-1,5} + 1072,7 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^{-2} - 820,40 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^{-3} \\ C_p^{O_2} = 37,432 + 0,020102 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^{1,5} - 178,57 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^{-1,5} + 236,88 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^{-0,2} \end{array} \right. \quad (2.8)$$

avec  $T$  la température en  $K$ , déterminée dans la chambre de combustion et à l'instant de l'injection (pour calculer  $\alpha_{DI}$ , voir équation 2.7).

### Introduction de l'avance à l'injection

Sur les moteurs diesel et dual-fuel, le début de l'injection ne correspond pas au  $PMH$ . Cet instant est légèrement avancé. Ce décalage, exprimé par rapport au  $PMH$  s'appelle l'avance à l'injection. Sur la figure 2.10 a) on peut voir la variation de la température et de la pression cylindre au moment de l'injection, en fonction du début de l'injection. Des différences d'environ 100 - 120  $K$  et de 2  $MPa$  peuvent être constatées.

Afin de considérer cet effet, un taux de compression à l'injection est défini comme suit :

$$ICR = \frac{V_{cyl}}{V_{inj}} \quad (2.9)$$

avec  $V_{inj}$  le volume de la chambre de combustion à l'injection et  $V_{cyl}$  le volume total du cylindre. En utilisant ce nouveau paramètre, on peut définir la température et la pression à l'injection comme suit :

$$T_{inj} = T_{PMB} \cdot ICR^{n_{df}-1} \quad (2.10)$$

$$p_{inj} = p_{PMB} \cdot ICR^{n_{df}} \quad (2.11)$$

avec  $n_{df}$  l'indice polytropique de la charge gazeuse aspirée.

En introduisant les modifications proposées, le modèle complet est :

$$\left\{ \begin{array}{l} DI = C_f \cdot B \cdot O_c^k \exp(E_A \cdot D + F^{0,63}) \\ A = 0,36 + 0,22 \cdot M_{ps} \\ E_A = \frac{618840}{CN+25} \\ D = \frac{1}{R \cdot T_{inj}} - \frac{1}{17190} \\ F = \frac{21,2}{p_{inj}-12,4} \\ T_{inj} = T_{PMB} \cdot ICR^{n_{df}-1} \\ p_{inj} = p_{PMB} \cdot ICR^{n_{df}} \\ O_c = \frac{O_{cyl}}{0,21} \\ n_{df} = n_{air} - \alpha_{DI} \cdot f_p \\ \alpha_{DI} = \left. \frac{\partial \gamma^{df}}{\partial f_p} \right|_{T=ct.} \end{array} \right. \quad (2.12)$$

Sur la figure 2.10 b) on présente les valeurs du délai d'ignition en fonction de l'angle de début de l'injection calculées avec la corrélation de Prakash et al. pour des conditions de température et pression considérées au moment de l'injection ou constantes. On remarque qu'entre les deux situations, et notamment pour des avances à l'injection plus importantes, les différences constatées au niveau du délai d'ignition peuvent aller jusqu'à 9°V.

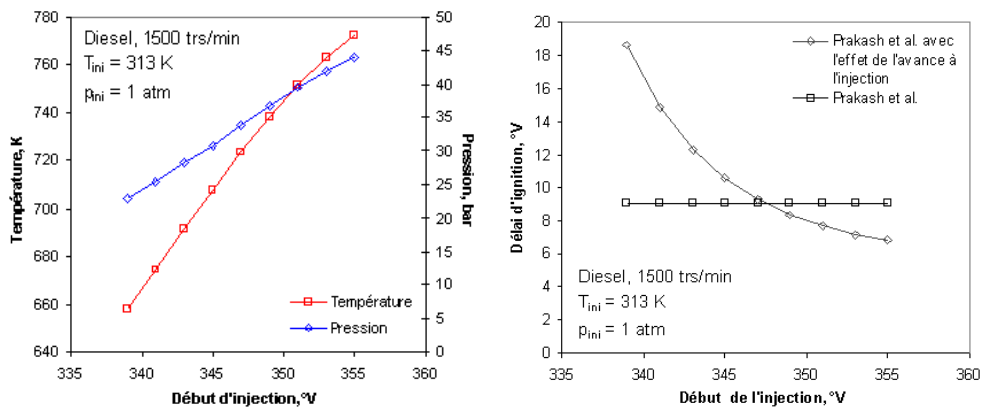
### Détermination des constantes

Afin de compléter la prédiction du délai d'ignition, les deux constantes  $C_f$  et  $k$  doivent être déterminées. Par la suite, la procédure de calcul des deux constantes est présentée.

L'équation 2.12 peut s'écrire comme suit :

$$DI = C_f \cdot O_c^k \cdot G \quad (2.13)$$

où  $G$  est un terme qui contient les paramètres de vitesse du piston,  $E_A$ ,  $D$  et  $F$ . En appliquant le logarithme à l'équation 2.13 on obtient :



(a) Sur les conditions thermodynamiques au moment de l'injection.

(b) Sur le délai d'ignition.

FIG. 2.10 – Effet de l'avance à l'injection.

$$\ln \frac{DI}{G} = \ln C_f + k \cdot \ln O_c \quad (2.14)$$

L'équation 2.14 représente l'équation d'une droite dont la pente est donnée par  $k$  et l'ordonnée par le logarithme de  $C_f$ . Afin de trouver la meilleure combinaison des constantes, le critère des moindres carrés s'écrit :

$$(A, B)_{opt} \iff \sum_{i=1}^N [\tilde{y}_i - (A + B \cdot X_i)]^2 = \min \quad (2.15)$$

où  $\tilde{y}_i$  est donné par  $\tilde{y}_i = \ln(DI/G)$ , en °V.  $N$  est le nombre total des points de mesures et  $X_i$  représente le logarithme de la concentration relative en oxygène dans le cylindre.

### 2.2.2 Procédure d'analyse du diagramme de dégagement de chaleur

A partir du diagramme de pression moyennée sur 100 cycles, trois phases de la combustion peuvent être mises en évidence, cf. figure 2.11(a) :

1. La combustion pré-mélangée du combustible pilote et d'une partie du combustible gazeux entraîné par le combustible pilote. Cette première phase de combustion correspond au premier pic.
2. La combustion pré-mélangée de la majeure partie du combustible gazeux et d'une partie du combustible pilote. Le second pic du dégagement de chaleur correspond à cette étape.
3. La combustion diffusante du combustible restant (gazeux et pilote).

L'analyse visuelle d'un dégagement de chaleur issu d'un moteur dual-fuel met en évidence la présence de cinq points importants. Ces points sont présentés dans le tableau 2.5, ainsi que sur la figure 2.11(b).

La nouvelle méthodologie utilise trois simples lois de Wiebe, cf éq. 1.22, pour modéliser la combustion dual-fuel. Chaque loi correspond à une étape de combustion identifiée précédemment. La superposition des lois donne le dégagement total de chaleur dans le cylindre. La figure 2.11(b) présente la structure du modèle proposé.

Obtenues empiriquement, les équations présentées dans le tableau 2.6 sont un heuristique pour définir le début et la fin de chaque étape de combustion. À l'aide de ces valeurs, la durée  $\Delta\theta_b$  de chaque étape est déterminée. Le début de la combustion pré-mélangée du combustible pilote coïncide avec le début du processus de combustion. La fin de cette première étape est obtenue à l'aide d'une droite qui unit les points 2 et 3 (voir figure 2.11(b)) sur le dégagement de chaleur. Par extrapolation, on obtient la valeur de la fin de la combustion (voir figure 2.12 b).

1	<i>Départ de la combustion</i>
2	<i>Valeur maximale du dégagement de chaleur lors de la première étape de combustion</i>
3	<i>Valeur minimale du dégagement de chaleur entre les deux premières étapes</i>
4	<i>Valeur maximale du dégagement de chaleur lors de la deuxième étape</i>
5	<i>Fin de la combustion</i>

TAB. 2.5 – Points importants dans le dégagement de chaleur.

	j		
	pd	pg	dif
Début ( $\theta_0^d$ )	$\frac{dQ}{d\theta}(\theta) \cong 0$	$\theta_0^{d,pd} + \theta^{pg}$	$\theta_0^{d,pd} + \theta^{dif}$
Fin ( $\theta_0^f$ )	$\theta_0^f = \frac{\theta_3 \cdot \frac{dQ^{pd}}{d\theta} _2 - \theta_2 \cdot \frac{dQ^{pd}}{d\theta} _3}{\frac{dQ^{pd}}{d\theta} _3 - \frac{dQ^{pd}}{d\theta} _2}$	$\frac{dQ^{pg}}{d\theta}(\theta) \cong 0$	$x_b(\theta) \cong x_b^f$

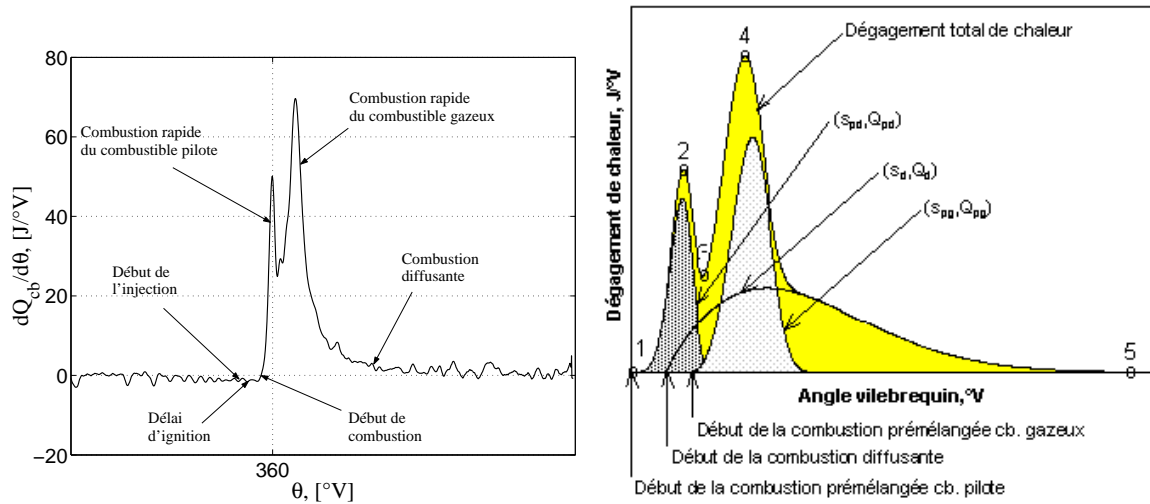
TAB. 2.6 – Heuristique proposé pour déterminer les valeurs des angles de début et de fin de combustion pour chaque étape.

Une fois les débuts et les durées de chaque étape de combustion déterminés, la procédure détermine pour chaque dégagement de chaleur, les meilleurs couples  $(M, \hat{Q})$  qui décrivent cette courbe. La figure 2.13 présente les erreurs calculées avec la procédure pour différents couples  $(M, \hat{Q})$ . Les courbes de cette figure représentent les iso-erreurs. La paire optimale est marquée par un «+».

La définition de l'erreur entre le dégagement de chaleur mesuré et celui calculé par la procédure, est donnée par l'équation suivante :

$$\varepsilon = \frac{\int_{\theta_0}^{\theta_0 + \Delta\theta_b} \left( \frac{dQ^{mes}}{d\theta}(\theta) - \frac{dQ^{cal}}{d\theta}(\theta) \right)^2 d\theta}{\int_{\theta_0}^{\theta_0 + \Delta\theta_b} \left( \frac{dQ^{mes}}{d\theta}(\theta) \right)^2 d\theta} \quad (2.16)$$

où «mes» désigne le dégagement de chaleur mesuré et «cal» désigne le dégagement de chaleur calculé par la procédure.



(a) Dégagement de chaleur dans un moteur dual-fuel (le combustible primaire utilisé est du GPL, banc d'essais Inde).

(b) Décomposition de la quantité de chaleur dégagée lors de la combustion: description par 3 lois de Wiebe.

FIG. 2.11 – Identification et décomposition du dégagement de chaleur.

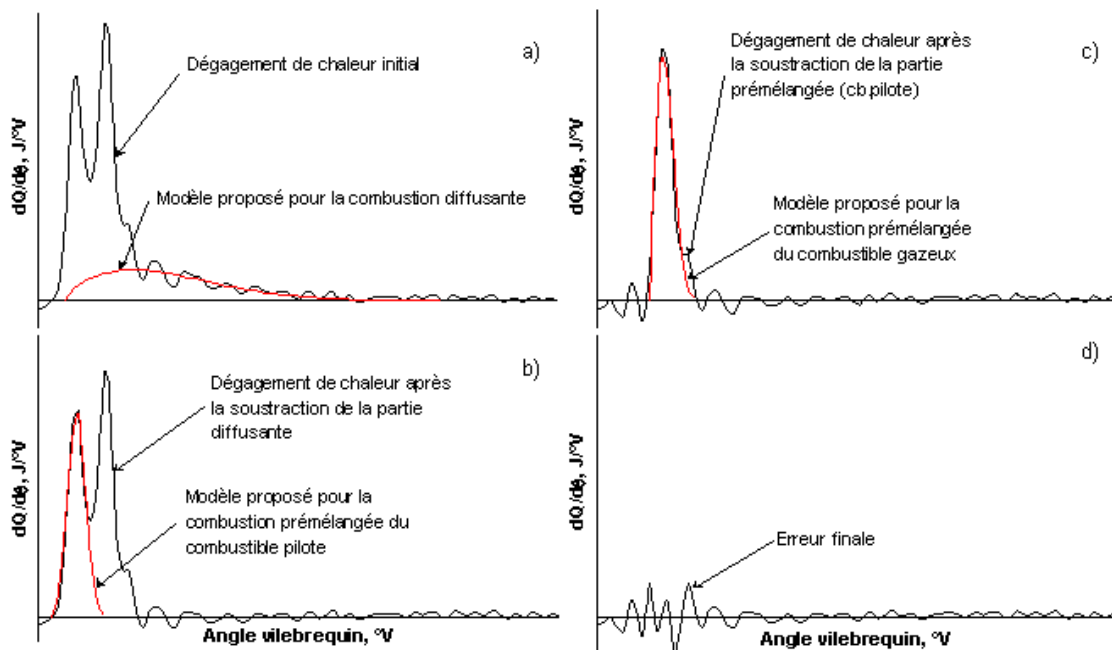


FIG. 2.12 – Méthodologie pour l'obtention des coefficients des lois de Wiebe.

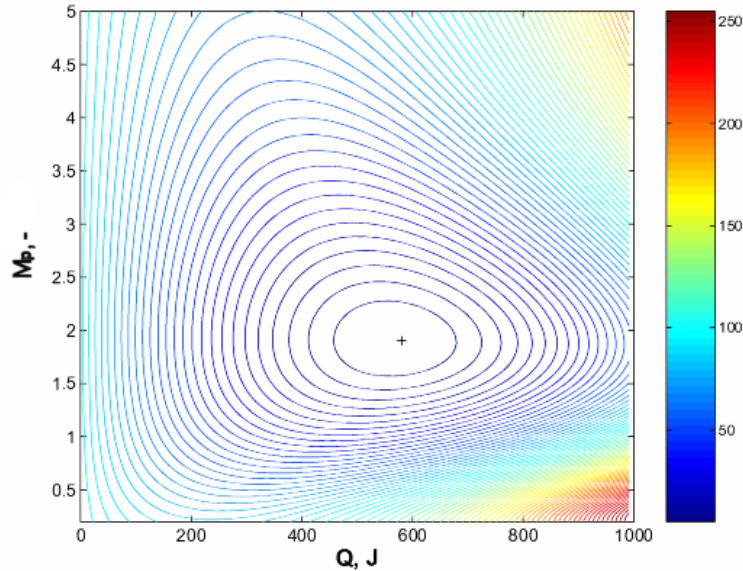


FIG. 2.13 – Courbes d'iso-erreur (substitution en diesel 65 %, première étape de combustion).

Cette équation est utilisée par la procédure pour trouver le couple optimal ( $M$ ,  $\hat{Q}$ ) pour chaque étape, i.e. prémélangée combustible pilote, prémélangée combustible primaire et diffusante.

### 2.2.3 Analyse thermodynamique de la combustion

#### Influence des paramètres

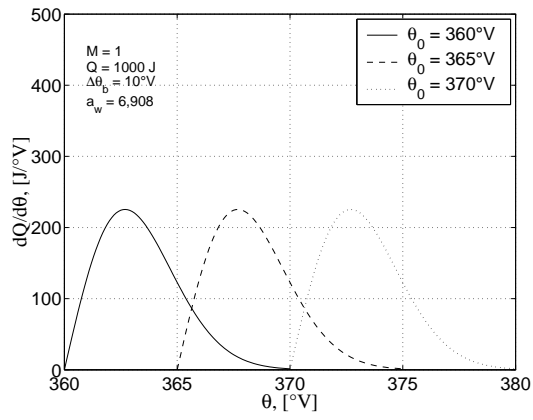
Le but de cette analyse repose sur l'identification des diagrammes expérimentaux de pression, via le dégagement de chaleur. Cette identification s'effectue sur les quatre paramètres de la loi de Wiebe.

Sur la figure 2.14, lorsque le début de la combustion change de position, l'allure de la loi de Wiebe reste inchangée. Par contre, une variation de la durée de combustion modifie également la forme de la loi. Une modification de la valeur maximale de la vitesse de combustion est également constatée.

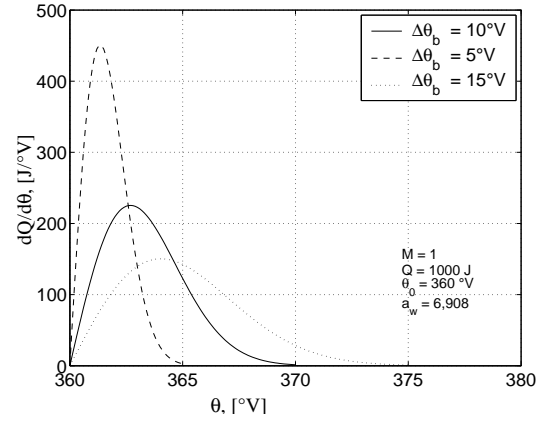
Pour des valeurs très faibles du facteur de forme  $M$ , le dégagement de chaleur démarre d'une manière très brusque. La vitesse de combustion est très élevée au début, pour diminuer graduellement vers la fin de combustion. En augmentant la valeur du facteur de forme, le départ de la combustion devient moins rapide. D'une manière globale, la vitesse de combustion a des valeurs plus faibles. On remarque également que la position de la valeur maximale de la vitesse de combustion change avec une variation du facteur de forme.

Avec une signification très intuitive, i.e., la surface délimitée par la courbe de dégagement de chaleur,  $\hat{Q}$  entraîne des variations significatives au niveau de la valeur maximale de la vitesse de combustion. Par contre, la position de la valeur maximale ne change pas d'une manière marquante.

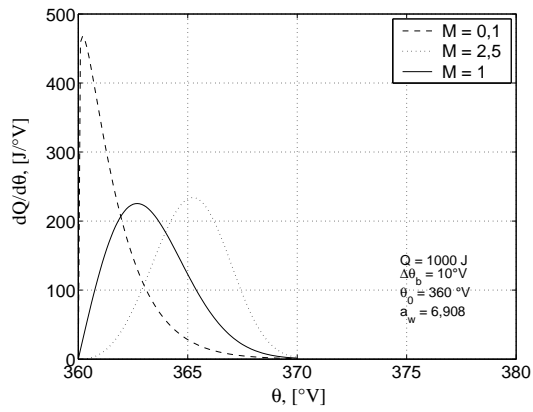




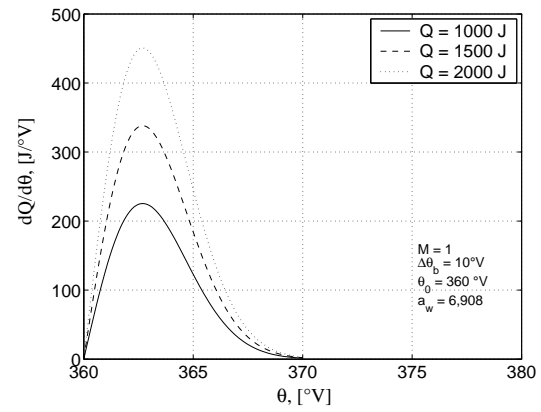
(a)



(b)



(c)



(d)

FIG. 2.14 – Influence des paramètres de la loi de Wiebe sur le dégagement instantané de chaleur.

### Test de sensibilité

Les quatre paramètres de la loi de Wiebe, sont utilisés par la suite pour la prédiction du dégagement de chaleur dans un moteur dual-fuel. Ainsi, une étude de la sensibilité de la loi de Wiebe à une variation de chaque paramètre s'avère utile. Le critère utilisé lors de la réalisation de cette étude de sensibilité est donné par l'équation 2.16, page 74.

	$\theta_0$	$\Delta\theta_b$	$M$	$\hat{Q}$
+5%*	18,30	0,41	0,15	0,25
-5%	18,30	0,47	0,16	0,25
+10%**	60,88	1,51	0,60	1,00
-10%	60,88	2,04	0,68	1,00

\* Pour  $\theta_0$ , le niveau  $\pm 5\%$  correspond au  $\pm 1^\circ\text{V}$

\*\* Pour  $\theta_0$ , le niveau  $\pm 10\%$  correspond au  $\pm 2^\circ\text{V}$

TAB. 2.7 – Résultats du test de sensibilité des paramètres  $\theta_0$ ,  $\Delta\theta_b$ ,  $M$  et  $\hat{Q}$  sur la loi de Wiebe. Les valeurs présentées sont exprimées en pourcentage.

Le tableau 2.7 présente les résultats obtenus suite à l'étude effectuée. On remarque que le paramètre le plus influent est le début de la combustion. Ainsi pour des variations de  $\pm 1^\circ\text{V}$  l'erreur calculée avec l'équation 2.16 avoisine les 18%. Pour une perturbation deux fois plus importante, l'erreur subit une augmentation trois fois plus grande. En effet, une modification du début de combustion, introduit un décalage entre les deux lois, qui s'avère très important.

Pour les trois autres paramètres, l'impact est plutôt négligeable par rapport au début de la combustion. Pour des perturbations comprises dans l'intervalle  $\pm 10\%$ , les erreurs restent inférieures à environ 2%, avec un maximum de la part de la durée de combustion. On remarque également qu'une sous-estimation de la durée de combustion est légèrement plus pénalisante qu'une surestimation.

Quant au facteur de forme  $M$  et à la quantité de chaleur  $\hat{Q}$ , les erreurs restent inférieures à 1%, avec un léger avantage de la part de la quantité de chaleur. A nouveau, on remarque que la loi de Wiebe est plus sensible à la sous-estimation du facteur de forme.

En conclusion de cette étude de sensibilité, lors de la prédiction des paramètres de la loi de Wiebe, il faut être particulièrement précis au niveau du début de combustion. Sur la durée de combustion  $\Delta\theta_b$ , ainsi que sur le facteur de forme  $M$  et la quantité de chaleur  $\hat{Q}$ , les éventuelles erreurs de l'ordre de  $\pm 10\%$  génèrent des imprécisions acceptables au niveau du dégagement de chaleur.

### Compensation entre les paramètres de la loi de Wiebe

Dans le paragraphe précédent, on a conclu que la loi de Wiebe est sensible à une variation de la durée de combustion, et surtout à une variation de l'angle de début de combustion. Au contraire, les perturbations introduites sur le facteur de forme et sur  $\hat{Q}$  ont un impact moindre sur la loi de Wiebe.

Par la suite, on suppose que l'angle de début de combustion, ainsi que sa durée, sont identifiés par une méthode spécifique. Ainsi, sur la figure 2.15 trois lois de Wiebe sont tracées comme suit :

1. La première loi est tracée pour des paramètres quelconques, à savoir,  $\theta_0 = 360^\circ V$ ,  $\Delta\theta_b = 10^\circ V$ ,  $\hat{Q} = 1000 J$  et  $M = 2$ .
2. La deuxième loi est tracée pour les mêmes paramètres  $\theta_0$ ,  $\Delta\theta_b$  et  $\hat{Q}$ , mais pour un facteur de forme  $M$  supérieur à la valeur initiale de 10%.
3. La troisième loi garde le même début de la combustion que la loi initiale et le facteur de forme *perturbé* avec +10%. La quantité de chaleur est réévaluée de manière à minimiser l'écart quadratique donné par l'équation 2.16.

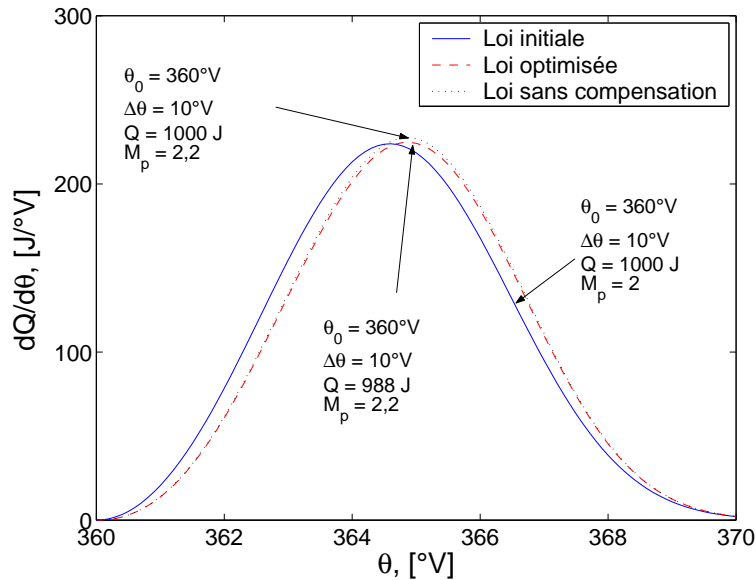


FIG. 2.15 – Compensation des paramètres d'une loi de Wiebe.

Ainsi, on remarque que pour les quatre paramètres proposés, et pour une variation de +10% au niveau du facteur de forme  $M$ , l'erreur entre les deux courbes est aux alentours de 0,95%. Mais, en gardant la perturbation sur le facteur de forme et en choisissant d'une manière convenable la valeur du  $\hat{Q}$ , on remarque que l'erreur peut être diminuée. A titre d'exemple, la nouvelle valeur de la quantité de chaleur est de 988 J, ce qui représente une variation par rapport à la valeur initiale de 2,8%.

En conclusion, l'introduction d'une erreur sur le facteur de forme d'une loi de Wiebe, peut être partiellement compensée par le choix adapté du  $\hat{Q}$ .

## 2.3 Synthèse

Dans le chapitre précédent, on a réalisé une synthèse bibliographique sur la combustion dual-fuel, reposant sur des travaux expérimentaux. En conséquence, pour la réalisation de cette étude, un banc d'essais dual-fuel a été mis en place par transformation et instrumentation d'un moteur diesel.

Après la validation, des campagnes d'essais ont été réalisées, à charge constante et substitution en diesel variable. De plus, un ensemble de cinq combustibles primaires a été expérimenté, à savoir, du *GPL*, trois compositions de biogaz et une composition de gaz de gazogène. Les compositions proposées sont similaires avec celles des gaz issus des stations de traitement d'eaux, des décharges ou de la gazéification des déchets d'origine animale ou végétale. La simulation de *GPL* permet l'étude de la combustion dual-fuel avec des combustibles réactifs.

Pour l'interprétation des résultats expérimentaux, une méthodologie d'analyse a été mise au point. Elle consiste en un modèle pour le délai d'ignition et une procédure d'analyse du dégagement de chaleur, basée sur une combinaison de trois lois de Wiebe.

Ainsi, la caractérisation du délai d'ignition se fait à l'aide d'une corrélation empirique. Elle est initialement développée par Prakash et al. pour l'utilisation avec un moteur dual-fuel alimenté avec du biogaz. Cette corrélation considère le régime de fonctionnement du moteur et la présence du combustible gazeux dans le cylindre. Toutefois, on a étendu cette corrélation pour l'utilisation avec un combustible primaire quelconque, une facilité manquante dans la littérature. De plus, l'effet de l'avance à l'injection sur le délai d'ignition a été inclus.

Ensuite, une nouvelle procédure pour la modélisation de la combustion dual-fuel a été proposée. Elle utilise une combinaison de trois lois de Wiebe, la fonction sigmoïde la plus fréquemment utilisée pour la caractérisation du dégagement de chaleur.

Lors d'une analyse de sensibilité, on a mis en évidence le fait qu'une perturbation sur le facteur de forme  $M$  peut être compensée en partie par une optimisation de la quantité de chaleur  $\dot{Q}$ . Par ailleurs, on a démontré que l'angle de début de combustion  $\theta_0$  a un impact puissant sur la loi de Wiebe.

Les deux modèles proposés sont employés pour la réalisation d'une étude exhaustive sur l'utilisation des combustibles cités ci-dessus dans un moteur dual-fuel. Cette analyse fait l'objet des deux prochains chapitre du présent mémoire. De plus, l'ensemble des paramètres de la loi de Wiebe, permet la réalisation d'un modèle prédictif pour le dégagement de chaleur et pour les performances énergétiques d'un moteur dual-fuel.

# Principales notations

## Variables

$B$	:	Paramètre de vitesse dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[m/s]$
$C_p$	:	Chaleur massique à pression constante	$[J/kg/K]$
$C_v$	:	Chaleur massique à volume constant	$[J/kg/K]$
$D$	:	Paramètre de température dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[mole/J]$
$E_A$	:	Energie d'activation du processus d'auto inflammation	$[J/mole]$
$F$	:	Paramètre de pression dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[bar^{-1}]$
$f_p$	:	Concentration en biogaz dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[\%]$
$DI$	:	Délai d'ignition	$[°V]$
$M$	:	Facteur de forme de la loi de Wiebe	$[-]$
$M_{ps}$	:	Vitesse moyenne du piston dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[m/s]$
$n$	:	Coefficient polytropique	$[-]$
$O$	:	Concentration absolue en oxygène	$[\%]$
$O_c$	:	Concentration relative en oxygène	$[-]$
$p$	:	Pression	$[MPa]$ ou $[Pa]$ ou $[bar]$ ou $[atm]$
$Q$	:	Quantité de chaleur	$[J]$
$\hat{Q}$	:	Quantité totale de chaleur dégagée dans une loi de Wiebe	$[J]$
$T$	:	Température	$[K]$
$V$	:	Cylindrée	$[cm^3]$
$x_b$	:	Fraction brûlée	$[-]$

## Constantes

$a_w$	:	Constante de la loi de Wiebe	$[-]$
$C_f$	:	Constante dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[-]$
$k$	:	Constante dans les modèles de délai d'ignition	$[-]$
$R$	:	Constante universelle des gaz	$[J/mole/K]$

## Indices et exposants

<i>air</i>	:	Air
<i>cal</i>	:	Valeur calculée
<i>cbg</i>	:	Combustible gazeux, combustible primaire
<i>cyl</i>	:	Cylindre
<i>df</i>	:	Dual-fuel
<i>dif</i>	:	Combustion diffusante
<i>f</i>	:	Fin de la combustion
<i>inj</i>	:	Au moment de l'injection
<i>mes</i>	:	Valeur mesurée
<i>pd</i>	:	Combustion rapide (prémélangée) du combustible pilote
<i>pg</i>	:	Combustion rapide (prémélangée) du combustible primaire
<i>PMB</i>	:	Point Mort Bas

## Lettres grecques

$\alpha$	:	Coefficient de débit	$[-]$
$\alpha_{DI}$	:	Pente d'une variation dans le modèle de délai d'ignition	$[-]$
$\gamma$	:	Coefficient isentropique	$[-]$
$\Delta\theta_b$	:	Durée de la combustion dans une loi de Wiebe	$[^\circ V]$
$\epsilon$	:	Erreur relative entre deux valeurs	$[\%]$
$\theta$	:	Angle vilebrequin	$[^\circ V]$
$\theta_0$	:	Angle de début de la combustion dans une loi de Wiebe	$[^\circ V]$

## Abréviations

<i>AOSA</i>	:	Avance Ouverture Soupape d'Admission
<i>AOSE</i>	:	Avance Ouverture Soupape d'Echappement
<i>BIO40</i>	:	Biogaz 40% $CO_2$ et 60% $CH_4$
<i>BIO50</i>	:	Biogaz 50% $CO_2$ et 50% $CH_4$
<i>BIO60</i>	:	Biogaz 60% $CO_2$ et 40% $CH_4$
<i>CN</i>	:	Indice de cétane
<i>GG</i>	:	Gaz de gazogène
<i>GPL</i>	:	Gaz Pétrole Liquéfié
<i>ICR</i>	:	Injection Compression Ratio (taux de compression à l'injection)
<i>NO<sub>x</sub></i>	:	Oxydes d'azote
<i>PCI</i>	:	Pouvoir Calorifique Inférieur
<i>PE</i>	:	Pleine échelle
<i>PMB</i>	:	Point Mort Bas
<i>PMH</i>	:	Point Mort Haut
<i>RFSA</i>	:	Retard Fermeture Soupape d'Admission
<i>RFSE</i>	:	Retard Fermeture Soupape d'Echappement
<i>THC</i>	:	Total des hydrocarbures imbrûlés

## Chapitre 3

# Caractérisation de la combustion dual-fuel : biogaz et gaz de gazogène

---

*Ce chapitre présente et analyse les résultats expérimentaux obtenus lorsque les trois biogaz, ainsi que le gaz de gazogène, sont utilisés en tant que combustibles. Cette étude repose sur le diagramme de pression, moyenné sur 100 cycles consécutifs. Ainsi, on présente et discute les valeurs expérimentales du délai d'ignition. En outre, une comparaison avec les valeurs modélisées est réalisée. Ensuite, l'analyse thermodynamique du dégagement de chaleur est réalisée avec les outils précédemment développés. De plus, des notions telles que la fraction brûlée, l'angle à 50% de masse brûlée, le dégagement de chaleur maximal sont utilisées afin d'aboutir à cette analyse. Basé sur ces résultats et sur leur interprétation, un modèle prédictif de dégagement de chaleur est proposé. Complétées avec la prédiction du délai d'ignition, les performances énergétiques du moteur *LISTER-PETTER* fonctionnant avec du biogaz, ont été prédites avec une erreur inférieure à 10%. Enfin, une analyse succincte des performances environnementales est réalisée. Suite à cette analyse, un modèle empirique simplifié pour les émissions de  $NO_x$  est proposé.*

### 3.1 Introduction

Le principal intérêt de la combustion dual-fuel est la valorisation des combustibles gazeux à faible contenu énergétique. Il s'agit de combustibles obtenus par la gazéification ou la méthanisation des déchets. Dans le présent chapitre, on propose une analyse du cycle thermodynamique du moteur *LISTER – PETER* fonctionnant avec du biogaz et du gaz de gazogène.

### 3.2 Combustion dual-fuel Biogaz

Cette section s'articule autour de deux aspects : l'aspect qualitatif et quantitatif de la combustion dual-fuel avec du biogaz comme combustible primaire. Ainsi, tout d'abord les aspects qualitatifs sont présentés, i.e. les tendances expérimentales observées. Ensuite, les aspects quantitatifs, i.e. un modèle de délai d'ignition et un modèle prédictif du dégagement de chaleur, sont

exposés.

### 3.2.1 Délai d'ignition

La figure 3.1 présente les valeurs expérimentales mesurées lors du fonctionnement avec du biogaz comme combustible primaire. Les charges varient entre 50% et 80% pour les trois compositions testées. Le début de l'injection est défini en utilisant la pression mesurée en amont de l'injecteur, alors que le début de la combustion est défini à l'aide de la dérivée de la pression cylindre.

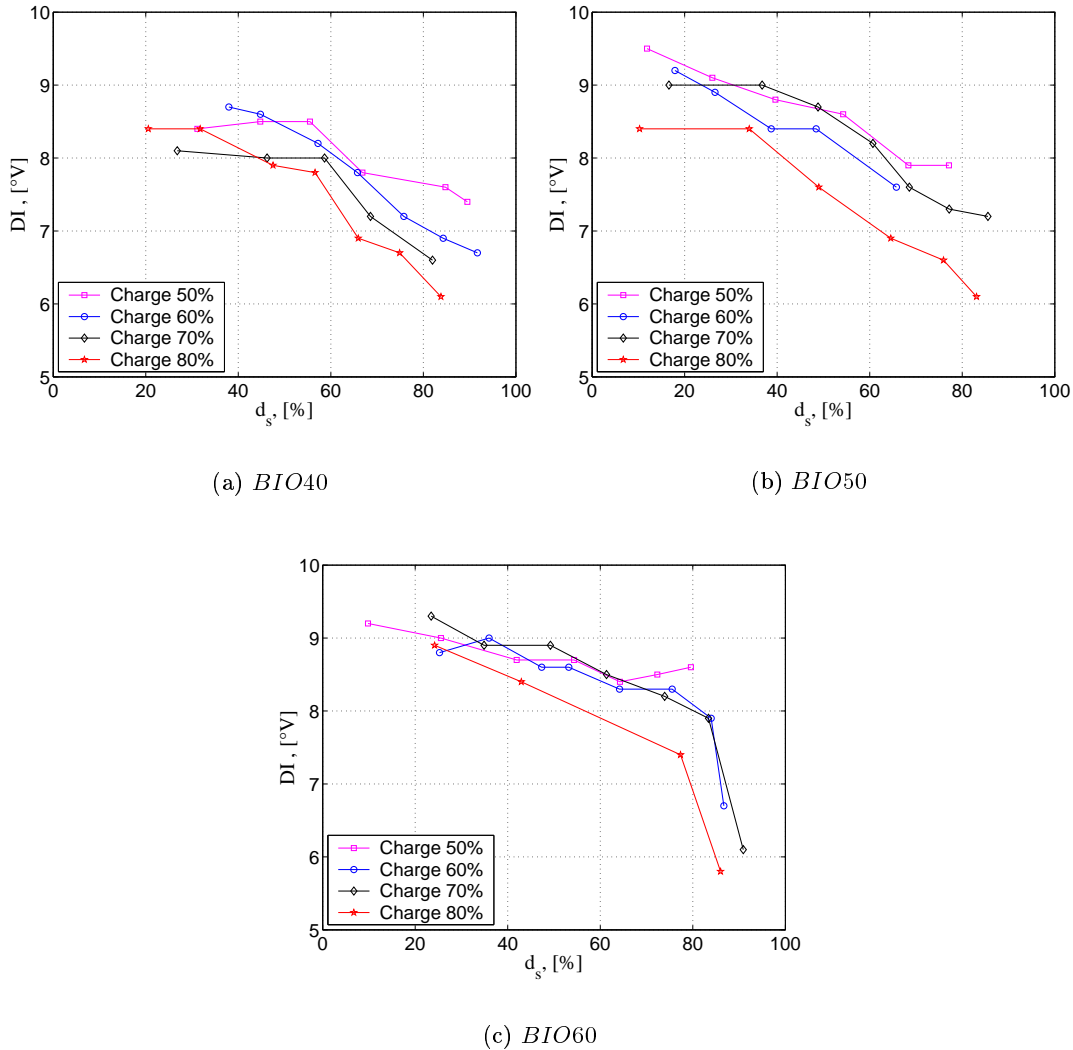


FIG. 3.1 – Valeurs expérimentales du délai d'ignition lors du fonctionnement avec du biogaz comme combustible primaire.

On observe que, d'une manière générale, le délai d'ignition diminue quand la substitution en diesel augmente. De plus, une augmentation de la charge diminue légèrement le délai d'ignition. Une faible tendance croissante est remarquée lorsqu'on accroît la teneur en dioxyde de carbone dans le biogaz.



Ces affirmations peuvent être justifiées par :

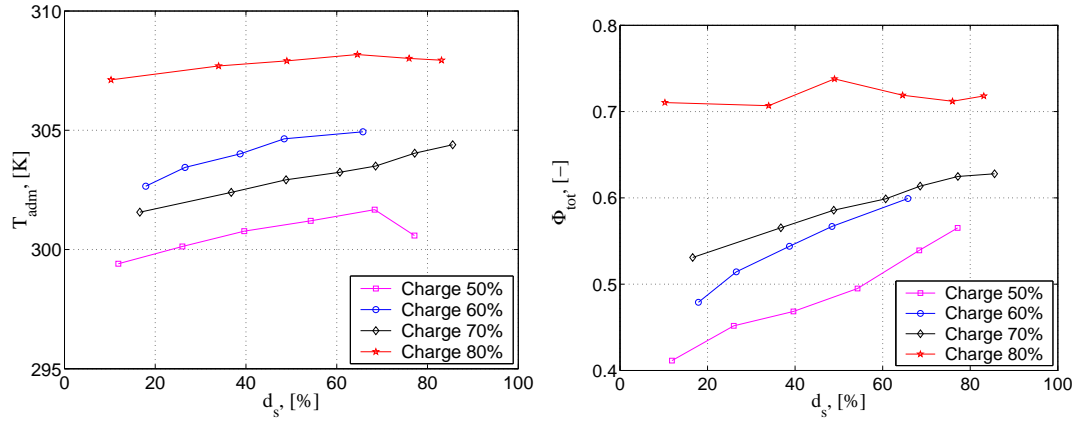
- Une température à l’admission légèrement plus élevée. Ainsi, au moment de l’injection les conditions thermodynamiques dans le cylindre sont plus élevées et donc le délai d’ignition diminue. A titre d’exemple, la figure 3.2(a) présente la variation de la température pour les essais réalisés avec du biogaz *BIO50*.
- Une richesse totale dans le cylindre plus élevée. En effet, plus on rajoute du biogaz, plus le débit d’air diminue (le remplissage du cylindre est presque constant) et donc la richesse augmente. Sur la figure 3.2(b), l’évolution de la richesse totale dans la chambre de combustion est présentée. Le combustible primaire utilisé est du biogaz *BIO50*. En 1995, Liu et Karim [92] trouvent un comportement similaire pour un moteur dual-fuel, alimenté avec différents types de combustibles primaires.
- Une température des gaz résiduels croissante. Cet effet est surtout visible pour les faibles charges, cf. figure 3.2(c). Ceci entraîne une température en début de compression plus élevée et donc un délai d’ignition plus faible.
- La substitution en diesel. En fait, l’augmentation de la substitution se fait par l’ajout de biogaz. Comme l’auto-inflammation se fait dans un point où la richesse totale est proche de 1 [15], [61], [68], [94], la quantité de combustible pilote qui doit vaporiser pour arriver aux conditions de stœchiométrie diminue. Ainsi, les conditions sont atteintes plus rapidement et donc la combustion peut démarrer plus tôt.

### Résultats de la modélisation du délai d’ignition

La corrélation du Prakash et al., ainsi que les modifications proposées (présentées dans la section 2.2.1, page 68) ont été utilisées pour la prédiction du délai d’ignition. On reprend ci-après les équations du modèle développé. Les résultats de la modélisation sont présentés sur la figure 3.3 en fonction des valeurs expérimentales. On remarque que pour la majorité de points simulés les valeurs prédites diffèrent de moins de  $0,5^\circ\text{V}$ . Toutefois, des points pour lesquels l’écart est compris entre  $0,5^\circ\text{V}$  et  $1^\circ\text{V}$ , existent.

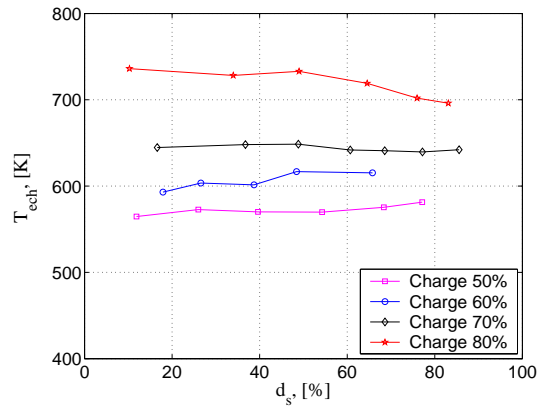
$$\left\{ \begin{array}{l} DI = C_f \cdot B \cdot O_c^{k_{DI}} \exp(E_A \cdot D + F^{0,63}) \\ A = 0,36 + 0,22 \cdot M_{ps} \\ E_A = \frac{618840}{CN+25} \\ D = \frac{1}{R \cdot T_{inj}} - \frac{1}{17190} \\ F = \frac{21,2}{p_{inj} - 12,4} \\ T_{inj} = T_{PMB} \cdot ICR^{n_{df} - 1} \\ p_{inj} = p_{PMB} \cdot ICR^{n_{df}} \\ O_c = \frac{O_{cyl}}{0,21} \\ n_{df} = n_{air} - \alpha_{DI} \cdot f_p \\ \alpha_{DI} = \left. \frac{\partial \gamma_{df}}{\partial f_p} \right|_{T=ct.} \end{array} \right. \quad (3.1)$$

Les équations 3.2 et 3.3 donnent les expressions trouvées pour les deux paramètres  $C_f$  et  $k_{DI}$ . Ainsi, on remarque que l’appellation *constante* proposée par Prakash et al. devient inappropriée, car dans le cas présenté, il existe des variations selon la charge et l’indice de méthane du biogaz utilisé.



(a) Variation de la température à l'admission. Le combustible primaire utilisé est du biogaz *BIO50*.

(b) Richesse totale dans le cylindre lors de l'opération avec du biogaz *BIO50* comme combustible primaire.



(c) Evolution de la température d'échappement lors du fonctionnement avec du biogaz *BIO50*.

FIG. 3.2 – Quelques conditions opératoires lors du fonctionnement avec du biogaz *BIO50*.

$$C_f = \exp \left[ -4,4965 \cdot 10^{-4} \cdot IM^2 + 0,1391 \cdot IM + 0,6465 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) - 10,6160 \right] \quad (3.2)$$

$$k_{DI} = -0,0679 \cdot 10^{-2} \cdot IM + 5,3006 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) + 10,8091 \quad (3.3)$$

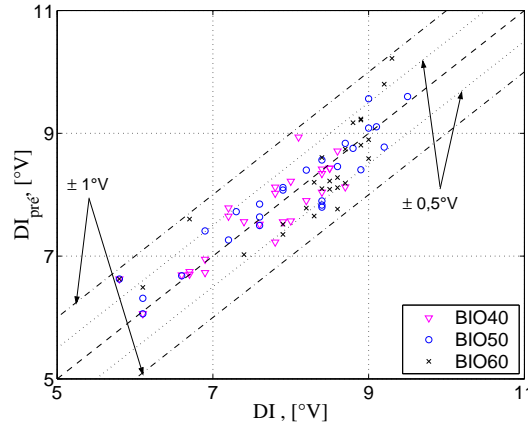


FIG. 3.3 – Comparaison entre les délais d'ignition mesurés et calculés avec le modèle proposé.

### 3.2.2 Analyse thermodynamique de la combustion

Les résultats obtenus sont analysés dans le but de mettre en évidence les influences de la charge, de la substitution en diesel et de la composition du biogaz sur la combustion dual-fuel.

Des dégagements de chaleur obtenus pour le fonctionnement avec du biogaz *BIO40* sont présentés sur la figure 3.4. On observe que pour chaque charge, plus on augmente la substitution en diesel, plus le dégagement de chaleur lors de la deuxième étape devient important. L'augmentation de la richesse du mélange air-biogaz rend la propagation de la flamme plus facile. Pour les substitutions les plus grandes, on remarque une diminution sensible du dégagement de chaleur lors de la première étape de combustion, conséquence d'une réduction sévère de la quantité de combustible pilote injecté.

Sur la figure 3.5, l'influence de la charge de fonctionnement sur le dégagement de chaleur est présentée pour deux substitutions en diesel. Dans les deux cas, plus la charge est élevée, plus le dégagement de chaleur est important. La différence est quand même plus évidente au niveau de la deuxième étape de combustion : sa durée, ainsi que les valeurs maximales du dégagement de chaleur, sont plus grandes. Par contre, au niveau de la première étape, une légère augmentation de la valeur maximale peut être perçue.

Ces résultats, ainsi que leurs interprétations restent similaires pour les deux autres compositions testées, à savoir, *BIO50* et *BIO60*. Ils peuvent être visualisés dans l'Annexe B, sur les figures B.1-B.4.

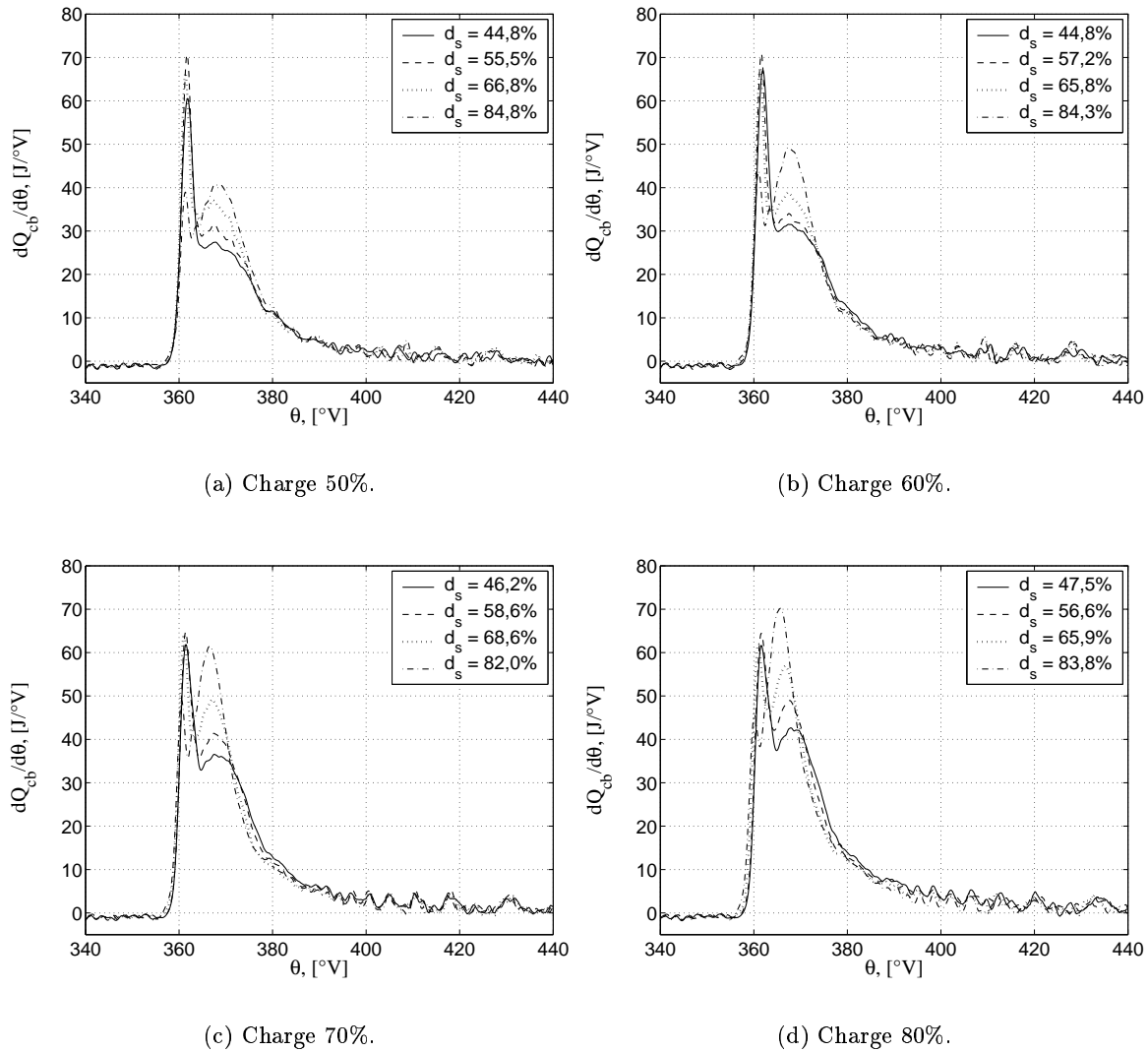


FIG. 3.4 – Dégagements de chaleur calculés pour différentes charges et substitutions en diesel, lors du fonctionnement avec du biogaz BIO40.

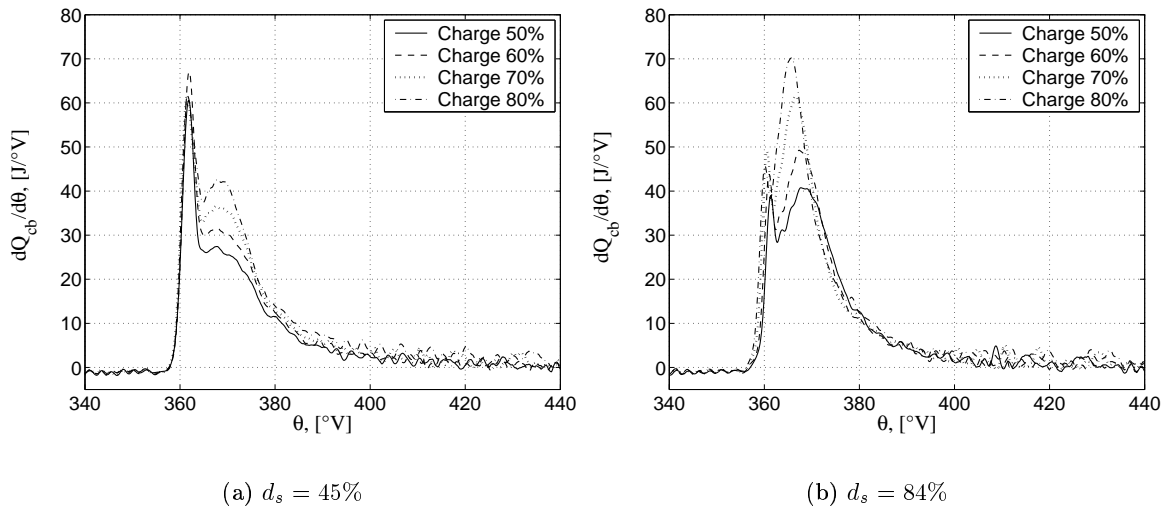


FIG. 3.5 – Impact de la charge sur le dégagement de chaleur pour une substitution en diesel constante lors du fonctionnement avec du biogaz BIO40.

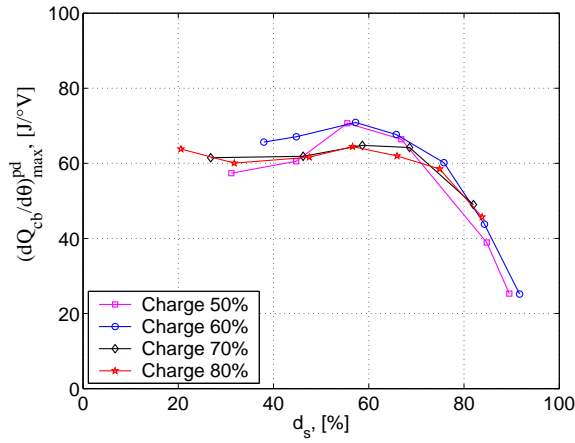
### Valeurs maximales du dégagement de chaleur

Les valeurs maximales du dégagement de chaleur, lors des deux premières étapes de combustion, sont présentées sur la figure 3.6. En analysant ces figures, on peut conclure :

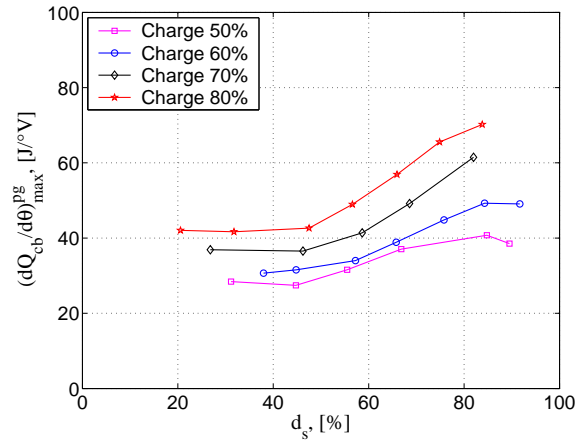
- On constate que la valeur maximale du dégagement de chaleur pendant la première étape de combustion reste quasiment indépendante de la teneur en dioxyde de carbone dans le biogaz simulé. On observe, quand même, une légère tendance croissante, lorsque le contenu en gaz carbonique augmente. Ceci pourrait être expliqué par l'augmentation du délai d'ignition suite à la présence d'une quantité supérieure de dioxyde de carbone. Ainsi, la combustion se déroulera d'une manière plus vive. Par ailleurs, pendant cette étape de combustion, l'influence de la charge n'est pas évidente.
- Lors de la deuxième étape de combustion, les valeurs déterminées ne varient pas avec la composition du biogaz utilisé. Au contraire, une augmentation de la charge de fonctionnement a pour résultat une croissance de la vitesse maximale de combustion, quelle que soit la substitution en diesel. Cette augmentation est due à une richesse du mélange primaire plus importante, qui mène à une amélioration des conditions de propagation de la flamme dans le cylindre.

Pour une charge quelconque, en augmentant la substitution en diesel, la valeur maximale du dégagement de chaleur, lors de la première étape de combustion, reste constante jusqu'à une substitution en diesel d'environ 60%. Ensuite, pour des substitutions plus importantes, elle diminue linéairement avec cette substitution. L'explication réside dans la diminution de la quantité de diesel qui se transforme en vapeurs lors du délai d'ignition. On remarque que cette limite est identique quel que soit le biogaz utilisé comme combustible primaire.

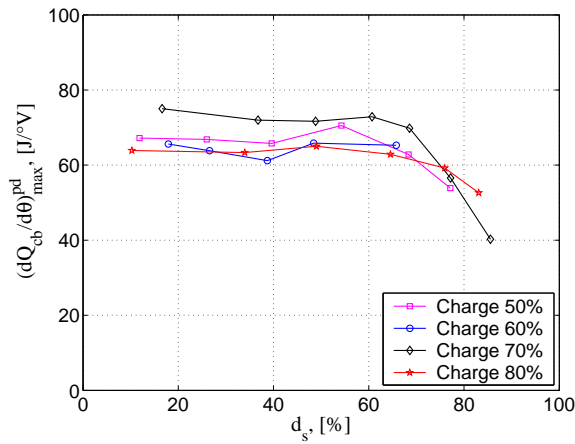
De la même manière, sur les figures 3.6(b), 3.6(d) et 3.6(f), on constate l'existence de deux zones délimitées par une substitution en diesel égale à 50%. Cette limite est indépendante de la composition du combustible primaire utilisé. Pour des substitutions inférieures à 50%, la vitesse maximale de combustion lors de la deuxième étape reste quasiment constante. La richesse du mélange primaire est faible et par conséquent, la propagation de la flamme demeure difficile. A



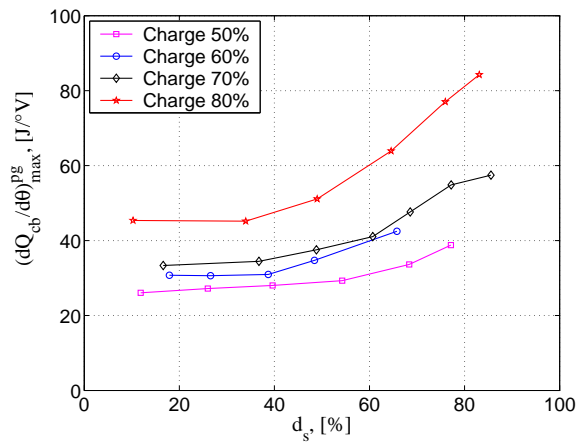
(a) Première étape de combustion, *BIO40*.



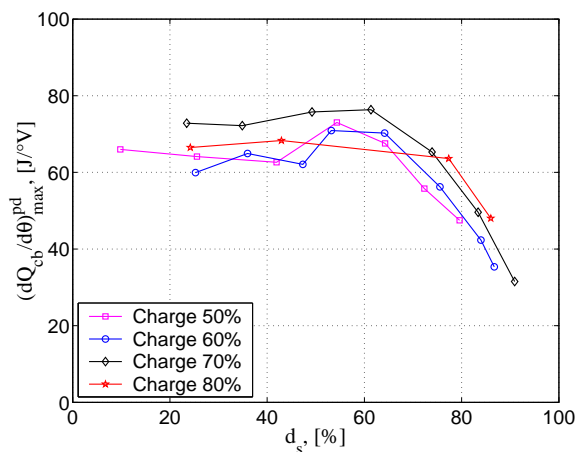
(b) Deuxième étape de combustion, *BIO40*.



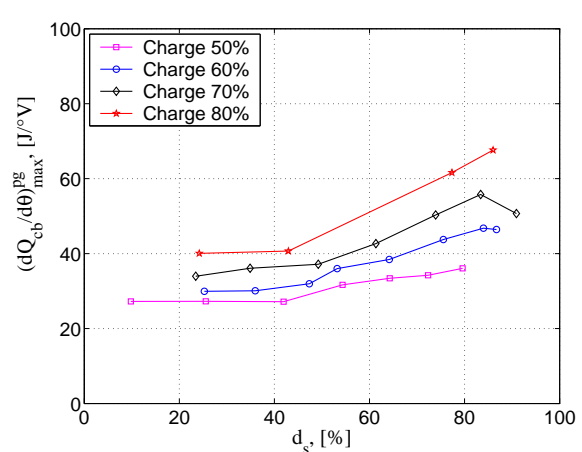
(c) Première étape de combustion, *BIO50*.



(d) Deuxième étape de combustion, *BIO50*.



(e) Première étape de combustion, *BIO60*.



(f) Deuxième étape de combustion, *BIO60*.

FIG. 3.6 – Influence de la charge du moteur sur le dégagement maximal de chaleur.

des substitutions supérieures à 50%, la vitesse maximale de combustion devient de plus en plus grande, suite à une amélioration de la propagation de la flamme dans le mélange gazeux. Cette variation est quasiment linéaire avec la substitution en diesel. Néanmoins, on constate que pour cette étape de combustion, il existe une dépendance entre la valeur maximale de la vitesse de combustion et la charge de fonctionnement, à savoir, pour une substitution en diesel donnée, plus la charge est élevée, plus la vitesse augmente.

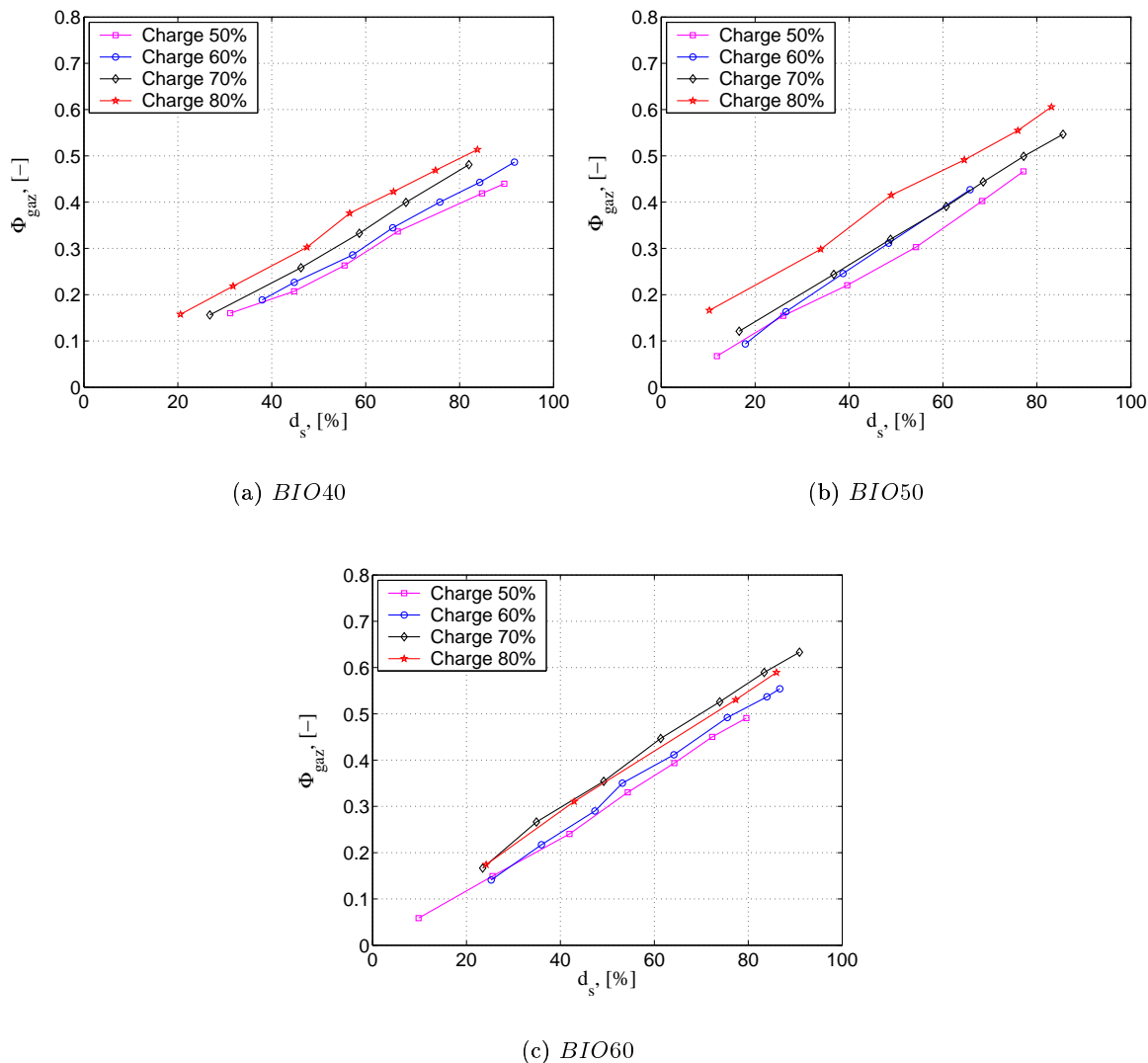
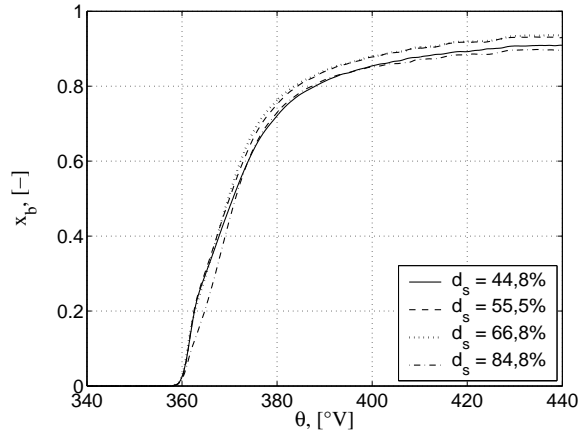


FIG. 3.7 – Richesse du mélange primaire air-biogaz.

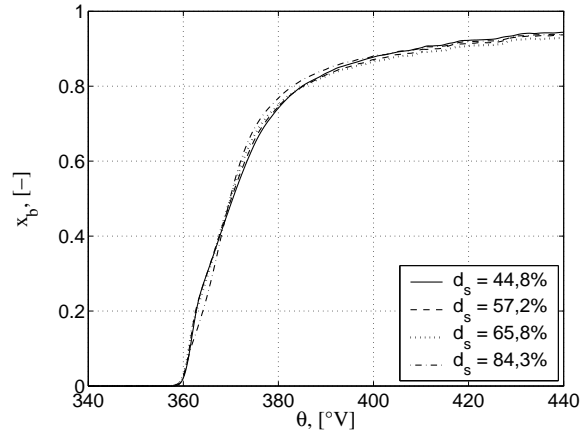
### Fractions brûlées

Sur la figure 3.8 on présente quelques exemples de fractions brûlées calculées pour différentes substitutions en diesel. Le combustible utilisé est du biogaz *BIO40*.

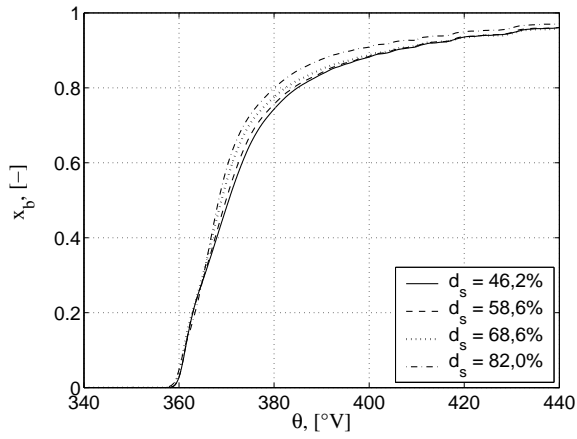
La valeur vers laquelle la fraction brûlée tend asymptotiquement donne une image de la quantité totale d'énergie dégagée par la combustion dans le cycle [61]. Les fractions brûlées présentées



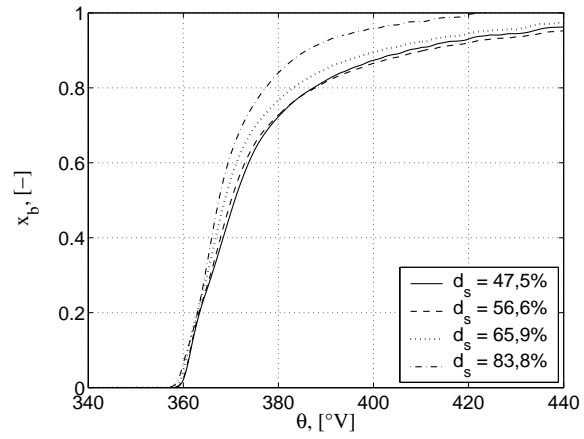
(a) Charge 50%.



(b) Charge 60%.



(c) Charge 70%.



(d) Charge 80%.

FIG. 3.8 – Fraction brûlée lors du fonctionnement avec du biogaz BIO40.



dans ce mémoire sont adimensionnalisées par la quantité totale d'énergie introduite avec les deux combustibles. Ainsi, on observe qu'à 50% de charge, plus on augmente la substitution, plus la combustion est incomplète suite à une faible source d'allumage. De plus, la richesse du mélange primaire est faible et la propagation de la flamme est lente.

Pour les charges plus élevées, une forte substitution génère une combustion plus complète, car la richesse du mélange primaire devient plus importante et la propagation de la flamme se réalise dans de meilleures conditions. On observe que pour quelques courbes<sup>1</sup> la valeur finale de la fraction brûlée est supérieure à 1. Ceci voudrait dire que plus d'énergie serait dégagée dans le cylindre que ce que l'on a introduit. Evidemment il s'agit d'une erreur de calcul dans l'interprétation du signal de pression, dont les racines sont :

1. une mauvaise appréciation du transfert pariétal [23], [50], [61]. Dans le modèle d'analyse une corrélation proposée par Hohenberg [65] a été utilisée. Elle a été choisie car sa validation est réalisée sur une base représentative de six moteurs de tous types. Cependant, aucun moteur ne fonctionnait en régime dual-fuel.
2. l'omission des fuites [61].
3. l'omission des pertes massiques de combustible dans les interstices piston-cylindre, segments-piston, segments-cylindre, etc. [61].
4. les erreurs réalisées lors du calcul de la composition et des propriétés thermodynamiques de la charge gazeuse dans le cylindre [50].
5. les erreurs réalisées lors de la mesure de la pression cylindre, en raison notamment des effets de la température sur la réponse du capteur [61], [121].
6. les erreurs effectuées sur la mesure des débits de combustible pilote et primaire. En effet, une sous-estimation des débits générerait une augmentation *artificielle* de la fraction brûlée.

### Analyse du $\theta^{50}$

Pour les moteurs à allumage commandé, Tunestal [136], ainsi que Zhao et al. [143], utilisent l'angle vilebrequin où 50% de la masse de combustible brûle<sup>2</sup>. Sa valeur donne une image sur le déroulement de la combustion.

La figure 3.9 présente l'évolution du  $\theta^{50}$  lors du fonctionnement avec du biogaz comme combustible primaire. On remarque d'une manière générale que la variation du  $\theta^{50}$  s'étend sur environ 4°V pour l'ensemble des biogaz et des charges.

Pour l'ensemble des charges et des compositions du combustible primaire, la position du  $\theta_{50}$  est avancée lorsque la substitution en diesel augmente. En effet, lorsque la richesse du mélange primaire augmente, la propagation de la flamme se réalise dans de meilleures conditions. Pour des substitutions très élevées, la source d'allumage diminue, les foyers de combustion sont moins nombreux et l'initialisation de la flamme est plus difficile. En outre, suite aux débits élevés de combustible primaire, une grande quantité de dioxyde de carbone est présente dans le cylindre pour mener à une réduction globale de la vitesse de propagation [56]. Tous ces effets, retardent le  $\theta_{50}$ .

On observe que le point extrême dans la variation du  $\theta_{50}$  survient pour des substitutions en diesel variables selon la charge et la composition du biogaz utilisé.

---

1. Il s'agit des figures 3.8(d), B.5(d) et B.6(d).

2. Désormais on va désigner cet angle par  $\theta^{50}$ .

On remarque également que pour une faible substitution, plus la charge est faible, plus la position du  $\theta_{50}$  est avancée, quelle que soit la composition du biogaz. En effet, pour des faibles substitutions, la combustion lors de la première étape se déroule indépendamment de la charge. En conséquence, l'énergie dégagée pendant cette étape est quasiment constante en fonction de la charge. Au contraire, en rapportant cette énergie à l'énergie totale introduite, son poids augmente lorsque la charge diminue (on rapporte la même quantité, à une quantité de plus en plus grande).

Pour des substitutions plus importantes, plus la charge diminue, plus le  $\theta_{50}$  est retardé. En effet, la diminution de la source d'allumage est très pénalisante pour les faibles charges, où le débit de combustible pilote est inférieur par rapport aux charges élevées.

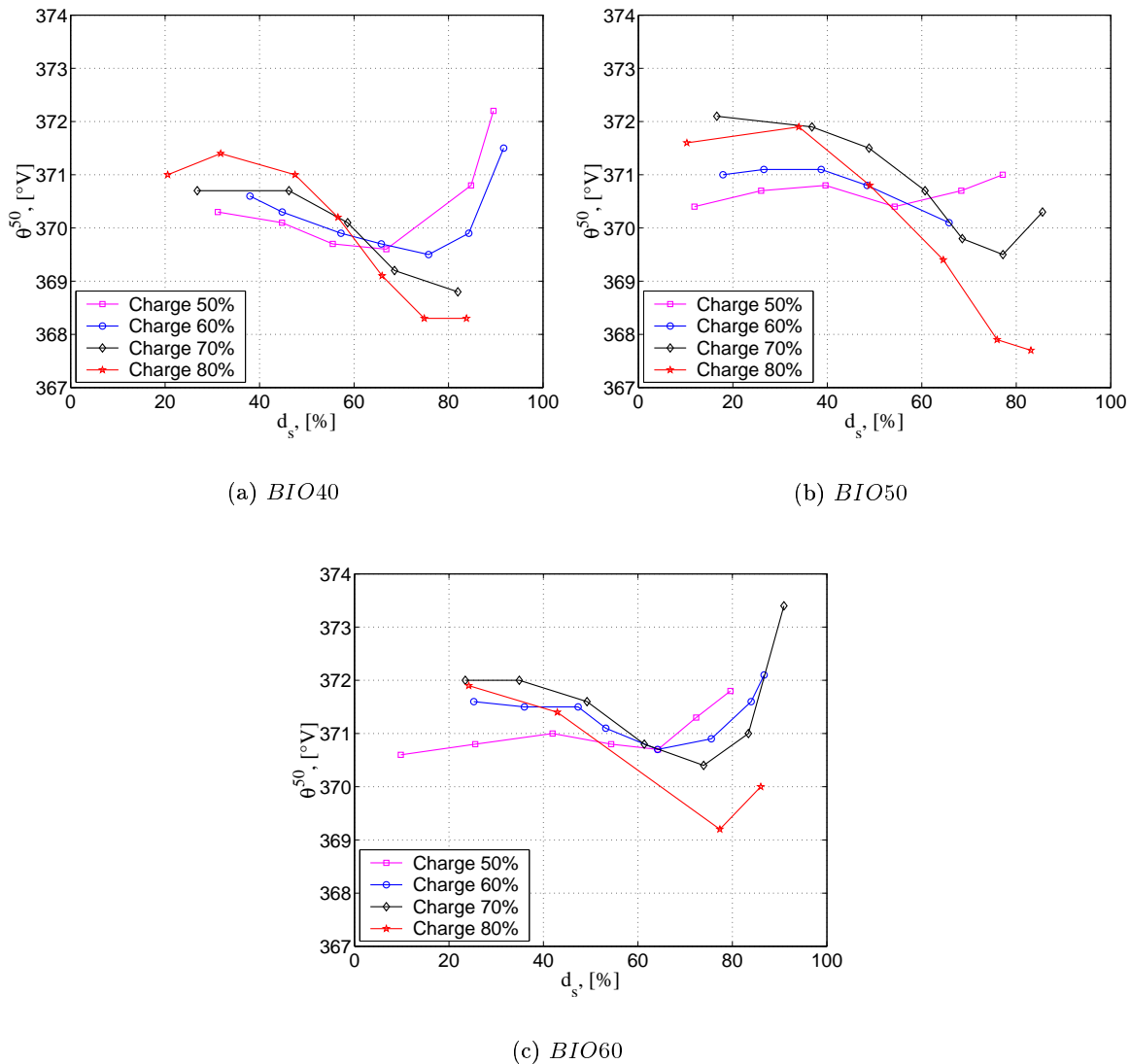


FIG. 3.9 – Variation du  $\theta_{50}$  pour le fonctionnement avec du biogaz comme combustible primaire et pour différentes charges.

### Paramètres des lois de Wiebe

La figure 3.10 présente les valeurs calculées avec la procédure présentée dans le paragraphe 2.2.2, page 73. Le combustible primaire est le biogaz *BIO40*. La charge varie entre 50% et 80%. Ainsi, une augmentation de la substitution en diesel, diminue d'une manière générale la quantité de chaleur dégagée lors de la première étape de combustion suite à une diminution de la quantité de diesel injecté dans le cylindre. De plus, lorsque la charge augmente, plus de chaleur est dégagée pendant la première étape de combustion.

La quantité de chaleur dégagée lors de la deuxième étape de combustion augmente lorsque la substitution croît. En effet, une richesse plus importante du mélange gazeux permet une meilleure combustion, une propagation de la flamme plus rapide et, par conséquent, un dégagement de chaleur plus important. Cette augmentation n'est pas uniforme dans le domaine de substitutions testées. Ainsi, pour des substitutions inférieures à 50% - 60%, l'accroissement de la quantité de chaleur n'est pas très net, car la richesse du mélange gazeux reste assez faible. Par contre, après le dépassement de cette zone de substitutions, le dégagement de chaleur augmente significativement.

A 50% de charge, l'augmentation de la quantité de chaleur avec la substitution en diesel reste faible, car la richesse du mélange, ainsi que la quantité de combustible pilote sont faibles. Mais avec l'augmentation de la charge, le débit de diesel et la richesse du mélange primaire augmentent. Par conséquent, la quantité de chaleur identifiée par la procédure est cohérente.

Les quantités de chaleur dégagées lors de la dernière étape de combustion tendent pour toutes les charges et les substitutions vers une valeur unique. Ceci est explicable en analysant la figure 3.11 où on remarque une tendance identique. La similitude entre ces deux figures suggère encore une fois que, lors de la combustion diffusante le combustible pilote brûle, accompagné d'une partie de combustible primaire.

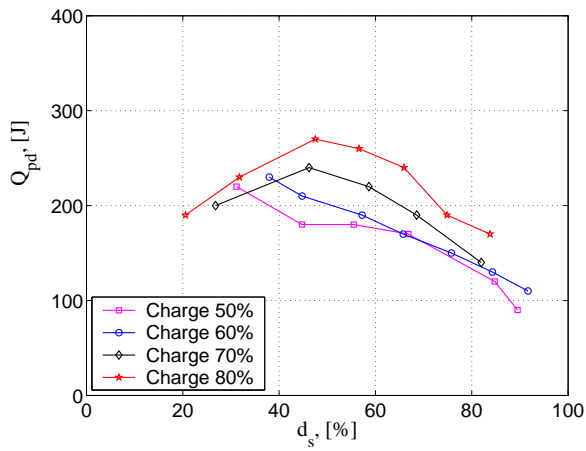
Pour des substitutions inférieures, plus on augmente la charge, plus la quantité de chaleur augmente car la quantité de combustible pilote injecté augmente.

Les résultats présentés ci-avant, sont valables pour toutes les compositions testées. Ceci peut être observé sur les figures B.7 et B.8, présentées dans l'Annexe B.

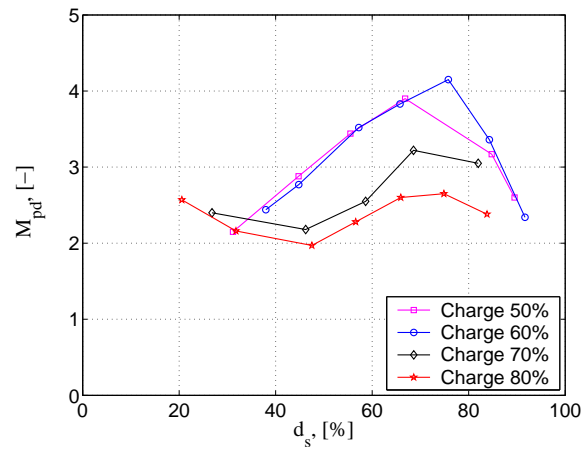
Sur la figure 3.12, on présente les valeurs déterminées par la procédure pour le début et la durée de chaque étape de combustion. Le combustible primaire est du biogaz *BIO40*. Les valeurs déterminées pour les biogaz *BIO50* et *BIO60* sont présentées dans l'Annexe B, figures B.9 et B.10.

Lorsque la substitution en diesel augmente, le début de la première étape de combustion est avancé, quelle que soit la charge. Quand la substitution augmente, le mélange gazeux entraîné par le spray de combustible pilote est plus riche. En conséquence, la vaporisation d'une faible quantité de combustible pilote suffit pour accomplir les conditions d'auto-inflammation (voir discussion paragraphe 1.2.4, page 23). Par ailleurs, on n'a pas mis en évidence un effet important de la charge de fonctionnement sur le début de la première étape.

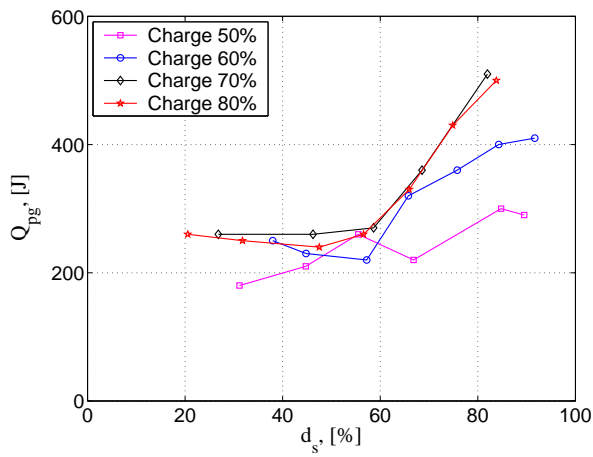
Lorsque la substitution augmente, la durée de la première étape de combustion augmente légèrement. La présence du  $CO_2$  dans le cylindre et donc, dans le spray de combustible pilote, diminue la vitesse de combustion. A nouveau, la charge ne semble pas avoir un impact trop important sur les valeurs calculées. Ceci est d'autant plus valable que l'on augmente la teneur



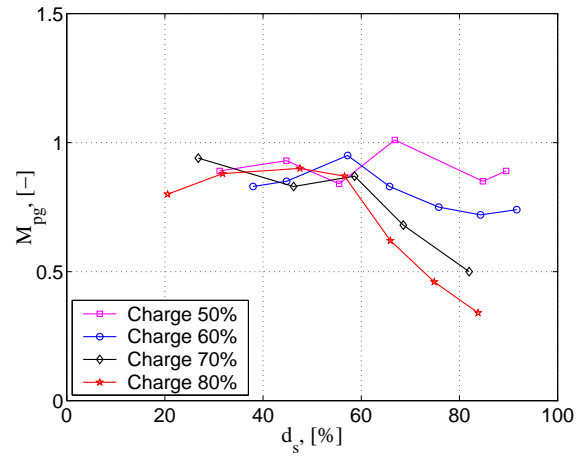
(a)  $\hat{Q}$  pour la première étape de combustion.



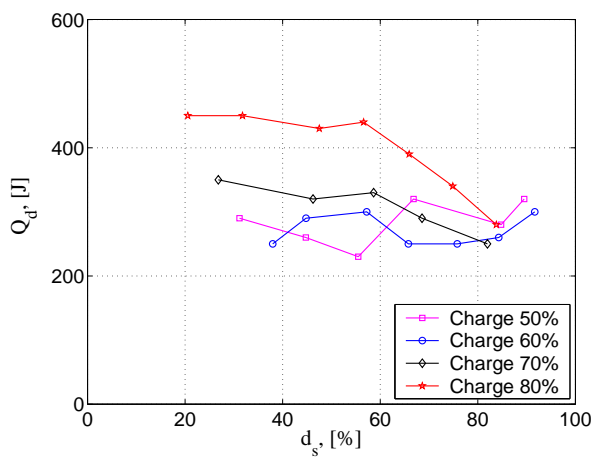
(b)  $M$  pour la première étape de combustion.



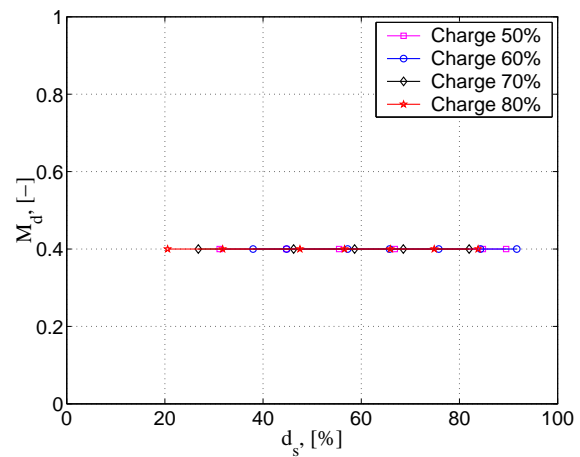
(c)  $\hat{Q}$  pour la deuxième étape de combustion.



(d)  $M$  pour la deuxième étape de combustion.

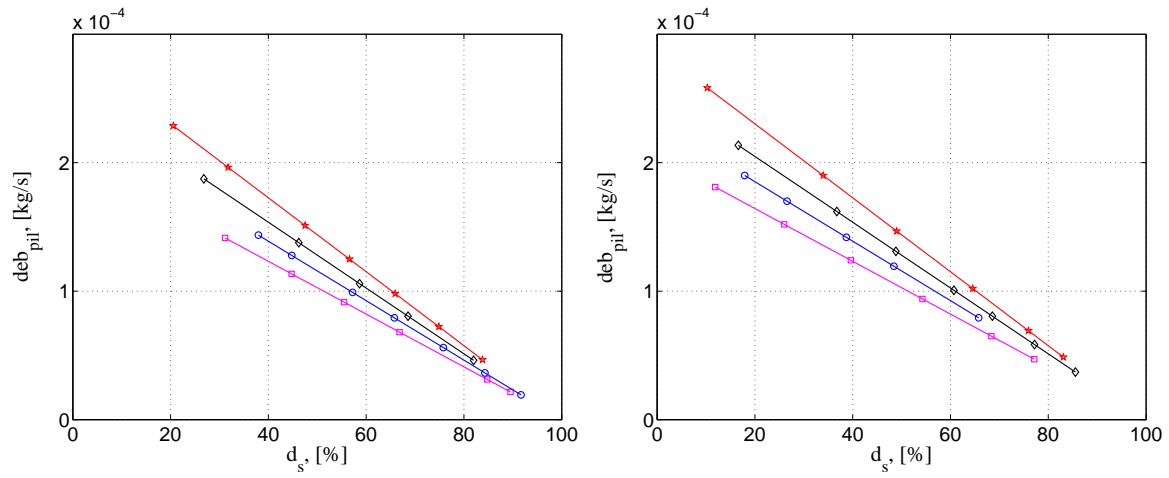


(e)  $\hat{Q}$  pour la troisième étape de combustion.



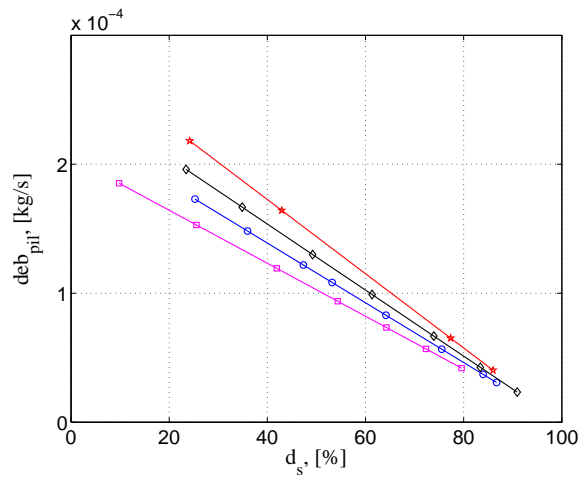
(f)  $M$  pour la troisième étape de combustion.

FIG. 3.10 – Influence de la charge du moteur sur la quantité de chaleur modélisée et sur le facteur de forme de chaque étape de combustion. Le combustible primaire utilisé est du biogaz BIO40.



(a) BIO40

(b) BIO50



(c) BIO60

FIG. 3.11 – Variation du débit de combustible pilote lors des essais avec du biogaz.

en  $CO_2$  du biogaz employé (voir figure B.10(b), page 203).

Le début de la deuxième étape de combustion est avancé pour une augmentation de la substitution. Les variations restent modérées (inférieures à  $3^\circ V$ ). Ainsi, une analyse plus minutieuse conclut qu'à faible charge, l'angle de début est légèrement retardé, alors qu'à charge plus élevée, il est avancé. Ceci peut être expliqué par la réduction du débit de combustible pilote lorsque la charge diminue, pour une même substitution. Par conséquent, la source d'allumage devient plus faible et les conditions requises pour une bonne propagation de la flamme sont atteintes plus tard dans le cycle.

La durée de la deuxième étape de combustion accroît, bien évidemment, quand la substitution en diesel augmente.

### 3.2.3 Impact de la composition du biogaz

Dans le paragraphe précédent on a regardé surtout les effets de la substitution en diesel et de la charge sur le dégagement de chaleur, pour les régimes pendant lesquels le biogaz était employé comme combustible primaire. Lors de ce paragraphe, les effets de la composition du biogaz sur le dégagement de chaleur sont brièvement analysés.

Sur la figure 3.13, des dégagements de chaleur sont présentés pour une même substitution et une même charge et pour les trois compositions de biogaz testées. Ainsi, on remarque que d'une manière générale, l'augmentation de la teneur en dioxyde de carbone du biogaz utilisé, retarde le début de la combustion, car il mène à une réduction globale des vitesses de réaction [56].

L'effet de la composition du biogaz sur la fraction brûlée est présenté sur la figure 3.14, pour plusieurs charges et plusieurs substitutions en diesel. Une augmentation de la teneur en dioxyde de carbone mène à un dégagement de chaleur moins rapide, ainsi qu'à une combustion moins complète, suite à un ralentissement général de la vitesse de combustion [56]. On remarque également que pour la plupart des courbes, l'effet de l'augmentation de la teneur en dioxyde de carbone est plus marqué quand on passe d'un pourcentage de 40% à 50% par rapport au passage de 50% à 60%.

L'analyse de la variation du  $\theta^{50}$ , présentée sur la figure 3.15, montre que plus la concentration du dioxyde de carbone dans le biogaz est élevée, plus  $\theta^{50}$  est retardé. Cette tendance s'accroît au fur et à mesure que la substitution en diesel augmente.

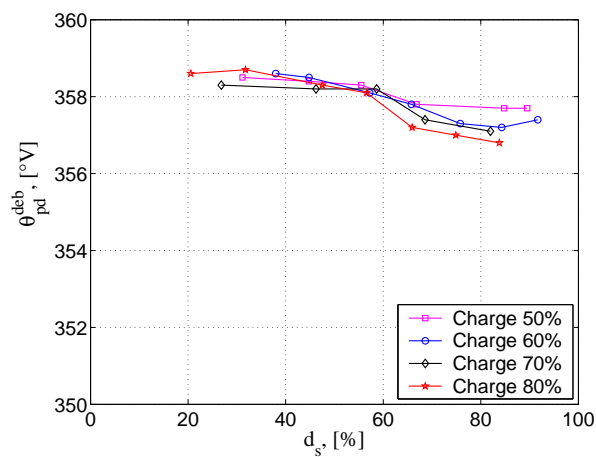
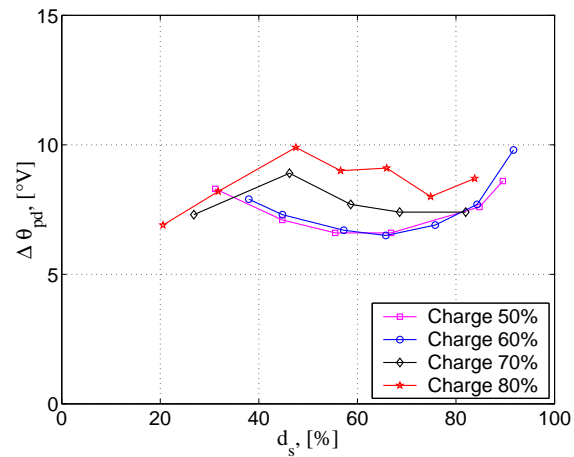
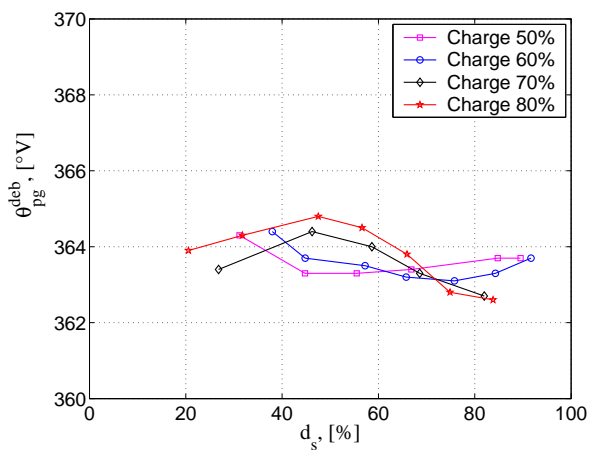
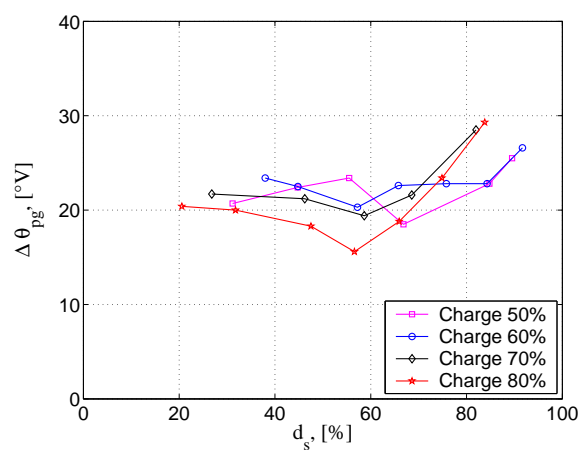
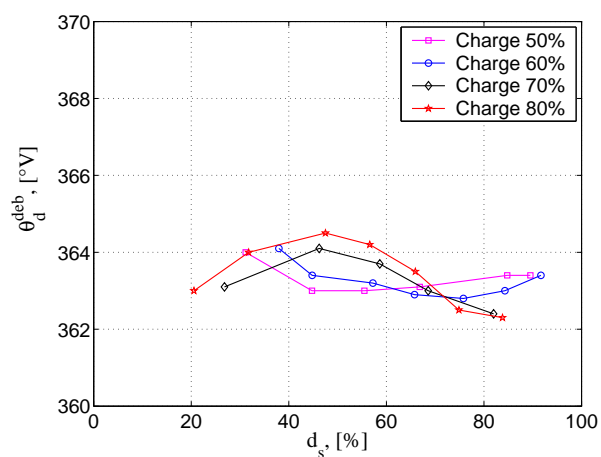
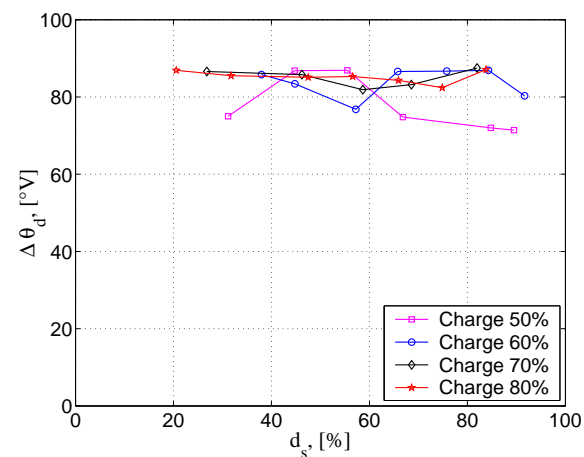
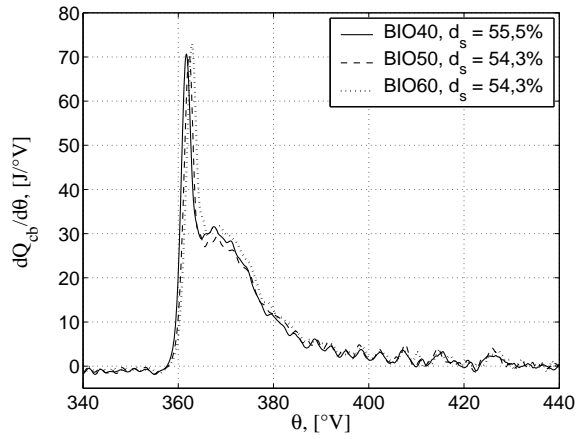
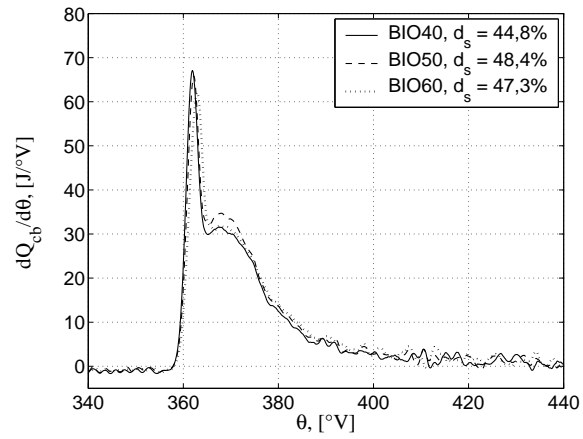
(a)  $\theta^{deb}$  pour la première étape de combustion.(b)  $\Delta\theta$  pour la première étape de combustion.(c)  $\theta^{deb}$  pour la deuxième étape de combustion.(d)  $\Delta\theta$  pour la deuxième étape de combustion.(e)  $\theta^{deb}$  pour la troisième étape de combustion.(f)  $\Delta\theta$  pour la troisième étape de combustion.

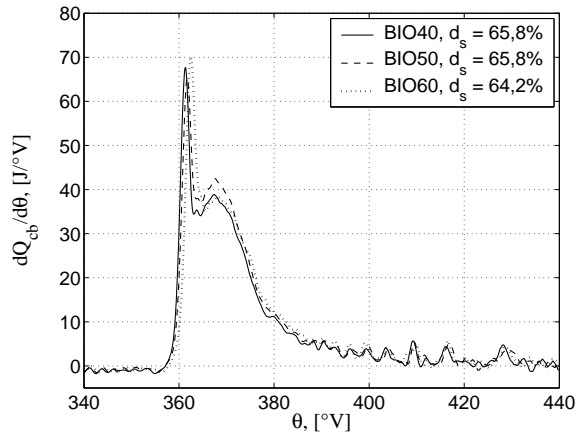
FIG. 3.12 – Effet de la charge sur les angles de début de combustion  $\theta^{deb}$  et sur les durées de chaque étape de combustion  $\Delta\theta$  lors du fonctionnement avec du biogaz BIO40 comme combustible primaire.



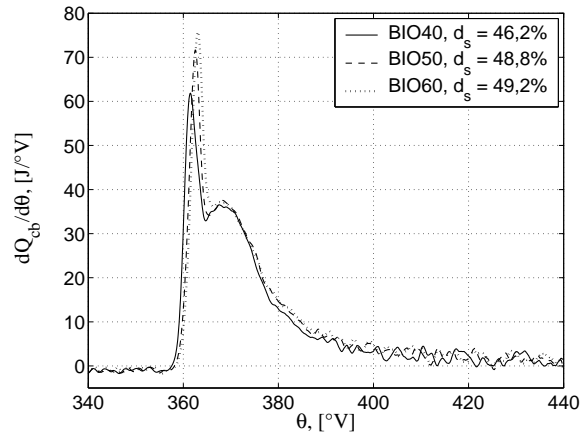
(a) Charge 50%.



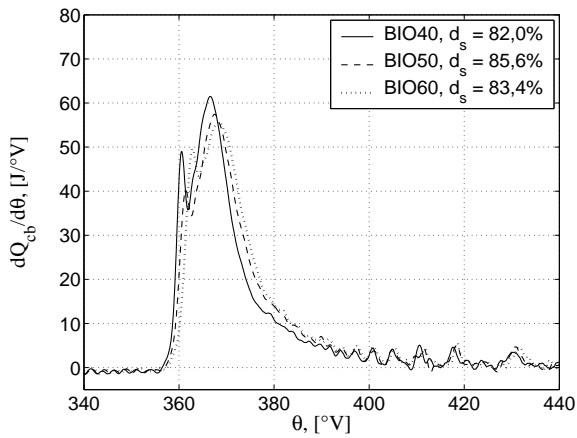
(b) Charge 60%.



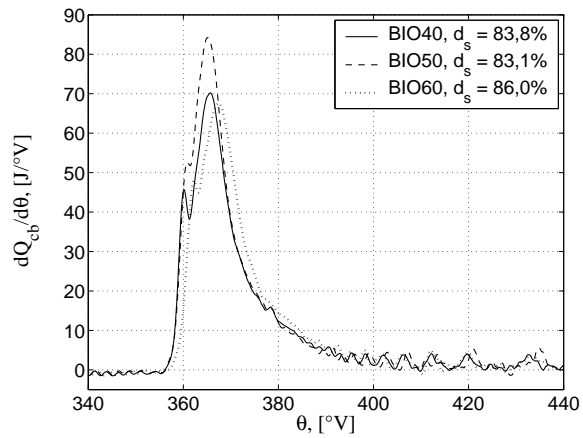
(c) Charge 60%.



(d) Charge 70%.



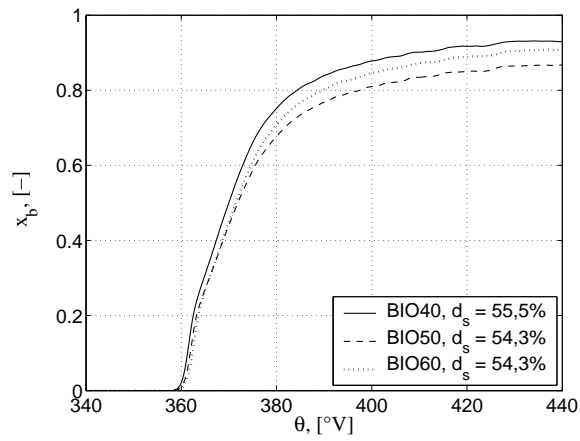
(e) Charge 70%.



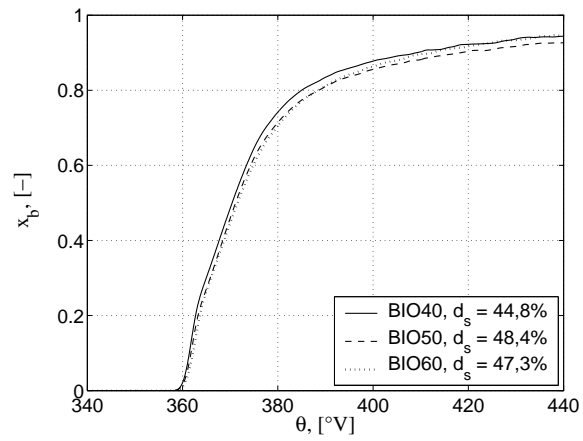
(f) Charge 80%.

FIG. 3.13 – Effet de la composition du biogaz sur le dégagement de chaleur à charge constante.

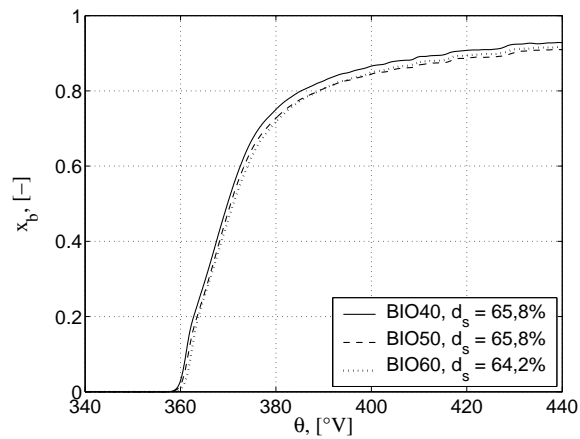




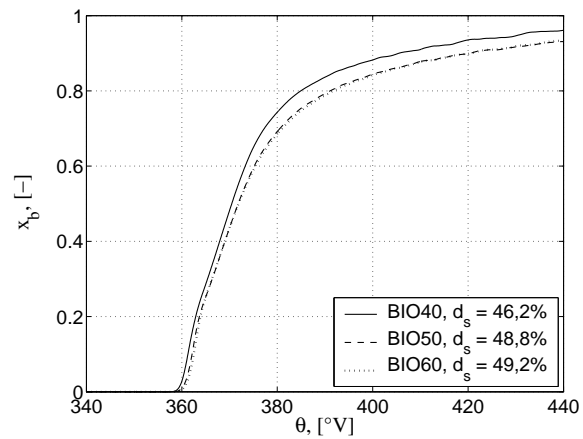
(a) Charge 50%.



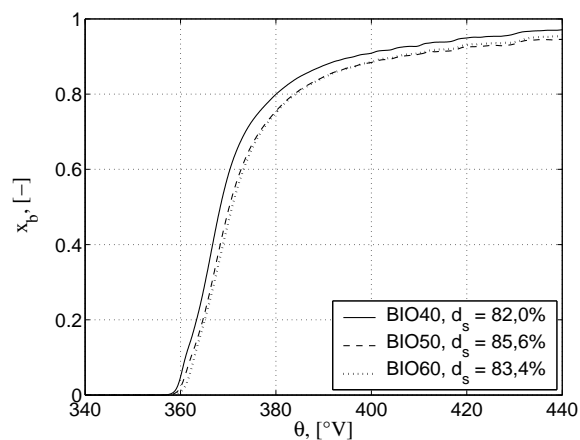
(b) Charge 60%.



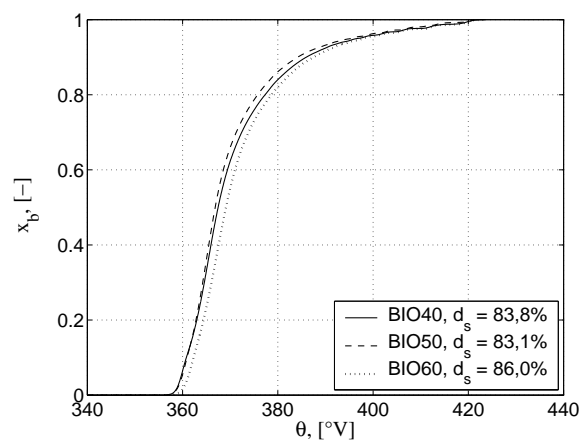
(c) Charge 60%.



(d) Charge 70%.

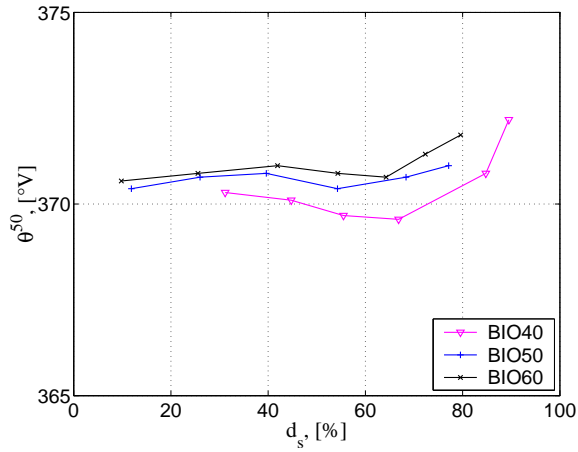


(e) Charge 70%.

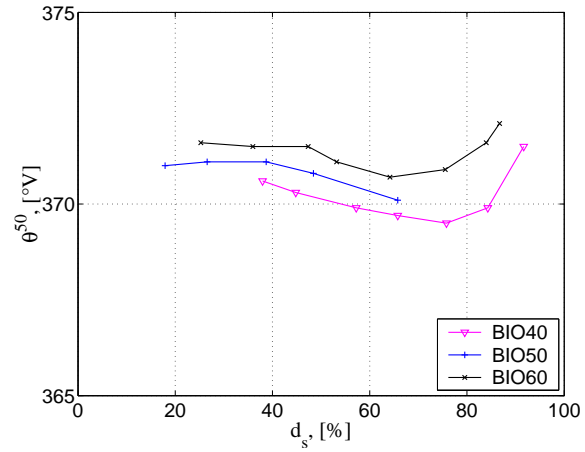


(f) Charge 80%.

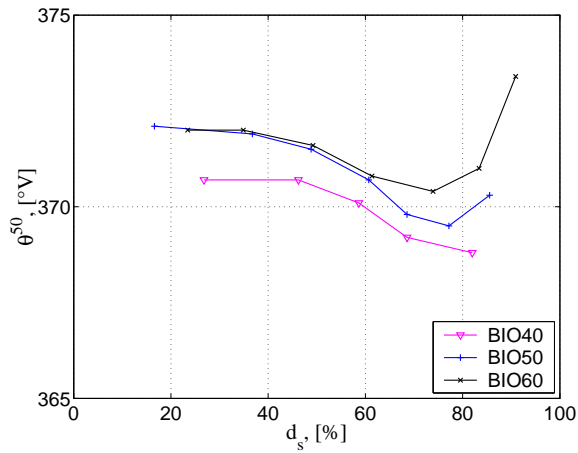
FIG. 3.14 – Effet de la composition du biogaz sur la fraction brûlée à charge constante.



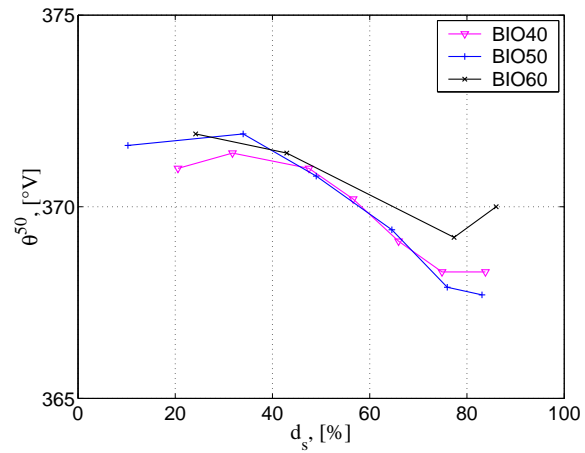
(a) Charge 50%.



(b) Charge 60%.



(c) Charge 70%.



(d) Charge 80%.

FIG. 3.15 – Effet de la composition du biogaz sur le  $\theta^{50}$  à charge constante.

### 3.2.4 Développement d'un modèle prédictif de combustion pour le biogaz

#### Identification des lois de Wiebe

Dans l'analyse présentée dans le paragraphe 3.2.2 on a constaté que lorsque la première étape de combustion se déroule, la valeur maximale de la vitesse de combustion a une variation quasiment constante pour des substitutions en diesel inférieures à 60%, et ceci pour les trois compositions de biogaz testés et l'ensemble des charges.

Pour des substitutions supérieures, l'analyse des figures 3.10(a), B.7(a) et B.8(a) révèle que les valeurs obtenues suite à l'application de la procédure sont décroissantes avec l'augmentation de la substitution en diesel. Cette même observation a été faite pour les vitesses maximales de combustion lors de cette première étape. Par conséquent, on fait l'hypothèse que la variation de la quantité de chaleur  $\hat{Q}$  dégagée pendant la première étape de combustion est identique avec celle de la vitesse maximale issue de l'interprétation des mesures. La relation 3.4 donne l'expression mathématique de la variation proposée :

$$\hat{Q}_{pd} = -1,36 \cdot d_s + 290 \quad (3.4)$$

Pour l'ensemble des substitutions, des compositions de combustible primaire et des charges testées, on remarque que lors de la première étape de combustion la position du premier pic de dégagement de chaleur ne varie pas significativement. Par exemple, sur la figure 3.16 on constate que cette variation est de maximum 2°V pour les mesures effectuées. En conséquence, en utilisant également la figure 2.14(d) on peut faire l'hypothèse que pendant la première étape de combustion,  $M$  et  $\Delta\theta$  sont constants (pour la première étape de combustion).

Afin de compléter la totalité des paramètres de la loi de Wiebe, le début de la combustion  $\theta_0$  est issu du modèle de délai d'ignition, décrit en détail dans les sections 2.2.1, (page 68) et 3.2.1, (page 84).

De la même manière que pour la première étape de combustion, on propose un modèle pour la quantité de chaleur dégagée lors de la deuxième étape, basé sur la valeur maximale du dégagement de chaleur. On a conclu pour cette étape que, lorsque la substitution est inférieure à 50%, la valeur maximale est constante. Pour des substitutions supérieures il existe une dépendance linéaire entre la vitesse maximale et la substitution en diesel. Ainsi, pour  $d_s < 50\%$ , on propose la corrélation suivante :

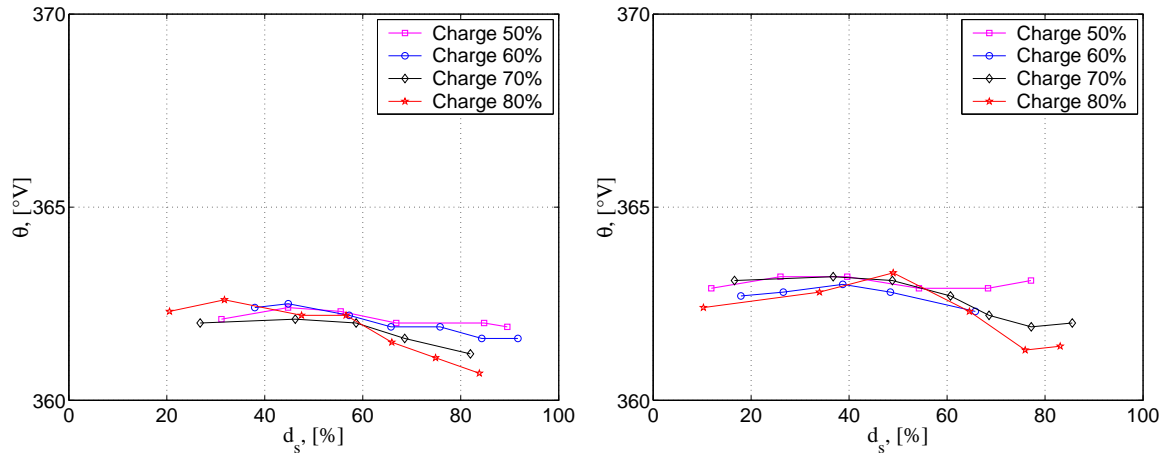
$$\hat{Q}_{pg} = 338,91 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) + 3,45 \quad (3.5)$$

où  $\frac{P}{P_{max}}$  représente la charge à laquelle le moteur fonctionne. On remarque qu'il n'y a pas de dépendance entre  $\hat{Q}_{pg}$  et la composition du biogaz, pour des substitutions inférieures à 50%.

Si la substitution en diesel dépasse 50%, le modèle proposé s'écrit comme suit :

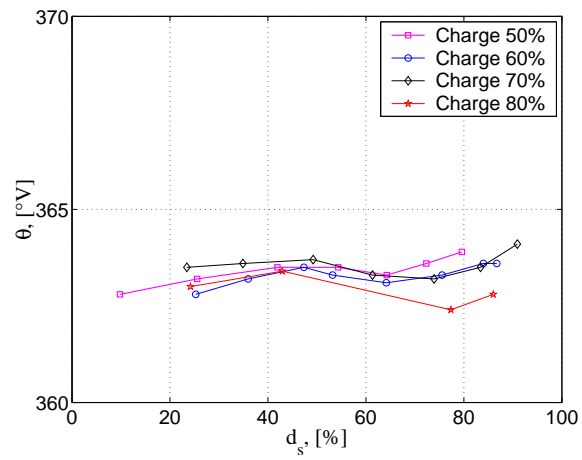
$$\hat{Q}_{pg} = k_1 \cdot d_s + k_2 \quad (3.6)$$

avec :



(a) BIO40.

(b) BIO50.



(c) BIO60.

FIG. 3.16 – Position du pic de dégagement de chaleur lors de la première étape de combustion pour les trois biogaz simulés.

$$k_1 = 1,93 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) - 0,00203 \cdot IM^2 + 0,603 \cdot IM - 45,29 \quad (3.7)$$

$$k_2 = 45,65 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) + 0,14 \cdot IM^2 - 41,29 \cdot IM + 3110,53 \quad (3.8)$$

$IM$  représente l'indice du méthane du combustible primaire pour les compositions de biogaz, il peut se calculer comme suit [116]:

$$IM = 100 + \%CO_2 \quad (3.9)$$

L'analyse des figures 3.10(d), B.7(d) et B.8(d) montre que le facteur de forme  $M$  peut être décrit par un modèle ressemblant à celui proposé pour  $\hat{Q}_{pg}$ , c'est à dire, une valeur constante pour des substitutions inférieures à 50% et, ensuite, une variation linéaire avec la substitution, donnée par l'équation 3.10 :

$$M_{pg} = \left[ -0,066 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) + 0,033 \right] \cdot d_s + 3,52 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) - 0,81 \quad (3.10)$$

Dans ce modèle, la durée de la deuxième étape de combustion est considérée constante, alors que le début de cette étape est donné par l'équation suivante :

$$\theta_0^{pg} = 0,001 \cdot IM^2 - 0,22 \cdot IM + 374,6 \quad (3.11)$$

Afin de déterminer le paramètre  $\hat{Q}_d$ , on propose la corrélation suivante :

$$\hat{Q}_d = k_3 \cdot d_s + k_4 \quad (3.12)$$

avec :

$$k_3 = -1,75 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) - 2,22 \cdot 10^{-5} \cdot IM^2 + 6,60 \cdot 10^{-3} \cdot IM - 0,48 \quad (3.13)$$

$$k_4 = 8,54 \cdot 10^{-3} \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) + 2,46 \cdot 10^{-3} \cdot IM - 0,36 \quad (3.14)$$

Les paramètres  $M$ ,  $\Delta\theta$  et  $\theta_0$  pour cette dernière étape de combustion sont considérés comme des constantes, dont les valeurs sont données dans le tableau 3.1.

Paramètre	1 <sup>ere</sup> étape de combustion	2 <sup>eme</sup> étape de combustion	3 <sup>eme</sup> étape de combustion
$\hat{Q}$	Pour $d_s < 60\%$ , $\hat{Q}_{pd} = 220$ J Pour $d_s > 60\%$ , cf. équation 3.4	Pour $d_s < 50\%$ , cf. équation 3.5 Pour $d_s > 50\%$ , cf. équations 3.6 - 3.8	Cf. équations 3.12 - 3.14
$\theta_0$	Issu du modèle de délai d'ignition	Cf. équation 3.11	$\theta_0^d = 365^\circ V$
$\Delta\theta$	$\Delta\theta_{pd} = 8^\circ V$	$\Delta\theta_{pg} = 22^\circ V$	$\Delta\theta_d = 84^\circ V$
M	$M_{pd} = 3$	Pour $d_s < 50\%$ , $M_{pg} = 0,83$ Pour $d_s > 50\%$ , cf. équation 3.10	$M_d = 0,4$

TAB. 3.1 – Formulation du modèle de dégagement de chaleur. Le domaine de validité du modèle est :  $10\% < d_s < 95\%$ ,  $140 < IM < 160$  et  $50\% < \frac{P}{P_{max}} < 80\%$ .

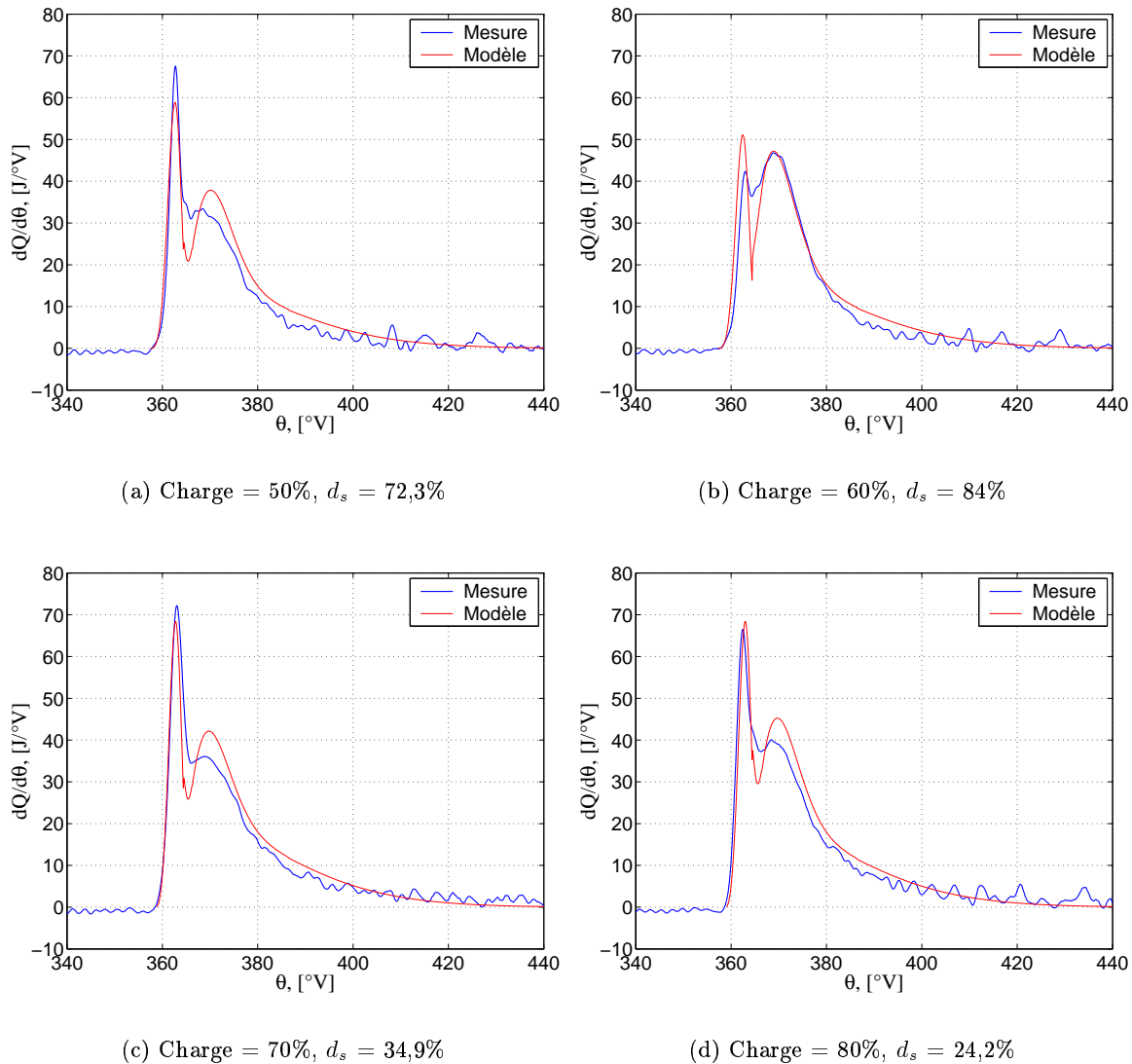


FIG. 3.17 – Comparaison entre les courbes de dégagement de chaleur obtenues expérimentalement et par le modèle proposé. Le combustible primaire utilisé est de biogaz BIO60.

## Validation du modèle

Sur la figure 3.17, la comparaison entre les dégagements de chaleur mesurés et modélisés est présentée pour quatre substitutions en diesel appartenant à différentes charges. Le combustible primaire utilisé est du biogaz *BIO60*. On remarque une bonne concordance entre les courbes modélisées et celles mesurées, quelles que soient la charge et la substitution. Pour les points présentés, on constate qu'au niveau de la première étape de combustion, pour les substitutions les plus importantes, la valeur maximale de la vitesse de combustion dépasse la valeur mesurée. De plus, lors de la combustion diffusante, le dégagement de chaleur est légèrement surestimé.

L'intégration des courbes présentées ci-dessus mène à la fraction brûlée, présentée pour chaque point étudié sur la figure 3.18. Une bonne approximation est observée sur l'ensemble de la courbe et pour tous les points présentés. Notamment pour le début de la combustion, le modèle proposé prédit avec une précision suffisante la fraction brûlée, tandis que pour la dernière partie de la courbe, la fraction brûlée normalisée est légèrement plus élevée, par rapport aux mesures.

Les résultats de l'utilisation des modèles de combustion et du délai d'ignition sont présentés pour la prédiction de la courbe de pression sur la figure 3.19. Les points présentés sont identiques avec ceux utilisés précédemment. Le modèle proposé prédit la pression cylindre avec une erreur inférieure à 10% pour l'ensemble des points simulés.

Utilisant l'évolution de la courbe de pression en fonction de l'angle vilebrequin, le travail mécanique indiqué reçu par le piston a été calculé, en utilisant la relation suivante :

$$W_{ind} = - \oint p dV \quad (3.15)$$

Une comparaison entre les valeurs mesurées du travail indiqué et celles calculées avec le modèle, est présentée sur la figure 3.20 pour l'ensemble des points de mesures effectués avec du biogaz comme combustible primaire. On s'aperçoit que l'erreur entre les deux valeurs est inférieure à 10% quelles que soient les conditions opératoires du moteur.

## 3.3 Emissions dual-fuel Biogaz

Dans cette section les émissions polluantes issues du moteur *LISTER – PETTER* lors du fonctionnement avec du biogaz sont analysées. L'étude porte sur les émissions expérimentales d'oxydes d'azote ( $NO_x$ ), de monoxyde et de dioxyde de carbone ( $CO$  et  $CO_2$ ) et d'hydrocarbures imbrûlés ( $THC$ ). Un modèle empirique de prédiction des émissions de  $NO_x$  est également proposé.

### 3.3.1 Analyse des émissions de $NO_x$

Sur la figure 3.21, les concentrations de  $NO_x$  mesurées lors du fonctionnement avec du biogaz sont présentées. Les évolutions de la température maximale dans le cylindre lors des mêmes essais y sont également présentées. Ces valeurs<sup>3</sup> sont déterminées par l'interprétation des courbes de

---

3. Par abus de langage, on considère que cette température est mesurée.

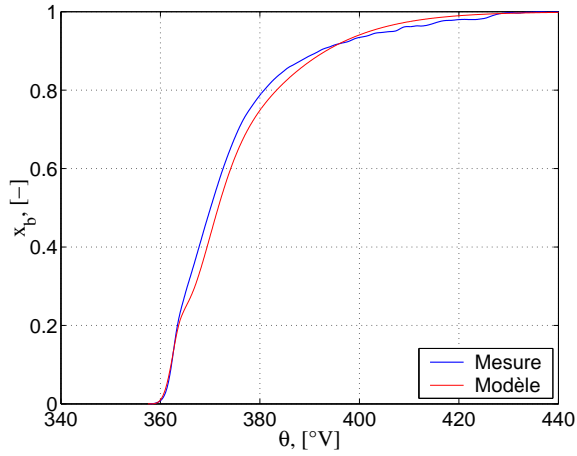
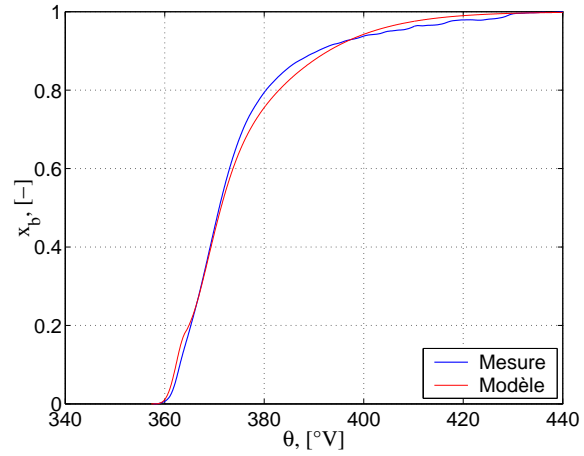
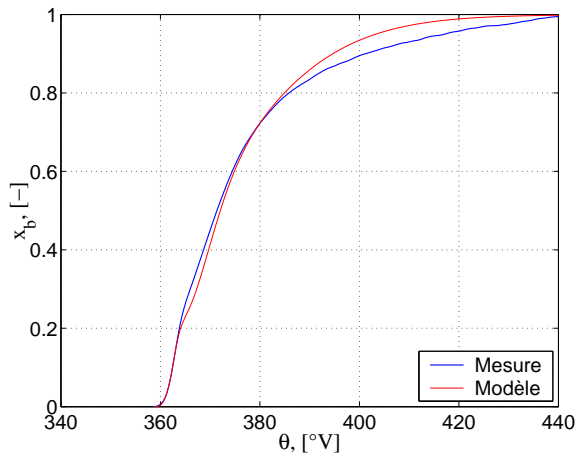
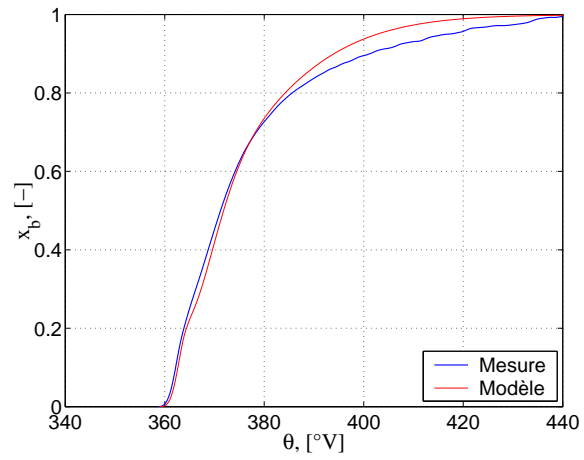
(a) Charge = 50%,  $d_s = 72,3\%$ (b) Charge = 60%,  $d_s = 84\%$ (c) Charge = 70%,  $d_s = 34,9\%$ (d) Charge = 80%,  $d_s = 24,2\%$ 

FIG. 3.18 – Comparaison entre les fractions brûlées obtenues expérimentalement et par le modèle proposé. Le combustible primaire utilisé est de biogaz BIO60.



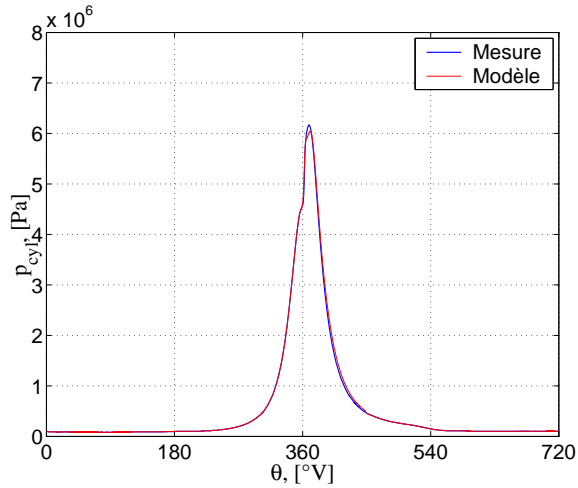
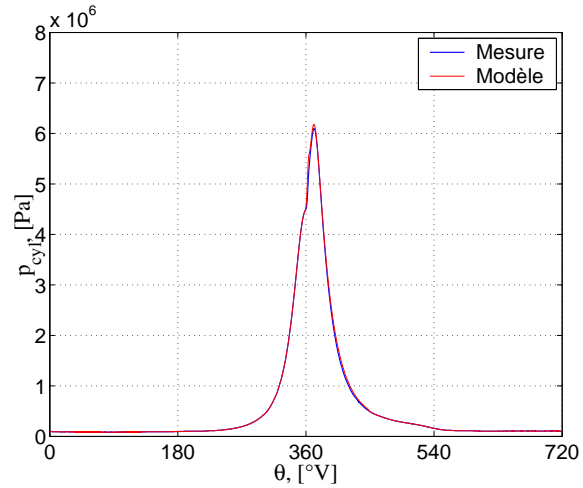
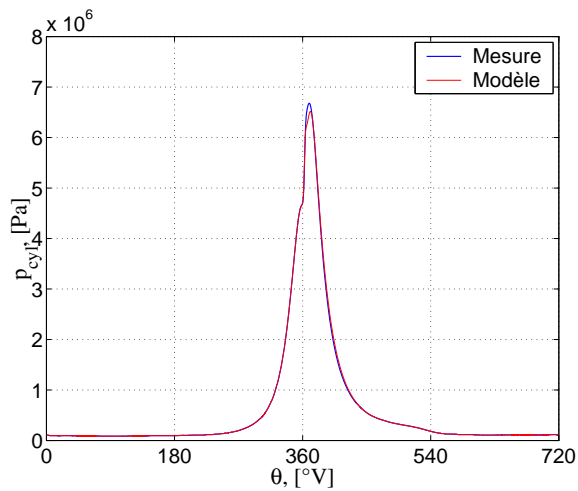
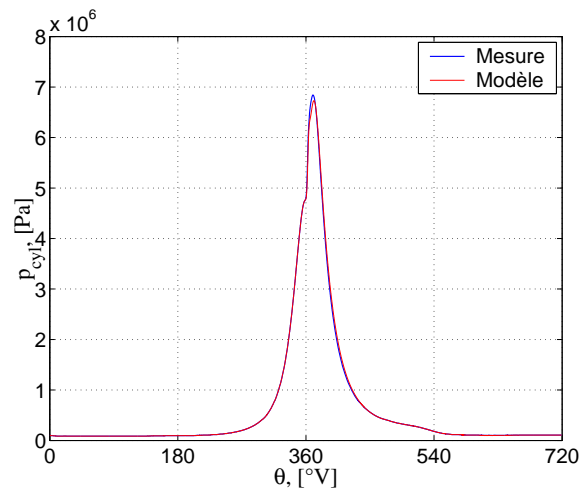
(a) Charge = 50%,  $d_s = 72,3\%$ (b) Charge = 60%,  $d_s = 84\%$ (c) Charge = 70%,  $d_s = 34,9\%$ (d) Charge = 80%,  $d_s = 24,2\%$ 

FIG. 3.19 – Comparaison entre les courbes de pression cylindre obtenues expérimentalement et par le modèle proposé. Le combustible primaire utilisé est de biogaz BIO60.

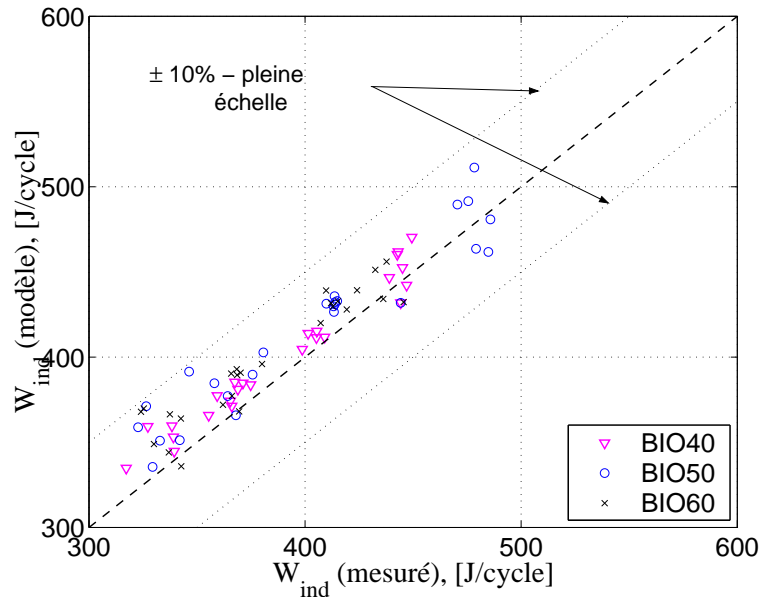


FIG. 3.20 – Comparaison entre le travail mécanique indiqué et celui calculé à partir des mesures et du modèle.

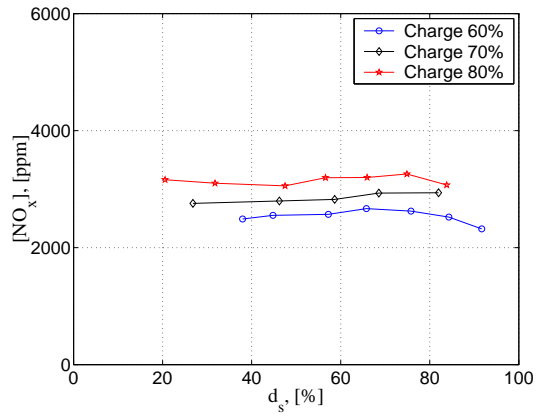
pression cylindre avec un modèle *une zone*, le même que celui utilisé pour l'analyse du dégagement de chaleur. On identifie deux tendances sur les figures présentées :

- Lorsque la substitution en diesel augmente, les émissions de  $NO_x$  et la température maximale dans le cylindre ont des tendances croissantes. Ceci pourrait être dû à une augmentation de la vitesse de combustion. En effet, on remarque sur la figure 3.9 (page 94), que  $\theta_{50}$  est avancé quand la substitution en diesel augmente, donc 50% d'énergie est dégagée plus rapidement dans le cylindre. Ceci entraîne une augmentation de la température dans le cylindre.
- Une augmentation de la charge de fonctionnement, implique une augmentation des émissions de  $NO_x$ , ainsi que de la température maximale dans le cylindre. Ceci est expliqué par une augmentation de la richesse totale dans le cylindre, i.e. pour un même débit de gaz (air et combustible primaire) plus d'énergie est dégagée par la combustion.

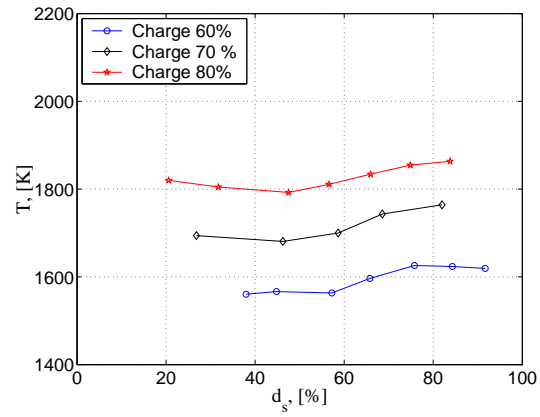
Sur la figure 3.22, on remarque que la composition du biogaz utilisé comme combustible primaire ne semble pas influencer significativement le niveau des émissions de  $NO_x$ . On remarque quand même une légère tendance décroissante des émissions de  $NO_x$  lorsque l'on augmente le contenu de  $CO_2$  dans le biogaz. En fait, pour une même quantité d'énergie introduite dans le cylindre, le débit de biogaz est supérieur et, ainsi, le niveau global de température dans le cylindre est moindre. Par conséquent, la formation de  $NO_x$  est limitée.

### Modélisation des émissions d'oxydes d'azote

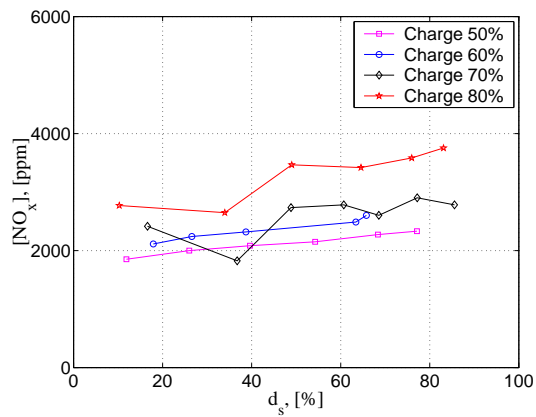
Dans les sections précédentes, on a vu qu'habituellement la modélisation des oxydes d'azote dans les moteurs à combustion interne se fait par des modèles assez compliqués. La forte dépendance entre la formation de  $NO_x$  et la température du front de flamme, ainsi que le temps de séjour des gaz brûlés dans la chambre de combustion, impose au moins l'utilisation de modèles thermodynamiques *multi-zones*. De plus, le mécanisme de formation des oxydes d'azote proposé par Zeldovich, comporte des réactions chimiques régies par des constantes dont les valeurs varient



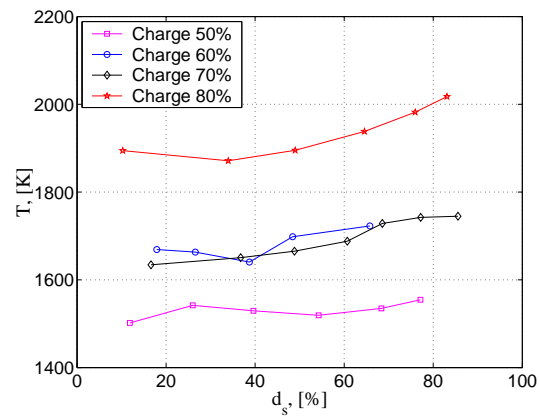
(a) BIO40.



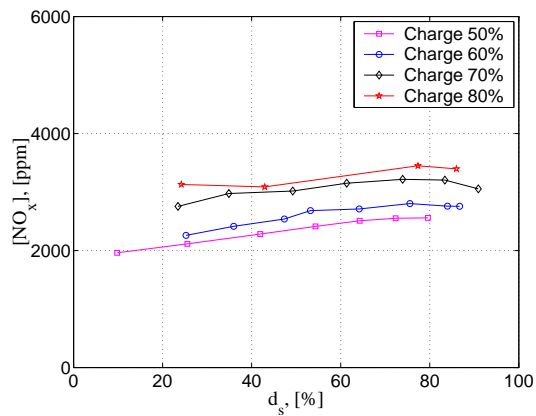
(b) BIO40.



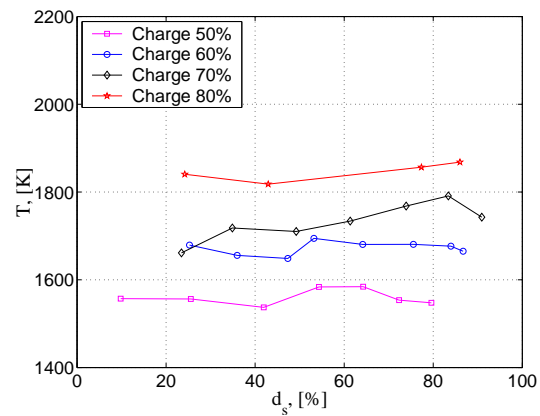
(c) BIO50.



(d) BIO50.

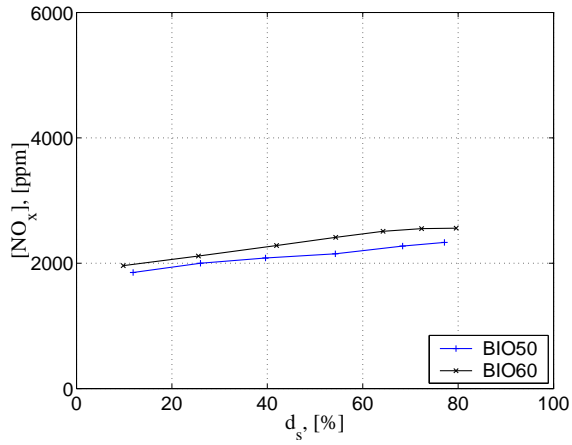


(e) BIO60.

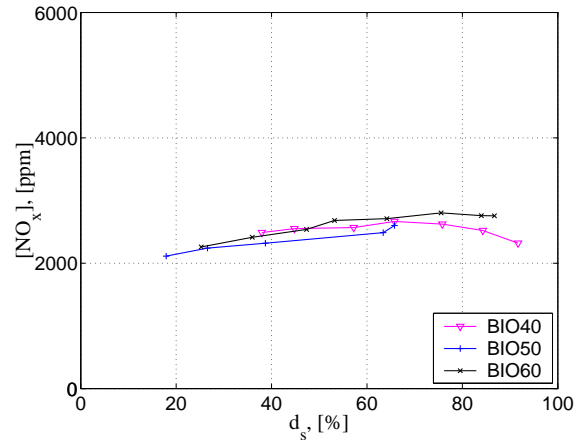


(f) BIO60.

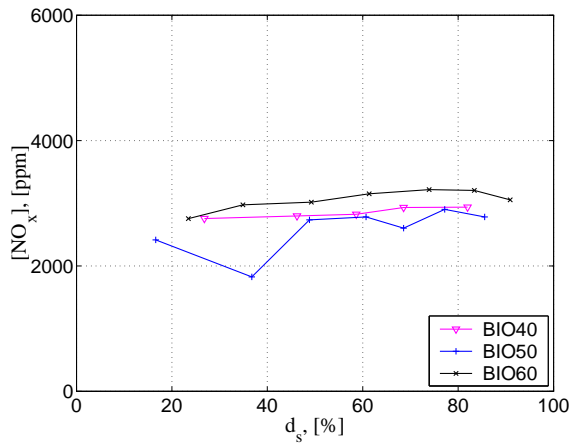
FIG. 3.21 – Evolution des émissions de  $NO_x$  et de la température maximale dans le cylindre avec la substitution en diesel pour l'ensemble des compositions de biogaz et de charges testées.



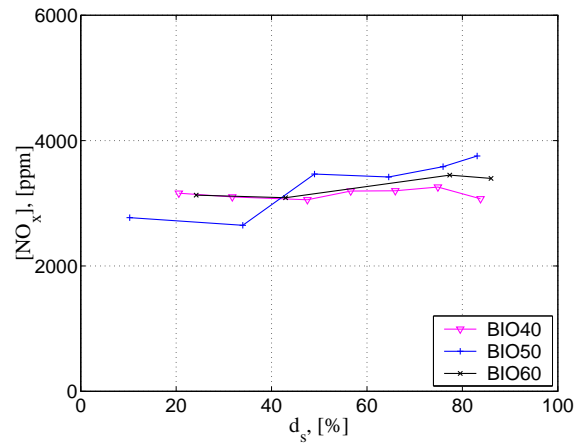
(a) Charge 50%.



(b) Charge 60%.



(c) Charge 70%.



(d) Charge 80%.

FIG. 3.22 – Evolution des émissions de  $NO_x$  avec la substitution en diesel à charge constante.

énormément dans la littérature (cf tableau A.2).

Dans le paragraphe précédent, on a mis en évidence une forte dépendance entre la température maximale dans le cylindre et les émissions de  $NO_x$ . En regardant la figure 3.21, on observe facilement que les évolutions de la température et des émissions de  $NO_x$  sont quasiment identiques. Par conséquent, on peut relier ces deux paramètres par une loi de type Arrhenius :

$$[NO_x] = k \cdot \exp\left(-\frac{E_A}{R \cdot T}\right) \quad (3.16)$$

En conséquence, sur la figure 3.23, on trace la variation du logarithme népérien des émissions des  $NO_x$  en fonction de l'inverse de la température maximale mesurée. On remarque une variation linéaire décroissante entre les deux paramètres. Cette dépendance est linéaire et s'écrit comme suit :

$$\ln [NO_x] = -3278,1 \cdot \frac{1}{T} + 9,8 \quad (3.17)$$

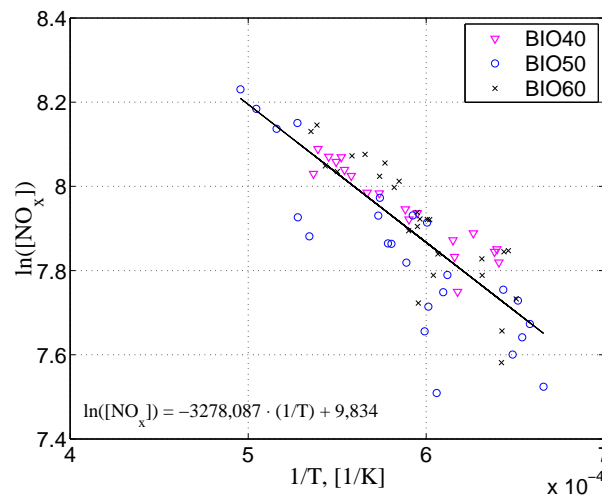


FIG. 3.23 – Variation des émissions de  $NO_x$  avec l'inverse de la température maximale dans le cylindre.

Par la suite, le modèle de prédiction du dégagement de chaleur (présenté dans la section 3.2.4) est utilisé pour la prédiction de la température maximale dans le cylindre. Cette température, accompagnée par les deux constantes empiriques déterminées dans l'équation 3.17 est utilisée pour la prédiction des émissions de  $NO_x$ . Les résultats obtenus sont présentés sur la figure 3.24, sous la forme d'une comparaison avec les mesures effectuées. On remarque que globalement l'erreur est inférieure à 10%.

### 3.3.2 Analyse des émissions de $CO$

Les valeurs mesurées des émissions de  $CO$ , ainsi que celles de la richesse totale calculée dans le cylindre, sont présentées sur la figure 3.25. Le combustible primaire est du biogaz et les charges

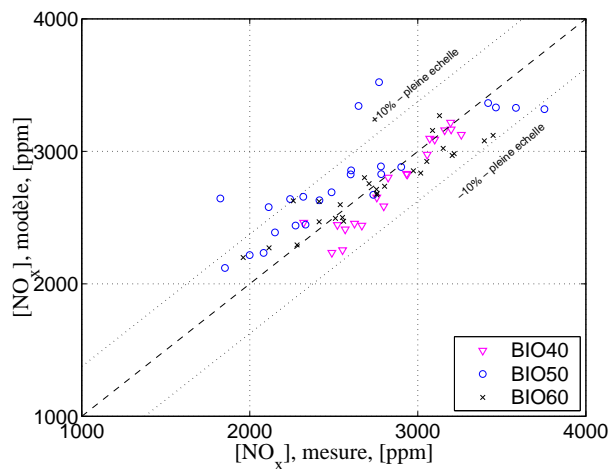


FIG. 3.24 – Comparaison entre les valeurs mesurées de  $NO_x$  et les valeurs prédites lors du fonctionnement avec du biogaz comme combustible primaire.

testées varient entre 50% et 80%. D'une manière globale pour les substitutions en diesel testées, l'évolution des émissions de  $CO$  contient un point de maximum. Ce point est obtenu quand environ 60% de la quantité initiale de gasoil est remplacée par du biogaz. Ce type de variation est souvent rencontré dans la littérature ([2], [7], [6], [75], [76], [142]).

L'origine du  $CO$  présent dans les fumées, lors du fonctionnement à de faibles taux de substitutions, repose dans les réactions de précombustion du mélange primaire. La cinétique de ces réactions est relativement lente. De plus, la flamme ne se propage pas en dehors de la zone où le combustible pilote est présent, suite à la faible richesse du mélange primaire. Par conséquent, la plupart des  $CO$  ainsi formés n'est pas oxydée et se retrouve à l'échappement.

Une deuxième source pour la formation du  $CO$  est le combustible primaire entraîné par le jet de combustible pilote. Dans cette zone, l'oxygène est consommé principalement par les vapeurs de combustible pilote qui initie la combustion [75]. Ainsi, en augmentant le débit de combustible pilote, plus de  $CO$  sont produits. Toutefois, suite à une température plus élevée (la combustion rapide du combustible pilote est très violente pour des débits importants) et à une zone occupée par le jet pilote plus grande, une importante partie des  $CO$  ainsi formés est oxydée. Par rapport à la source précédente, celle-ci est quand même d'une moindre importance.

### 3.3.3 Analyse des émissions de $THC$

Le niveau élevé d'émission d'hydrocarbures imbrûlés lors du fonctionnement à faible charge est une question très présente dans la littérature [1], [2], [3], [5], [74], [113], [114]. Ceci a été mis en évidence pour le moteur *LISTER-PETTER* également. Ainsi, sur la figure 3.26, on remarque que les émissions de  $THC$  diminuent lorsque la charge augmente. On remarque également que les valeurs mesurées sont très élevées et dépassent (encadré sur les figures) l'échelle maximale de la baie d'analyse utilisée (cf tableau 2.2).

De plus, au fur et à mesure que le gasoil est substitué par du biogaz, les émissions d'hydrocarbures affichent une tendance croissante jusqu'à la saturation de la baie d'analyse. Pour la charge de 80%, on remarque que l'évolution se fait avec un extréma pour les trois biogaz simulés, ce qui

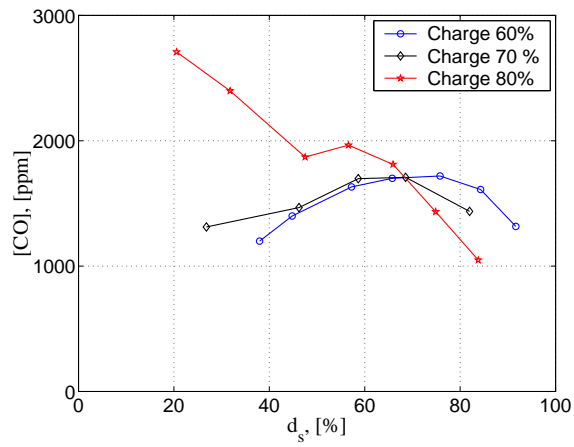
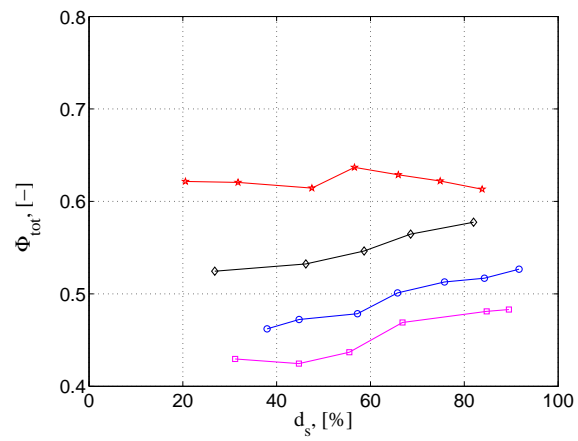
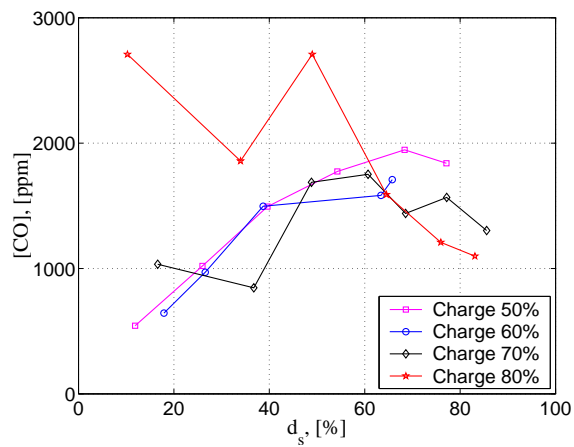
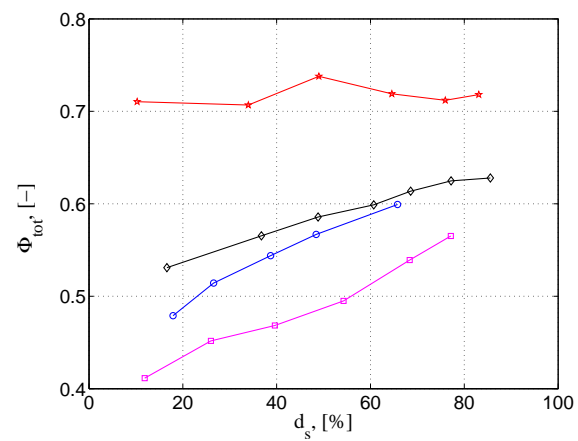
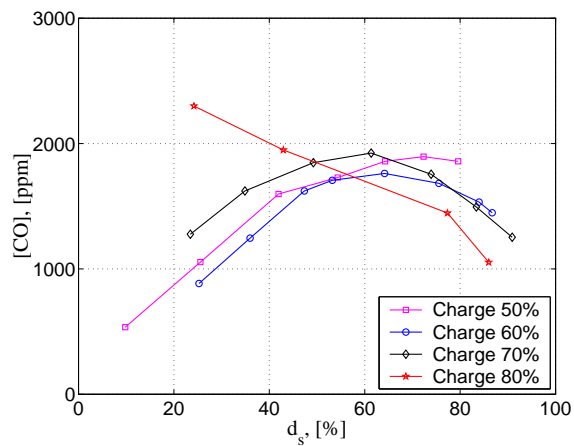
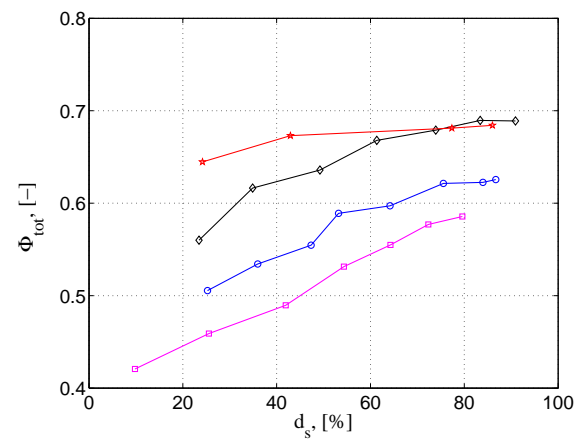
(a) *BIO40.*(b) *BIO40.*(c) *BIO50.*(d) *BIO50.*(e) *BIO60.*(f) *BIO60.*

FIG. 3.25 – Evolution des émissions de CO et de la richesse totale avec la substitution en diesel pour l'ensemble des essais effectués avec du biogaz comme combustible primaire.

nous amène à postuler que les autres évolutions se font d'une manière identique. L'explication pourrait provenir de l'augmentation continue de la richesse du mélange gazeux. En fait, pour un faible taux de substitution du gasoil, la richesse du mélange est très faible. Ainsi, malgré une source d'allumage puissante et, donc, à une température élevée après l'auto-inflammation, les flammes formées autour des gouttes ne peuvent pas se propager au sein du mélange air-biogaz. Par conséquent, l'origine des émissions de *THC* dans ces conditions est le combustible primaire qui se trouve à l'extérieur du jet de combustible pilote. Au contraire, le combustible primaire entraîné par le jet pilote, est, quant à lui, susceptible de brûler malgré une richesse faible du mélange primaire [75]. En fait, dans le jet, les richesses locales sont proches de la stœchiométrie, les températures sont plus élevées et la présence des vapeurs de combustible pilote plus réactives, facilitant la propagation de la flamme.

Lorsque la richesse du mélange primaire augmente, la propagation des flammes se fait plus facilement et ceci, malgré une diminution sensible du nombre de centres d'allumage. En conséquence, le combustible primaire est consommé en plus grande proportion et les émissions d'hydrocarbures imbrûlés diminuent.

Bien que Abd Alla et al. [6] annoncent que l'introduction de  $CO_2$  dans la charge primaire augmente les émissions de *THC*, dans notre cas, la composition du biogaz utilisé ne semble pas influencer d'une manière significative leur niveau.

### 3.3.4 Analyse des émissions de $CO_2$

Le dioxyde de carbone contribue à l'effet de serre, sujet délicat dans le contexte climatique actuel. Les autorités tentent de limiter la production du  $CO_2$  à l'échelle planétaire (accords de Kyoto), en particulier dans les installations stationnaires de puissance. Les moteurs dual-fuel font partie intégrante des nouvelles technologies en cours de validation pour les décennies futures. Leur consommation réduite de gasoil, et l'avantage de traiter un gaz issu du recyclage de déchets, ne doivent pas pour autant cacher les problèmes d'émissions de ces polluants.

Les taux de  $CO_2$  tels qu'ils ont été mesurés sont présentés sur les figures 3.27(a), 3.27(c) et 3.27(e). Sur les figures 3.27(b), 3.27(d) et 3.27(f) les valeurs présentées sont exprimées en  $g/kWh$ , permettant ainsi de comparer les résultats sur des moteurs de catégories différentes. La puissance utilisée pour le rapport d'énergie est la puissance indiquée. Les valeurs sont ainsi rapportées au moteur et non au système (moteur + appareillages annexes). Les débits initiaux de  $CO_2$  introduits avec le combustible primaire sont soustraits à chaque fois, pour permettre l'analyse directe des performances du moteur *LISTER – PETTER*.

L'analyse des courbes exprimées en pourcentages indique une croissance quasi-linéaire de la production de  $CO_2$  avec la substitution. Au contraire, l'analyse des valeurs rapportées, révèle une diminution de la quantité de  $CO_2$  rejetée par le moteur pour produire une unité d'énergie (exprimée en  $kWh$ ). On remarque également que la charge n'influence pas d'une manière significative la production de  $CO_2$ .

Pour prendre du recul sur ces premières constatations, le tableau 3.2 présente les émissions de gaz *équivalents*  $CO_2$  de plusieurs installations de puissance<sup>4</sup>.

---

4. Les émissions considérées sont les gaz à effet de serre. La pondération par leur potentiel de réchauffement global respectif, à horizon 100 ans, permet d'obtenir l'indicateur exprimé en équivalent  $CO_2$ .



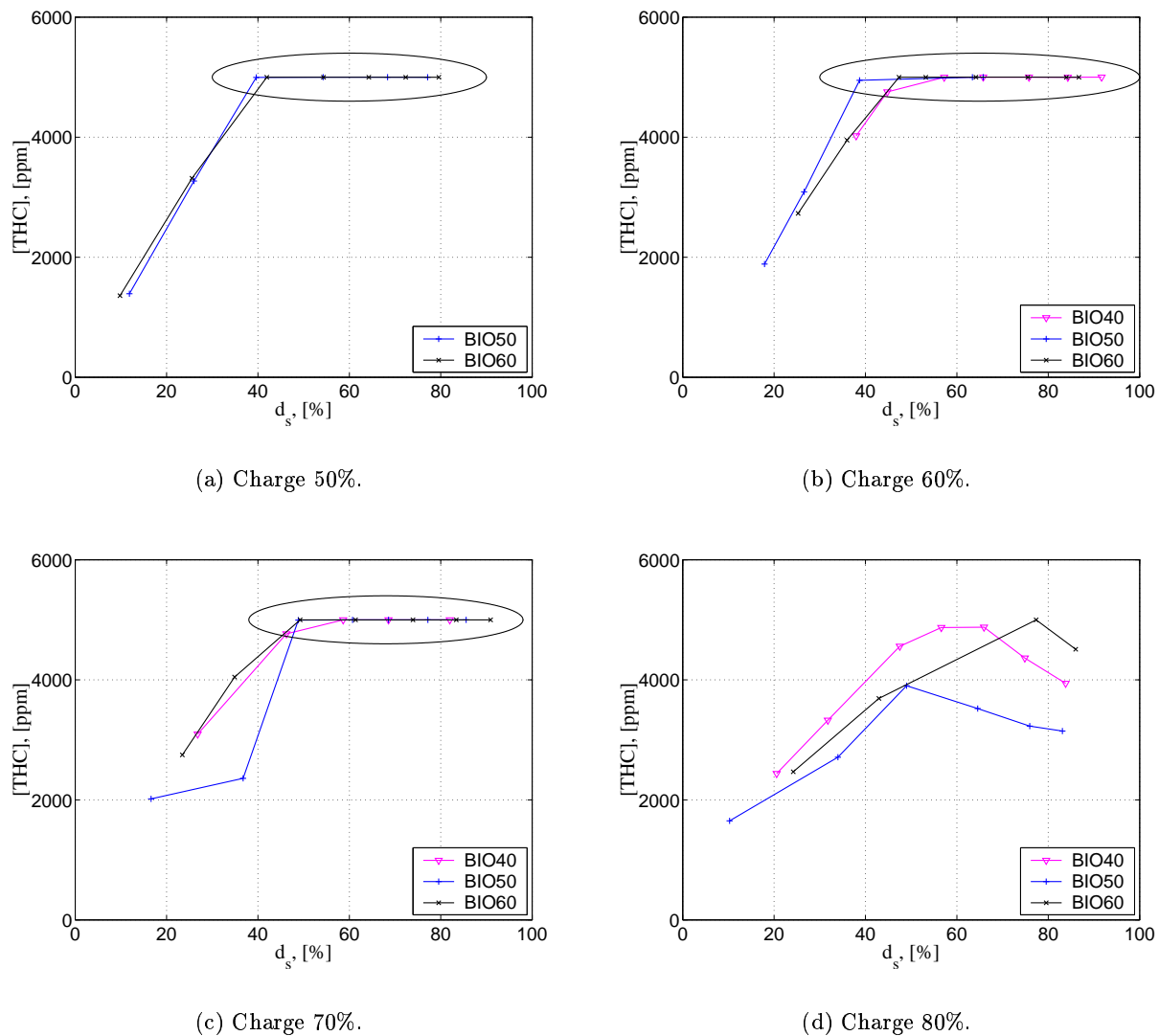


FIG. 3.26 – Evolution des émissions de THC avec la substitution en diesel pour l'ensemble des essais effectués avec du biogaz comme combustible primaire.

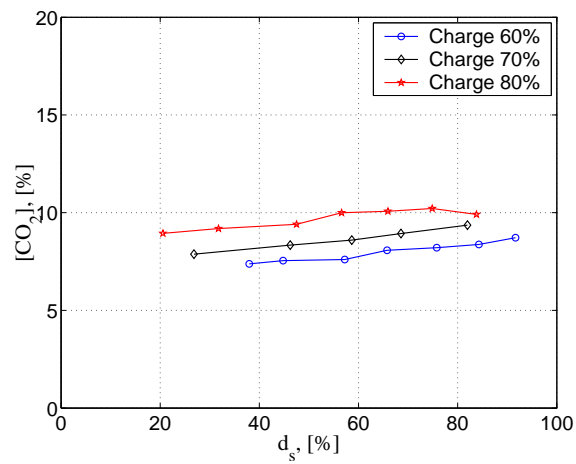
Filière	Exploitation	Reste du cycle	Total, [g/kWh]
Nucléaire	0	5	5
Charbon (600 MW)	892	111	1003
Charbon (250 MW)	949	116	1065
Fioul	839	149	988
Gaz (turbine combustion)	844	68	912
Diesels	726	159	895
Eoliennes	0	3	3
Photovoltaïque	0	97	97
<b>Dual-fuel EMN</b>	<b>~ 500*</b>	-	-

\* Les valeurs des émissions mesurées sur le banc EMN, sont rapportées à la puissance indiquée.

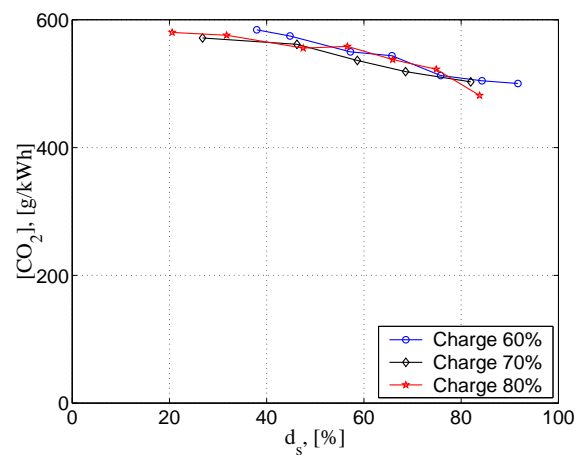
TAB. 3.2 – Emissions d'équivalent  $CO_2$  par type de production (source : www.edf.fr).

Ces données prennent en compte les productions *extérieures* de la filière, c'est-à-dire sa construction, son entretien, la production du combustible, etc. On remarque que les valeurs calculées sont similaires à celles présentées pour les moteurs diesel. Ceci est confirmé par la littérature [5], [6], [75], [113], [114].

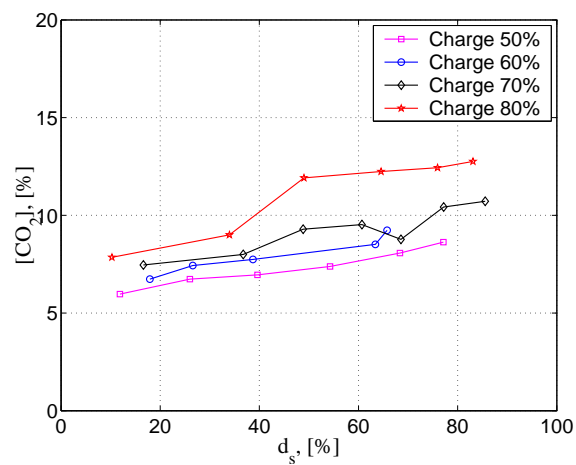
Dans le cadre des moteurs dual-fuel, l'intérêt est essentiellement de limiter la consommation de pétrole, puisqu'une partie de gasoil est remplacée par un gaz issu du traitement des déchets, par exemple le biogaz. De ce fait, si la production de  $CO_2$  croît, le gain se porte sur la chaîne de production du pétrole (extraction, transport, traitement...). Cet exemple d'analyse est très intéressant car il permet de comprendre où doivent porter les efforts lors d'une étude environnementale. Dans la plupart des cas, les connaissances dépassent amplement le cadre d'une composition de fumées.



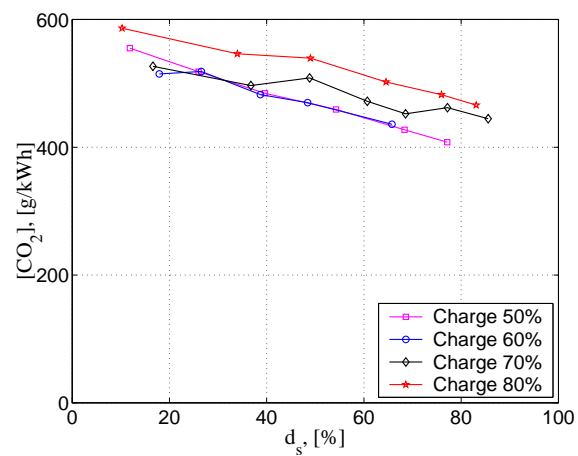
(a) BIO40



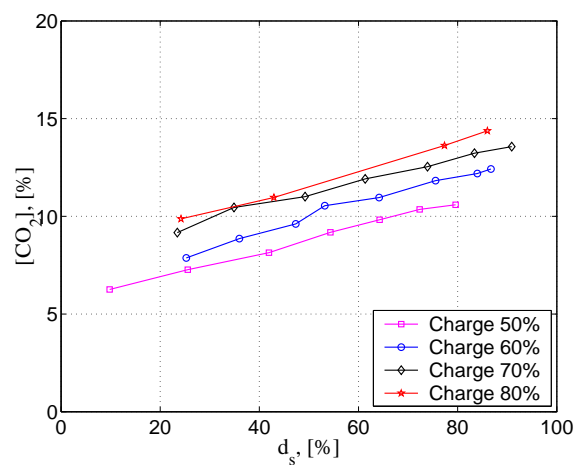
(b) BIO40



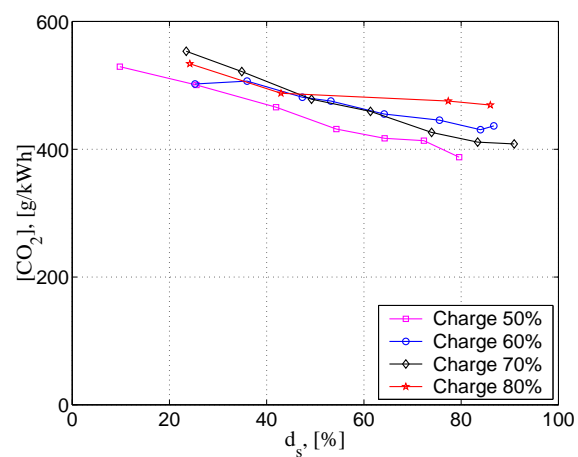
(c) BIO50



(d) BIO50



(e) BIO60



(f) BIO60

FIG. 3.27 – Evolution des émissions de CO<sub>2</sub> avec la substitution en diesel pour l'ensemble des essais effectués avec du biogaz comme combustible primaire.

### 3.4 Combustion dual-fuel Gaz de Gazogène

L'étude de la combustion du gaz de gazogène, dont la composition est présentée dans le tableau 2.3, page 66, a été réalisée en étroite collaboration avec M. Cédric GARNIER, lors de son stage de DEA [49]. Par la suite, on présente les résultats les plus intéressants.

#### 3.4.1 Délai d'ignition

Dans le modèle présenté dans le paragraphe 2.2.1, la valeur obtenue pour  $\alpha$  (cf. équation 2.7) est 0,26. On remarque que cette valeur est comparable avec celle des autres combustibles présentés.

Les paramètres  $C_f$  et  $k_{DI}$ , optimisés par rapport aux mesures, sont égaux à 1,784 et 0,542 respectivement.

Les figures 3.28 résument les différents cas obtenus, selon la charge et la substitution.

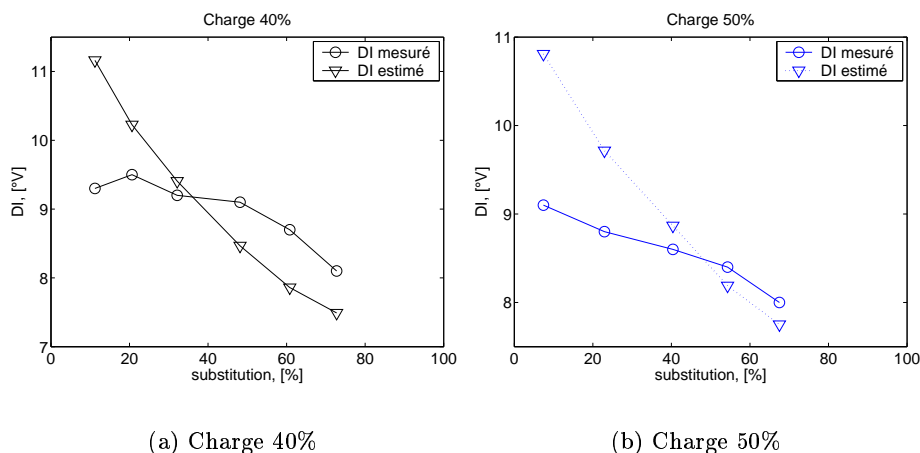


FIG. 3.28 – Comparaison des valeurs du délai d'ignition estimées et mesurées lors du fonctionnement avec du gaz de gazogène comme combustible primaire.

L'écart entre prédictif et mesuré reste dans la majorité des cas inférieure à  $0,5-1^\circ V$ , soit un écart relatif inférieur à 10% environ, permettant ainsi de valider le modèle de prédiction. On remarque tout de même que lorsque la substitution est faible (proche du régime diesel classique), la tendance est inverse: les courbes s'écartent.

#### 3.4.2 Analyse thermodynamique de la combustion

Les paramètres des lois de Wiebe déterminés sont présentés sur les figures 3.29 et 3.30. A partir de ces points de calcul, il est intéressant d'envisager des lois de comportement indépendantes de la charge. Les courbes de tendance sont toutes supposées linéaires.

Le résumé de ces tendances linéaires est fourni dans le tableau 3.3, les droites étant mises sous la forme  $y = a \cdot d_s + b$ .

Paramètre $y$	$a$	$b$
$\theta_{pd}^{deb}$ [ $^{\circ}V$ ]	$-1,86 \cdot 10^{-2}$	359,5
$\Delta\theta_{pd}$ [ $^{\circ}V$ ]	$2,94 \cdot 10^{-3}$	8,2
$\hat{Q}_{pd}$ [ $J$ ]	-0,97	248,4
$M_{pd}$ [-]	$2,34 \cdot 10^{-2}$	1,84
$\theta_{pg}^{deb}$ [ $^{\circ}V$ ]	$-1,46 \cdot 10^{-2}$	365,2
$\Delta\theta_{pg}$ [ $^{\circ}V$ ]	$-7,05 \cdot 10^{-2}$	22,5
$\hat{Q}_{pg}$ [ $J$ ]	1,14	136,5
$M_{pg}$ [-]	$1,4 \cdot 10^{-3}$	0,7
$\theta_d^{deb}$ [ $^{\circ}V$ ]	$-1,2 \cdot 10^{-2}$	365
$\Delta\theta_d$ [ $^{\circ}V$ ]	$1,16 \cdot 10^{-2}$	84,7
$\hat{Q}_d$ [ $J$ ]	0,75	242,1
$M_d$ [-]	0	0,4

TAB. 3.3 – *Interprétations linéaires des différents paramètres de Wiebe.*

Les conclusions à tirer de ces interpolations sont :

- Les lois donnant les valeurs des angles ont des pentes très faibles ( $10^{-2}$  et  $10^{-3}$ ). En première approximation on peut donc considérer que les angles de combustion sont indépendants de la substitution.
- Les facteurs de forme ont également des extrapolations linéaires aux pentes très faibles. Ces coefficients peuvent ainsi être considérés comme indépendants de la substitution.
- On ne retrouve pas la même caractéristique pour la quantité de chaleur dégagée, puisque celle-ci dépend directement de la masse de gaz injectée dans l'air, donc de la substitution.

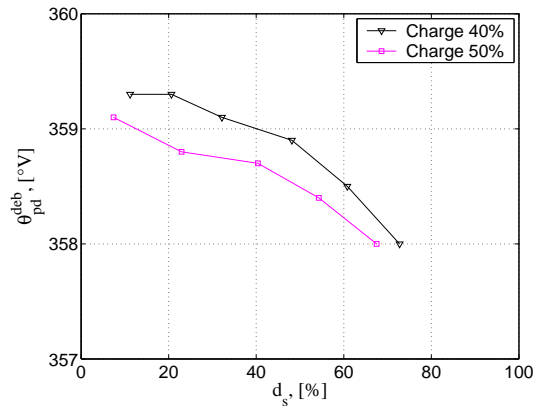
Les difficultés d'ordre technique vis-à-vis de la réalisation des mesures pour des charges supérieures à 50%, ont rendu impossible la conception d'un modèle de prédiction tel que celui présenté dans le cas du biogaz.

### 3.5 Synthèse

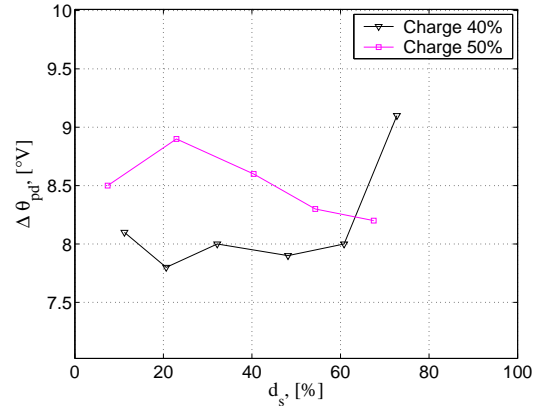
Lors du présent chapitre, les principaux résultats expérimentaux et de la modélisation effectuée ont été présentés, pour l'ensemble des combustibles à faible contenu énergétique testés, à savoir les trois compositions de biogaz et une composition de gaz de gazogène.

Globalement, le délai d'ignition mesuré diminue lorsque la substitution en diesel augmente. Ceci est dû à une augmentation de la *richesse totale* et de la *température des gaz résiduels*.

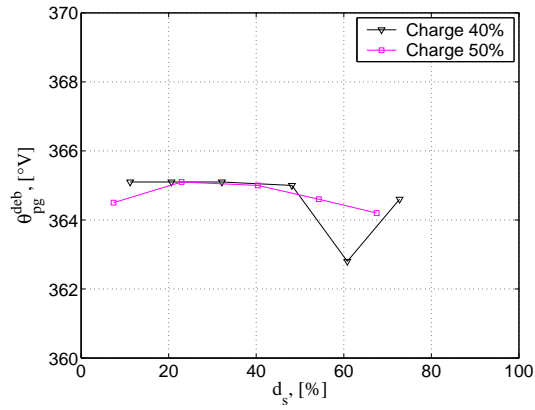
L'utilisation du modèle de prédiction du délai d'ignition génère des résultats très satisfaisants pour l'ensemble des essais réalisés. Ainsi, des écarts inférieurs à  $1^{\circ}V$  sont constatés entre les valeurs modélisées et mesurées. Par ailleurs, on a constaté que lors de l'utilisation du biogaz, il existe une dépendance entre les paramètres  $C_f$  et  $k_{DI}$  et les propriétés du combustible primaire (en termes d'indice de méthane) et la charge de fonctionnement. Ainsi, l'appellation de *constante* proposée par Prakash et al. [113] peut être remise en question.



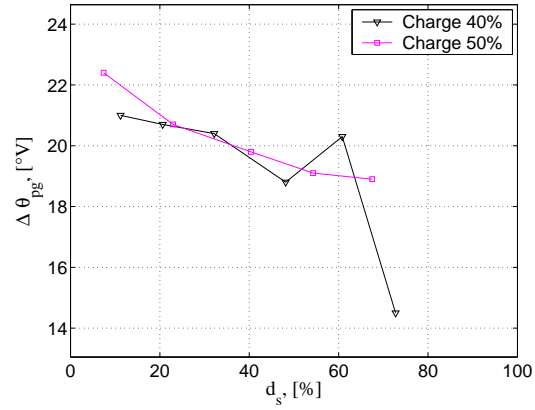
(a) Angle de début de combustion de la phase pilote.



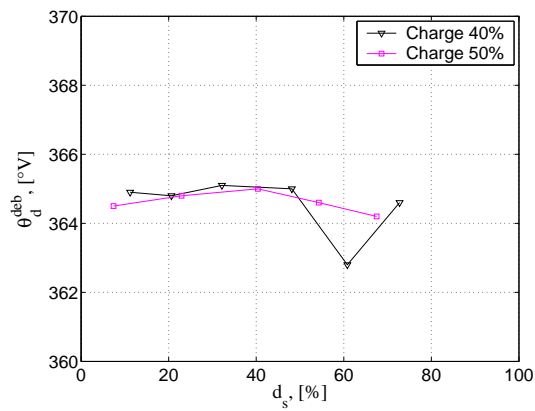
(b) Durée de combustion de la phase pilote.



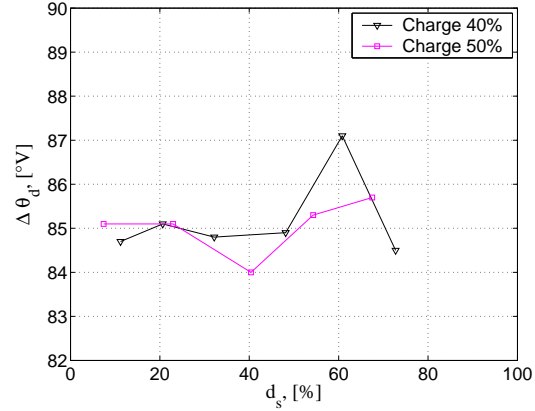
(c) Angle de début de combustion de la phase gazeuse.



(d) Durée de combustion de la phase gazeuse.

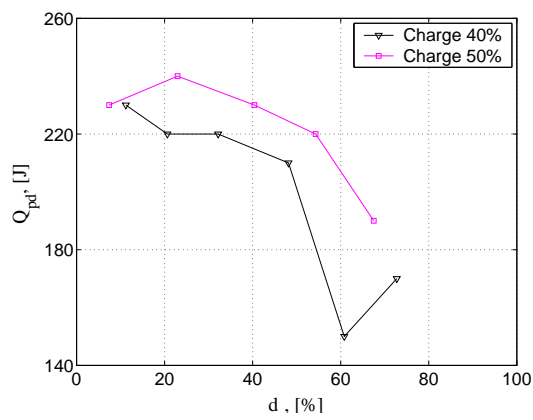


(e) Angle de début de combustion de la phase diffusante.

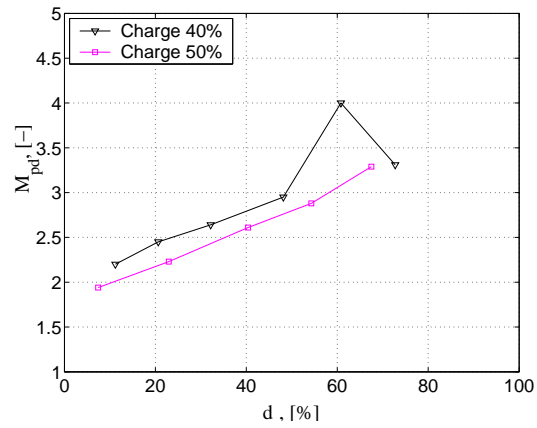


(f) Durée de combustion de la phase diffusante.

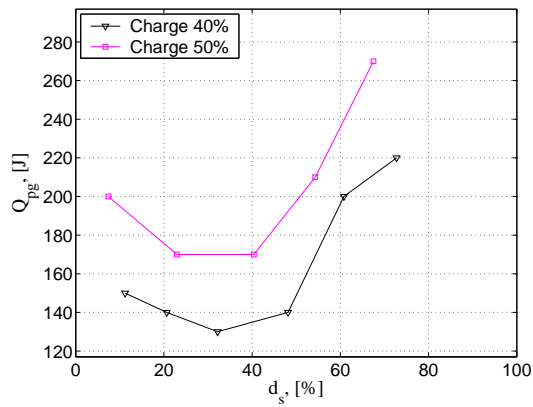
FIG. 3.29 – Paramètres angulaires des différentes lois de Wiebe.



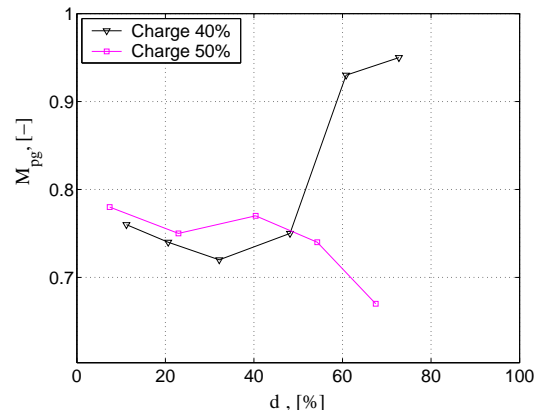
(a) Quantité de chaleur dégagée pour la loi de combustion pilote.



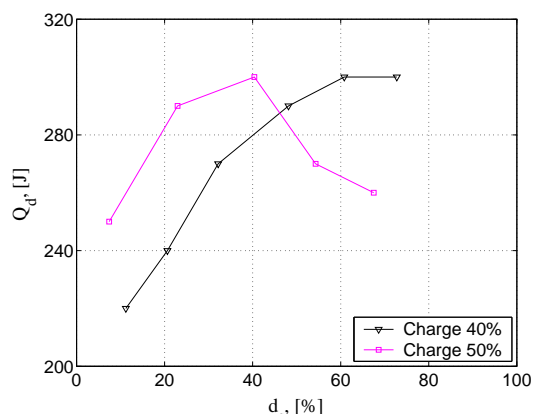
(b) Facteur de forme de la loi de combustion pilote.



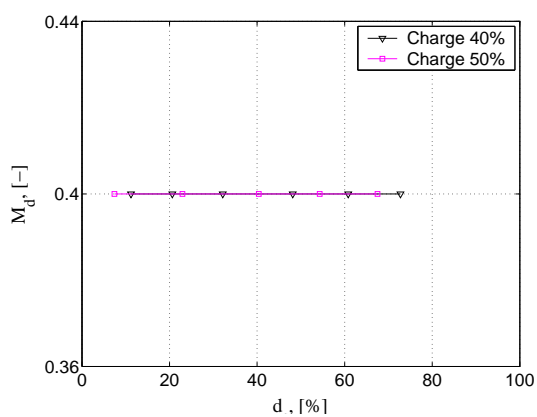
(c) Quantité de chaleur dégagée pour la loi de combustion gazeuse.



(d) Facteur de forme de la loi de combustion gazeuse.



(e) Quantité de chaleur dégagée pour la loi de combustion diffusante.



(f) Facteur de forme de la loi de combustion diffusante.

FIG. 3.30 – Paramètres de forme et quantités de chaleurs des différentes lois de Wiebe.

Appliquée aux diagrammes de pression mesurés, la procédure d'analyse, présentée lors du chapitre précédent, mène aux constatations suivantes :

1. Pour l'ensemble des combustibles, lors de la première étape de combustion, le dégagement de chaleur reste quasi-constant lorsque la substitution en diesel augmente. Ensuite, pour des substitutions plus élevées, on constate une diminution des quantités de chaleur dégagées lors de cette étape. Ceci est également confirmé par les valeurs maximales du dégagement de chaleur. Quand le biogaz est utilisé, la limite entre ces deux zones est constante et se situe aux alentours de 60%.
2. On a constaté que la valeur maximale du dégagement de chaleur lors de la première étape est quasiment identique entre les trois compositions de biogaz simulées.
3. Lorsque la substitution en diesel augmente, le dégagement de chaleur pendant la deuxième étape de combustion est plus intense. Toutefois, il existe un palier constant jusqu'à une substitution en diesel d'environ 50% au niveau des quantités de chaleur identifiées par la procédure. Ensuite, ces valeurs augmentent linéairement avec la substitution.

Suite aux constatations présentées ci-avant, un modèle prédictif pour le dégagement de chaleur est mis en place. Il utilise une combinaison de trois lois de Wiebe pour modéliser le dégagement de chaleur quand le biogaz est utilisé. Complétée avec le modèle de délai d'ignition, la prédiction du diagramme de pression est réalisée avec moins de 10% d'erreur. Le travail indiqué du moteur a été comparé avec les valeurs prédites, la même précision pour l'ensemble des essais est obtenue.

Une brève analyse des émissions polluantes a été effectuée. On a constaté que lorsque la substitution augmente, la concentration de  $NO_x$  dans les fumées augmente. En outre, une dépendance entre cette concentration et la température maximale dans le cylindre, calculée grâce au modèle prédictif, a été mise en évidence. Cette dépendance est de type Arrhenius et reste très simple par rapport aux modèles rencontrés dans la littérature.

Enfin, ce chapitre traite les régimes déflagrants de combustion dans les moteurs dual-fuel. Mais, d'autres combustibles primaires, plus réactifs peuvent être utilisés dans ce type de moteurs. Ainsi, lors du chapitre suivant, on présente une étude réalisée sur l'utilisation du *GPL*, un gaz très réactif.



# Principales notations

## Variables

$B$	:	Paramètre de vitesse dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[m/s]$
$C_f$	:	Paramètre dans le modèle de délai d'ignition	$[-]$
$D$	:	Paramètre de température dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[mole/J]$
$deb$	:	Débit massique	$[kg/s]$
$DI$	:	Délai d'ignition	$[^\circ V]$
$d_s$	:	Substitution en diesel	$[\%]$
$E_A$	:	Energie d'activation du processus d'auto inflammation	$[J/mole]$
$F$	:	Paramètre de pression dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[bar-1]$
$f_p$	:	Concentration en biogaz dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[\%]$
$IM$	:	Indice de méthane	$[-]$
$E_A$	:	Energie d'activation	$[J/mole]$
$DI$	:	Délai d'ignition	$[^\circ V]$
$k_{DI}$	:	Paramètre dans le modèle de délai d'ignition	$[-]$
$M$	:	Facteur de forme de la loi de Wiebe	$[-]$
$M_{ps}$	:	Vitesse moyenne du piston dans le modèle de délai d'ignition de Prakash et al.	$[m/s]$
$n$	:	Coefficient polytropique	$[-]$
$O$	:	Concentration absolue en oxygène	$[\%]$
$O_c$	:	Concentration relative en oxygène	$[-]$
$P$	:	Puissance mécanique	$[W]$
$p$	:	Pression	$[MPa]$ ou $[Pa]$ ou $[bar]$ ou $[atm]$
$Q$	:	Quantité de chaleur	$[J]$
$\hat{Q}$	:	Quantité totale de chaleur dégagée dans une loi de Wiebe	$[J]$
$T$	:	Température	$[K]$
$V$	:	Cylindrée	$[cm^3]$
$W_{ind}$	:	Travail indiqué	$[J/cycle]$
$x_b$	:	Fraction brûlée	$[-]$

## Constantes

$k_{DI}$	:	Constante dans le modèle de délai d'ignition	$[-]$
$k_{NO_x}$	:	Constante dans le modèle empirique pour le $NO_x$	$[-]$
$k_1, k_4$	:	Constantes dans le modèle de prédiction pour le dégagement de chaleur	$[-]$
$R$	:	Constante universelle des gaz	$[J/mole/K]$

## Indices et exposants

$air$	:	Air
$cyl$	:	Cylindre
$df$	:	Dual-fuel
$d$	:	Combustion diffusante
$ech$	:	Echappement
$gaz$	:	Combustible primaire, combustible gazeux
$inj$	:	Fait référence à l'injection
$max$	:	Maximum
$pd$	:	Combustion rapide (prémélangée) du combustible pilote
$pg$	:	Combustion rapide (prémélangée) du combustible primaire
$pil$	:	Combustible pilote
$pre$	:	Valeur calculée par un modèle de prédiction
$tot$	:	Total

## Lettres grecques

$\alpha_{DI}$	:	Pente d'une variation dans le modèle de délai d'ignition	$[-]$
$\gamma$	:	Coefficient isentropique	$[-]$
$\Delta\theta$	:	Durée de la combustion dans une loi de Wiebe	$[^\circ V]$
$\theta$	:	Angle vilebrequin	$[^\circ V]$
$\theta_0, \theta^{deb}$	:	Angle de début de la combustion dans une loi de Wiebe	$[^\circ V]$
$\theta^{50}$	:	Angle correspondant à 50% de combustible brûlé	$[^\circ V]$
$\Phi$	:	Richesse	$[-]$

## Abréviations

$BIO40$	:	Biogaz 40% $CO_2$ et 60% $CH_4$
$BIO50$	:	Biogaz 50% $CO_2$ et 50% $CH_4$
$BIO60$	:	Biogaz 60% $CO_2$ et 40% $CH_4$
$ICR$	:	Injection Compression Ratio (taux de compression à l'injection)
$NO_x$	:	Oxydes d'azote
$PMB$	:	Point Mort Bas
$THC$	:	Total des hydrocarbures imbrûlés

## Chapitre 4

# Caractérisation de la combustion dual-fuel : Gaz de Pétrole Liquéfié

---

*En début de chapitre, les résultats expérimentaux obtenus pour du GPL, utilisé comme combustible primaire, sont présentés. Basé sur ces mesures et sur la procédure d'analyse du dégagement de chaleur, ainsi que sur le modèle de délai d'ignition, un modèle prédictif complet est proposé pour la combustion. Ensuite, une comparaison des résultats expérimentaux et de la modélisation entre deux bancs d'essais différents est réalisée. Par ailleurs, des régimes de fonctionnement cliquetants ont été mis en évidence. Après une description succincte du phénomène de cliquetis, on détaille ce dernier. Dans sa thèse, G. Brecq [20] a abordé la caractérisation thermodynamique du cliquetis dans les moteurs à allumage commandé fonctionnant au gaz naturel. Ensemble, nous avons introduit la notion de courbe enveloppe (repris ci-après). L'analyse des fréquences d'oscillation présentes dans le signal de pression est originale et complète le concept précédent. Le caractère chaotique du cliquetis est, en outre, mis en exergue.*

### 4.1 Combustion dual-fuel GPL

Dans les paragraphes suivants, on présente les résultats expérimentaux et leur interprétation, lors du fonctionnement avec du GPL du moteur *LISTER – PETTER*.

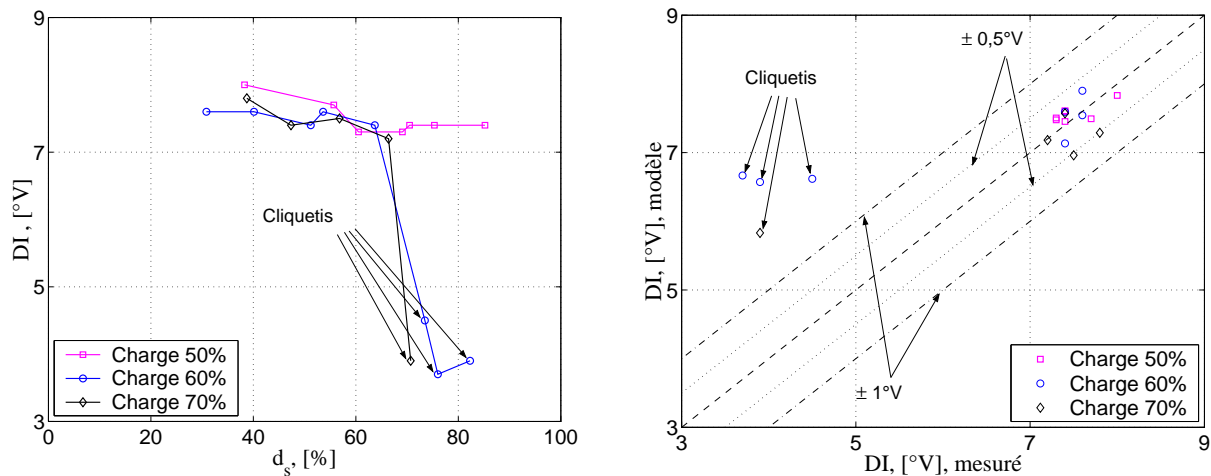
#### 4.1.1 Délai d'ignition

Sur la figure 4.1(a), les valeurs expérimentales du délai d'ignition, lors du fonctionnement avec du GPL comme combustible primaire, sont présentées. La précision des valeurs tracées est de  $0,1^\circ\text{V}$ . On remarque pour l'ensemble des charges testées, une légère tendance décroissante, lorsque la substitution en diesel augmente. Ceci peut être expliqué par la grande réactivité du GPL, i.e. plus on augmente la concentration en GPL dans le cylindre, plus la combustion démarre tôt. On remarque la présence de quatre points sensiblement éloignés de la tendance générale, pour lesquels les valeurs du délai d'ignition sont très faibles. Il s'agit de régimes de fonctionnement où s'est produit l'auto-inflammation de la charge gazeuse, et non pas celle du

combustible pilote. Ces points particuliers font l'objet de la fin de ce chapitre.

En utilisant le modèle proposé dans le paragraphe 2.2.1, les résultats obtenus pour le délai d'ignition, lors du fonctionnement avec du *GPL* comme combustible primaire, sont présentés sur la figure 4.1(b).

Les valeurs des deux paramètres  $C_f$  et  $k_{ID}$  sont déterminées grâce aux équations présentées dans la section 2.2.1, page 72. Ces valeurs valent 1,49 et 11,2 respectivement.



(a) Valeurs expérimentales du délai d'ignition lors du fonctionnement avec du *GPL*.

(b) Comparaison entre les délais d'ignition mesurés et calculés par le modèle proposé.

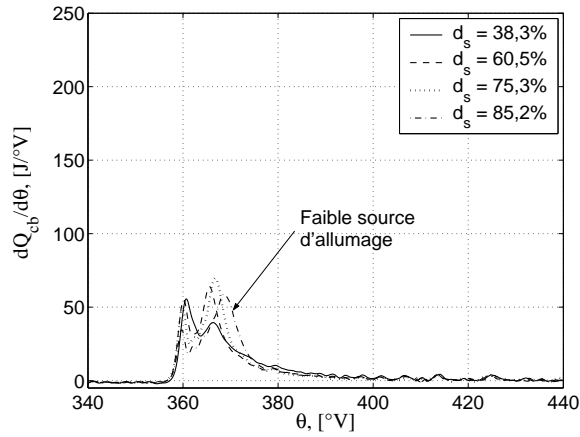
FIG. 4.1 – Délai d'ignition.

On observe une bonne concordance entre les valeurs expérimentales et prédites. L'écart absolu est inférieur à  $0,5^\circ\text{V}$ . Au contraire, pour les quatre points cliquetants, la procédure surestime sensiblement les valeurs du délai d'ignition. En effet, pour ces régimes, le début de la combustion est marqué par l'auto-inflammation de la charge gazeuse et non plus par l'auto-inflammation du combustible pilote.

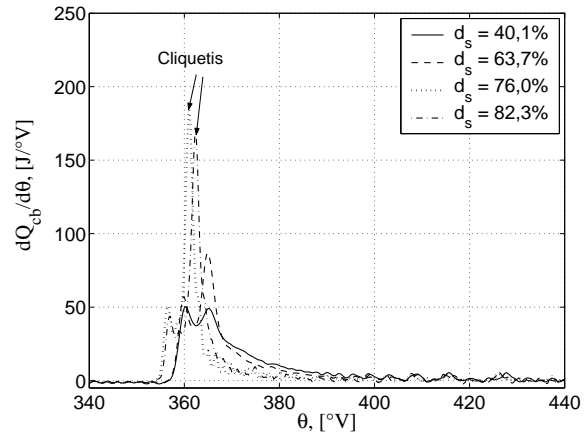
#### 4.1.2 Analyse thermodynamique directe de la combustion

La figure 4.2 présente des dégagements de chaleur obtenus par l'interprétation du signal de pression cylindre mesuré. Pour chaque charge, plusieurs substitutions en diesel sont présentées. On observe que, pour toutes les courbes, l'allure du dégagement de chaleur présente deux pics, correspondant aux deux premières étapes de combustion. Sur la figure 4.3, l'évolution des valeurs maximales du dégagement de chaleur lors de ces étapes sont tracées.

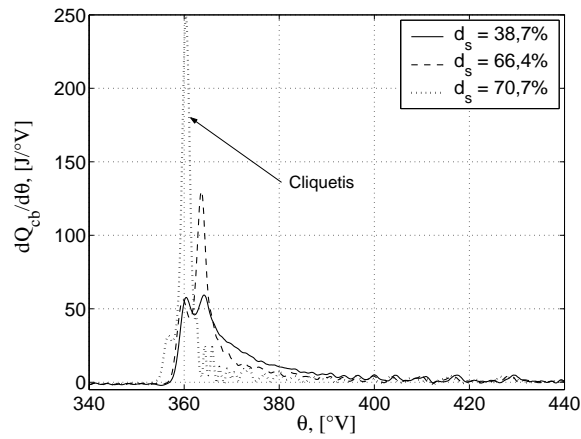
Pour une augmentation de la substitution et, donc pour une diminution de la source d'allumage, le dégagement de chaleur lors de la première étape de combustion, reste quasiment constant. Une augmentation supplémentaire mène à une diminution de la vitesse de combustion. En effet, la quantité de vapeur de combustible pilote, formée lors du délai d'ignition, diminue suite à une réduction sévère du débit gasoil.



(a) Charge 50%.



(b) Charge 60%.



(c) Charge 70%.

FIG. 4.2 – Dégagement de chaleur lors du fonctionnement avec du GPL pour plusieurs substitutions en diesel.

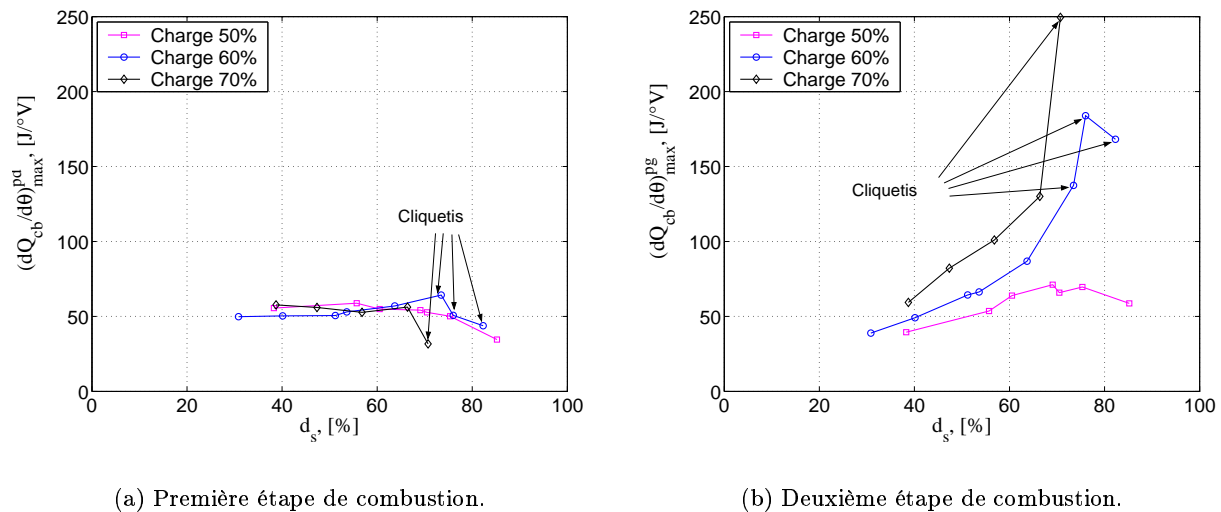


FIG. 4.3 – Valeurs maximales du dégagement de chaleur lors du fonctionnement avec du GPL.

On remarque que pour une substitution plus importante, et malgré la diminution de la source d'ignition, le dégagement de chaleur lors de la deuxième étape devient plus important et la valeur maximale correspondante augmente. Ceci est dû à une meilleure propagation de la flamme au sein du mélange gazeux air-GPL<sup>1</sup>. Cependant, le dégagement de chaleur lors de la dernière étape de combustion diminue au fur et à mesure que la substitution augmente. Ceci pourrait s'expliquer par deux effets :

- Une diminution de la quantité de combustible pilote injecté qui mène à une diminution considérable des gouttes qui brûlent lors de la combustion diffusante.
- Le dégagement de chaleur, plus important lors de la deuxième étape de combustion, augmente les conditions de température et de pression dans la chambre de combustion. Par conséquent, la vaporisation des gouttes de combustible pilote se fait plus rapidement, ainsi que leur combustion.

Une augmentation excessive de la substitution en diesel a pour résultat l'apparition du cliquetis. Le dégagement de chaleur devient très important, avec des vitesses de combustion très élevées (voir aussi figure 4.3(b)). Par exemple, à 70% de charge, à une substitution d'environ 40%, le dégagement de chaleur ne dépasse pas 70  $J/^\circ V$ , alors qu'en augmentant la substitution vers 70% le dégagement de chaleur avoisine les 250  $J/^\circ V$ .

### Comparaison Biogaz-GPL

En comparant ces valeurs avec celles obtenues pour les mesures effectuées avec du biogaz comme combustible primaire (présentées sur la figure 3.6) on peut conclure :

- Lors de la première étape de combustion, on remarque une légère tendance croissante des valeurs maximales du dégagement de chaleur quand on utilise du biogaz, par rapport au GPL. Ceci est dû à l'augmentation du délai d'ignition pour le fonctionnement avec du biogaz suite à la présence du dioxyde de carbone.

1. Une augmentation de la substitution en diesel se traduit par une augmentation correspondante de la richesse du mélange primaire.

- Lors de la deuxième étape de combustion, on observe que, malgré une richesse plus importante, (voir figures 4.5(b) et 3.7) au niveau du mélange primaire, les vitesses maximales de combustion sont plus élevées lors du fonctionnement en *GPL* (jusqu'à deux fois plus grandes). Ceci pourrait s'expliquer par :
  1. Le propane, ainsi que le butane (les constituants du *GPL*) ont une réactivité plus importante que le méthane, un des composants du biogaz [70], [81].
  2. Les vitesses laminaires de la flamme dans des conditions identiques sont supérieures pour le propane et le butane par rapport à celle du méthane [70], [81], [137].
  3. La présence du  $CO_2$  dans la composition du biogaz mène à une réduction globale de la vitesse de propagation [56].

Pour une charge inférieure, la diminution excessive de la quantité de combustible pilote a pour conséquence une combustion lors de la deuxième étape, plus lente. On observe sur la figure 4.2(a) que non seulement la valeur maximale du dégagement de chaleur diminue, mais que cette étape dure plus longtemps.

### Fractions brûlées

L'analyse de la fraction brûlée permet d'étudier l'évolution du dégagement de chaleur intégral lors de la combustion. La figure 4.4 présente les fractions brûlées obtenues par l'intégration des diagrammes de dégagement de chaleur présentés sur la figure 4.2.

En analysant la figure 4.4(c) on observe qu'environ 10% de l'énergie chimique introduite ne sont pas dégagés dans le cycle, mais sont évacués sous forme d'imbrûlés à l'échappement du moteur. Pour les substitutions impliquant un fonctionnement en régime cliquetant (par exemple 70% de charge et 71% de substitution en diesel, figure 4.4(c)), on remarque une augmentation du niveau d'imbrûlés, découlant d'une combustion trop rapide et ne pouvant pas consommer entièrement la charge présente dans le cylindre.

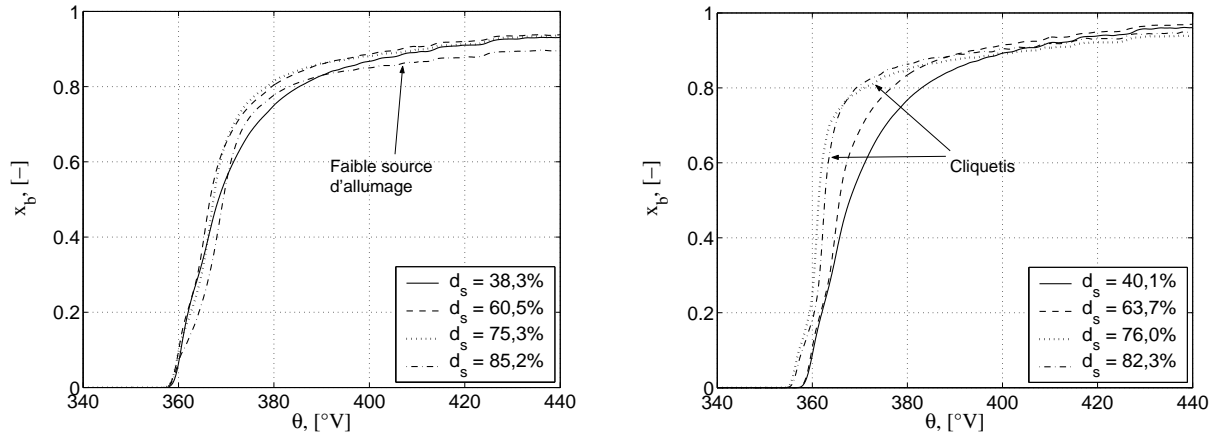
Par ailleurs, les observations réalisées dans la section 3.2.2, page 93, concernant les erreurs possibles sur la détermination des fractions brûlées, restent valables.

### Angle à 50% de masse brûlée

Sur la figure 4.5(a), les valeurs déterminées pour  $\theta^{50}$  sont présentées pour les essais *GPL* – 50-*GPL* – 70. On observe qu'à 50% de charge, plus on augmente la substitution en diesel, plus le  $\theta^{50}$  est avancé. En conséquence, la combustion se déroule plus rapidement suite à une meilleure propagation de la flamme au sein du mélange primaire. Mais, une diminution excessive de la quantité de combustible pilote a pour conséquence une diminution de la vitesse globale de combustion et, donc, à un retard du  $\theta^{50}$ . Par exemple, une quantité injectée de gasoil de 2,43 *mg/cycle* s'avère insuffisante pour le bon déroulement de la combustion.

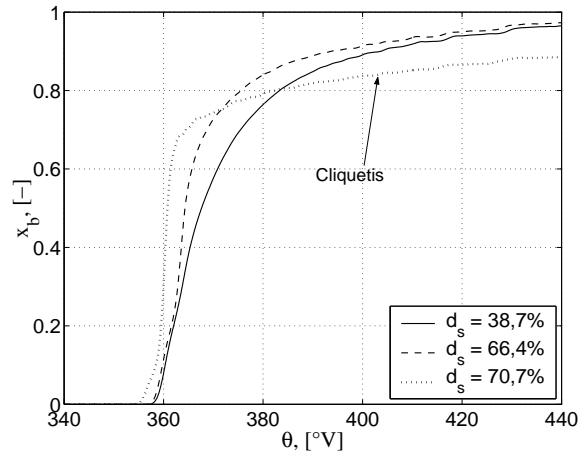
Pour des charges plus importantes, l'évolution du  $\theta^{50}$  reste monotone et décroît avec l'augmentation de la substitution en diesel, donc d'une manière globale la combustion se déroule plus rapidement. Pour les régimes détonants, l'avancement du  $\theta_{50}$  est plus prompt.

Une comparaison entre les valeurs du  $\theta_{50}$  déterminées lorsque le biogaz et le *GPL* étaient utilisés, démontre que la combustion se déroule globalement plus rapidement quand le *GPL* est



(a) Charge 50%.

(b) Charge 60%.



(c) Charge 70%.

FIG. 4.4 – Evolution de la fraction brûlée lors du fonctionnement avec du GPL pour plusieurs substitutions en diesel.



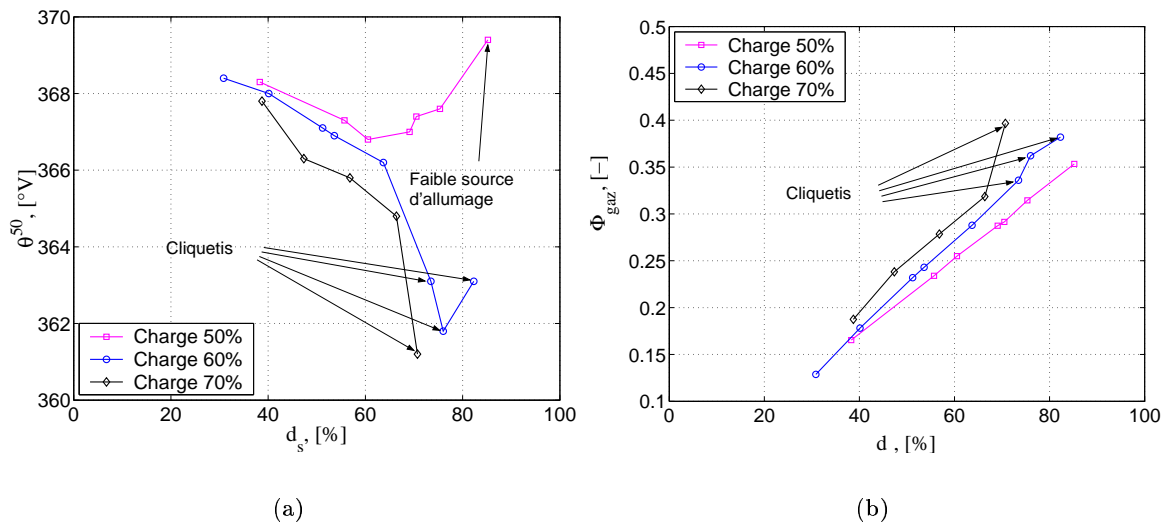


FIG. 4.5 – Evolution du  $\theta^{50}$  en fonction de la charge et de la substitution en diesel (a); variation de la richesse du mélange primaire (b).

employé. En effet on constate que les valeurs du  $\theta_{50}$  sont inférieures lorsque le GPL est brûlé. Ceci peut être justifié à nouveau par la grande réactivité du GPL vis-à-vis de celle du méthane, ainsi que par la présence du dioxyde de carbone dans la charge gazeuse dans le cas du biogaz.

### 4.1.3 Analyse du diagramme de dégagement de chaleur

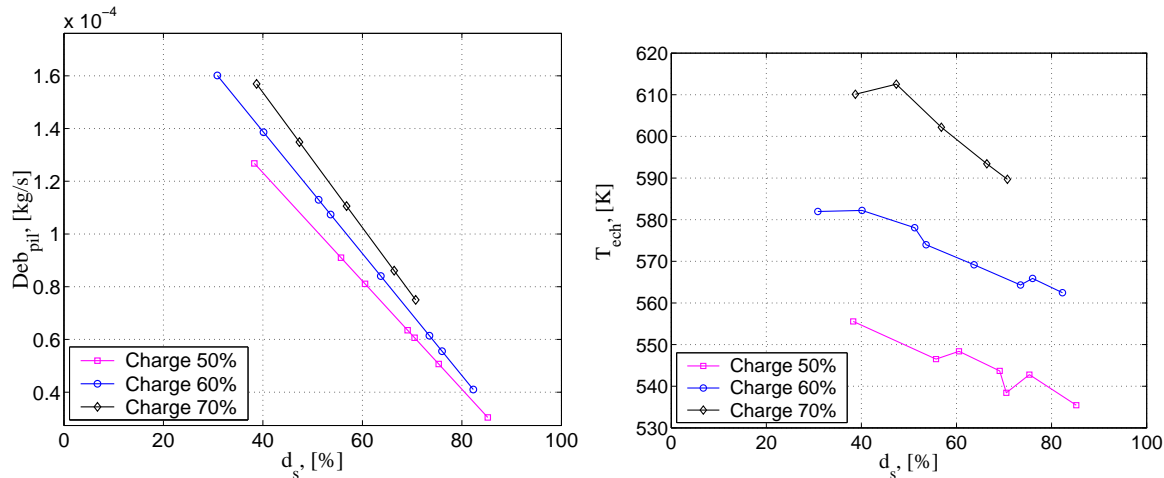
En appliquant la procédure présentée dans le paragraphe 2.2.3 pour les courbes de dégagement de chaleur lors du fonctionnement avec du GPL comme combustible primaire, on obtient les valeurs pour le facteur de forme  $M$ , la quantité de chaleur  $\hat{Q}$  et le début et la durée de chaque étape de combustion. L'ensemble de ces résultats est présenté sur les figures 4.7 et 4.8.

L'analyse de quantités de chaleur obtenues à partir de la procédure mène aux conclusions suivantes :

- Lors de la première étape de combustion, une augmentation de substitution en diesel a pour conséquence une diminution continue de la quantité de chaleur dégagée,  $Q_{pd}$  à 50% de charge. Une augmentation de la charge réduit cet effet pour des substitutions inférieures à 65%. Ceci peut être expliqué par l'augmentation de la quantité de combustible pilote. Lors des régimes de combustion anormale, la quantité de chaleur dégagée pendant cette étape devient très faible, car la combustion ne démarre plus par l'auto-inflammation du combustible pilote, mais par celle du mélange primaire. Ainsi, les vapeurs de combustible pilote formées lors du délai d'ignition brûlent, réduisant le dégagement de chaleur de cette étape.
- La quantité de chaleur dégagée lors de la deuxième étape de combustion,  $Q_{pg}$  devient plus importante lorsque la substitution en diesel et la charge augmentent. Ceci s'explique par une augmentation de la richesse du mélange primaire (voir figure 4.5(b)) et, par conséquent, par une amélioration de la propagation de la flamme dans le mélange primaire. A charge plus élevée, la combustion devient cliquetante. On observe également qu'à 50% de charge, pour une richesse plus élevée le cliquetis est évité, dû à une faible quantité de combustible

pilote et à une température de gaz résiduels moins importante. Ceci peut être observé sur la figure 4.6. Suite à une température globale dans la chambre de combustion moins élevée, la combustion reste déflagrante.

- Pendant la dernière étape de combustion, la quantité de chaleur relâchée,  $Q_d$  diminue avec la substitution en diesel. En effet, la chaleur dégagée lors de cette étape provient des gouttes de combustible pilote qui brûlent très lentement. Par conséquent, plus on diminue la quantité de combustible pilote dans le cycle, moins de gasoil brûle lors de la combustion diffusante. De plus, une meilleure propagation de la flamme dans le mélange gazeux a pour conséquence une accélération de la combustion des gouttes de combustible pilote.



(a) Variation du débit de combustible pilote.

(b) Variation de la température à l'échappement.

FIG. 4.6 – Conditions opératoires lors des essais avec du GPL.

Les valeurs du début et de la durée de chaque étape de combustion lors du fonctionnement avec du *GPL* ont été déterminées avec la procédure et sont tracées pour les trois charges simulées sur la figure 4.8. On observe que la substitution du diesel n'a pas un impact très puissant sur le début de la première étape de combustion, sauf pour les régimes détonants de fonctionnement. Pour ces régimes, la combustion prémélangée du combustible pilote démarre environ  $3^\circ V$  plus tôt, par rapport aux régimes déflagrants.

L'effet sur le début de la deuxième étape de combustion est plus évident : plus on augmente la substitution du diesel, plus la combustion démarre tôt. Une légère tendance à la saturation se produit à 50% de charge et pour des substitutions supérieures à 65%, alors que pour les charges plus élevées le cliquetis s'instaure.

La durée de la deuxième étape de combustion a une évolution différente selon la charge de fonctionnement. Ainsi, à 50% de charge, l'augmentation de la richesse du mélange primaire ne réussit plus à contrecarrer l'affaiblissement de la source d'allumage, et donc la propagation de la flamme devient de plus en plus lente. Par conséquent, la durée de combustion augmente. Par contre, à 60% et 70% de charge, malgré une source d'allumage moins puissante, la propagation de la flamme se fait plus rapidement.

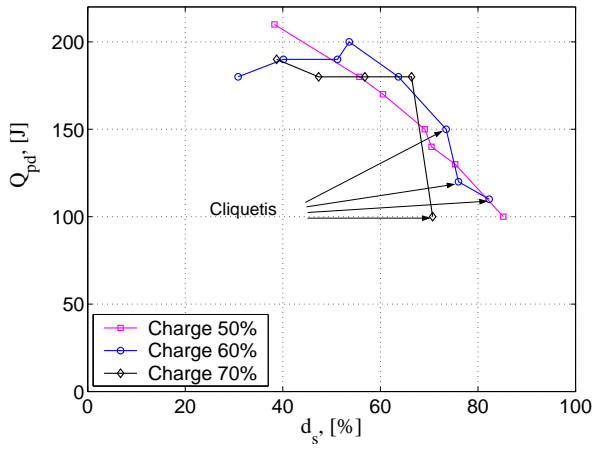
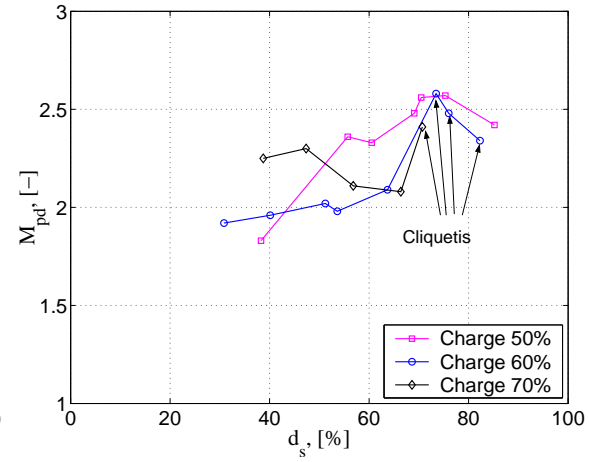
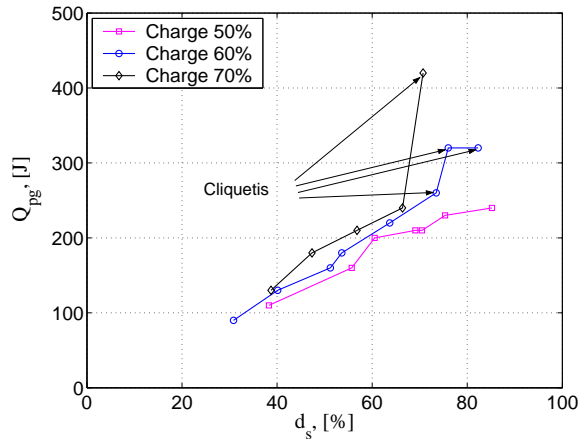
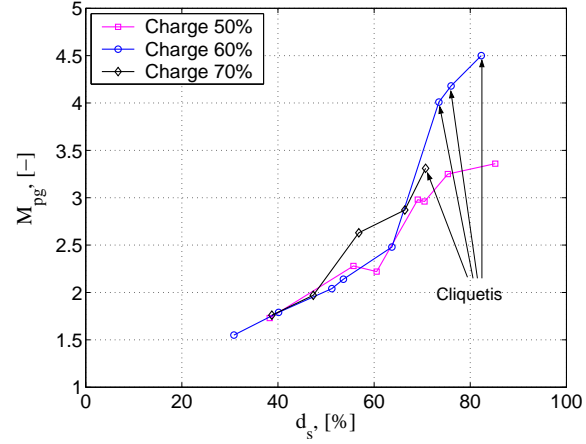
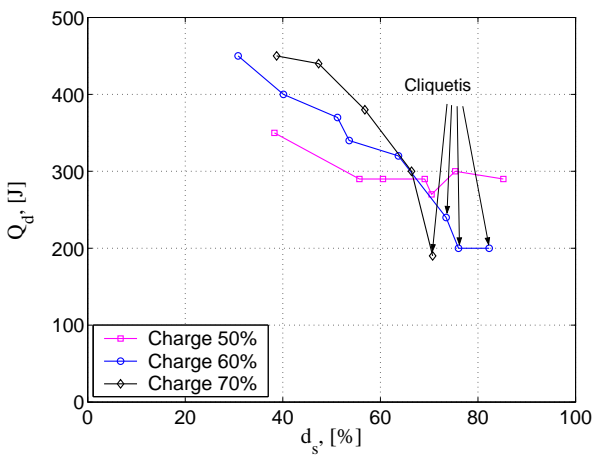
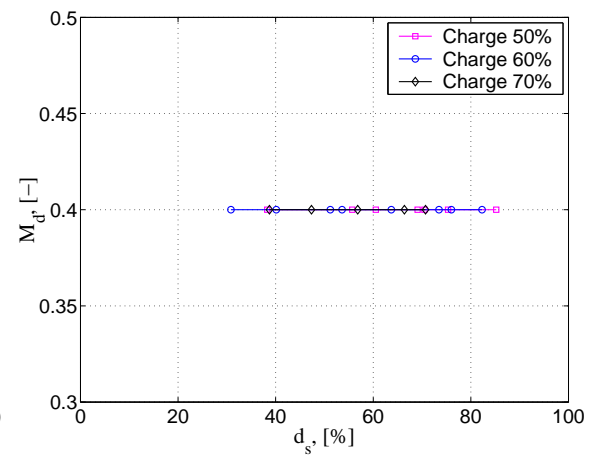
(a) Evolution du  $Q_{pd}$ .(b) Evolution du  $M_{pd}$ .(c) Evolution du  $Q_{pg}$ .(d) Evolution du  $M_{pg}$ .(e) Evolution du  $Q_d$ .(f) Evolution du  $M_d$ .

FIG. 4.7 – Effet de la charge sur la quantité de chaleur modélisée et sur le facteur de forme pour chaque étape de combustion.

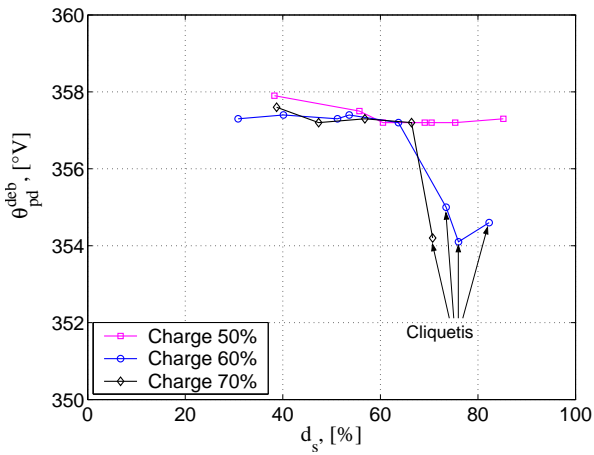
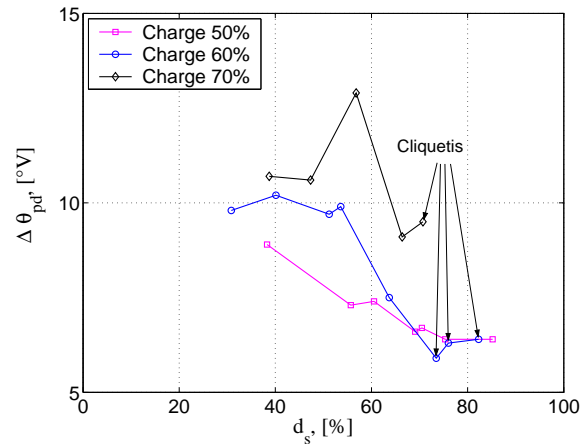
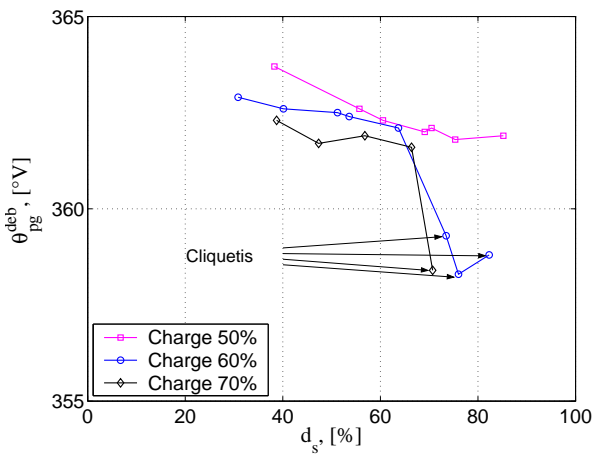
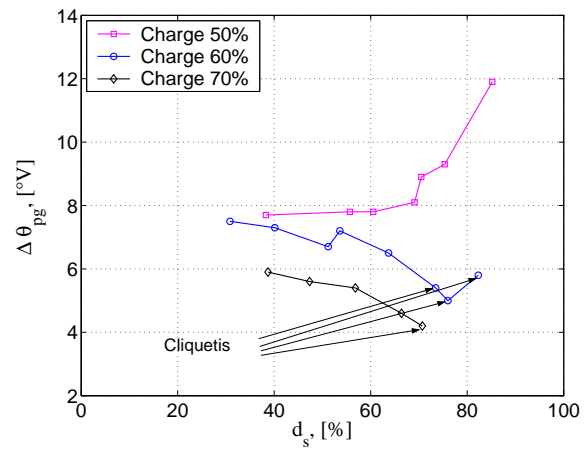
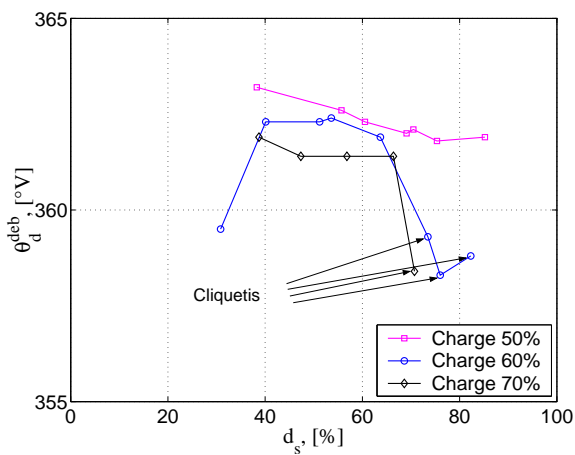
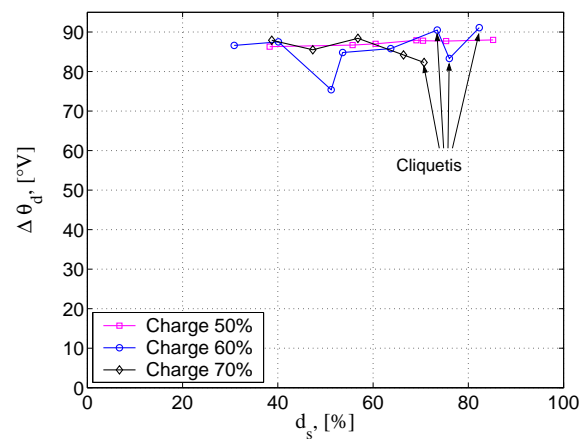
(a) Evolution du  $\theta_{pd}^{deb}$ .(b) Evolution du  $\Delta\theta_{pd}$ .(c) Evolution du  $\theta_{pg}^{deb}$ .(d) Evolution du  $\Delta\theta_{pg}$ .(e) Evolution du  $\theta_d^{deb}$ .(f) Evolution du  $\Delta\theta_d$ .

FIG. 4.8 – Effet de la charge sur l'angle de début de combustion et sur la durée de chaque étape de combustion.

#### 4.1.4 Développement d'un modèle prédictif de combustion pour le GPL

L'identification du modèle prédictif est basée sur la méthodologie présentée dans le chapitre 2. Elle a déjà permis d'obtenir les paramètres des lois de Wiebe lors de l'utilisation des gaz à faible  $PCI$ , i.e. le biogaz et le gaz de gazogène.

##### Identification des lois de Wiebe

Comme dans le cas du biogaz, on a constaté que la valeur maximale du dégagement de chaleur lors de la première étape de combustion, a une évolution constante pour des substitutions inférieures à 60%. Ensuite, les valeurs chutent linéairement avec la substitution. Ainsi, en faisant la même hypothèse que dans le cas du biogaz, on obtient :

$$\hat{Q}_{pd} = -3,84 \cdot d_s + 422 \quad (4.1)$$

De même, pour cette étape de combustion on propose  $M = 2,2$ , ainsi que l'expression suivante pour  $\Delta\theta$  :

$$\Delta\theta_{pd} = -0,063 \cdot d_s + 14,76 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) + 3,76 \quad (4.2)$$

où  $\frac{P}{P_{max}}$  donne une image de la charge à laquelle le moteur fonctionne.

Les valeurs du début de la première étape de combustion sont déterminées avec le modèle du délai d'ignition proposé cf. les paragraphes 2.2.1, page 68 et 4.1.1, page 127.

Sur la figure 4.3(a), on remarque que l'évolution de la valeur maximale du dégagement de chaleur lors de la deuxième étape de combustion est quasiment linéaire avec la substitution en diesel. En outre, la variation dépend de la charge de fonctionnement du moteur. Par ailleurs, on remarque que cette variation est différente de celle trouvée dans le cas du biogaz. On rappelle que pour ce dernier, la variation est constante pour des substitutions inférieures à 50% et pour une charge donnée, puis elle devient croissante. Ainsi, les relations suivantes donnent la variation proposée :

$$\hat{Q}_{pg} = k_1 \cdot d_s + k_2 \quad (4.3)$$

avec :

$$k_1 = 3,86 \quad (4.4)$$

$$k_2 = -336,23 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right)^2 + 610 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) + 274,35 \quad (4.5)$$

Une variation identique est proposée pour le facteur de forme  $M_{pg}$ , mais indépendante de la charge :

$$M_{pg} = 0,037 \cdot d_s + 0,29 \quad (4.6)$$

Les expressions suivantes donnent le début de la deuxième étape de combustion, alors que la durée de cette étape est exprimée par l'équation 4.10 :

$$\theta_0^{pg} = k_3 \cdot d_s + k_4 \quad (4.7)$$

avec :

$$k_3 = -0,78 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right)^2 + 1,04 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) - 0,36 \quad (4.8)$$

$$k_4 = -9,15 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) + 362,32 \quad (4.9)$$

$$\Delta\theta_{pg} = -13,43 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) + 14,88 \quad (4.10)$$

Afin de déterminer la dernière quantité de chaleur  $\hat{Q}_d$ , on propose les équations suivantes :

$$\hat{Q}_d = k_5 \cdot d_s + k_6 \quad (4.11)$$

avec :

$$k_5 = -9,0 \cdot 10^{-2} \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) + 3,49 \quad (4.12)$$

$$k_6 = 8,91 \cdot \left( \frac{P}{P_{max}} \right) - 78,79 \quad (4.13)$$

Les paramètres  $M$ ,  $\Delta\theta$  et  $\theta_0$  pour cette dernière étape de combustion sont considérés comme constant, cf. tableau 4.1.

Paramètre	1 <sup>ere</sup> étape de combustion	2 <sup>eme</sup> étape de combustion	3 <sup>eme</sup> étape de combustion
$\hat{Q}$	Pour $d_s < 60\%$ , $\hat{Q}_{pd} = 187$ J Pour $d_s > 60\%$ , cf. équation 4.1	Cf. équations 4.3 - 4.5	Cf. équations 4.11 - 4.13
$\theta_0$	Issu du modèle de délai d'ignition	Cf. équations 4.7 - 4.9	$\theta_d^0 = 362^\circ V$
$\Delta\theta$	Cf. équation 4.2	Cf. équation 4.10	$\Delta\theta_d = 87^\circ V$
$M$	$M_{pd} = 2,2$	Cf. équation 4.6	$M_d = 0,4$

TAB. 4.1 – Formulation du modèle de dégagement de chaleur pour le GPL. Le domaine de validité du modèle est :  $25\% < d_s < 90\%$  et  $50\% < \frac{P}{P_{max}} < 70\%$ .

### Validation du modèle

Les figures 4.9(a) et 4.9(b) présentent la comparaison entre les dégagements de chaleur mesurés et modélisés pour deux substitutions en diesel appartenant à des charges différentes. On remarque une bonne concordance entre les courbes modélisées et celles mesurées. Les valeurs calculées par le modèle lors de la deuxième étape de combustion sont légèrement inférieures à celles mesurées, notamment lorsque la transition vers l'étape suivante se produit. En effet, on remarque une des limitations de la loi de Wiebe qui ne réussit pas à suivre fidèlement les combustions trop rapides et intenses. Par ailleurs, même si le modèle surestime les valeurs du dégagement de chaleur lors de la combustion diffusante, l'erreur globale est inférieure à 10% pour l'ensemble des mesures.

Les fractions brûlées des courbes sont présentés sur les figures 4.9(c) et 4.9(d). On observe qu'une bonne approximation de la fraction brûlée est obtenue avec le modèle proposé. Bien évidemment, les deux limitations du modèle présentées ci-dessus sont également visibles sur les deux figures.

En termes de pression cylindre, les courbes obtenues (présentées sur les figures 4.9(e) et 4.9(f)) sont similaires. L'erreur globale réalisée sur la prédiction de l'évolution de la pression cylindre est inférieure à 10%.

Une comparaison entre les valeurs mesurées du travail indiqué et celles calculées avec le modèle, est présentée sur la figure 4.10 pour l'ensemble des points de mesures. On s'aperçoit que l'erreur entre les deux valeurs est inférieure à 10%, quelles que soient les conditions opératoires du moteur.

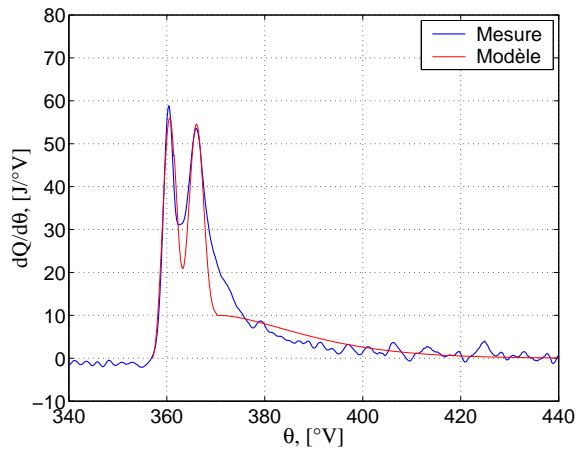
#### 4.1.5 Comparaison thermodynamique des deux moteurs dual-fuel

La procédure de combustion, ainsi que le modèle de délai d'ignition ont été appliqués pour un deuxième moteur expérimental dual-fuel qui se trouve à l'*Indian Institute of Technology Madras*, en *Inde*. Ses principales caractéristiques techniques sont données par le tableau 4.2.

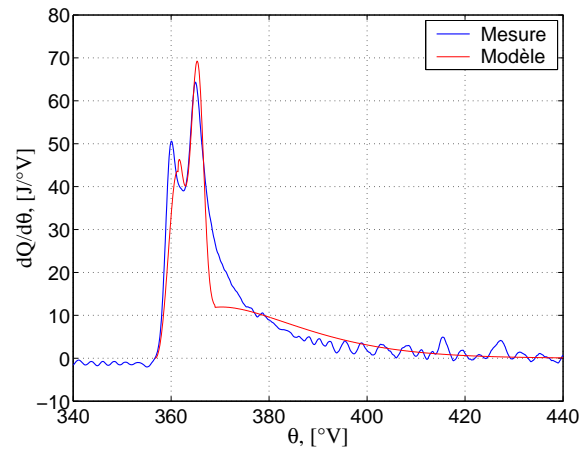
Type du moteur	4 temps, allumage par compression
Carburation	dual-fuel (gasoil + combustible primaire gazeux)
Nombre des cylindres	monocylindre
Type de refroidissement	Refroidi à l'air
Cylindrée	1600 $cm^3$
Alésage	115 $mm$
Course	150 $mm$
Bielle	300 $mm$
Taux de compression	17,7
Charge nominale	12,5 $kW$ à 1500 $trs/min$
<i>AOSA</i>	6 °V
<i>RFSA</i>	24 °V
<i>AOSE</i>	30 °V
<i>RFSE</i>	5 °V

TAB. 4.2 – Principales caractéristiques du moteur utilisé (banc d'essais IITM).

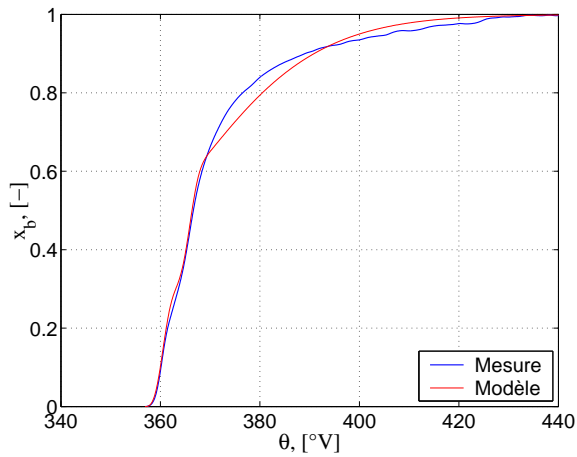
Le moteur fonctionne en mode dual-fuel, utilisant comme combustible primaire du *GPL* avec



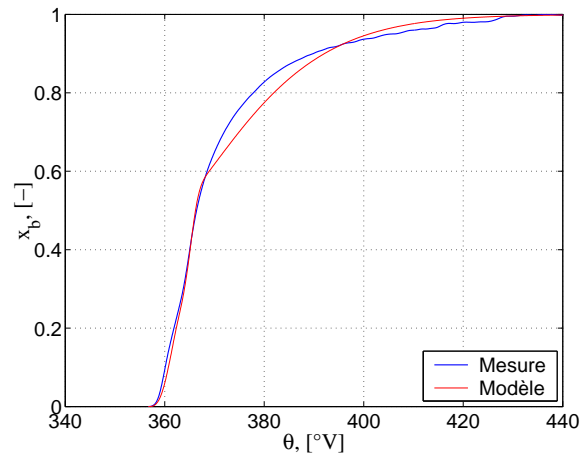
(a) Charge = 50%,  $d_s = 55,7\%$ , dégagement de chaleur.



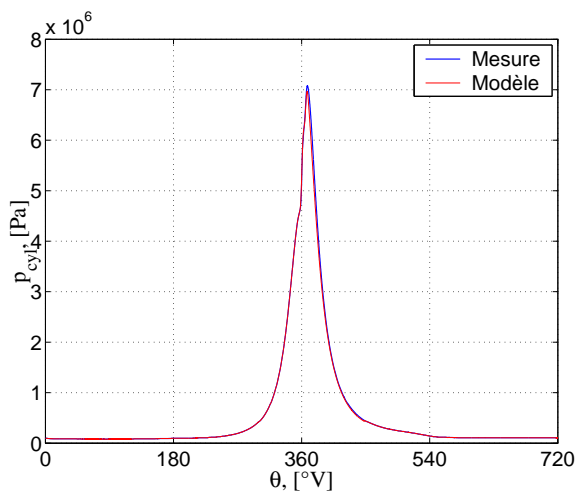
(b) Charge = 60%,  $d_s = 51,2\%$ , dégagement de chaleur.



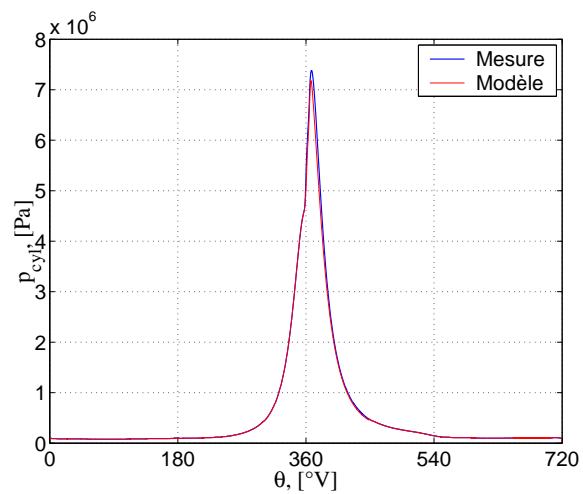
(c) Charge = 50%,  $d_s = 55,7\%$ , fraction brûlée.



(d) Charge = 60%,  $d_s = 51,2\%$ , fraction brûlée.



(e) Charge = 50%,  $d_s = 55,7\%$ , pression cylindre.



(f) Charge = 60%,  $d_s = 51,2\%$ , pression cylindre.

FIG. 4.9 – Comparaison entre différentes courbes obtenues expérimentalement et par le modèle proposé.



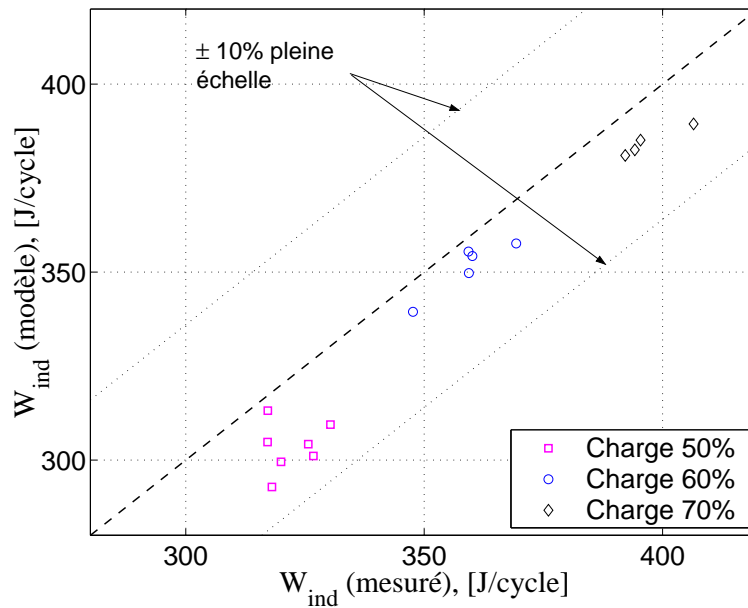


FIG. 4.10 – Comparaison entre le travail mécanique indiqué et celui calculé à partir des mesures et du modèle.

une composition identique à celle utilisée dans le moteur *LISTER – PETTER*. La charge de fonctionnement est constante à 60 % de la puissance maximale. La plage de substitutions en diesel balayée est comprise entre 20% et 80%. On remarque que ces conditions opératoires sont identiques avec celles rencontrées lors de l'essai *GPL – 60* (voir tableau 2.4, page 67).

### Délai d'ignition

Les valeurs expérimentales du délai d'ignition simulées et mesurées sont tracées sur la figure 4.11. On remarque que l'erreur relative entre les deux types de valeurs est inférieure à 10 %. L'erreur absolue est inférieure à  $1^\circ V$ .

En comparant les figures 4.1 et 4.11, on remarque que les valeurs du délai d'ignition obtenues pour le moteur *LISTER – PETTER* sont légèrement inférieures aux valeurs déterminées pour le banc *IITM*. Ceci pourrait être expliqué par le taux de compression plus élevé du moteur *LISTER – PETTER*, ainsi que par son avance à l'injection plus faible. En conséquence, les conditions thermodynamiques au moment de l'injection sont plus élevées du côté du moteur *EMN* et mènent à une auto-inflammation plus rapide. Enfin, la qualité de l'injection du combustible pilote joue également sur les valeurs du délai d'ignition.

Les valeurs des constantes  $C_f$  et  $k_{ID}$ , déterminées par l'algorithme présenté dans la section 2.2.1, page 72, sont différentes pour les deux moteurs utilisés. A titre d'exemple, pour le moteur *IITM* on obtient :

$$C_f = 0,625 \quad (4.14)$$

$$k = -1,55 \quad (4.15)$$

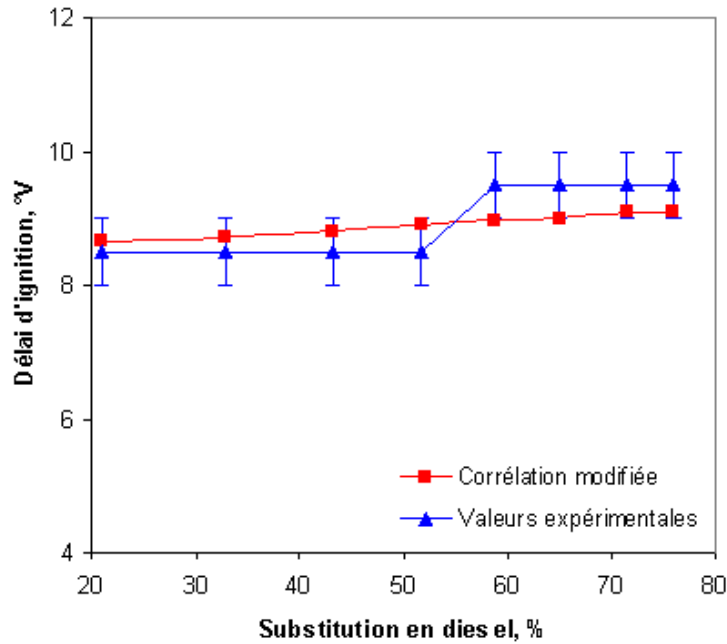


FIG. 4.11 – Valeurs simulées et expérimentales du délai d'ignition provenant du banc d'essais IITM.

On rappelle que pour l'utilisation du *GPL* dans le banc d'essais *LISTER – PETTER*, les valeurs obtenues étaient sensiblement différentes, i.e.  $C_f = 1,49$  et  $k = 11,2$ .

### Dégagement de chaleur

La procédure d'analyse du dégagement de chaleur, présentée dans la section 2.2.2, page 73, est ensuite utilisée afin de comparer les dégagements de chaleur issus des deux moteurs dual-fuel.

Une comparaison des résultats de la procédure est faite sur les figures 4.12 et 4.13. Afin de mieux comparer les résultats et en tenant compte du fait que les cylindrées, ainsi que les puissances nominales des moteurs sont différentes, les quantités de chaleur présentées sont adimensionnalisées par rapport à l'énergie totale introduite avec les deux combustibles. Son expression est donnée par l'équation 4.16 :

$$Q_{tot} = m_{cbg} \cdot PCI_{cbg} + m_{cbp} \cdot PCI_{cbp} \quad (4.16)$$

où  $m$  exprime la masse en  $kg$  de chaque combustible et  $PCI$ , le pouvoir calorifique inférieur, en  $J/kg$ .

On remarque que les valeurs déterminées pour chaque étape de combustion, ainsi que les tendances observées, sont similaires pour les deux moteurs, et ceci pour les quatre paramètres de chaque loi de Wiebe,  $\hat{Q}$ ,  $M$ ,  $\theta_0$  et  $\Delta\theta$ .

On observe également, que, malgré un délai d'ignition plus long, la combustion démarre dans le cas du moteur *IITM*, quelques degrés vilebrequin plus rapidement par rapport au moteur

*EMN*. Ceci pourrait être dû au fait que l'injection démarre  $2,5^\circ\text{V}$  plus tôt dans le cas du moteur *IITM*<sup>2</sup>. Les caractéristiques et la géométrie des deux injecteurs pourraient également être la source de cette différence. Ce décalage, entre les deux courbes de dégagement de chaleur, se propage ensuite pour les deux autres étapes de combustion.

Les valeurs des durées de combustion calculées pour chaque étape sont similaires pour les deux moteurs. Une différence plus importante est constatée au niveau de la première étape de combustion. Elle pourrait être causée également par l'injection qui se déroule différemment pour les deux moteurs.

Malgré une durée de combustion supérieure au niveau de la première étape, la quantité de chaleur adimensionnelle dégagée est supérieure dans le cas du moteur *IITM*. Ceci pourrait être provoqué par une combustion plus brutale due à la différence entre les délais d'ignition entre des deux moteurs. Pour le moteur *IITM*, le délai d'ignition est supérieur à  $8^\circ\text{V}$ , alors que pour le moteur *EMN* il est inférieur à cette valeur. Par conséquent, plus de combustible pilote est préparé lors du délai d'ignition et donc, plus de chaleur est dégagée lors de cette étape pour le moteur *IITM*.

L'allure de chaque étape de combustion, donnée par le facteur de forme  $M$  est similaire pour les deux moteurs.

---

2. Sur le banc d'essais *EMN*, le réglage de l'avance à l'injection n'est pas possible.

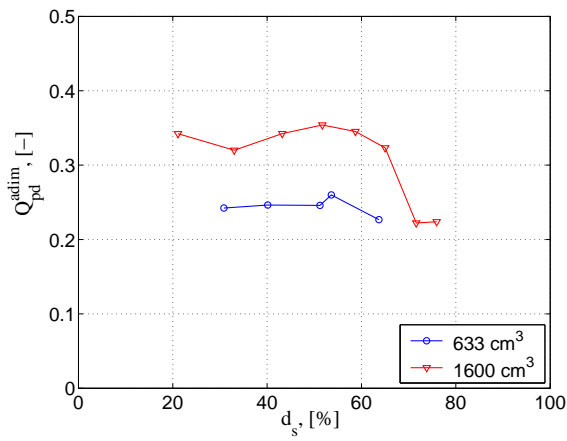
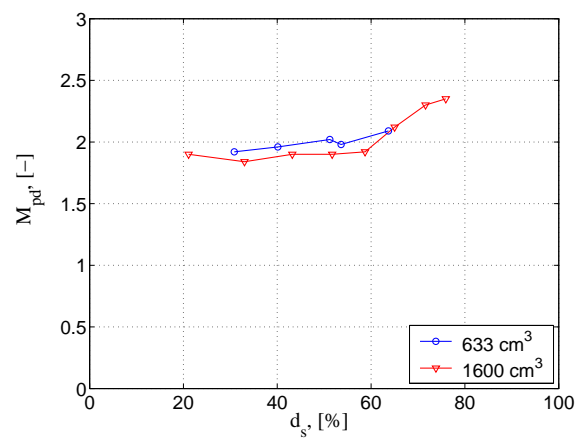
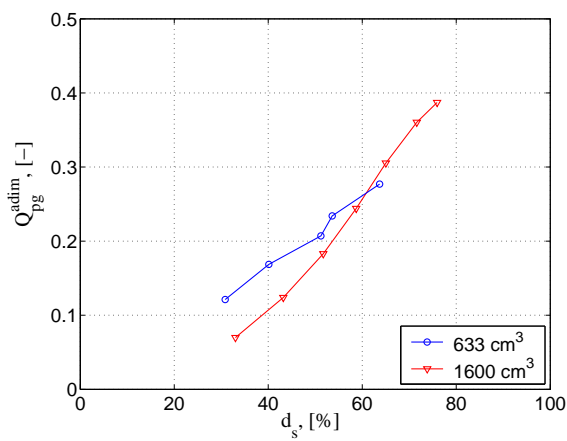
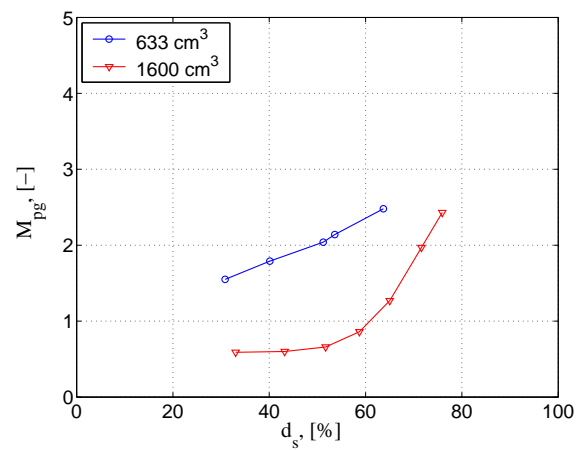
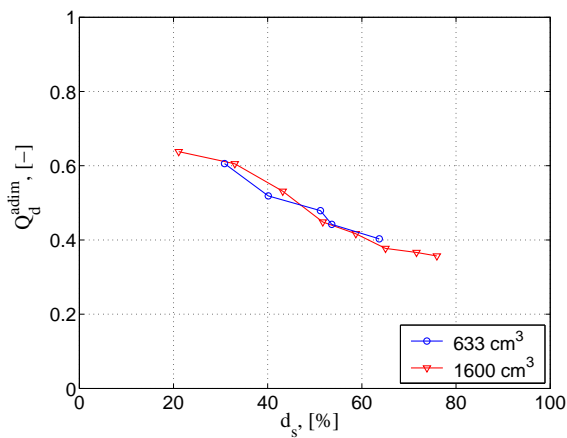
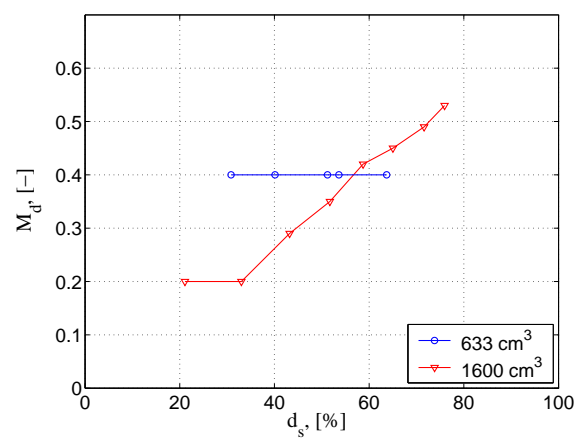
(a)  $\hat{Q}$  première étape de combustion.(b)  $M$  première étape de combustion.(c)  $\hat{Q}$  deuxième étape de combustion.(d)  $M$  deuxième étape de combustion.(e)  $\hat{Q}$  troisième étape de combustion.(f)  $M$  troisième étape de combustion.

FIG. 4.12 – Comparaison des paramètres  $\hat{Q}$  et  $M$  obtenus suite à l'application de la procédure aux mesures effectuées sur les deux moteurs.

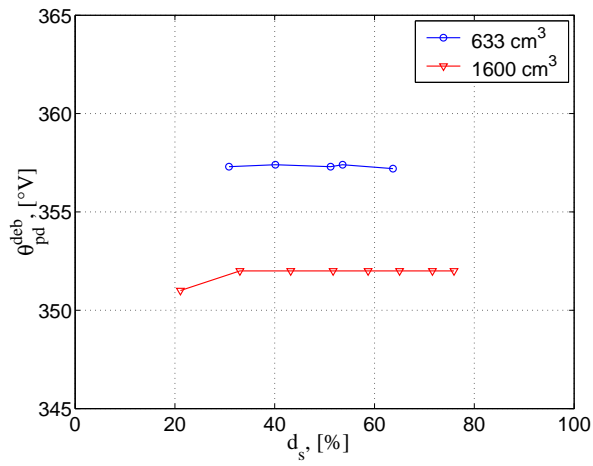
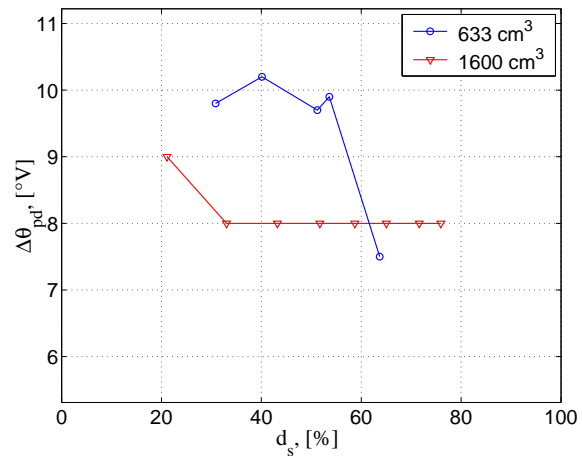
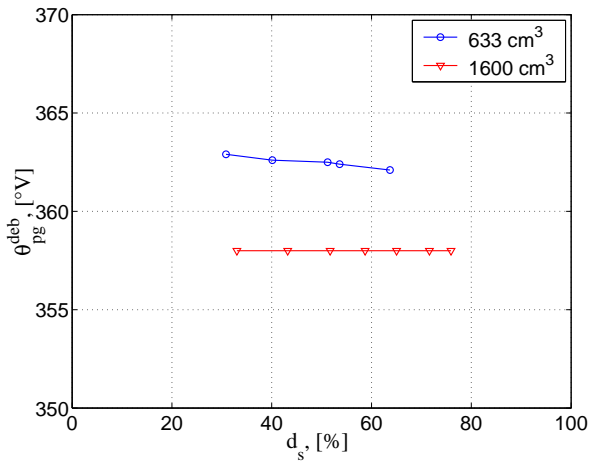
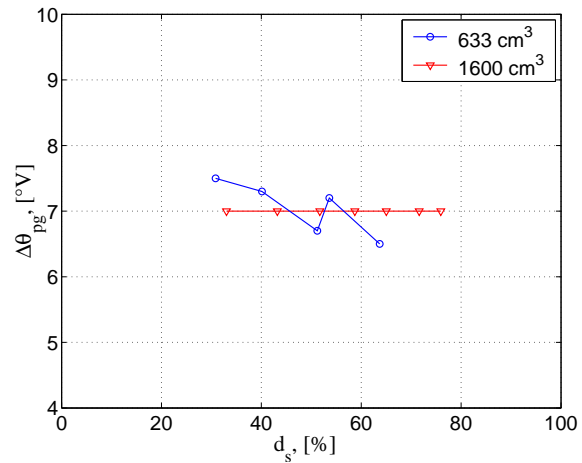
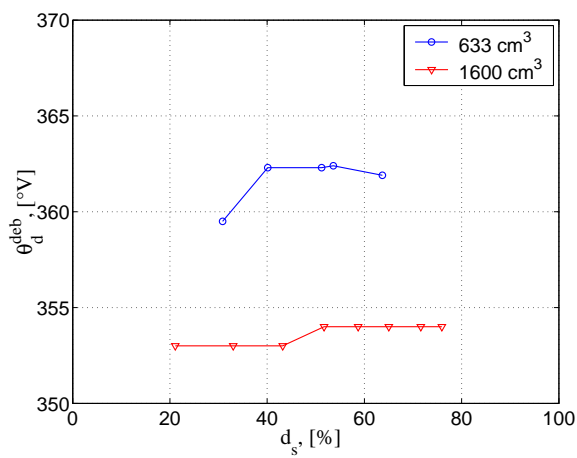
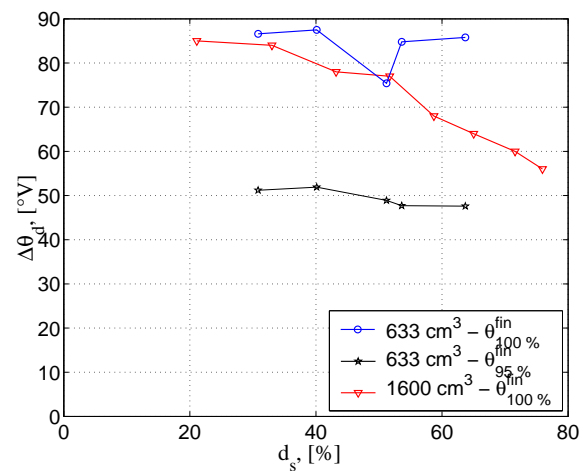
(a) Comparaison des  $\theta_{pd}^{deb}$ (b) Comparaison des  $\Delta\theta_{pd}$ .(c) Comparaison des  $\theta_{pg}^{deb}$ (d) Comparaison des  $\Delta\theta_{pg}$ .(e) Comparaison des  $\theta_d^{deb}$ (f) Comparaison des  $\Delta\theta_d$ .

FIG. 4.13 – Comparaison des paramètres  $\theta^{deb}$  et  $\Delta\theta$  obtenus suite à l'application de la procédure aux mesures effectuées sur les deux moteurs.

## 4.2 Etude des régimes détonants de combustion

Dans les sections précédentes, l'existence de régimes particuliers de fonctionnement a été mise en évidence. Il s'agit de l'apparition du cliquetis, lorsque la substitution en diesel augmentait. Le tableau 4.3 rappelle brièvement les conditions de fonctionnement pendant les régimes cliquetants.

Essai	Charge	Substitution en diesel
<i>CLQ1</i>	60%	73,5%
<i>CLQ2</i>	60%	76,0%
<i>CLQ3</i>	60%	82,3%
<i>CLQ4</i>	70%	70,7%

TAB. 4.3 – Conditions de fonctionnement lors des quatre essais cliquetants.

La figure 4.14 présente deux courbes de pression cylindre, appartenant à des cycles d'un régime d'opération cliquetant. On observe qu'aux alentours du *PMH*, l'évolution de la pression se fait avec des oscillations, dont l'amplitude maximale est d'environ 20 *bar* d'amplitude.

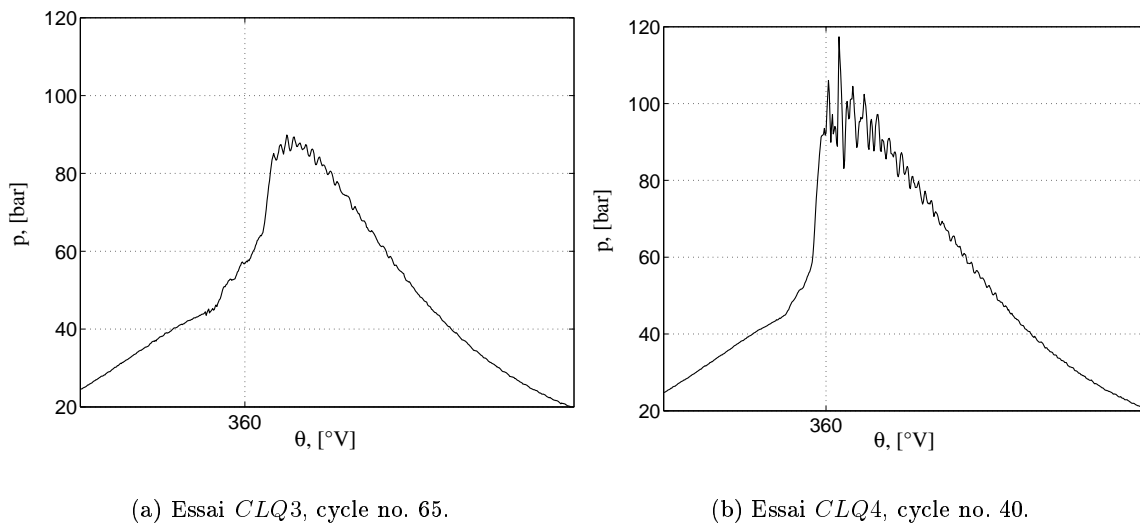


FIG. 4.14 – Evolution de la pression cylindre aux alentours du *PMH*.

En 1984, Oppenheim [109] définit le cliquetis comme " *un mode indésirable de combustion qui apparaît spontanément et sporadiquement dans le moteur, produisant des ondes de pression intenses associées à des mouvements vibratoires de la charge et à un son caractéristique d'où il tire son nom* ". Le cliquetis est donc défini comme le résultat d'une combustion anormale capable de créer un déséquilibre de pression tel qu'il produise des oscillations et une mise en vibration de la structure du moteur. La *limite de cliquetis* est donc définie comme le fonctionnement correspondant au début de l'apparition de ces oscillations de pression.

Le cliquetis est un phénomène non désiré, car hormis la production d'un bruit désagréable pour l'utilisateur, il s'accompagne d'une chute de rendement et d'un niveau élevé de pertes pariétales. Si le cliquetis persiste ou s'il est généré à une très forte intensité, il peut entraîner la

destruction partielle ou totale du moteur.

#### 4.2.1 Auto-inflammation et oscillations de pression

Le cliquetis est dû à une combustion anormale dans les moteurs. Dans certaines conditions de fonctionnement particulièrement exigeantes en termes de réglages du moteur, il arrive qu'une partie des gaz se trouvant en avant du front flamme (appelés *gaz frais* [32]) s'auto-enflamme comme illustré sur la figure 4.15. Cette combustion peut être excessivement violente. Elle atteint une vitesse 5 à 25 fois plus élevée que pendant une combustion normale [61]. Elle conduit généralement à la combustion de la majeure partie des gaz frais présents dans la chambre [131]. Par conséquent, des zones très locales de la chambre peuvent subir une élévation très importante de la pression [19] qui peut atteindre plus de 180 *bar* [89]. Le déséquilibre qui en résulte génère des déplacements alternatifs d'ondes de choc qui se réfléchissent sur les parois de la chambre de combustion. Il n'a pas été clairement établi ce qu'il advenait du front de flamme. Il semble, cependant, que celui-ci se désagrège sous l'effet des ondes de choc [104]. Les oscillations de la pression ont des fréquences propres bien identifiables suivant un mode de propagation. Ces fréquences sont comprises entre 4 et 20 *kHz* (incluses dans le domaine audible) suivant la géométrie et les dimensions de la chambre. Ces ondes de chocs ont une vitesse supérieure à la vitesse du son (estimée à 1400 *m/s* pour un mode fondamental à 7,5 *kHz* [19]). La pression ne pouvant pas s'équilibrer instantanément, un régime oscillatoire amorti s'installe à l'intérieur de la chambre jusqu'au retour à une pression uniforme. Les ondes de pression se réfléchissent sur les parois et amènent ces dernières à résonner aux mêmes fréquences qu'elles.

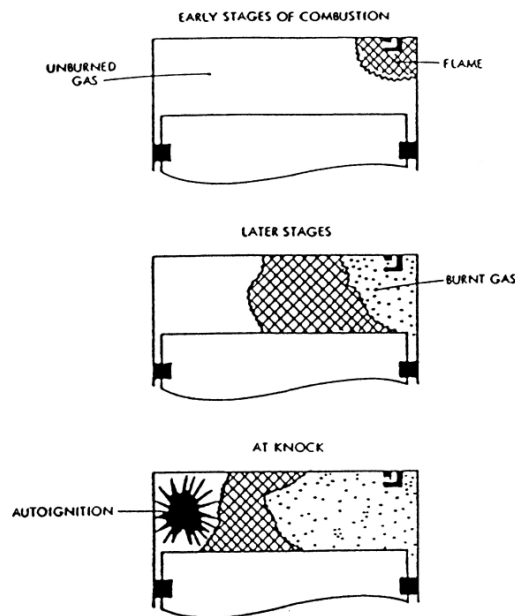


FIG. 4.15 – Description graphique de l'apparition du cliquetis dans la chambre de combustion d'un moteur à allumage commandé [64].

La figure 4.16 montre la transformée de Fourier d'un signal de pression avec cliquetis. On distingue plusieurs pics de fréquence qui correspondent aux différents modes de résonance de la chambre de combustion. Le premier mode à environ 6 *kHz* correspond au mode fondamental de

la chambre de combustion. Il est dû à une oscillation entre deux zones de pression de part et d'autre de la chambre. On qualifie ce type d'ondes d'ondes azimutales ou tangentielles (ondes no 1, 2, 3, 4 et 5). Elles s'opposent aux ondes radiales (ondes no 6, par exemple). Les modes de fréquence les plus élevés correspondent à des oscillations plus complexes et souvent fugitives, ce qui explique que leur niveau d'énergie soit relativement faible par rapport à celle du mode fondamental. Précisons, enfin, que ces ondes tournent à l'intérieur de la chambre et que des oscillations verticales (dans le sens du balayage du piston) peuvent venir perturber cette description.

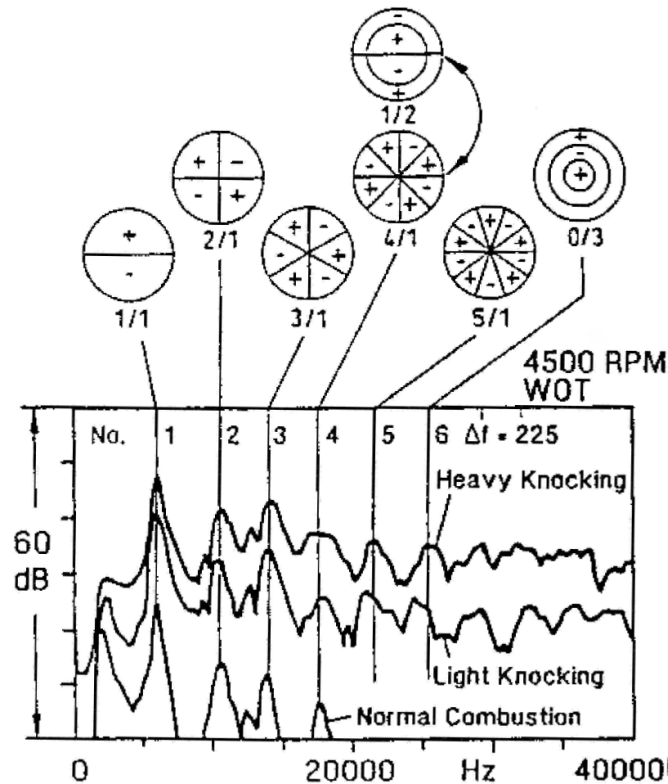


FIG. 4.16 – Fréquences propres des oscillations de pression [125].

## 4.2.2 Conséquences du cliquetis

### Sur les performances du moteur

Si un cliquetis léger peut permettre d'obtenir une légère amélioration du rendement<sup>3</sup>, un fort cliquetis s'accompagne au contraire d'une chute très significative du rendement. La génération des ondes de pression provoque d'importantes vibrations du bloc moteur. Ces oscillations viennent, en outre, totalement modifier le comportement des gaz et les conditions thermodynamiques à l'intérieur de la chambre. D'après Syrimis et Assanis [130], la couche limite de paroi est fortement réduite par les ondes de chocs ce qui engendre un accroissement du coefficient de transfert thermique convectif et implique une augmentation des températures de parois. Avec des températures de parois plus élevées, la dilatation thermique du gaz est plus importante, ce qui a pour effet de réduire le taux de remplissage du moteur. De nombreux auteurs ont relevé

3. Lee et Schaefer [89] ont estimé que le cliquetis naissant permettait une augmentation de la *PMI* d'environ 2,5 %.



cette augmentation des pertes pariétales. Lee et Schaefer [89] ont observé qu'elles pouvaient être multipliées par trois. Elles nuisent principalement au travail mécanique [38] mais contribuent également à diminuer les températures d'échappement [8]. La chute de la puissance mécanique s'explique donc par :

- une diminution du remplissage.
- une augmentation des pertes pariétales.

### Sur la tenue mécanique du moteur

Un cliquetis de faible, voire moyenne, intensité n'engendre pas nécessairement de dommages au moteur, tout au plus une usure prématurée de certaines pièces particulièrement sollicitées par les vibrations mécaniques. Cependant, un cliquetis de forte intensité peut rapidement mener à la destruction du moteur. Un exemple de dommages provoqués par le cliquetis est illustré sur la figure 4.17. On observe des arrachements de métal conséquents à la surface du piston. Ces arrachements de métal creusent le piston et peuvent rapidement mener à son perçage.



FIG. 4.17 – Dommages provoqués par le cliquetis sur un piston.

Différents travaux ont mis en évidence l'effet combiné de la température et de la pression :

- D'après Lee et Schaefer [89], le métal des parois, sous l'effet des ondes de chocs répétés et de températures locales élevées, peut localement et sur une très faible épaisseur atteindre sa température de fusion . Les pics de pression peuvent alors arracher des fragments de métal fragilisé de façon analogue à ce qui se passe dans une moindre mesure pour la cavitation.
- Fitton et Nates [48] ont eux aussi rapproché les dégâts provoqués par le cliquetis à ceux de la cavitation. Mais, d'après leurs travaux, ce sont essentiellement les très fortes contraintes mécaniques générées par ces pics de pression qui conduisent à l'arrachement de métal. La fusion locale constatée n'interviendrait qu'après l'arrachement de métal due à la création de points chauds sur les zones endommagées et donc mal réfrigérées.

#### 4.2.3 Moyens d'analyse du cliquetis

La détection du cliquetis se fait très aisément par la mesure du signal de pression cylindre. Ainsi, dans ce cas, Pouzinauskas classe dans trois grands groupes les indicateurs de cliquetis

[115]:

1. **Evaluation directe à partir de la pression cylindre.** Cette première catégorie d'indicateurs, repose sur une analyse directe de la pression cylindre. Ces indicateurs, dont le plus représentatif est le pic de pression<sup>4</sup>, sont élémentaires et faciles à calculer. Cependant, Burgdorf et Denbratt [24] ont conclu que la mesure du pic de pression ne pouvait pas être utilisée pour la détermination du cliquetis, car sa valeur change considérablement avec l'ensemble des paramètres moteur et des conditions de fonctionnement.
2. **Pression analysée dans un domaine de fréquence.** Cette catégorie réunit les indicateurs obtenus à partir de manipulations du signal temporel de pression observé dans une fenêtre fréquentielle spécifique. Ces indicateurs sont directement liés aux oscillations de pression et sont, pour cette raison, couramment employés comme intensité de référence dans la littérature spécialisée [27], [28] et [101]. Néanmoins, de tels indicateurs nécessitent un niveau élevé de résolution, des moyens de calculs importants. Ils sont par ailleurs influencés par leurs paramètres de définition (la largeur de la fenêtre de filtration, par exemple) ainsi que la localisation du capteur de pression.
3. **Dérivation (simple ou multiple) de la pression.** La troisième catégorie regroupe des indicateurs obtenus à partir d'une dérivation simple ou multiple du signal de pression. Le cliquetis implique des changements brutaux de la pression cylindre. L'objectif de ces indicateurs est de pouvoir détecter les changements dans l'allure de la courbe de pression.

Pour l'analyse effectuée dans cette étude, la deuxième catégorie d'indicateurs est employée. Par conséquent, le paragraphe suivant, présente plus en détail trois indicateurs, à savoir, le *MAPO* (pour *M*aximal *A*mplitude of *P*ressure *O*scillation), l'*IMPO* (pour *I*ntegral of *M*odulus of *P*ressure *O*scillation) et l'*IMPG* (pour *I*ntegral of *M*odulus of *P*ressure *G*radient).

### Pression cylindre filtrée

L'indicateur représentant typiquement cette catégorie est l'amplitude maximale des oscillations de pression ou *MAPO*. Il s'exprime par la relation suivante :

$$MAPO = \frac{1}{N} \sum_1^N \max_{\theta_i, \theta_i+\xi} |\tilde{p}_i| \quad (4.17)$$

où  $N$  représente le nombre de cycles observés,  $\theta_i$  l'angle vilebrequin correspondant au début de la fenêtre de calcul,  $\xi$  la largeur de la fenêtre de calcul et  $\tilde{p}_i$  la pression cylindre filtrée pour le cycle  $i$ .

L'*IMPO* représente l'énergie moyenne contenue dans les oscillations de pression et se calcule comme suit :

$$IMPO = \frac{1}{N} \sum_1^N \int_{\theta_i}^{\theta_i+\xi} |\tilde{p}_i| d\theta \quad (4.18)$$

Diana et al. [37] ont testé les deux indicateurs présentés ci-dessus, ainsi que l'*IMPG*. L'équation définissant ce dernier indicateur est donnée ci-après :

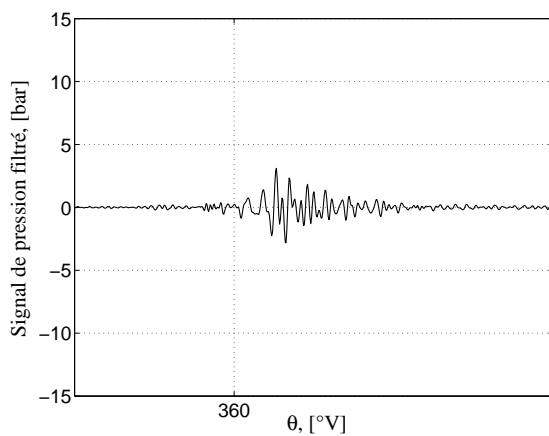
---

4. Il s'agit de la valeur maximale de la pression sur l'ensemble du cycle moteur.

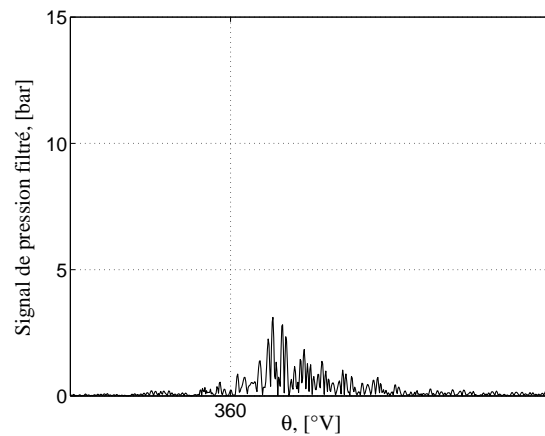
$$IMPG = \frac{1}{N} \sum_1^N \int_{\theta_i}^{\theta_i+\xi} \left| \frac{d\tilde{p}_i}{d\theta} \right| d\theta \quad (4.19)$$

Leurs résultats montrent que l'*IMPO*, le *MAPO* et l'*IMPG* fournissent des intensités de cliquetis très similaires pouvant être corrélées entre elles.

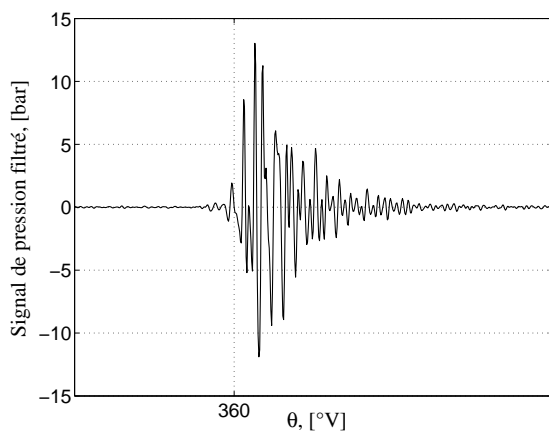
Un exemple d'oscillations mesurées est disponible sur la figure 4.18. On présente les oscillations obtenues en sortie de filtre numérique (figures (a) et (c)), ainsi que la valeur absolue de ces oscillations de pression, figures (b) et (d). Dans les premiers instants suivant le départ de l'auto-inflammation, les oscillations augmentent brutalement en amplitude. Puis, après avoir atteint leur amplitude maximale (environ une dizaine de degrés vilebrequin après l'instant d'auto-inflammation), elles s'amortissent relativement lentement sur une durée de 20 à 40 °V.



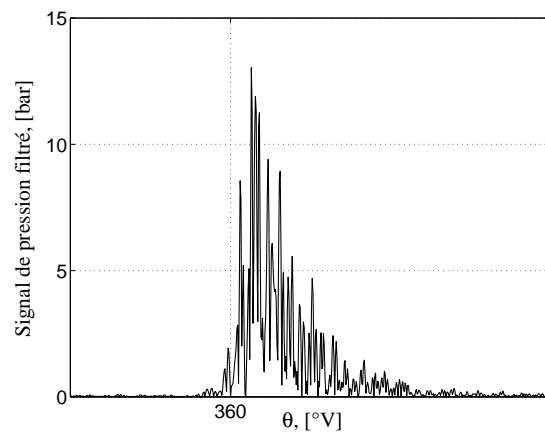
(a) Oscillations de pression mesurées  $\tilde{p}$ , essai *CLQ3*, cycle no. 65.



(b) Valeur absolue des oscillations  $|\tilde{p}|$ , essai *CLQ3*, cycle no. 65.



(c) Oscillations de pression mesurées  $\tilde{p}$ , essai *CLQ4*, cycle no. 40.



(d) Valeur absolue des oscillations  $|\tilde{p}|$ , essai *CLQ4*, cycle no. 40.

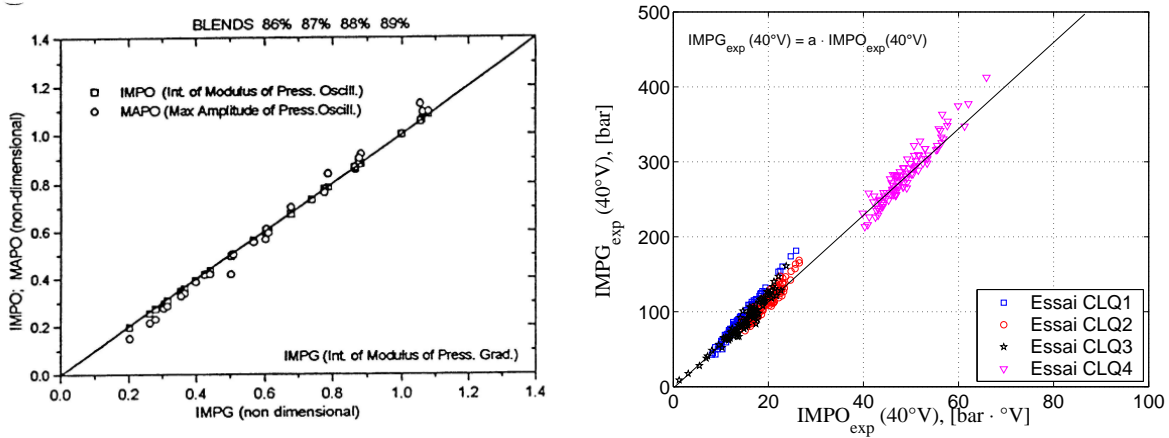
FIG. 4.18 – Exemple d'oscillations de pression pour deux cycles cliquetants.

Afin de pouvoir utiliser les indicateurs de cliquetis définis ci-dessus, il est nécessaire d'isoler dans le signal de pression brut seules les oscillations de pression causées par le cliquetis. En conséquence, un filtre numérique passe-bande de type Butterworth d'ordre 10 a été créé et utilisé. La bande passante du filtre est comprise entre 4 et 20  $kHz$ , cf. [20]. La fréquence d'échantillonnage est de 90  $kHz$ .

Par la suite, l'analyse du cliquetis est réalisée en trois parties. La section 4.2.4 étudie l'amplitude des oscillations de pression, alors que la section 4.2.5, porte sur l'analyse du spectre de fréquences existantes dans le signal de pression. Finalement, dans la section 4.3 une analyse originale sur le caractère chaotique du cliquetis est effectuée.

#### 4.2.4 Analyse de l'amplitude des oscillations de pression

Les indicateurs de pression filtrée permettent de caractériser les oscillations de pression. Or, on observe dans la littérature de nombreuses dépendances entre ces indicateurs de cliquetis. Parmi elles, Diana et al. [37] ont mis en évidence une dépendance linéaire entre l' $IMPG$  et l' $IMPO$ , présentée sur la figure 4.19(a). La figure 4.19(b) est un exemple d' $IMPG$  et d' $IMPO$  obtenus expérimentalement pour les essais  $CLQ1-CLQ4$ . La fenêtre de calcul débute avec l'instant d'auto-inflammation et a une longueur de 40  $^\circ V$ . Comme pour Diana et al., on constate une dépendance linéaire entre ces deux indicateurs sur le moteur LISTER-PETTER.



(a) Dépendance linéaire entre  $IMPG$ ,  $IMPO$  et  $MAPO$  [37].

(b)  $IMPG$  fonction de  $IMPO$  pour les essais  $CLQ1-CLQ4$ ,  $N = 1$ .

FIG. 4.19 – Définition et utilisation d' $IMPO$ .

En considérant  $N = 1$ , ce constat se traduit par l'expression suivante :

$$\int_0^{40} \left| \frac{d\tilde{p}}{d\theta} \right| d\theta = a(40) \int_0^{40} |\tilde{p}| d\theta \quad (4.20)$$

où  $a$  est le coefficient de proportionnalité entre  $IMPG$  et  $IMPO$  ( $a > 0$ ). Dans cette équation, on a effectué un changement d'origine des temps de façon à avoir  $\theta_0^{ai} = 0$ , où  $\theta_0^i$  est considéré

comme le départ de l'auto-inflammation.

On appelle  $\xi$  l'angle de fin de fenêtre d'observation. La figure 4.20 permet de vérifier que la relation 4.20 peut être écrite quel que soit  $\xi$  suffisamment grand :

$$\int_0^\xi \left| \frac{d\tilde{p}}{d\theta} \right| d\theta = a(\xi) \int_0^\xi |\tilde{p}| d\theta \quad (4.21)$$

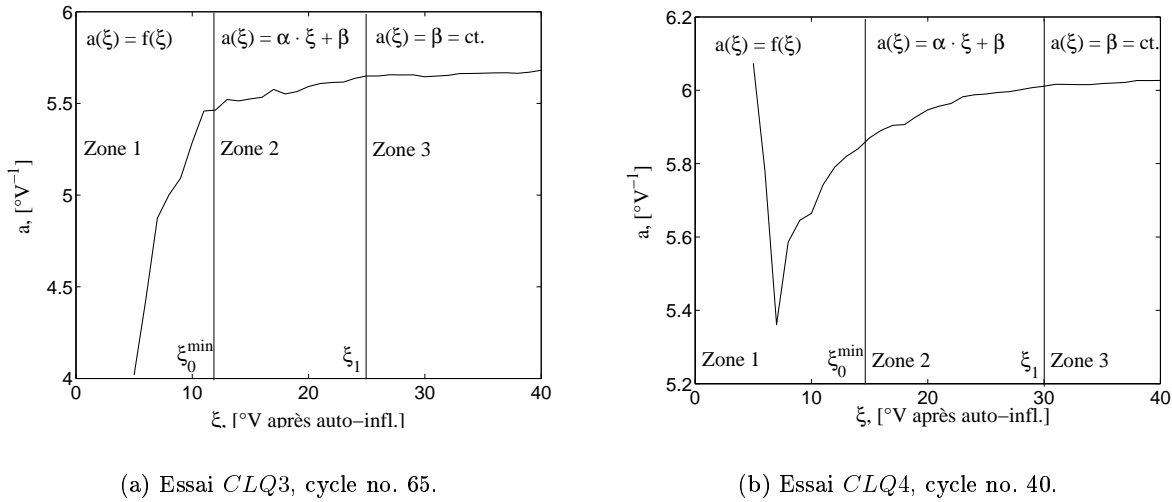


FIG. 4.20 – Evolution du rapport  $a$  entre IMPG et IMPO en fonction de la fin de fenêtre d'observation  $\xi$  sur la pression filtrée  $\tilde{p}$ .

$\tilde{p}$  représente les oscillations de pression. Elles varient rapidement autour de l'axe des abscisses ; elles sont tantôt positives, tantôt négatives. Le signe de  $\tilde{p}$  est donc très difficile à déterminer sur l'intervalle  $[0, \xi]$  et la résolution de l'équation 4.21 devient très délicate. Par conséquent, on souhaite s'intéresser à une fonction continue et de signe constant sur la fenêtre d'observation.

### Enveloppe des oscillations de pression

Une fonction particulièrement intéressante, dont une des propriétés est de conserver un signe constant, est la *fonction enveloppe* des oscillations de pression  $\bar{p}_{env}$ . Cette courbe peut être définie comme la courbe bornant les valeurs des oscillations de pression. Un exemple de courbe d'enveloppe est schématisé sur la figure 4.21. L'intérêt de cette courbe est de caractériser plus simplement les oscillations de pression.

La courbe d'enveloppe peut être approchée à l'aide des maxima locaux des oscillations de pression. La figure 4.22 permet d'observer les maxima locaux et la courbe d'enveloppe déduite dans le cas des oscillations de pression de la figure 4.14(a). Ils ont été déterminés successivement en commençant par l'angle vilebrequin le plus faible pour la phase croissante de l'enveloppe et par l'angle vilebrequin le plus élevé pour la phase décroissante.

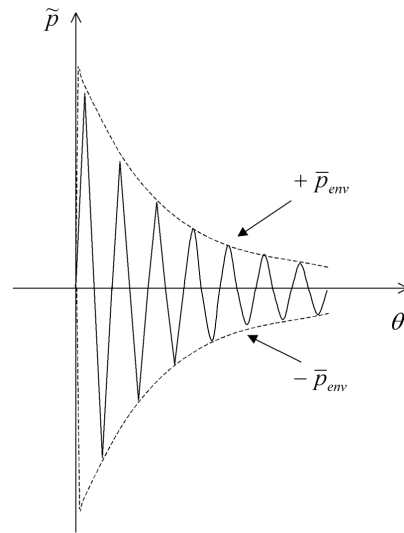
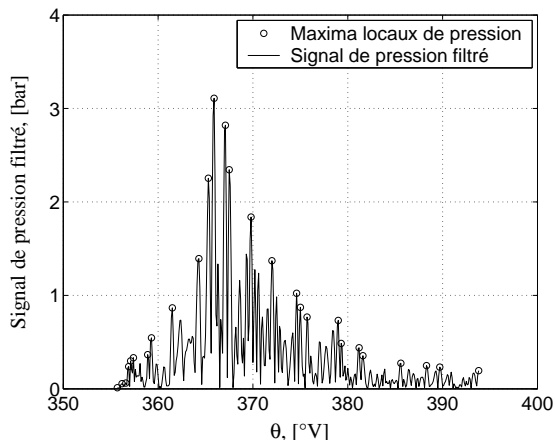
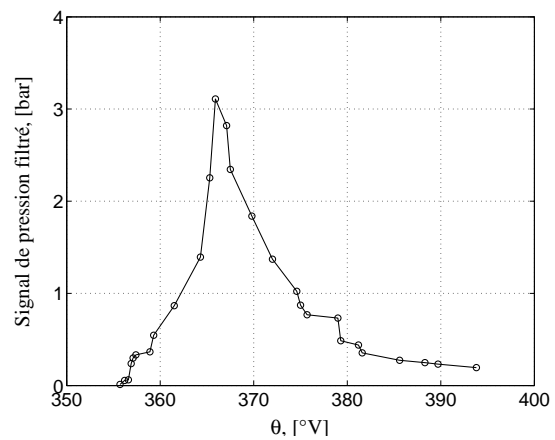


FIG. 4.21 – Représentation schématisée d'une courbe d'enveloppe.



(a) Représentation du signal de pression filtré avec les maxima locaux.

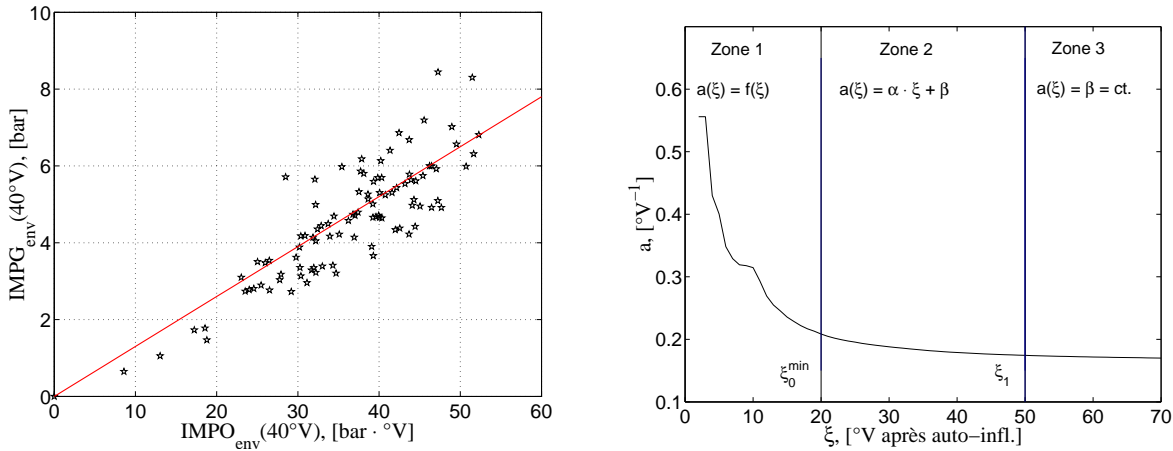


(b) Courbe enveloppe expérimentale obtenue avec les maxima locaux précédemment identifiés.

FIG. 4.22 – Représentation des maxima locaux pour le cycle no. 65, essai CLQ3.

### Propriétés de l'enveloppe

Lorsque l'on utilise la représentation de la courbe d'enveloppe de la figure 4.22 pour calculer la valeur de l' $IMPO$  et de l' $IMPG$  liés à l'enveloppe (notés respectivement  $IMPO_{env}$  et  $IMPG_{env}$ ), on observe une dépendance linéaire identique à celle obtenue avec  $\bar{p}$  (cf figure 4.19(b)). Cette dépendance est tracée pour l'essai  $CLQ3$  sur la figure 4.23(a). La figure 4.23(b) permet de vérifier que cette dépendance existe quel que soit l'angle de fin de fenêtre  $\xi$  considéré à condition que celui-ci soit suffisamment grand.



(a)  $IMPG_{env}$  fonction de  $IMPO_{env}$  pour une fenêtre d'observation de  $40^\circ V$ , sur l'ensemble des cycles consécutifs de l'essai  $CLQ3$ ,  $N = 1$ .

(b) Evolution du rapport  $a$  entre  $IMPG_{env}$  et  $IMPO_{env}$  en fonction de la fin de fenêtre d'observation  $\xi$ , pour le cycle no. 65 de l'essai  $CLQ3$ ,  $N = 1$ .

FIG. 4.23 – Propriétés de la courbe enveloppe.

Par conséquent, on a pour  $\bar{p}_{env}$  la relation suivante vérifiée pour tout  $\xi$  suffisamment grand :

$$\int_0^\xi \left| \frac{d\bar{p}_{env}}{d\theta} \right| d\theta = a(\xi) \int_0^\xi |\bar{p}_{env}| d\theta \quad (4.22)$$

La résolution de l'équation 4.22 permet de caractériser mathématiquement  $\bar{p}_{env}$ . Par la suite, seules les étapes les plus importantes sont détaillées. Cependant, l'ensemble de la démonstration, incluant la totalité des étapes mathématiques, est repris dans l'annexe C [20].

Il existe  $\theta_{max}$  tel que  $\frac{d\bar{p}_{env}}{d\theta}$  et  $\bar{p}_{env}$  soient de signe opposé sur  $[\theta_{max}, \xi]$ . Choisissons à présent  $\xi_0$  tel que  $\xi_0 > \theta_{max}$  et que  $\xi_0$  soit suffisamment grand. On peut alors écrire l'expression suivante obtenue à partir de l'équation 4.22 :

$$\int_{\xi_0}^\xi \frac{d\bar{p}_{env}}{d\theta} d\theta = -a(\xi) \int_{\xi_0}^\xi \bar{p}_{env} d\theta \quad (4.23)$$

En dérivant deux fois cette relation par rapport à  $\xi$  nous obtenons que  $\bar{p}_{env}$  est solution de l'équation différentielle du second ordre à coefficients variables :

$$\frac{d^2 \bar{p}_{env}}{d\xi^2}(\xi) + a(\xi) \cdot \frac{d\bar{p}_{env}}{d\xi}(\xi) + 2\frac{da}{d\xi}(\xi) \cdot \bar{p}_{env}(\xi) = -\frac{d^2 a}{d\xi^2}(\xi) \times \int_{\xi_0}^{\xi} \bar{p}_{env} d\theta \quad (4.24)$$

L'équation 4.24 exprime la loi générale que vérifie la courbe enveloppe des oscillations de pression  $\bar{p}_{env}$ . Cette équation dépend du coefficient de proportionnalité  $a(\xi)$  entre *IMPG* et *IMPO*.

La figure 4.20 permet d'observer l'évolution de  $a$  en fonction de  $\xi$ . Dans la zone 1 (pour  $0 \leq \xi < \xi_{0min}$ , où  $\xi_{0min}$  représente la valeur minimum de l'ensemble des  $\xi_0$  pouvant être utilisés), la quantité d'information intégrée n'est pas suffisante pour déterminer une valeur cohérente pour  $a$ . Dans la zone 2 (pour  $\xi_{0min} \leq \xi < \xi_1$ ),  $a$  peut être approché par une tendance linéaire  $a = \alpha \cdot \xi + \beta$ . Enfin, dans la zone 3 (pour  $\xi \geq \xi_1$ ), on peut considérer que  $a$  est égal à une constante  $\beta$ .

### Cas 1 : cas général

$\bar{p}_{env}$  vérifie l'équation 4.24, mais sa résolution est impossible dans le cas le plus général pour  $a$ .

### Cas 2 : $a$ linéaire

On suppose à présent que  $a$  peut s'écrire sous la forme :

$$a(\xi) = \alpha \cdot \xi + \beta \quad (4.25)$$

avec  $\alpha$  et  $\beta$  deux constantes.

L'expression 4.24 devient une équation différentielle à coefficients polynomiaux sans second membre :

$$\bar{p}_{env}''(\xi) + (\alpha \cdot \xi + \beta) \bar{p}_{env}'(\xi) + 2\alpha \bar{p}_{env}(\xi) = 0 \quad (4.26)$$

La résolution mathématique de l'équation 4.26 est détaillée dans l'annexe C.2. On obtient la solution générale suivante :

$$\bar{p}_{env}(a) = -A + \frac{A}{\alpha} a \varphi(a) e^{-\frac{a^2}{2\alpha}} + B a e^{-\frac{a^2}{2\alpha}} \quad (4.27)$$

avec  $\varphi(a) = \int_{\beta}^a e^{\frac{t^2}{2\alpha}} dt$ ,  $A$  et  $B$  deux constantes dépendant des conditions initiales.

### Cas 3 : $a$ constant

On suppose que  $a$  est égal à une constante :

$$a(\xi) = \beta \quad (4.28)$$



L'équation 4.24 s'écrit alors comme une équation différentielle du première ordre sans second membre et à coefficients constants :

$$\bar{p}'_{env}(\xi) + \beta \cdot \bar{p}_{env}(\xi) = 0 \quad (4.29)$$

On obtient la solution évidente suivante pour  $\bar{p}_{env}$  :

$$\bar{p}_{env} = K e^{-\beta \xi} \quad (4.30)$$

avec  $K$  une constante positive dépendant des conditions initiales.

### Conditions initiales

Quand  $\xi$  coïncide avec le départ de l'auto-inflammation, la valeur de la pression filtrée est relativement faible ; elle correspond à la valeur du bruit produit par la combustion déflagrante. Par conséquent, on suppose que  $\bar{p}_{env}(0) = 0$ . Le départ de l'auto-inflammation génère une augmentation brutale de  $\bar{p}_{env}$ . On pose :

$$\bar{p}'_{env}(0) = C$$

avec  $C$  une constante positive.

Ces conditions aux limites permettent de trouver les deux expressions suivantes pour  $A$  et  $B$  (voir annexe C.3) :

$$\begin{cases} A = C \cdot \frac{\beta}{\alpha} \\ B = \frac{C}{\alpha} e^{\frac{\beta^2}{2\alpha}} \end{cases} \quad (4.31)$$

En remplaçant les expressions de  $A$  et  $B$  (équation 4.31) dans l'équation 4.27, nous obtenons l'expression analytique de l'enveloppe des oscillations de pression fonction de  $\xi$  :

$$\bar{p}_{env}(\xi) = -C \cdot \frac{\beta}{\alpha} + C \cdot \frac{\beta}{\alpha} (\alpha \cdot \xi + \beta) \psi(\xi) e^{-\frac{(\alpha \cdot \xi + \beta)^2}{2\alpha}} + \frac{C}{\alpha} e^{\frac{\beta^2}{2\alpha}} (\alpha \cdot \xi + \beta) e^{-\frac{(\alpha \cdot \xi + \beta)^2}{2\alpha}} \quad (4.32)$$

avec  $\psi(\xi) = \int_0^\xi e^{\frac{(\alpha \cdot t + \beta)^2}{2\alpha}} dt$ .

### Résolution de l'équation

La solution analytique de l'équation 4.24 est traitée en détail par Brecq [20]. Lors des travaux présentés dans ce mémoire, un algorithme *Matlab-Simulink* a été utilisé pour la résolution numérique de l'équation citée ci-dessus. La méthode numérique utilisée est de type *Runge-Kutta* d'ordre 4 et à pas constant. Un schéma de principe de l'algorithme est montré sur la figure 4.24. On remarque que le modèle est assez simple à réaliser.

L'utilisation de l'algorithme *Matlab-Simulink* permet d'obtenir la solution numérique de l'équation. Cette solution est identique par rapport à la solution analytique obtenue par Brecq

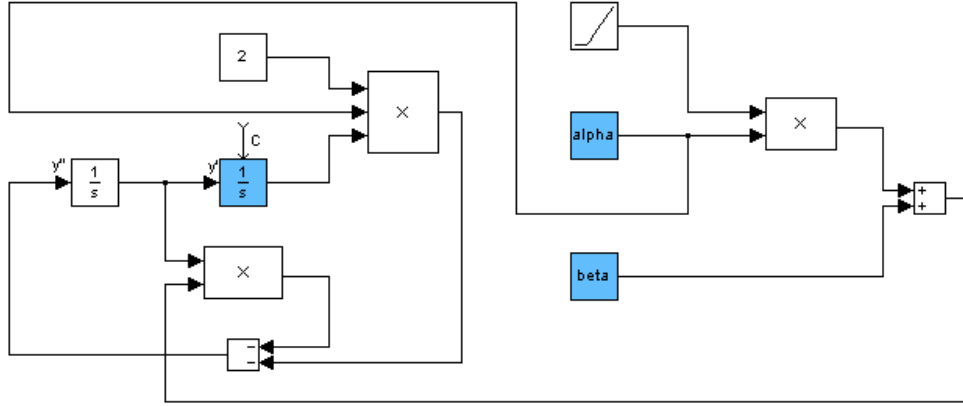


FIG. 4.24 – *Algorithme Matlab – Simulink pour la résolution de l'équation 4.24. Les trois paramètres  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $C$  sont introduits dans les blocks d'une couleur différente.*

[20], cf. équation 4.32.

On constate que l'expression de la courbe enveloppe est écrite en fonction de  $\xi$  et ne dépend que de trois paramètres :  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $C$ .

Les paramètres  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $C$  sont obtenus par une méthode d'optimisation de type *quasi-Newton*, dont l'algorithme est décrit par [29]. Pour un cycle  $j$ , le critère est défini comme suit :

$$(\alpha_j, \beta_j, C_j)_{opt} \iff \sum_{i=1}^{N_{pts}} [p_j^{max}(\theta_i) - p_j^{env}(\theta_i)]^2 = min \quad (4.33)$$

où  $N_{pts}$  désigne le nombre de maxima trouvés dans la valeur absolue du signal de pression filtré compris entre le début de l'auto-inflammation et sa fin.  $\theta_i$  représente l'angle vilebrequin correspondant à chaque point d'extrême trouvé. Cette optimisation est appliquée à chaque cycle.

La figure 4.25 reprend les enveloppes des deux cycles présentés dans la figure 4.14. On constate que la forme générale de la courbe d'enveloppe reste similaire. Seule son intégrale dépend de l'intensité du cliquetis.

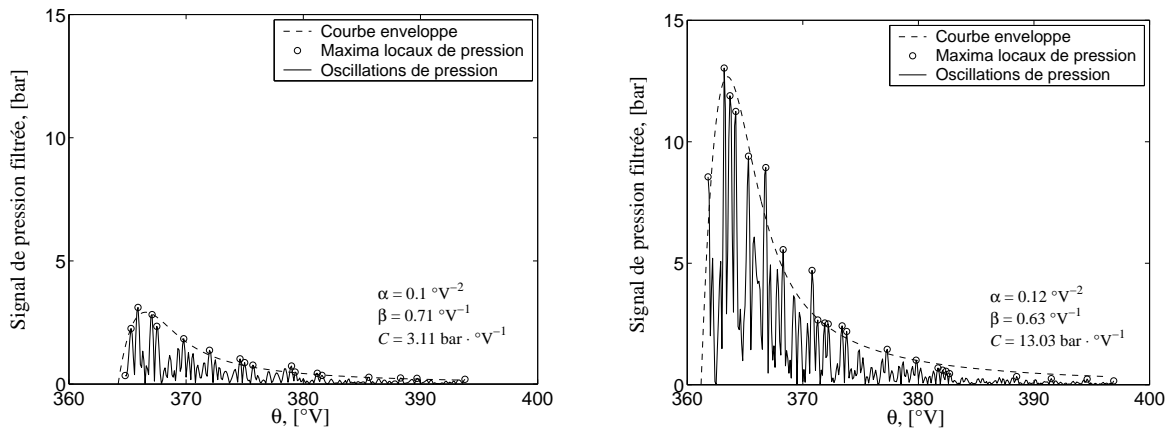
## 4.2.5 Analyse fréquentielle des oscillations de pression

### Fondements théoriques

Les premiers travaux sur l'analyse des oscillations de pression sont attribués à Draper [41], [42] et datent de plus de soixante ans. En se basant sur une analyse acoustique dans une enceinte close, Draper a pu démontrer que les oscillations de pression  $\bar{p}$  sont liées à un phénomène d'oscillation d'onde dans un milieu purement élastique qui obéit à l'équation d'onde suivante exprimée en coordonnées cylindriques  $(r, \phi, z)$ :

$$\frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{p}}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial t^2} \quad (4.34)$$

Pour résoudre l'équation 4.34, Draper suppose que l'ensemble des gaz présents dans la chambre peut être assimilé à un gaz parfait et que les ondes de pression sont entièrement réfléchies par les parois du cylindre. La résolution de l'équation, combinée à la prise en compte



(a) Essai CLQ3, cycle no. 65.

(b) Essai CLQ4, cycle no. 40.

FIG. 4.25 – Oscillations de pression et les courbes enveloppes modélisées associées.

des conditions aux limites imposées aux parois du cylindre, permet d'obtenir l'expression des oscillations de pression. Elle s'exprime comme suit :

$$\tilde{p}(r, \phi, z, t) = \sum_{u,s,g} A_{u,s,g} J_s(\beta_{u,s} \cdot r) \cos(s\phi) \cos\left(\frac{g\pi}{h}z\right) \cos(2\pi f_{u,s,g}t) \quad (4.35)$$

avec,

$u, s$  et  $g$  trois nombres d'ondes permettant de caractériser les modes oscillatoires

$J_s(\beta_{u,s} \cdot r)$  valeur en  $\beta_{u,s} \cdot r$  de la fonction de Bessel de première espèce et d'ordre  $s$

$\beta_{u,s}$   $u^{\text{ième}}$  racine de  $\frac{d}{dr} J_s\left(\beta_{u,s} \cdot \frac{r}{A_{cyl}}\right) = 0$

$A_{cyl}$  alésage du cylindre du moteur

$f_{u,s,g}$  fréquence des oscillations de pression,  $f_{u,s,g} = c_o \sqrt{\frac{\beta_{u,s}^2}{4\pi^2} + \frac{g^2}{4h^2}}$

$c_o$  vitesse du son dans le milieu,  $c_o = \sqrt{\frac{\gamma p_o}{\rho_o}}$  pour un gaz parfait  
où  $\gamma$  est le rapport des chaleurs spécifiques,  $p_o$  la pression moyenne du milieu en équilibre et  $\rho_o$  sa masse volumique

$h$  hauteur du cylindre

$A_{u,s,g}$  constante caractérisant l'amplitude du mode  $u/s/g$

Les travaux de Draper sont en pratique utilisés pour analyser l'ensemble des fréquences théoriques associées aux différents modes oscillatoires. Blunsdon et Dent [19] ont réduit la théorie de Draper à deux dimensions ( $r$  et  $\phi$ ). Cette hypothèse assimile le cylindre à un disque ( $g = 0$ ); hypothèse pleinement justifiée si l'on se place au voisinage du point mort haut, où apparaît le cliquetis.

Dans ce cas, il devient possible de donner une représentation des modes oscillatoires rencontrés. Il existe deux types fondamentaux de mode de résonance: les modes azimutaux (ou tangentiels) et les modes radiaux. Les modes azimutaux sont formés de surfaces nodales<sup>5</sup> dé-

5. Surface composée de points d'amplitude vibratoire nulle.

crites uniquement par l'azimut  $\phi$  et les modes radiaux par la coordonnée radiale  $r$ . La figure 4.26 représente les différents modes oscillatoires rencontrés en fonction du nombre de surfaces nodales (radiales et azimutales). Les modes composés à la fois d'un mode radial et d'un mode azimutal sont appelés des modes mixtes [19], [126]. La figure 4.27 permet de visualiser en trois dimensions le mode mixte 2/1.

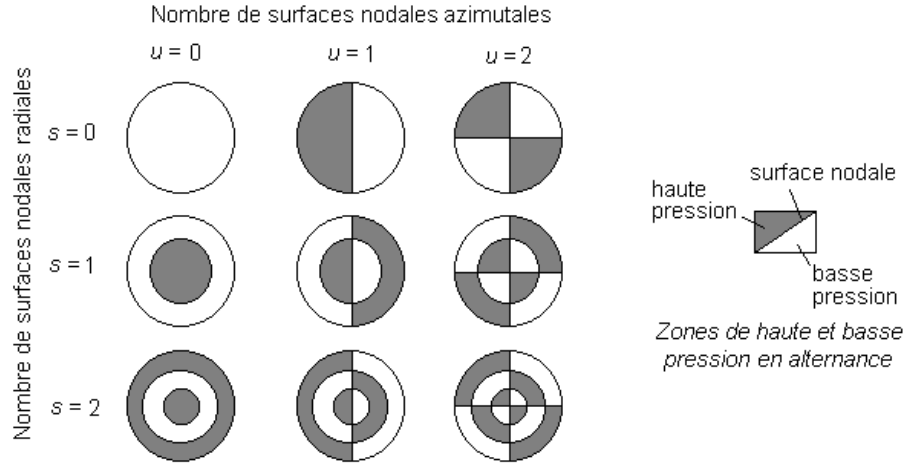


FIG. 4.26 – Description des modes oscillatoires en fonction du nombre de surfaces nodales rencontrées selon l'azimut  $u$  et selon le rayon  $s$ . Cette description suppose que  $g = 0$ . Les disques représentent une coupe radiale de la chambre de combustion délimitée par le disque extérieur. Les zones claires et foncées illustrent l'alternance des zones de haute et basse pression.

L'hypothèse ci-dessus permet également de donner une expression simplifiée pour  $f_{u,s}$  [19] :

$$f_{u,s} = \frac{c_o \cdot \beta_{u,s}}{A_{cyl}} \quad (4.36)$$

Dès lors, le calcul des différentes fréquences de résonance théoriques devient relativement aisé. G. Brecq [20] a déterminé pour un moteur *LISTER – PETTER* identique à celui utilisé lors de ce mémoire, les cinq fréquences de résonance les plus basses. Les modes oscillatoires analysés se répartissent en trois modes azimutaux purs (les modes 1/0, 2/0 et 3/0), un mode radial pur (le mode 0/1) et un mode mixte (le mode azimutal et radial 1/1), cf tableau 4.4. La valeur de la vitesse du son utilisée dans l'équation 4.36 a été estimée par Brunt et al. [22] à 950 m/s.

$u/s$	1/0	2/0	0/1	3/0	1/1
Mode oscillatoire					
$\zeta_{u,s}$	0,586	0,972	1,220	1,337	1,697
$f_{u,s}$ [kHz]	5,9	9,7	12,2	13,4	17,0

TAB. 4.4 – Valeur des fréquences théoriques de résonance selon le mode oscillatoire considéré et dans le cas du moteur *Lister-Petter*, selon G. Brecq [20].

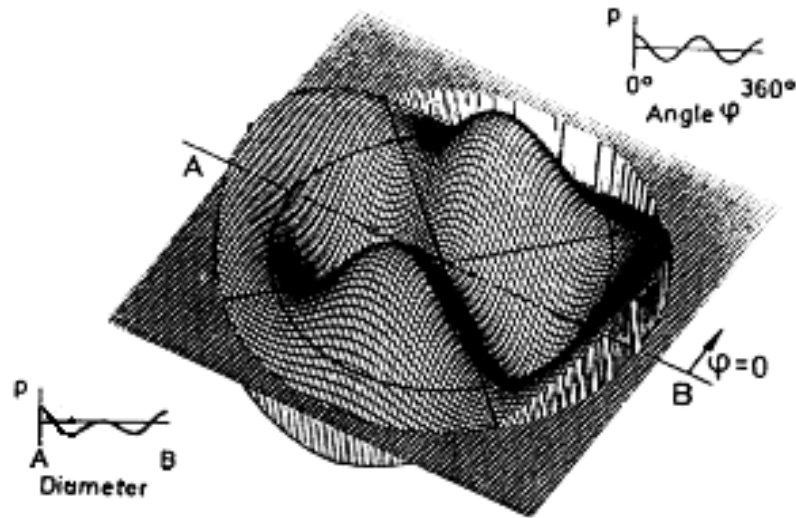


FIG. 4.27 – Représentation en trois dimensions de la distribution spatiale de l'amplitude de pression du mode oscillatoire 2/1 dans une coupe horizontale du cylindre, d'après [126]

Grâce à cette méthode, plusieurs auteurs [22], [42], [141] ont mis en évidence les fréquences de résonance provenant du cliquetis avec une précision entre théorie et expérimentation très satisfaisante. Une erreur de 2 % à 8 % peut néanmoins être observée pour les fréquences les plus élevées. On remarque, sur la figure 4.28, que les gains associés aux fréquences élevées sont relativement faibles : il devient donc difficile de les distinguer du bruit. Bien que le poids relatif entre chaque mode oscillatoire change en fonction des auteurs, cette tendance est généralement observée [22], [125]. Les modes de fréquence encore plus élevés (0/2, 1/2, 4/0, etc.) ne sont jamais étudiés pour cette raison. Par ailleurs, ces modes de fréquence correspondent à des fréquences supérieures à 20  $kHz$ .

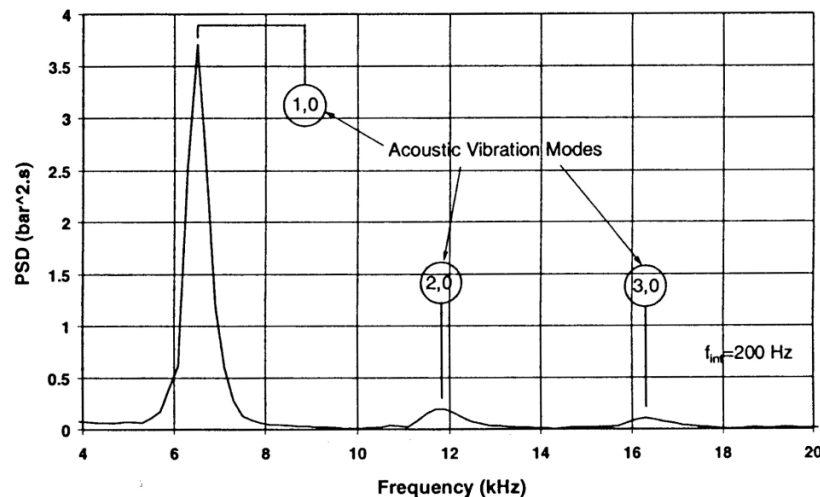


FIG. 4.28 – Spectre du signal de pression obtenu à partir de 300 cycles pour un cliquetis de moyenne intensité [22]

### Analyse des oscillations expérimentales de pression

L'équation 4.35 permet de déterminer l'allure 3D des oscillations de pression dans la chambre de combustion. Par la suite, on réalise une étude simplifiée des oscillations de pressions mesurées dans le moteur dual-fuel *LISTER-PETTER*. On choisit de restreindre notre analyse aux modes oscillatoires du plan ( $r - \phi$ ) et également de ne prendre en compte que les modes oscillatoires ayant une fréquence de résonance en dessous de  $20 \text{ kHz}$ , i.e. les modes azimutaux  $1/0$ ,  $2/0$  et  $3/0$ , le mode radial  $0/1$  et le mode mixte  $1/1$ . De cette manière, on restreint le nombre de  $u$ ,  $s$  et  $g$  à :

$$\begin{cases} u = 0, 1, 2, 3 \\ s = 0, 1 \\ g = 0 \end{cases}$$

Dans ces conditions, les coordonnées du capteur dans le repère cylindrique ayant pour origine le centre du piston et en choisissant l'orientation des axes tel que  $\phi_c = 0$ , s'écrivent :

$$\begin{cases} r_c = D_c \\ \phi_c = 0 \end{cases} \quad (4.37)$$

où  $D_c$  est la distance entre le centre de la culasse et le capteur. Un schéma de la géométrie de la culasse est donnée sur la figure 4.29.

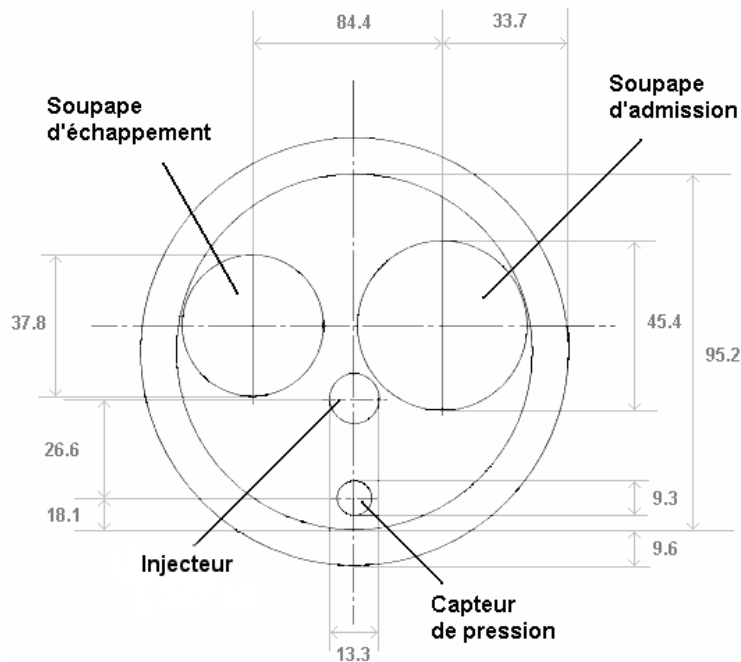


FIG. 4.29 – Schéma de la culasse moteur.

En restreignant l'équation 4.35 à la localisation du capteur et aux cinq premiers modes oscillatoires, on obtient une expression des oscillations de pression:

$$\tilde{p}_D |_{\text{capteur}}(\theta) = \sum_{s=0}^1 \sum_{u=0}^3 A_{u,s} J_s(\beta_{u,s} \cdot r_c) \cos\left(\frac{2\pi f_{u,s}}{\omega} \theta\right) \quad (4.38)$$

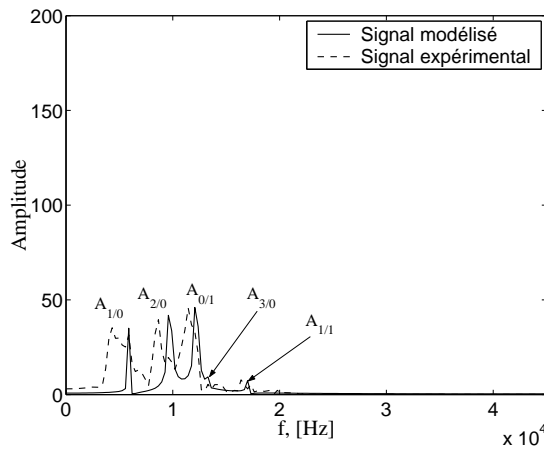
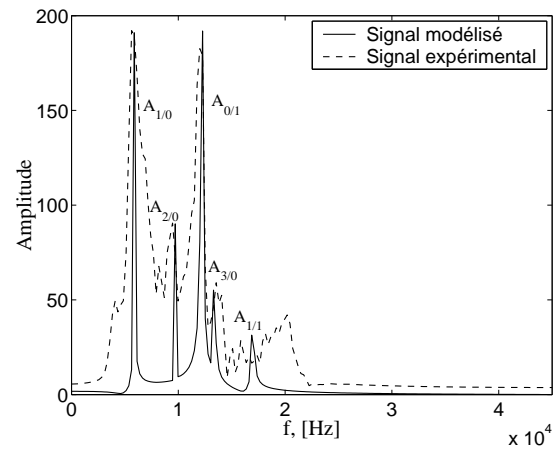
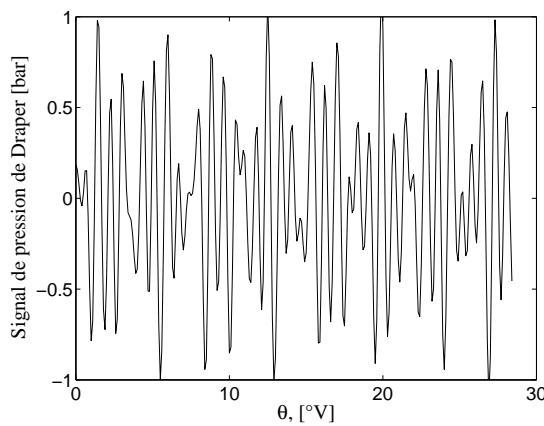
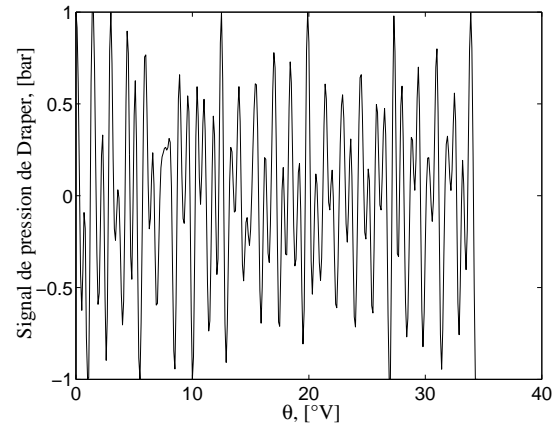
(a) Essai *CLQ3*, cycle no. 65.(b) Essai *CLQ4*, cycle no. 40.(c) Essai *CLQ3*, cycle no. 65.(d) Essai *CLQ4*, cycle no. 40.

FIG. 4.30 – Analyse spectrale sur les deux cycles cliquetants test.

L'utilisation de cette équation nous permet d'obtenir les oscillations de pression en fonction de l'angle vilebrequin. Ainsi, sur la figure 4.30 les spectres de fréquences obtenus pour les deux cycles tests sont présentés. Les spectres sont obtenus par l'application de la transformée Fourier aux signaux de pression filtrée expérimentale et proposés par la théorie de Draper. Ces derniers sont effectivement obtenus par l'application de l'équation 4.38 et sont présentés sur la même figure. L'amplitude des oscillations dépend de la valeur des constantes  $A_{u/s}$ . On remarque que le signal obtenu ne s'amortit pas dans le temps. Ceci tient aux hypothèses formulées par Draper dans l'écriture de l'équation 4.34.

On remarque que l'utilisation d'un nombre réduit de fréquences de résonance (cf. tableau 4.4) réussit à fournir un spectre de fréquences assez proche de celui expérimental. Toutefois, ce

dernier contient d'autres fréquences supérieures ou inférieures à celles proposées.

Les cinq constantes utilisées pour décrire les modes d'oscillation,  $A_{1/0}$ ,  $A_{2/0}$ ,  $A_{0/1}$ ,  $A_{3/0}$  et  $A_{1/1}$  sont trouvées à l'aide d'une méthode d'optimisation de type quasi-Newton, dont l'algorithme est décrit par Culioli [29]. Le critère d'optimisation est donné par l'équation :

$$(A_{1/0}, A_{2/0}, A_{0/1}, A_{3/0}, A_{1/1})_{opt} \iff \int_{4 \text{ kHz}}^{20 \text{ kHz}} [TF(\tilde{p}) - TF(p_{DRAPER})]^2 = \min \quad (4.39)$$

où  $TF$  désigne la transformée Fourier du signal de pression filtré,  $\tilde{p}$  et  $p_{DRAPER}$  les oscillations de pression proposées. De la même manière que dans le cas des paramètres  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $C$ , l'optimisation est effectuée pour chaque cycle de chaque essai *CLQ1-CLQ4*.

Les figures 4.31 et 4.32 illustrent les résultats obtenus pour la modélisation complète du signal de cliquetis pour les deux cycles choisis. Un bon niveau de description est donné pour les deux cycles. Les maxima d'enveloppe restent assez proche des valeurs de *MAPO*. De même, les signaux expérimentaux et ceux proposés en utilisant l'équation 4.38 ont des allures très semblables.

Les travaux de Draper permettent essentiellement une analyse spectrale, et non temporelle, des oscillations de pression. L'équation 4.38 permet uniquement de décrire leur comportement en fréquence. Leur couplage permet l'analyse temporelle et fréquentielle.

## 4.3 Analyse de l'irréversibilité

### 4.3.1 Introduction

Sur la figure 4.33, on observe que l'évolution de la pression cylindre mesurée sur 100 cycles consécutifs ne se fait pas de la même manière pour tous les cycles. Les fluctuations constatées sont générées par des variations de la combustion [61]. Dans un moteur à allumage commandé, ces variations, appelées variations cycliques sont dues à des perturbations existantes au niveau de la richesse du mélange et de son mouvement dans le cylindre [61], [120]. Le mélange entre la masse de gaz résiduels et la charge fraîche est aussi une source de variations cycliques. Cette liste reste, bien évidemment, ouverte.

L'étude des variations cycliques dans les moteurs à combustion interne est importante pour deux raisons principales [61] :

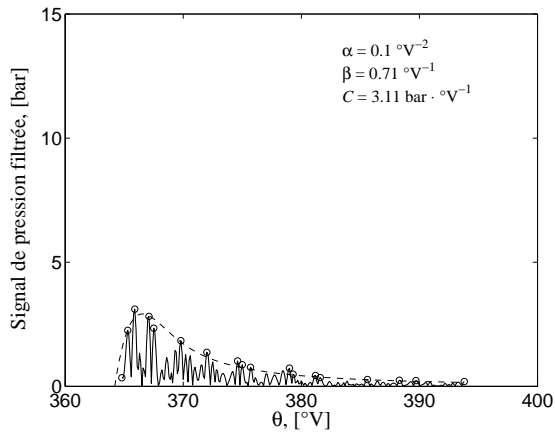
- Les réglages du moteur sont optimisés pour un cycle moyen. Par conséquent, plus il existe de variations cycliques, plus les performances énergétiques du moteur, ainsi que celles environnementales, sont dégradées.
- La deuxième raison est liée aux extrêmes des variations. Les cycles dont la vitesse de combustion est très élevée sont susceptibles de cliquetis, donc ils introduisent une limitation au niveau du taux de compression du moteur. Par contre, les cycles dont la combustion est détériorée, limitent la valeur minimale de la richesse dans le cylindre, ou le taux de recirculation des gaz d'échappement<sup>6</sup>.

Suite à ces remarques, tous les paramètres calculés à partir de la courbe de pression et présentés auparavant, sont soumis au même phénomène de variations cycliques. Une étude plus

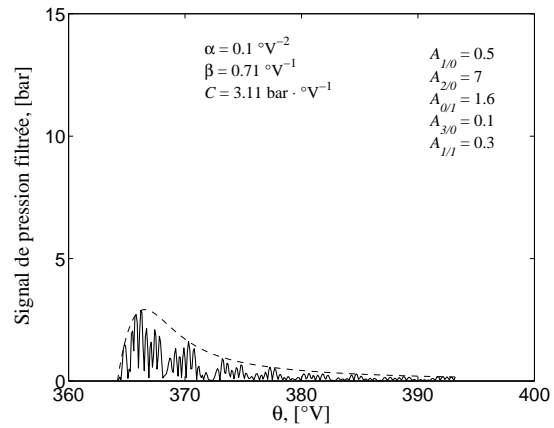
---

6. Ces deux paramètres sont très importants pour la diminution des émissions d'oxydes d'azote.

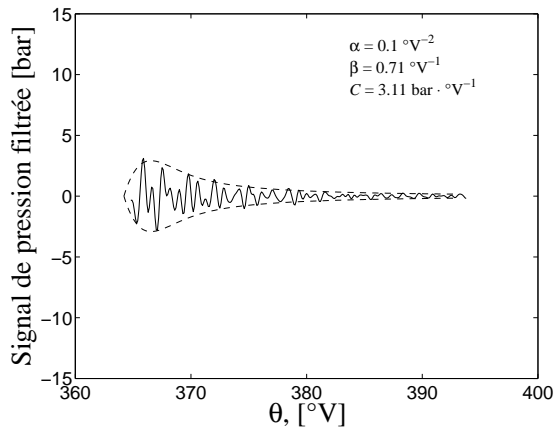




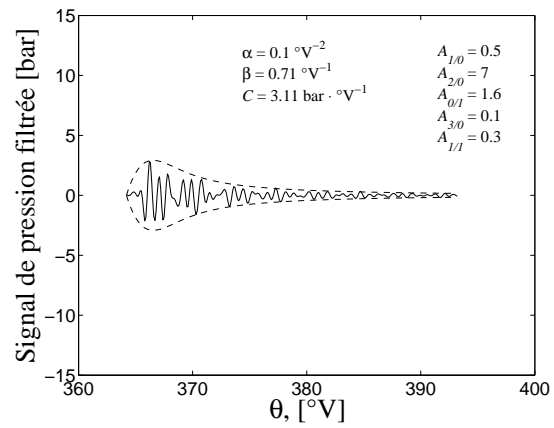
(a) Valeur absolue du signal de pression expérimental.



(b) Valeur absolue du signal de pression modélisé.

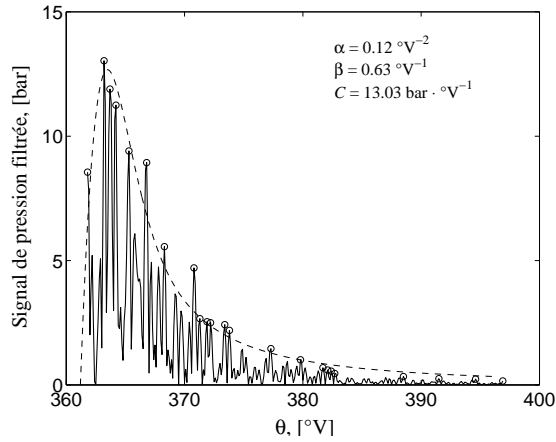


(c) Signal de pression expérimental.

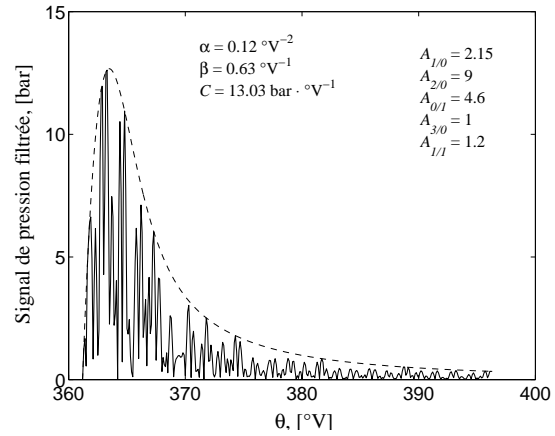


(d) Signal de pression modélisé.

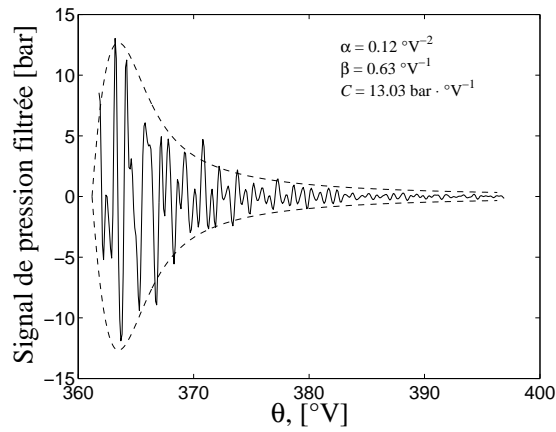
FIG. 4.31 – Modélisation des oscillations de pression pour le cycle 65 appartenant à l'essai CLQ3.



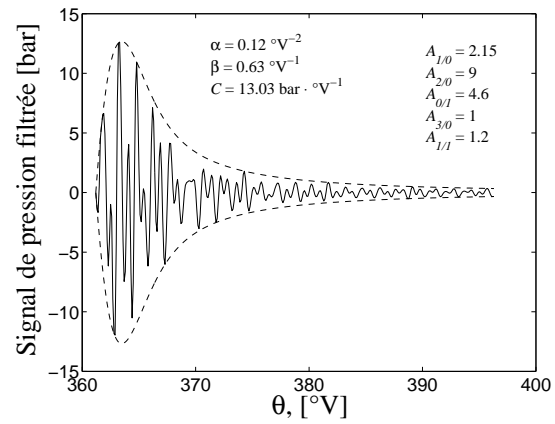
(a) Valeur absolue du signal de pression expérimental.



(b) Valeur absolue du signal de pression modélisé.



(c) Signal de pression expérimental.



(d) Signal de pression modélisé.

FIG. 4.32 – Modélisation des oscillations de pression pour le cycle 40 appartenant à l'essai CLQ4.

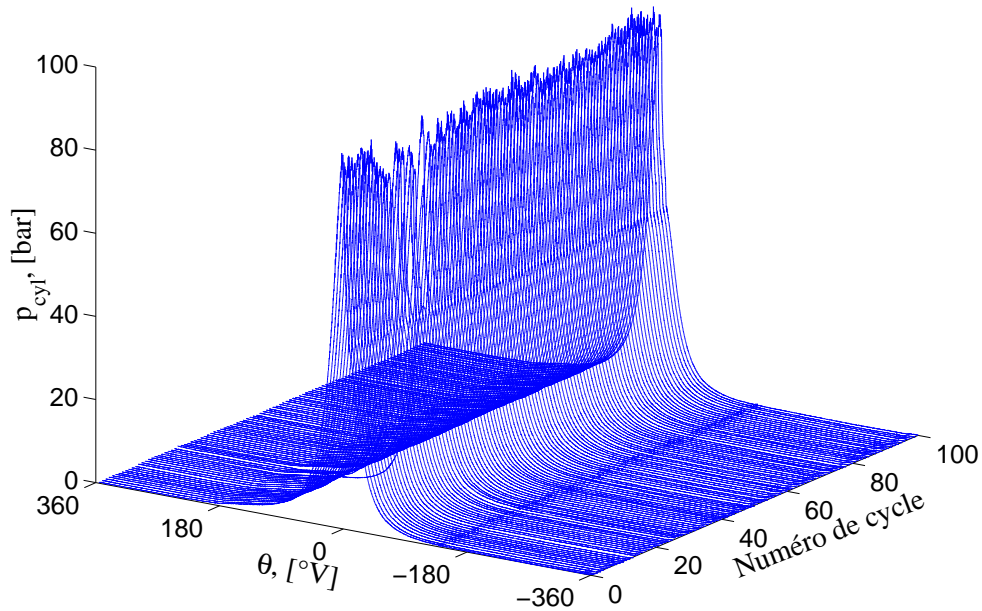


FIG. 4.33 – Visualisation 3D du signal de pression cylindre pour l'essai CLQ3 et sur 100 cycles consécutifs.

détaillée s'impose par conséquent.

Green et al. [53] classent les modèles de variations cycliques dans les moteurs à combustion interne en deux catégories. Ils considèrent que les modèles de variations cycliques devraient inclure des composants déterministes et aléatoires :

- **Linear Gaussian Random Processes** Ces modèles (*LGRP*) supposent que l'élément déterministe est fondamentalement une fonction linéaire des événements de combustion précédents. De plus, les variations cycliques sont supposées être influencées par les effets stochastiques d'une manière linéaire. Ces effets sont supposés Gaussiens.
- **Noisy Nonlinear Dynamics** Par rapport aux modèles présentés ci-dessus, dans cette catégorie (*NND*), la dépendance des événements précédents est non linéaire.

Selon Green et al. [53], il a été démontré que les modèles appartenant à la première catégorie sont fondamentalement réversibles en temps, alors que ceux appartenant à la deuxième catégorie sont irréversibles en temps. Donc, l'analyse de l'irréversibilité temporelle d'une série peut orienter dans le choix du type de modèle adéquat.

### 4.3.2 Symbolisation d'une série de données temporelles quelconque

Le traitement des séries temporelles de données peut se faire plus facilement en utilisant une technique présentée par Tang et al. [132] et appelée *analyse symbolique de suites temporelles* ou plus simplement, *symbolisation*. Cette technique a été adaptée et employée par Green et al. [53] pour le cas des moteurs à combustion interne. D'autres travaux dans la littérature [33], [34], [47], [139] utilisent la symbolisation pour l'analyse de l'irréversibilité temporelle des variations cycliques.

La symbolisation implique la conversion d'une série temporelle de données contenant un nombre important de valeurs possibles dans une série de même longueur, mais seulement avec quelques valeurs possibles, appelées *niveaux* [47].

Le nombre de niveaux est arbitraire, mais il est inférieur ou égal au nombre de points de la série. L'emploi d'un nombre trop important de niveaux, reproduit la série à analyser plus fidèlement, mais introduit plus de bruit. A la limite, l'utilisation d'autant de niveaux que le nombre de points de la série, ne ferait que générer une série identique à la première. La diminution du nombre de niveaux filtre partiellement le bruit, mais toutefois, une partie de l'information comprise dans la série est perdue [47].

Dans les travaux cités ci-dessus, deux niveaux ont été utilisés. Ils sont délimités par la valeur moyenne de la série [47], [139].

Une fois le nombre  $n$  de niveaux choisi, on attribue à chaque niveau un *code*. Ainsi, le codage le plus fréquemment utilisé repose sur l'utilisation de chiffres de «0» à «9» attribués à chaque niveau. Bien évidemment, ce codage est possible pour  $n \leq 10$ . La série, ainsi codée, est désignée par *série de niveaux*.

Par la suite, on définit une *séquence* de niveaux successifs à analyser, de longueur  $L$ , arbitrairement choisie. Les remarques faites pour le choix de  $n$  restent valables [34]. Une démarche mathématique à réaliser dans le choix de la longueur optimale  $L$  pour un nombre de niveaux  $n$  donnés est présentée dans le paragraphe suivant. Le nombre total de séquences possibles est égal à  $n^L$ .

La série de niveaux, créée précédemment, est parcourue afin d'identifier la totalité de la séquences de longueur  $L$  lui appartenant, ainsi que leur fréquence d'apparition. Le nombre total de séquences dans la série temporelle est donné par :

$$N_{seq}^{max} = N - L + 1 \quad (4.40)$$

avec  $N$  le nombre total de points dans la série temporelle.

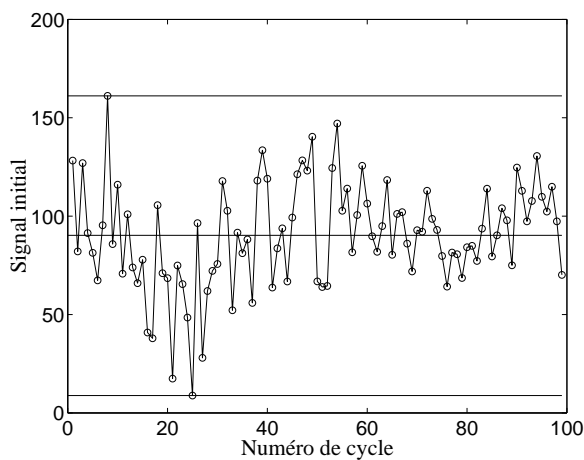
Pour  $n \leq 10$ , le traitement de la série de niveaux obtenue est simplifié si on attribue à chaque séquence possible, un numéro qui représente son correspondant dans la base 10 de numérotation. Par exemple, dans le cas d'une analyse réalisée pour  $n = 2$  et pour  $L = 5$  on peut obtenir maximum  $2^5 = 32$  séquences différentes de «0» et «1». Chaque séquence représente un nombre exprimé en base 2. Sa conversion en base 10 génère un numéro compris entre 0 et 31.

Sur la figure 4.34, les étapes décrites ci-dessus sont présentées. La série initiale est générée par les valeurs de l'*IMPG* calculées pour les 100 cycles consécutifs appartenant à l'essai *CLQ3*. Pour cet exemple on a utilisé deux niveaux (donc  $n = 2$ ) et des séquences de 5 cycles consécutifs ( $L = 5$ ).

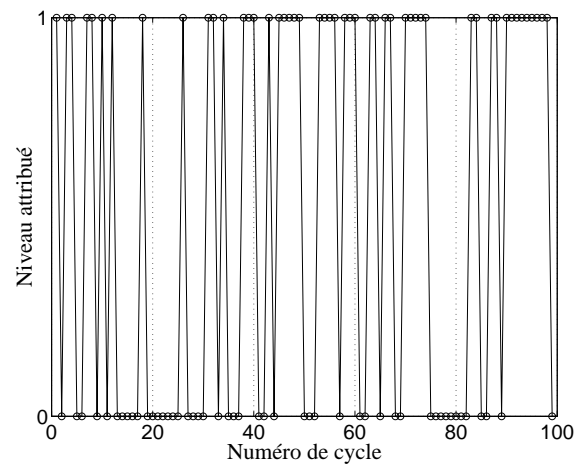
Pour la série analysée, les fréquences d'apparition les plus élevées sont obtenues pour les codes 0 (8 répétitions) et 31 (7 répétitions). Les séquences correspondantes sont *00000* et *11111*. Ceci signifie que dans la série analysée, les variations entre les cycles consécutifs appartenant au même niveau, 0 ou 1 prédominent. Ensuite, les séquences *00110* et *11001* les suivent avec 5 apparitions chacune, i.e. les répétitions sont réparties entre les deux niveaux : deux répétitions sur chaque

niveau.

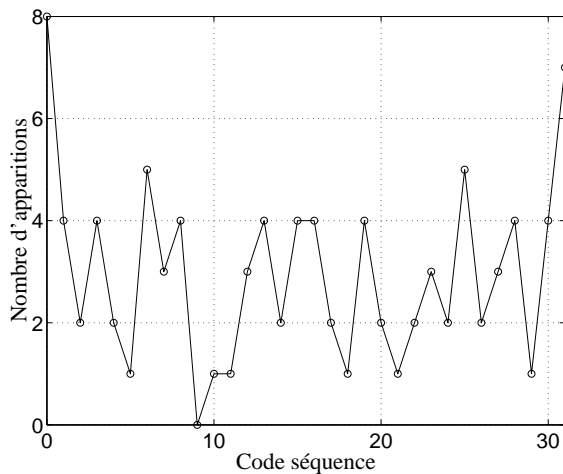
Pour le code 10 et sa séquence correspondante *01010* la fréquence d'apparition est faible : une seule apparition. Donc, dans la série temporelle *IMPG*, il n'existe qu'une seule séquence de 5 cycles qui oscille entre le niveau «0» et «1» consécutivement. De plus, les deux séquences qui lui suivent, *10100* et *10101*, codées par 20, respectivement 21, ont des fréquences d'apparition très faibles. Ces observations restent valables pour la séquence *00101* également et ses successeurs temporels.



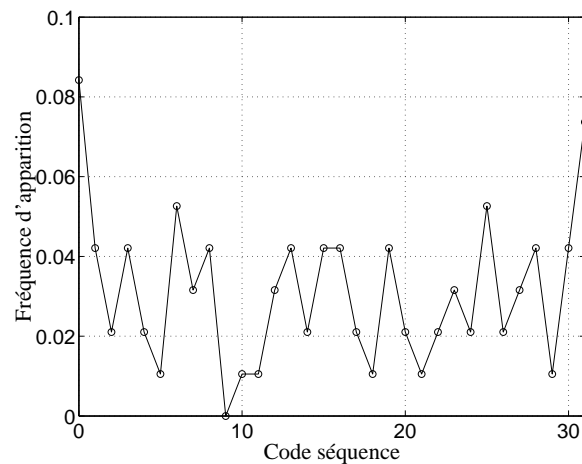
(a) Evolution du *IMPG* pour l'essai *CLQ3*. Les lignes horizontales délimitent les  $n = 2$  domaines proposés.



(b) Chaque cycle appartient à un des deux domaines proposés et reçoit le niveau «0» ou «1».



(c) Toutes les séquences de longueur  $L = 5$  sont identifiées, ainsi que leur nombre d'apparitions dans la série de niveaux.



(d) Fréquence d'apparition dans la série de niveaux de chaque séquence trouvée.

FIG. 4.34 – Les différentes étapes de l'analyse des irréversibilités. La série temporelle est générée par l'évolution du *IMPG* sur 100 cycles consécutifs lors de l'essai *CLQ3*.

### 4.3.3 Utilisation de l'entropie généralisée de Shannon

Selon Finney et al. [47], il n'existe aucune règle théorique pour déterminer la meilleure longueur  $L$  pour une série temporelle et un nombre de niveaux  $n$  donnés. Mais, les mêmes auteurs mettent au point une démarche empirique pour identifier une longueur adaptée aux conditions. Cette démarche repose sur l'emploi de l'entropie généralisée de Shannon, définie ci-après :

$$S_g(L) = -\frac{1}{\ln N_{seq}} \cdot \sum_{i=1}^{N_{seq}} f_r^i(L) \cdot \ln f_r^i(L) \quad (4.41)$$

où  $N_{seq}$  est le nombre de séquences dont la probabilité d'apparition  $f_r^i(L)$  est strictement positive. Une analogie entre l'entropie généralisée de Shannon et l'entropie définie par Boltzmann pour la thermodynamique est présentée dans l'Annexe D.

Ainsi, pour une valeur de l'entropie égale à 1, les données analysées sont complètement aléatoires. Pour des séries avec un caractère déterministe plus ou moins prononcé, l'entropie varie entre 0 et 1. Plus elle est faible, plus les données sont déterministes.

Les valeurs de l'entropie généralisée de Shannon sont étudiées pour des longueurs variables et pour une série temporelle et un nombre de niveaux donnés. Plusieurs auteurs [34], [33], [47] ont constaté que l'évolution de l'entropie comporte un point minimum. Ainsi, ils considèrent que la longueur  $L$  correspondante est optimale pour la configuration d'analyse donnée. En effet, pour des longueurs inférieures, l'analyse perd des informations déterministes présentes dans le signal, alors que pour des longueurs supérieures, l'analyse met en évidence le bruit présent dans la série. Dans ce dernier cas, on peut conclure également que la série initiale ne contient pas suffisamment de points pour l'analyse avec des séquences aussi longues.

Cette démarche est utilisée par la suite pour la détermination de la longueur optimale  $L$  dans l'analyse effectuée. Ainsi, les valeurs de l'entropie généralisée de Shannon sont calculées et tracées pour les séries *IMPG* issues des essais *CLQ1-CLQ4* et pour une longueur  $L$  variable entre 1 et 10. Le nombre de niveaux est choisi à  $n = 2$ . Les résultats sont présentés sur la figure 4.35.

On observe que lorsque  $L$  évolue entre 1 et 10, l'entropie de Shannon diminue jusqu'à un point de minimum, et ensuite augmente asymptotiquement vers 1. Pour chaque essai, la valeur minimale de l'entropie correspond à une séquence de 5 cycles consécutifs. La même valeur est prédominante dans le cas de l'analyse effectuée sur l'*IMPO*, ainsi que sur les paramètres de la courbe enveloppe  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $C$ . Cette remarque montre que les paramètres identifiés de la courbe enveloppe ont les mêmes propriétés de dispersion que les indicateurs issus directement des mesures.

### 4.3.4 Irréversibilité temporelle d'une série et représentation récursive

L'irréversibilité d'une série temporelle peut être définie en utilisant une de ses représentations qualitatives ou quantitatives<sup>7</sup>. Si cette description est fondamentalement différente de la description de la série initiale parcourue en sens inverse, on dit que la série temporelle est irréversible.

---

7. Des représentations quantitatives d'une série de cycles consécutifs seraient : la pression moyenne effective, la pression indiquée, l'*IMPO*, l'*IMPG*, le *MAPO*. Un exemple de représentation qualitative peut être l'attribution de différents niveaux (comme réalisé sur les figures 4.34(a) et 4.34(b)).

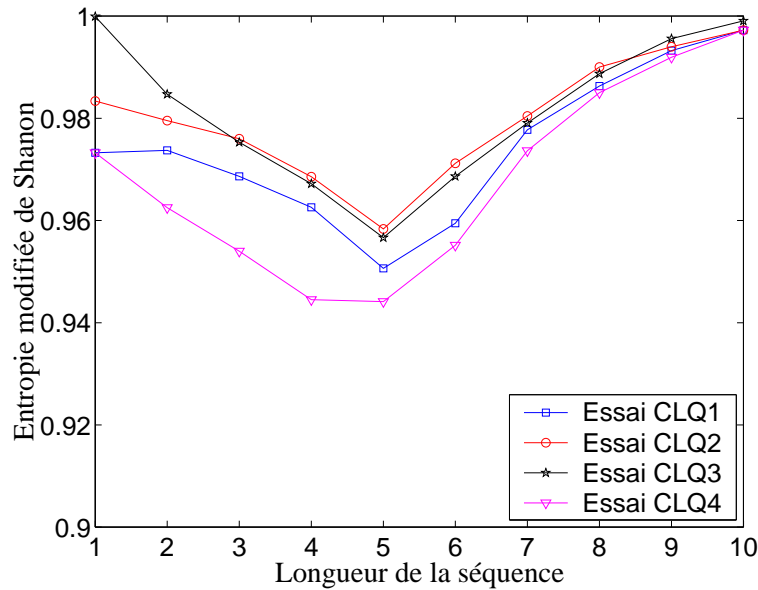


FIG. 4.35 – Variation de l'entropie généralisée de Shannon pour les séries IMPG calculées pour les essais CLQ1-CLQ4.

La représentation récursive d'une série temporelle est un moyen très simple dans l'étude de l'irréversibilité. Elle utilise comme argument, les points de la série pour les deux axes, mais décalée en temps, i.e. le point correspondant à l'instant  $k + 1$  est représenté en fonction du point correspondant à l'instant  $k$ . Ce type de représentation, est très couramment employé dans l'étude des variations cycliques et offre une image composite statistique de la manière dont les cycles sont reliés entre eux, cf. Ramesh et al. [119].

Ainsi, dans notre cas, l'analyse de l'irréversibilité de la série temporelle peut se faire en utilisant la courbe de fréquence d'apparition, tracée auparavant. Pour les séries temporelles réversibles, la courbe de fréquence tracée pour le sens direct de parcours doit être similaire à la courbe tracée pour le sens inverse. Si les deux courbes sont différentes, la série est considérée comme irréversible.

Green et al. [53] donnent un outil mathématique pour déterminer le degré d'irréversibilité temporelle d'une série. Sa définition est :

$$T_{irr} = \sqrt{\sum_i (F_i - R_i)^2} \quad (4.42)$$

où  $i$  parcourt toutes les séquences trouvées suite à l'analyse symbolique,  $F$  la fréquence d'apparition de la séquence  $i$  dans le sens direct de parcours et  $R$  la fréquence dans le sens inverse. La valeur de  $T_{irr}$  indique ainsi les différences entre les deux courbes et quantifie le niveau d'irréversibilité temporelle.

#### 4.3.5 Application

Dans une analyse réalisée sur une base de quatre moteurs à allumage commandé et pour des séries de 3000 cycles consécutifs, les mêmes auteurs [53] trouvent des valeurs pour  $T_{irr}$  com-

prises entre 0,015 et 0,15. Quelques résultats significatifs de l'analyse sont présentés sur la figure 4.36. Ainsi, pour des valeurs situées vers la limite inférieure (quand les moteurs fonctionnent à la stœchiométrie), les séries sont considérées comme réversibles en temps. Les représentations récursives associées présentent des points situés symétriquement par rapport à la première bissectrice et dans une zone très concentrée. Au contraire, pour des richesses bien inférieures, les représentations perdent leur symétrie, les deux courbes de fréquence sont visiblement différentes et, en conséquence, les valeurs calculées pour le  $T_{irr}$  augmentent. Dans ces conditions, les séries sont considérées comme irréversibles en temps.

La figure 4.37 présente les résultats de l'analyse de l'irréversibilité effectuée pour la série *IMPG* appartenant à l'essai *CLQ3*. Les deux courbes de fréquence sont assez semblables mais des différences existent. Les valeurs calculées du  $T_{irr}$  sont présentées dans le tableau 4.5 et sont situées au milieu du domaine trouvé par Green et al. [53]. Ceci nous amènerait à considérer que la série analysée a un caractère plutôt irréversible en temps. Toutefois, l'analyse de la représentation récursive présentée sur la figure 4.37(b), ne confirme pas ce résultat, car on remarque une symétrie assez élevée par rapport à la première bissectrice. Ceci pourrait être dû à une différence au niveau de la longueur des séries analysées : dans notre cas, l'analyse se fait sur 100 cycles consécutifs, alors que dans la littérature un minimum de 3000 cycles est utilisé, voire 20000 cycles. En conséquence, on pourrait conclure qu'il n'existe pas une valeur limite pour  $T_{irr}$  bien déterminée valable pour différentes séries temporelles, de longueur et de provenance aléatoire.

Dans l'annexe D, on présente quelques exemples de l'analyse de l'irréversibilité effectuée.

Selon Green et al. [53] et en analysant les valeurs du  $T_{irr}$  calculées, ainsi que les comparaisons identiques avec celle présentée sur la figure 4.37(a), on pourrait conclure que le modèle le mieux adapté pour les dispersions cycliques présentes dans le moteur LISTER-PETTER est du type *NND* (voir discussion page 167). On rappelle que ce type de modèle suppose une relation non-linéaire entre les événements de combustion passés et futurs.

	<i>CLQ1</i>	<i>CLQ2</i>	<i>CLQ3</i>	<i>CLQ4</i>
<i>IMPO</i>	0,166	0,170	0,104	0,218
<i>IMPG</i>	0,173	0,122	0,068	0,190
$\alpha$	0,154	0,134	0,127	0,154
$\beta$	0,191	0,195	0,131	0,517
<i>C</i>	0,120	0,154	0,174	0,091

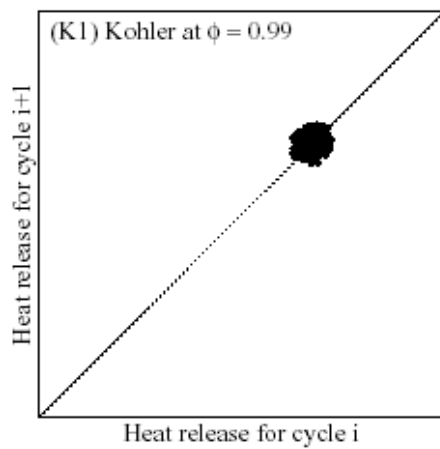
TAB. 4.5 – Valeurs déterminées pour le degré d'irréversibilité  $T_{irr}$ .

## 4.4 Synthèse

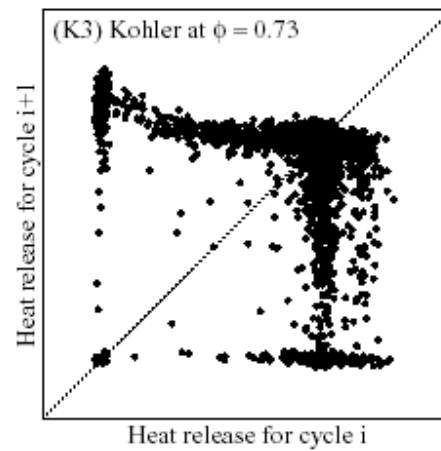
Dans le chapitre 3, on a étudié la combustion des gaz à faible contenu énergétique dans les moteurs dual-fuel. Lors du présent chapitre, on a présenté les principaux résultats obtenus avec du *GPL* comme combustible primaire.

L'analyse des valeurs expérimentales de délai d'ignition révèle que lorsque la substitution et la charge augmentent, le délai d'ignition diminue, suite à une augmentation de la richesse du mélange primaire et de la température des gaz résiduels. Le modèle proposé pour le délai d'ignition

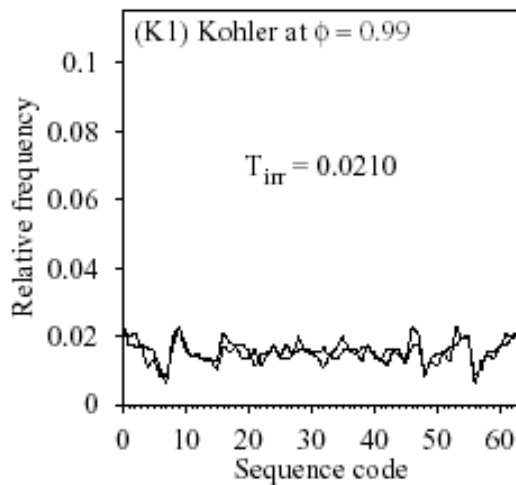




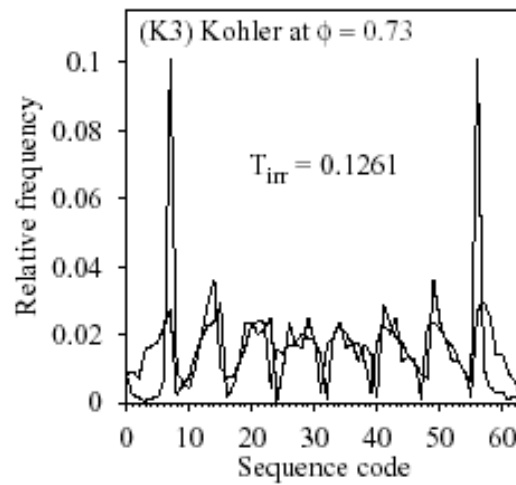
(a) Représentation récursive du dégagement de chaleur normalisé, pour  $\Phi = 1$ .



(b) Représentation récursive du dégagement de chaleur normalisé, pour  $\Phi = 0,73$ .

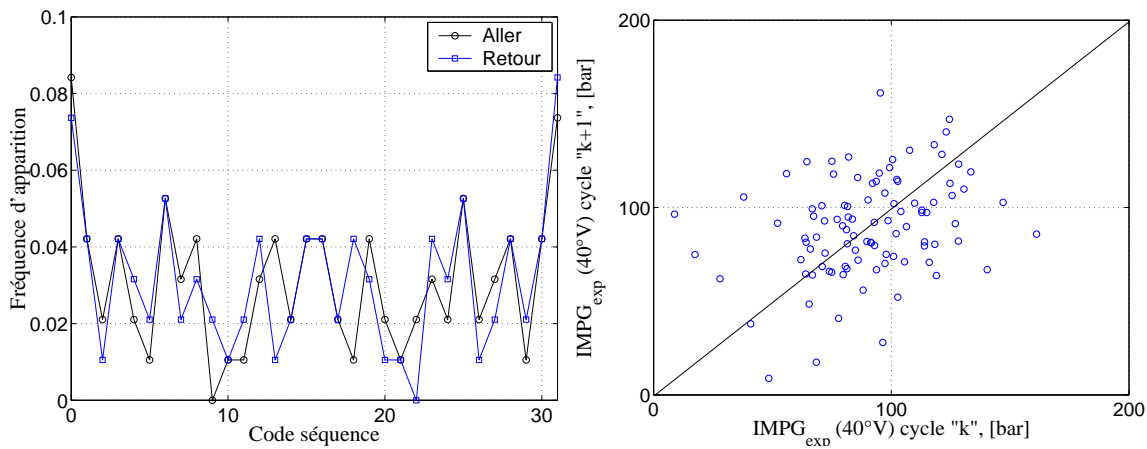


(c) Comparaison entre les fréquences d'apparition de chaque séquence dans la série parcourue en sens direct et inverse,  $\Phi = 1$ .



(d) Comparaison entre les fréquences d'apparition de chaque séquence dans la série parcourue en sens direct et inverse,  $\Phi = 0,73$ .

FIG. 4.36 – Analyse des irréversibilités réalisée par Green et al. [53] pour deux richesses différentes.



(a) Comparaison entre les fréquences d'apparition de chaque séquence dans la série parcourue en sens direct et inverse.

(b) Représentation récursive de la série temporelle.

FIG. 4.37 – Analyse des irréversibilités au niveau de l'IMPG pour l'essai CLQ3.

prédit ses valeurs avec un écart inférieur à  $0,5^\circ V$  pour l'ensemble des charges et des substitutions analysées. Toutefois, on remarque la présence de quatre points, dont les valeurs prédites sont inappropriées. Il s'agit de points de fonctionnement en cliquetis, pour lesquels l'auto-inflammation de la charge gazeuse s'est produit.

Suite à l'étude du dégagement de chaleur, on a conclu que :

- Pour des substitutions inférieures à 60%, le dégagement de chaleur lors de la première étape de combustion reste quasiment inchangé. Au-delà de cette limite, la quantité de chaleur dégagée diminue linéairement avec la substitution en diesel. Les valeurs de la vitesse maximale de combustion sont légèrement inférieures par rapport à celles déterminées quand le biogaz était utilisé comme combustible primaire.
- Lorsque la substitution en diesel et la charge augmentent, le dégagement de chaleur pendant la deuxième étape de combustion est plus important. Grâce à une réactivité plus grande du *GPL*, les valeurs maximales de la vitesse de combustion deviennent très importantes par rapport à celles calculées dans le cas du biogaz (à savoir jusqu'à quatre fois plus grandes).

A 50% de charge, l'évolution du  $\theta_{50}$  en fonction de la substitution en diesel, comporte un point de minimum. Pour les charges plus importantes, la variation du  $\theta_{50}$  restent monotone et globalement, la combustion se déroule plus rapidement quand la substitution augmente.

Suite à ces constatations, un modèle prédictif pour le processus de combustion a été proposé. A cause de la nature très différente entre le *GPL* et les compositions de biogaz simulées, il n'a pas été possible de proposer un modèle unifié de combustion. Toutefois, les expressions mathématiques des deux modèles restent assez proches.

Le modèle prédit le dégagement de chaleur avec une erreur inférieure à 10% pour l'ensemble des points simulés. On constate quand même une limitation de la loi de Wiebe, qui ne réussit pas à suivre fidèlement les combustions trop rapides et intenses. Par ailleurs, le modèle surestime

légèrement le dégagement de chaleur lors de l'étape diffusante de combustion.

Ensuite, une comparaison entre deux bancs d'essais dual-fuel, fonctionnant dans des conditions similaires et avec du *GPL* comme combustible primaire est réalisée. Les valeurs du délai d'ignition, ainsi que les paramètres déterminés par la procédure d'analyse du dégagement de chaleur sont comparées. Les constatations suivantes ont été réalisées :

- le délai d'ignition est plus long dans le cas du moteur présent à l'*Indian Institute of Technology Madras*.
- les valeurs déterminées pour  $C_f$  et  $k_{ID}$  sont différentes entre les deux moteurs, malgré les conditions de fonctionnement quasiment identiques.
- malgré un délai d'ignition plus long, la combustion démarre plus rapidement (à un angle plus avancé) pour le moteur *IITM*; ce décalage se propage par la suite pour les deux autres étapes de combustion.
- suite à un délai d'ignition plus long, la quantité de chaleur adimensionnelle dégagée lors de la première étape de combustion dans le moteur *IITM* est supérieure à celle dégagée dans le moteur *EMN*.

Dans la deuxième partie du chapitre, une étude sur les régimes de fonctionnement cliquetants a été proposée. Ainsi, à partir d'une relation entre deux indicateurs expérimentaux, il a été mis en évidence que l'amortissement dans le temps des oscillations de pression est régi par une courbe enveloppe dont l'équation peut être déterminée analytiquement. Cette courbe est basée uniquement sur 3 paramètres,  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $C$ .

Ensuite, une analyse des oscillations de pression, au niveau du spectre de fréquence, a été réalisée. Il a été démontré qu'en utilisant une équation développée par Draper et employée pour 5 modes d'oscillation, les oscillations de la pression cylindre peuvent être simulées avec une précision acceptable.

Pour achever l'analyse du cliquetis, une étude sur son caractère chaotique a été menée en utilisant les trois paramètres de la courbe enveloppe et les deux indicateurs expérimentaux *IMPO* et *IMPG*. Ainsi, l'utilisation de la symbolisation d'une série temporelle s'est avérée un outil très intéressant et simplificateur. L'optimisation de cette analyse, ainsi que son adaptation aux séries temporelles mesurées sur le moteur *LISTER – PETTER* a été réalisée avec l'entropie généralisée de Shanon. La symbolisation a permis de réaliser une étude sur l'irréversibilité du cliquetis. Cette étude est renforcée par l'utilisation des représentations récursives. Toutefois, ce type d'analyse devrait s'effectuer sur des séries temporelles plus longues, i.e. plus de 3000 cycles consécutifs.

Cette approche pourrait être intégrée dans le contrôle des moteurs à allumage commandé présents dans l'industrie automobile, qui fonctionnent souvent à la limite du cliquetis, voire en régime cliquetant léger. Il faut toutefois définir une grandeur ne nécessitant pas une mesure intrusive. De plus, l'analyse présentée pourrait être améliorée par l'utilisation de la théorie des ondelettes, qui permettrait de réaliser une décomposition couplée du signal de cliquetis en temps et en fréquence.



# Principales notations

## Variables

$A_{cyl}$	: Alésage du cylindre	[ $m$ ]
$a$	: Valeur du rapport $IMPG/IMPO$	[ $^{\circ}V^{-1}$ ]
$A_{u,s,g}$	: Constante caractérisant l'amplitude du mode $u/s/g$	[ $^{\circ}V^{-1}$ ]
$C_f$	: Paramètre dans le modèle de délai d'ignition	[ $-$ ]
$c_o$	: Vitesse du son dans un milieu	[ $m/s$ ]
$D_c$	: Distance entre le centre de la culasse et le capteur de pression	[ $m$ ]
$d_s$	: Substitution en diesel	[ $\%$ ]
$F$	: Fréquence d'apparition d'une séquence dans le sens direct de parcours	[ $-$ ]
$f_r^i$	: Probabilité d'apparition d'une séquence quelconque	[ $-$ ]
$f_{u,s,g}$	: Fréquence des oscillations de pression	[ $Hz$ ]
$g$	: Nombre de surfaces nodales rencontrées selon la coordonnée axiale	[ $-$ ]
$h$	: Hauteur du cylindre	[ $-$ ]
$J_s(\beta_{u,s} \cdot r)$	: Valeur en $\beta_{u,s} \cdot r$ de la fonction Bessel de première espèce et d'ordre $s$	[ $-$ ]
$k_{ID}$	: Paramètre dans le modèle de délai d'ignition	[ $-$ ]
$L$	: Longueur d'une séquence	[ $-$ ]
$M$	: Facteur de forme de la loi de Wiebe	[ $-$ ]
$\dot{m}$	: Débit massique	[ $kg/s$ ]
$N$	: Nombre de cycles	[ $-$ ]
$n$	: Nombre de niveaux	[ $-$ ]
$P$	: Puissance mécanique	[ $W$ ]
$p$	: Pression	[ $MPa$ ] ou [ $Pa$ ] ou [ $bar$ ] ou [ $atm$ ]
$\tilde{p}$	: Pression filtrée	[ $MPa$ ] ou [ $Pa$ ] ou [ $bar$ ] ou [ $atm$ ]
$\bar{p}$	: Fonction enveloppe des oscillations de pression	[ $MPa$ ] ou [ $Pa$ ] ou [ $bar$ ] ou [ $atm$ ]
$Q$	: Quantité de chaleur	[ $J$ ]
$\hat{Q}$	: Quantité totale de chaleur dégagée dans une loi de Wiebe	[ $J$ ]
$R$	: Fréquence d'apparition d'une séquence dans le sens inverse de parcours	[ $-$ ]
$r$	: Coordonnée radiale	[ $m$ ]
$s$	: Nombre de surfaces nodales rencontrées selon la coordonnée radiale	[ $-$ ]

$S_g$	:	Entropie généralisée de Shannon	[—]
$T_{irr}$	:	Degré d'irréversibilité d'une série temporelle	[—]
$s$	:	Nombre de surfaces nodales rencontrées selon la coordonnée azimutale	[—]
$W_{ind}$	:	Travail indiqué	[ $J/cycle$ ]
$x_b$	:	Fraction brûlée	[—]
$z$	:	Coordonnée axiale	[ $m$ ]

## Constantes

$A$	:	Constante dans l'expression de la courbe enveloppe	[ $bar$ ]
$B$	:	Constante dans l'expression de la courbe enveloppe	[ $bar \cdot V$ ]
$k_1 - k_6$	:	Constantes dans le modèle de prédiction pour le dégagement de chaleur	[—]

## Indices et exposants

$adim$	:	Sans dimension
$cbg$	:	Combustible primaire, combustible gazeux
$cbp$	:	Combustible pilote
$d$	:	Combustion diffusante
$env$	:	Courbe enveloppe
$exp$	:	Issu des mesures
$fin$	:	Désigne la fin
$max$	:	Maximum
$pd$	:	Combustion rapide (prémélangée) du combustible pilote
$pg$	:	Combustion rapide (prémélangée) du combustible primaire
$pil$	:	Combustible pilote
$tot$	:	Total

## Lettres grecques

$\alpha$	:	Facteur de forme de l'enveloppe	[ $^{\circ}V^{-2}$ ]
$\beta$	:	Facteur de forme de l'enveloppe	[ $^{\circ}V^{-1}$ ]
$\beta_{u,s}$	:	$u^{\text{ième}}$ racine de $\frac{dJ_s(\beta_{u,s}A/2)}{dr} = 0$	[ $m^{-1}$ ]
$\gamma$	:	Rapport des chaleurs spécifiques	[—]
$\xi$	:	Angle de la fin de la fenêtre d'observation	[ $^{\circ}V$ ]
$\Delta\theta$	:	Durée de la combustion dans une loi de Wiebe	[ $^{\circ}V$ ]
$\theta$	:	Angle vilebrequin	[ $^{\circ}V$ ]
$\theta_0, \theta^{deb}$	:	Angle de début de la combustion dans une loi de Wiebe	[ $^{\circ}V$ ]
$\theta^{50}$	:	Angle correspondant à 50% de combustible brûlé	[ $^{\circ}V$ ]
$\theta_0^{ai}$	:	Angle de début de l'autoinflammation	[ $^{\circ}V$ ]
$\rho$	:	Masse volumique	[ $kg/m^3$ ]
$\Phi$	:	Richesse	[—]
$\phi$	:	Coordonnée azimutale	[ $rad$ ]

**Abréviations**

<i>AOSA</i>	:	Avance Ouverture Soupape d'Admission
<i>AOSE</i>	:	Avance Ouverture Soupape d'Echappement
<i>CLQ1 – CLQ4</i>	:	Fait référence à un des quatre points cliquetants
<i>EMN</i>	:	Ecole des Mines de Nantes
<i>GPL</i>	:	Gaz Pétrole Liquéfié
<i>IITM</i>	:	Indian Institute of Technology Madras
<i>IMPG</i>	:	Integral Modulus of Pressure Gradient
<i>IMPO</i>	:	Integral Modulus of Pressure Oscillation
<i>LGRP</i>	:	Linear Gaussian Random Processes
<i>MAPO</i>	:	Maximum Amplitude of Pressure Oscillation
<i>NND</i>	:	Noisy Nonlinear Dynamics
<i>PCI</i>	:	Pouvoir Calorifique Inférieur
<i>PMH</i>	:	Point Mort Haut
<i>RFSA</i>	:	Retard Fermeture Soupape d'Admission
<i>RFSE</i>	:	Retard Fermeture Soupape d'Echappement
<i>TF</i>	:	Transformée Fourier





# Conclusion générale

---

Les gaz à faible contenu énergétique, tels que le biogaz, le gaz de gazogène, le gaz de pyrolyse etc. représentent une alternative fiable pour la réduction de la consommation des combustibles fossiles. Etant obtenus des déchets municipaux ou issus de l'agriculture, ils participent aussi à la réduction des émissions de gaz à effet de serre. Toutefois, leur valorisation dans les moteurs à combustion interne s'avère difficile suite aux problèmes de stabilité de fonctionnement, d'un faible rendement et d'émissions polluantes élevées. Cependant, les moteurs dual-fuel limitent ces inconvénients, par l'utilisation d'une source d'allumage puissante et distribuée dans la charge.

Par ailleurs, l'utilisation des combustibles alternatifs dont le *PCI* est élevé dans les moteurs dual-fuel se traduit par des rendements thermiques élevés et par une diminution des émissions de gaz carbonique. L'emploi du *GPL* peut diminuer la consommation de combustibles fossiles, ainsi que les coûts de production de l'énergie produite. Malgré ces avantages, lors de la combustion, des régimes anormaux de fonctionnement peuvent s'instaurer dans le cylindre.

Les objectifs de cette étude ont été :

- De réaliser une étude du cycle thermodynamique des moteurs fonctionnant en dual-fuel.
- De réaliser un modèle prédictif du déroulement de la combustion.
- D'effectuer les essais expérimentaux permettant d'établir ce modèle.
- D'étudier les régimes anormaux de combustion.

## Etat de l'art

Une synthèse bibliographique a été réalisée et quatre étapes de combustion ont été mises en évidence :

1. Le délai d'ignition.
2. La combustion rapide du combustible pilote.
3. La combustion rapide du combustible primaire.
4. La combustion diffusante.

Le délai d'ignition est une étape importante pour le fonctionnement et les performances énergétiques et environnementales du moteur. Il dépend fortement des conditions de température et de pression dans le cylindre, mais aussi de l'injection. Habituellement, les modèles identifiés dans la littérature sont des corrélations initialement développées pour les moteurs à allumage par

compression et adaptés aux conditions spécifiques du dual-fuel. Une corrélation mise en place par Prakash et al. a été retenue et étendue comme suit :

- Les effets de la composition et de la nature du combustible primaire ont été introduits (cf. équation 2.7, page 71).
- L'avance à l'injection a été considérée (cf. équation 2.9, page 72).

Les modèles physiques de combustion identifiés dans la littérature peuvent être classés en deux catégories : thermodynamiques et multi-dimensionnels (3D). Les premiers prédominent et reposent usuellement sur l'utilisation des fonctions sigmoïdes, telles que la loi cosinus, la loi polynomiale ou la loi de Wiebe (cf. équation 1.22, page 43). Parfois, ils sont complétés avec des mécanismes de combustion (environ 200 réactions chimiques et une quarantaine d'espèces participantes). Les modèles sont adaptés à un combustible spécifique. L'imprécision annoncée est de l'ordre de 10%.

Nous avons proposé une nouvelle procédure d'analyse du dégagement de chaleur basée sur une combinaison de trois lois de Wiebe. Les paramètres angulaires de chaque loi de Wiebe sont identifiés par un heuristique (voir tableau 2.6, page 74), alors que le paramètre de forme et la quantité de chaleur sont déterminés par la méthode des moindres carrés.

## Base de données expérimentale

Le travail expérimental est indispensable à l'accomplissement d'une étude sur la combustion dual-fuel. L'ensemble des travaux identifiés dans la littérature est basé sur des résultats expérimentaux. En conséquence, un banc d'essais dual-fuel a été mis en place. Il repose sur un moteur diesel monocylindre *LISTER – PETTER* modifié. Par ailleurs, un deuxième banc d'essais, présent à l'*Indian Institute of Technology Madras*, a été utilisé et nous a permis de comparer les résultats (délai d'ignition et paramètres des trois lois de Wiebe) avec ceux issus du banc *LISTER – PETTER*.

Plusieurs combustibles primaires sont synthétisés, à savoir du biogaz (trois compositions distinctes), du gaz de gazogène et du *GPL*. Les compositions de biogaz et de gaz de gazogène sont consistantes avec celles issues des stations d'épuration d'eaux ou de la gazéification des déchets organiques. Le *GPL*, un combustible alternatif, est utilisé pour étudier la combustion dual-fuel avec des gaz réactifs avec un *PCI* élevé. Ces gaz peuvent entraîner des régimes de combustion détonants, dangereux pour le moteur.

Les essais sont effectués à charge constante (comprise entre 50% et 80%) et à substitution en diesel variable.

## Analyse de la combustion

### 1. Délai d'ignition

Le délai d'ignition mesuré décroît quand la substitution en diesel et la charge augmentent, pour l'ensemble des combustibles. Par ailleurs, les valeurs déterminées lorsque le *GPL* est utilisé, sont inférieures à celles obtenues pour les autres combustibles simulés.

Le modèle de prédiction évalue les valeurs du délai d'ignition avec un écart absolu, par rapport aux valeurs expérimentales, inférieur à  $1^\circ V$ , pour l'ensemble des combustibles, des

charges et des substitutions simulés. En outre, on a constaté que l'appellation de constantes attribuée par Prakash et al. pour  $C_f$  et  $k$  n'est plus adaptée (cf. équations 3.2 et 3.3, page 87), car des variations selon le type de combustible et la charge de fonctionnement ont été mises en évidence.

## 2. Combustion effective

Pour l'ensemble des combustibles simulés, l'analyse de la combustion effective a été réalisée en utilisant la procédure basée sur une combinaison de trois lois de Wiebe. Ainsi, pour la première étape de combustion on a observé que, lorsque la substitution en diesel augmente, le dégagement de chaleur reste quasi-constant (cf. figures 3.10, page 96 et 4.7, page 135). Puis, pour des augmentations plus importantes, la quantité de chaleur dégagée lors de cette étape, ainsi que la valeur maximale de la vitesse de combustion, diminue d'une manière linéaire. Lors de la valorisation des biogaz, cette limite se situe aux alentours de 60% de substitution en diesel. En outre, les valeurs maximales du dégagement de chaleur sont quasiment identiques pour la totalité des combustibles simulés.

Le dégagement de chaleur lors de la deuxième étape de combustion devient plus intense quand la substitution en diesel augmente (cf. figures 3.10, page 96 et 4.7, page 135). Toutefois, lorsque le biogaz est utilisé, il existe un palier constant pour les substitutions inférieures à 50%. Puis, la quantité de chaleur et la vitesse maximale de combustion augmentent linéairement avec la substitution en diesel.

On a également constaté que les vitesses maximales de combustion sont nettement supérieures lorsque le *GPL* est utilisé comme combustible primaire (cf. figures 3.6, page 90 et 4.3, page 130). A titre d'exemple, pour les substitutions avoisinant 80%, des vitesses, quatre fois plus élevées, ont été déterminées par rapport au fonctionnement avec du biogaz. Ceci a entraîné, d'ailleurs, l'apparition de régimes anormaux de combustion dans le cylindre.

Des constatations reprises ci-avant, on a créé un modèle prédictif pour le dégagement de chaleur issu d'un moteur dual-fuel opérant avec du biogaz. Ce modèle utilise une loi de Wiebe pour chaque étape de la combustion effective (cf. figure 2.11(b), page 75).

De la même manière, pour le cas de l'utilisation du *GPL* un modèle prédictif complet pour la combustion dual-fuel a été proposé. Malgré une structure assez proche entre les modèles présentés pour le biogaz et pour le *GPL*, une unification n'a pas été possible suite à la nature très différente des combustibles simulés.

Les deux modèles prédictifs ont été utilisés pour prédire la pression cylindre. Une erreur inférieure à 10% par rapport aux diagrammes expérimentaux est obtenue. De même, le travail indiqué fourni par le moteur a été prédit pour l'ensemble des essais réalisés avec du biogaz et du *GPL* (cf. figures 3.20, page 110 et 4.10, page 141).

## 3. Emissions polluantes

Les émissions de  $NO_x$  augmentent quand la substitution et la charge de fonctionnement augmentent. En outre, une dépendance entre la concentration de  $NO_x$  et la température maximale dans le cylindre (calculée avec le modèle prédictif de dégagement de chaleur) a été mise en évidence pour la création d'un modèle empirique prédictif (cf. équation 3.17, page 113). Ce modèle est très simple par rapport aux travaux issus de la littérature et re-

pose sur une dépendance de type Arrhenius. Les résultats simulés ont un degré de précision satisfaisant pour l'ensemble des essais.

L'évolution des émissions de monoxyde de carbone comporte un point de maximum pour une substitution en diesel située aux alentours de 60% (cf. figure 3.25, page 115). Ce type de variation est souvent rencontré dans la littérature et elle est causée par deux sources. La première source est représentée par les réactions de précombustion au sein du mélange primaire. Elles ont une cinétique très lente pour de faibles substitutions en diesel. La deuxième origine des  $CO$  provient du combustible primaire entraîné dans le spray pilote, spécialement lors de mauvaises combustions.

Le niveau des émissions d'hydrocarbures imbrûlés reste très élevé à charge partielle. Ceci est confirmé par la quasi-totalité des travaux dans la littérature. De plus, au fur et à mesure que le diesel est substitué avec du combustible primaire, les émissions augmentent (cf. figure 3.26, page 117). En conséquence, pour les charges simulées dans la fourchette 50%-70% la baie d'analyse a été saturée. A 80% de charge, l'évolution des émissions se réalise avec un point de maximum, pour les trois compositions de biogaz.

Enfin, les émissions de dioxyde de carbone, rapportées à la puissance indiquée du moteur, sont analysées. Pour éliminer les effets du dioxyde de carbone introduit initialement avec le biogaz, ces débits ont été soustraits des mesures. Ainsi, on a constaté que lorsque la substitution en diesel augmente, les émissions rapportées décroissent (cf. figure 3.27, page 119). A nouveau, la charge n'agit pas d'une manière significative sur les émissions de dioxyde de carbone.

Une succincte comparaison avec les autres filières de production d'énergie électrique est réalisée pour les émissions de  $CO_2$ . Elle révèle que les moteurs dual-fuel se situent bien parmi les meilleures technologies en terme d'émissions de  $CO_2$ .

#### 4. Régimes anormaux de fonctionnement

Lors des essais avec du  $GPL$ , un combustible particulièrement réactif, on a identifié l'apparition du cliquetis, un phénomène qui peut détruire le moteur selon son intensité. On a caractérisé ce régime anormal d'opération, sur deux plans : temporel et fréquentiel.

Sur le plan temporel, à partir d'une relation entre deux indicateurs expérimentaux, on a mis en évidence que l'amortissement des oscillations est régi par une courbe enveloppe, dont l'équation peut être déterminée analytiquement. Cette courbe est basée uniquement sur trois paramètres spécifiques (cf. équation 4.32, page 157).

Sur le plan fréquentiel, l'analyse de Draper a été adaptée au cas des moteurs dual-fuel. On a constaté que l'utilisation des 5 modes d'oscillation permet de reconstituer avec une précision satisfaisante le spectre de fréquence du signal expérimental de cliquetis (cf. figure 4.30, page 163).

L'utilisation des deux analyses précédentes est suffisante pour la prédiction du signal de pression complet en régime cliquetant de fonctionnement dans un moteur dual-fuel (cf. figures 4.31, page 165 et 4.32, page 166).

Enfin, on a réalisé une étude sur le caractère chaotique du cliquetis dans le moteur *LISTER*—

*PETTER*. Cette étude est originale et repose sur l'utilisation des concepts tels que la symbolisation d'une série temporelle et l'entropie de Shannon.

## Perspectives

L'intérêt économique d'une installation dual-fuel est moindre si elle ne permet pas de traiter des quantités importantes de gaz primaire. Par conséquent, il serait intéressant de réaliser une optimisation de la quantité de combustible pilote. Aujourd'hui, les systèmes d'injection sont devenus très performants au niveau du contrôle du début/fin de l'injection, ainsi que de la loi d'après laquelle elle s'effectue. En outre, les pressions en amont de l'injecteur se situent aux alentours de 2000 *bar*, des valeurs propices pour la formation des gouttes injectées d'une taille très fine. L'utilisation de pressions aussi élevées couplée éventuellement avec des filtres à particules diminuerait drastiquement les quantités rejetées à l'atmosphère. Par ailleurs, une étude expérimentale sur les émissions de particules, ainsi que l'établissement de stratégies de réduction des émissions de  $NO_x$ ,  $CO$ ,  $CO_2$  et  $THC$ , serait essentielle.

Lorsque des combustibles primaires plus réactifs sont employés, les moteurs dual-fuel peuvent fonctionner en régimes anormaux de combustion. Ainsi, les études temporelles et fréquentielles sur le cliquetis pourraient être couplées en utilisant la théorie des ondelettes. Ensuite, par la définition d'une grandeur ne nécessitant pas une mesure intrusive, ces aspects pourraient être implémentés dans la réalisation d'un capteur pour la détection cliquetis. Il pourrait être intégré dans les systèmes de contrôle-commande des moteurs dual-fuel, voire des moteurs à allumage commandé présents dans l'industrie automobile.

Enfin, la réalisation d'une campagne de mesures exhaustive compléterait l'analyse de l'irréversibilité. En effet, l'enregistrement de séquences de plusieurs milliers de cycles, permettrait de choisir un type de modèle adapté pour l'étude des variations cycliques dans les moteurs dual-fuel.



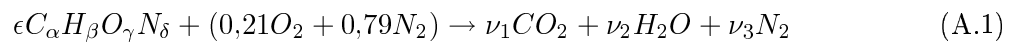
## Annexe A

# Modélisation de la formation de polluants

---

### A.1 Considérations générales

Suite à une combustion, on obtient de la chaleur et des produits de réaction. A la stœchiométrie, les produits de réaction sont de la vapeur d'eau et du dioxyde de carbone, ainsi que de l'azote, si on néglige les réactions de dissociations-recombinaisons des produits. L'équation A.1 [46] présente cette réaction de combustion pour un combustible généralisé contenant du carbone, de l'hydrogène, de l'oxygène et de l'azote :



où :

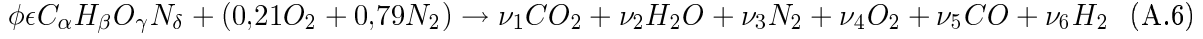
$$\nu_1 = \frac{0,21 \cdot \alpha}{\alpha + 0,25\beta - 0,5\gamma} \quad (\text{A.2})$$

$$\nu_2 = \frac{0,105 \cdot \beta}{\alpha + 0,25\beta - 0,5\gamma} \quad (\text{A.3})$$

$$\nu_3 = 0,79 + \frac{0,105 \cdot \delta}{\alpha + 0,25\beta - 0,5\gamma} \quad (\text{A.4})$$

$$\epsilon = \frac{0,21}{\alpha + 0,25\beta - 0,5\gamma} \quad (\text{A.5})$$

En réalité, les réactions de combustion ne se produisent pas toujours à la stœchiométrie. Dans les moteurs diesel par exemple, la régulation de la charge se fait en mélange pauvre [61]. Ainsi, le processus théorique de combustion se déroule comme suit :



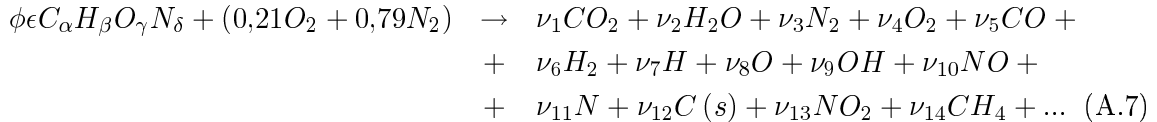
On observe que de nouveaux produits de réaction peuvent se former suite à cette réaction chimique. Le tableau A.1 [46] donne les coefficients de la réaction en fonction de la richesse  $\phi$  du mélange qui brûle.

Espèce	$\phi \leq 1$	$\phi > 1$
$CO_2$	$\alpha\phi\epsilon$	$\alpha\phi\epsilon - \nu_5$
$H_2O$	$\frac{\beta\phi\epsilon}{2}$	$0,42 - \phi\epsilon(2\alpha - \gamma) + \nu_5$
$N_2$	$0,79 + \frac{\delta\phi\epsilon}{2}$	$0,79 + \frac{\delta\phi\epsilon}{2}$
$O_2$	$0,21(1 - \phi)$	0
$CO$	0	$\nu_5$
$H_2$	0	$0,42(\phi - 1) - \nu_5$

TAB. A.1 – Coefficients des produits de combustion pour le processus théorique et complet [46].

On identifie deux situations. Pour un mélange riche ( $\phi > 1$ ), on ne retrouve plus d'oxygène dans les produits de réaction, car il est entièrement consommé dans la réaction, mais on trouve du monoxyde de carbone  $CO$  un gaz combustible issu de l'oxydation incomplète des atomes de carbone. Par contre, pour un mélange pauvre ( $\phi < 1$ ), tous les composants combustibles brûlent entièrement et donc il ne reste plus de monoxyde de carbone ou d'hydrogène dans les gaz brûlés.

Du fait que la réaction de combustion n'est pas complète, des réactions de dissociations et de recombinaisons co-existent (même après le front de flamme). De plus, il existe plusieurs réactions parallèles qui mènent à des produits de combustion incomplète. Il s'agit principalement des émissions de  $NO_x$ , de  $CO$ , d'hydrocarbures imbrûlés  $THC$  et de particules. L'équation A.7 [46], [61] décrit le processus de combustion d'un mélange air-combustible en conditions réelles :



Pour une telle réaction, l'état d'équilibre (et donc la valeur de la concentration de chaque produit de réaction) s'obtient en écrivant l'expression de l'énergie libre de Gibbs et en minimisant cette valeur par espèce [46], [61].

## A.2 Mécanismes de formation du $NO_x$

### A.2.1 Formation du monoxyde d'azote *thermique*

Le mécanisme de *Zeldovich* consiste en deux réactions chimiques (A.8 et A.9) et il est couplé à la combustion à l'aide des espèces comme le  $O_2$ , le  $O$  et le  $OH$ . Une troisième réaction (A.10) a été ajoutée par Lavoie [118] dans le mécanisme.







Pour le mécanisme de Zeldovich, le mécanisme le plus souvent utilisé pour la prédiction du  $NO$ , les constantes de vitesse dans le sens direct ou inverse varient selon les différents auteurs. Le tableau A.2, présente une synthèse des constantes utilisées dans différentes études et illustre bien ce fait. Le choix des constantes n'est pas sans conséquence sur les résultats de simulation.

Une fois déterminées les constantes de vitesse, le taux de production de  $NO$  peut s'écrire conformément à l'équation A.11 [61]:

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_1 [N_2] [O] - k_2 [NO] [N] + k_3 [N] [O_2] - k_4 [NO] [O] + k_5 [N] [OH] - k_6 [NO] [H] \quad (\text{A.11})$$

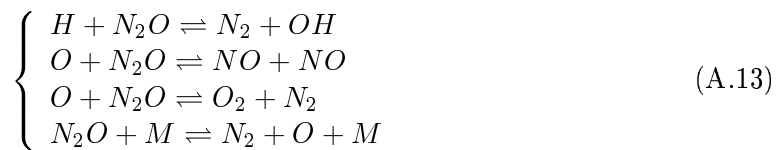
où les crochets désignent des concentrations en  $mole/cm^3$ . L'hypothèse réalisée sur l'état stationnaire des atomes d'azote se traduit en :

$$\frac{d[N]}{dt} = 0 \quad (\text{A.12})$$

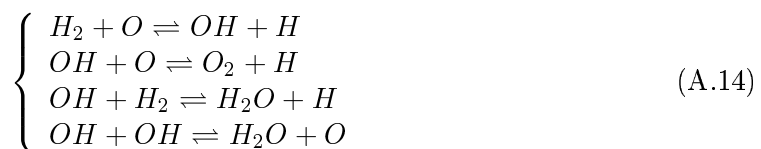
Cette hypothèse est proche de la réalité car la concentration des atomes d'azote est faible par rapport aux autres espèces [61], [120]. Pour plus de précisions sur le calcul des émissions de  $NO_x$ , le lecteur peut se rapporter à la référence [121].

Le mécanisme de Zeldovich, formé des équations A.8 - A.10, a été complété avec 13 autres réactions, comme suit :

1. Quatre réactions impliquant le  $N_2O$  :



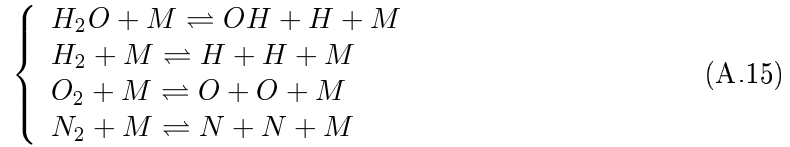
2. Quatre réactions qui impliquent le  $OH$ , le  $O$  et le  $H$  :



	Réaction	Constante de vitesse [ $cm^3/mol/s$ ]	Source
(1)	$N_2 + O \rightarrow N + NO$	$k_1 = 7,60 \times 10^{13} \exp(-38000/T)$ $k_1 = 1,90 \times 10^{14} \exp(38372/T)$ $k_1 = 1,80 \times 10^{13} \exp(-38370/T)$	Heywood [61] Drake [40] Turns [137]
(2)	$N + NO \rightarrow N_2 + O$	$k_1 = 1,20 \times 10^{13}$ $k_2 = 3,10 \times 10^{13} \exp(-160/T)$ $k_2 = 1,60 \times 10^{13}$ $k_2 = 1,32 \times 10^{13}$ $k_2 = 3,27 \times 10^{12} T^{0,3}$ $k_2 = 2,70 \times 10^{11}$ $k_2 = 3,80 \times 10^{13} \exp(-425/T)$	Lavoie [88] Annand [11] Heywood [61] Daneshyar [30] Miller [100] Ferguson [46] Turns [137]
(3)	$N + O_2 \rightarrow NO + O$	$k_3 = 1,20 \times 10^{13} \exp(-3573/T)$ $k_3 = 6,40 \times 10^9 T \exp(-3125/T)$ $k_3 = 6,40 \times 10^9 T \exp(-3150/T)$ $k_3 = 1,81 \times 10^8 T^{1,5} \exp(-3000/T)$ $k_3 = 6,40 \times 10^9 T \exp(3160/T)$ $k_3 = 1,10 \times 10^{14} T \exp(-3150/T)$ $k_3 = 1,80 \times 10^{10} T \exp(-4680/T)$	Lavoie [88] Annand [11] Heywood [61] Daneshyar [30] Miller [100] Ferguson [46] Turns [137]
(4)	$NO + O \rightarrow O_2 + N$	$k_4 = 1,50 \times 10^9 T \exp(-19500/T)$ $k_4 = 2,40 \times 10^9 T \exp(19445/T)$ $k_4 = 3,80 \times 10^9 T \exp(-20820/T)$	Heywood [61] Drake [40] Turns [137]
(5)	$N + OH \rightarrow NO + H$	$k_5 = 4,20 \times 10^{13}$ $k_5 = 4,20 \times 10^{13}$ $k_5 = 4,20 \times 10^{13}$ $k_5 = 4,20 \times 10^{13}$ $k_5 = 3,80 \times 10^{13}$ $k_5 = 7,00 \times 10^{11}$ $k_5 = 7,10 \times 10^{13} \exp(-450/T)$	Lavoie [88] Annand [11] Heywood [61] Daneshyar [30] Miller [100] Ferguson [46] Turns [137]
(6)	$NO + H \rightarrow N + OH$	$k_6 = 2,00 \times 10^{14} \exp(-23650/T)$ $k_6 = 1,30 \times 10^{14} T \exp(24760/T)$ $k_6 = 1,70 \times 10^{13} \exp(-24560/T)$	Heywood [61] Drake [40] Turns [137]

TAB. A.2 – Constantes de vitesse des réactions du mécanisme de Zeldovich.

3. Quatre réactions de dissociation :



4. Une réaction pour le monoxyde de carbone dominant, complète le mécanisme :



Annand [11] a vérifié le poids de chaque équation du mécanisme *étendu* contenant 16 équations. Trois conclusions principales ont été tirées :

1. Les réactions contenant l'espèce  $N_2O$  peuvent être ignorées en faisant une faible erreur dans la prédiction du  $NO$ .
2. La réaction A.10 ne peut pas être ignorée car les erreurs sont importantes (15%, pouvant aller jusqu'à 45% pour les mélanges riches).
3. L'hypothèse réalisée sur l'état stationnaire des atomes d'azote et les molécules de  $N_2O$  est valable pour le domaine de fonctionnement du moteur utilisé.

Le même auteur fournit les valeurs des constantes de vitesse pour les 13 réactions ajoutées dans le sens direct.

Réaction		Constante de vitesse [ $cm^3/mole/s$ ]
Equations A.13	$H + N_2O \rightarrow N_2 + OH$	$k = 3,0 \times 10^{13} \exp(-5350/T)$
	$O + N_2O \rightarrow NO + NO$	$k = 3,2 \times 10^{15} \exp(-18900/T)$
	$O + N_2O \rightarrow O_2 + N_2$	$k = 3,2 \times 10^{15} \exp(-18900/T)$
	$N_2O + M \rightarrow N_2 + O + M$	$k = 1,0 \times 10^{15} \exp(-30500/T)$
Equations A.14	$H_2 + O \rightarrow OH + H$	$k = 3,0 \times 10^{13} \exp(-4900/T)$
	$OH + O \rightarrow O_2 + H$	$k = 1,3 \times 10^{13}$
	$OH + H_2 \rightarrow H_2O + H$	$k = 2,2 \times 10^{13} \exp(-2575/T)$
	$OH + OH \rightarrow H_2O + O$	$k = 5,8 \times 10^{12} \exp(-390/T)$
Equations A.15	$H_2O + M \rightarrow OH + H + M$	$k = 3,4 \times 10^{18} \exp(-61200/T)$
	$H_2 + M \rightarrow H + H + M$	$k = 3,1 \times 10^{15} \exp(-550200/T)$
	$O_2 + M \rightarrow O + O + M$	$k = 3,4 \times 10^{18} (1/T) \exp(-59000/T)$
	$N_2 + M \rightarrow N + N + M$	$k = 4,7 \times 10^{17} \sqrt{1/T} \exp(-112000/T)$
A.16	$CO + OH \rightarrow CO_2 + H$	$k = 4,2 \times 10^{11} \exp(-540/T)$

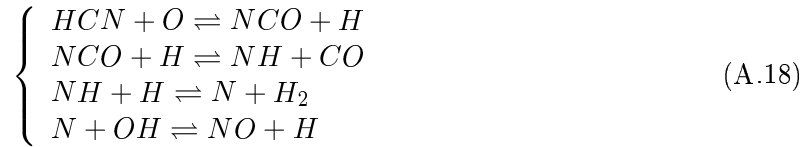
TAB. A.3 – Constantes de vitesse des réactions (sens direct) du mécanisme proposé par Annand, [11].

### A.2.2 Formation du monoxyde d'azote *prompt*

Le mécanisme *prompt* ou *Fenimore* est fortement lié à la combustion des hydrocarbures [137]. Fenimore a démontré qu'une quantité de  $NO$  se forme dans la zone de la flamme prémélangée laminaire avant que le  $NO$  *thermique* apparaisse. Le monoxyde d'azote formé de cette manière a été appelé *prompt*. Le mécanisme chimique de formation est décrit par les équations suivantes :



Pour des mélanges dont la richesse est inférieure à 1,2 la conversion du  $HCN$  en  $NO$  se réalise conformément au mécanisme décrit par les équations suivantes [25], [137] :



### A.2.3 Mécanisme intermédiaire $N_2O$

Pour des mélanges ayant une richesse inférieure à 0,8 et pour de basses températures, le mécanisme intermédiaire  $N_2O$  peut être écrit comme suit [25], [121], [137] :



où  $M$  désigne les radicaux libres.

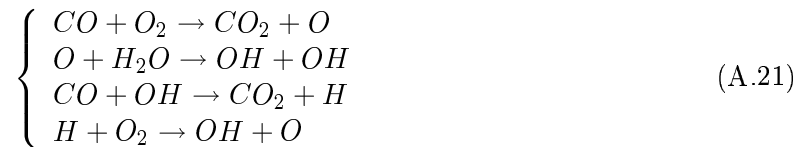
## A.3 Mécanismes de formation du $CO$ et du $CO_2$

Le mécanisme de formation du  $CO$  peut être résumé comme suit [25], [61], [121], [137] :



où  $R$  désigne le radical hydrocarbure.

Le monoxyde de carbone ainsi formé se transforme par oxydation en  $CO_2$ , mais avec une vitesse inférieure à celle de sa formation. Les réactions suivantes [137] résument ce mécanisme d'oxydation :



La première réaction du mécanisme est particulièrement lente et elle ne contribue pas d'une manière significative à la formation du  $CO_2$ . Le rôle de cette équation est plutôt d'initialiser

la chaîne [137], alors que la troisième réaction intervient dans sa propagation. Elle produit des radicaux  $H$  qui sont ensuite utilisés pour la formation de radicaux  $OH$  et  $O$ . Le tableau A.4 donne plusieurs valeurs trouvées dans la littérature pour la constante de vitesse dans le sens direct ou inverse de cette équation.

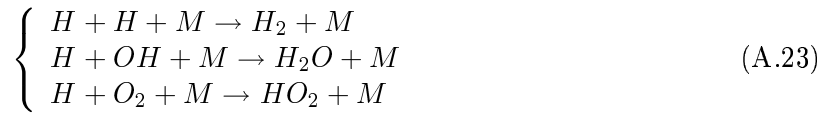
Réaction	Constante de vitesse [ $cm^3/mole/s$ ]	Source
(1) $CO + OH \rightarrow CO_2 + H$	$k_1 = 1,5 \times 10^7 T^{1,3} \exp(387/T)$	Drake [40]
	$k_1 = 5,6 \times 10^{11} \exp(-1080/T)$	Daneshyar [30]
	$k_1 = 4,2 \times 10^{11} \exp(-540/T)$	Annand [11]
(2) $CO_2 + H \rightarrow CO + OH$	$k_2 = 2,8 \times 10^{12} \exp(-22057/T)$	Drake [40]

TAB. A.4 – Constantes de vitesse de la troisième réaction du mécanisme de formation du CO.

Pour la même réaction, Heywood donne la constante d'équilibre exprimée en  $cm^3/mole/s$ :

$$k_{CO}^+ = 6,76 \times 10^{10} \exp\left(\frac{T}{1102}\right) \quad (A.22)$$

Vers la fin de la phase de détente des gaz brûlés, le système  $C - O - H$  est hors équilibre et il devient contrôlable par la cinétique des processus. Ferguson [46] précise que trois réactions deviennent dominantes et notamment la dernière équation présentée ci-après [46], [61]:



### Calcul des émissions de CO

En supposant que les espèces  $O$ ,  $OH$ ,  $O_2$  et  $CO_2$  sont à l'équilibre, la quantité de  $CO$  produite dans le processus de combustion peut être déterminée comme suit [120]:

$$\frac{d[CO]}{dt} = C - D[CO] \quad (A.24)$$

où :

$$C = R_1 + R_2 \quad (A.25)$$

$$D = \frac{R_1 + R_2}{[CO]_e} \quad (A.26)$$

$$R_1 = k_1 [CO]_e [OH]_e = k_2 [CO_2]_e [H]_e \quad (A.27)$$

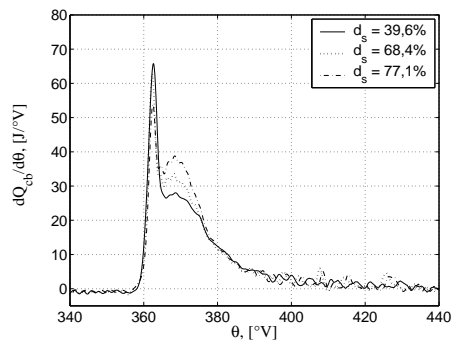
$$R_2 = k_3 [CO_2]_e [O]_e = k_4 [CO]_e [O_2]_e \quad (A.28)$$

La concentration de  $CO$  dans les fumées est obtenue par l'intégration de l'équation A.24. La concentration initiale du monoxyde de carbone est nécessaire. Elle peut être considérée comme égale à la concentration dans les gaz résiduels [120].

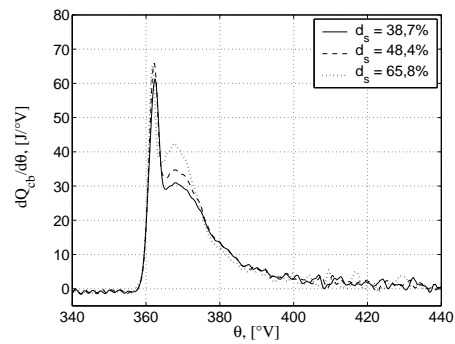


## Annexe B

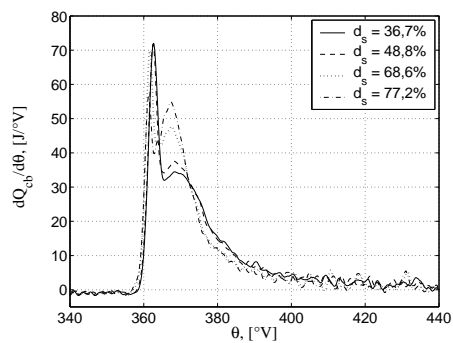
## Complément des résultats sur la combustion dual-fuel



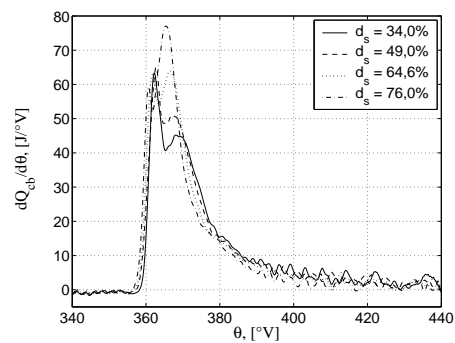
(a) Charge 50%.



(b) Charge 60%.

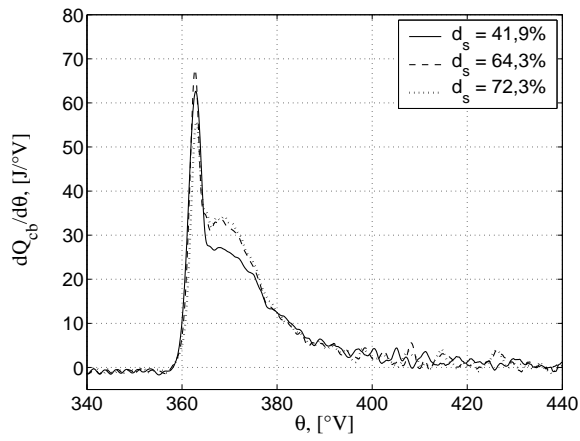


(c) Charge 70%.

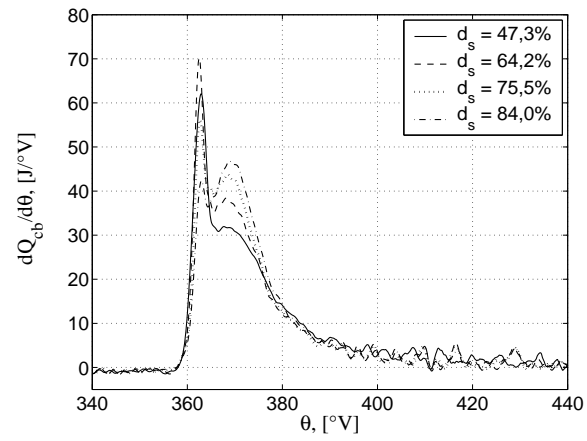


(d) Charge 80%.

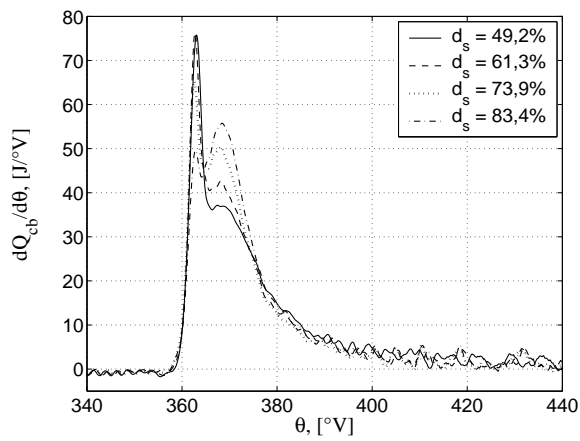
FIG. B.1 – Dégagements de chaleur calculés pour différentes charges et différentes substitutions diesel, lors du fonctionnement avec du biogaz BIO50.



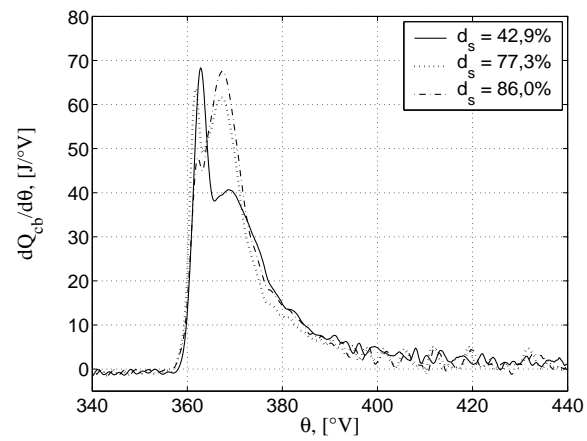
(a) Charge 50%.



(b) Charge 60%.



(c) Charge 70%.



(d) Charge 80%.

FIG. B.2 – Dégagements de chaleur calculés pour différentes charges et différentes substitutions diesel, lors du fonctionnement avec du biogaz BIO60.



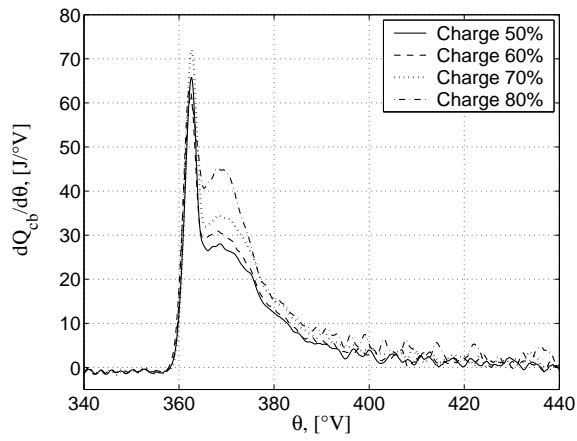
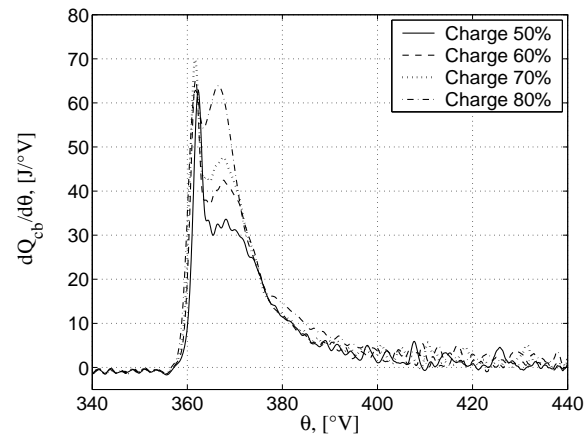
(a)  $d_s = 37\%$ (b)  $d_s = 66\%$ 

FIG. B.3 – *Impact de la charge sur le dégagement de chaleur pour une substitution en diesel constante lors du fonctionnement avec du biogaz BIO50.*

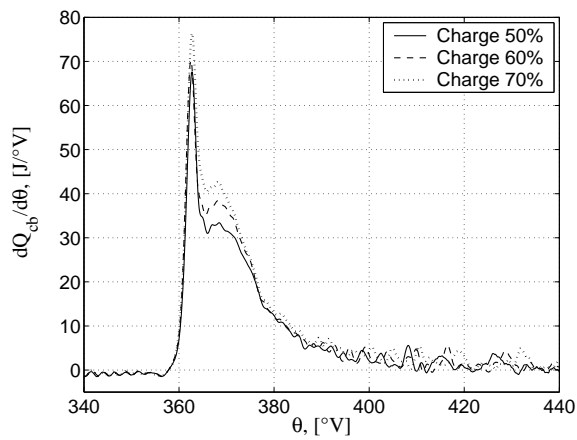
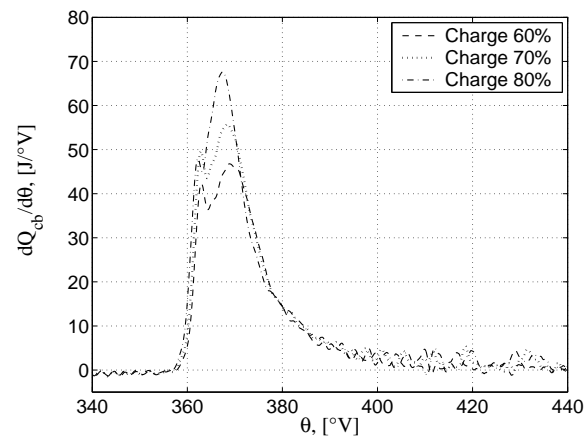
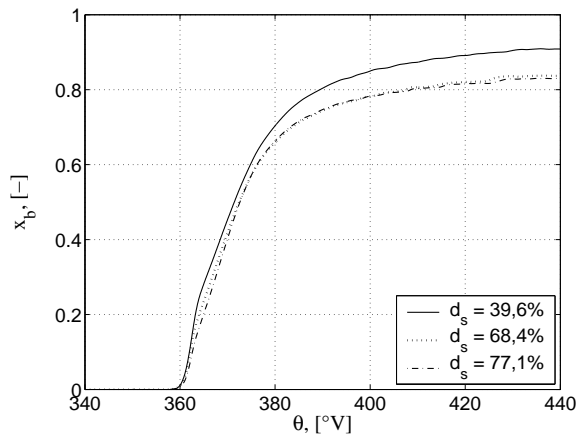
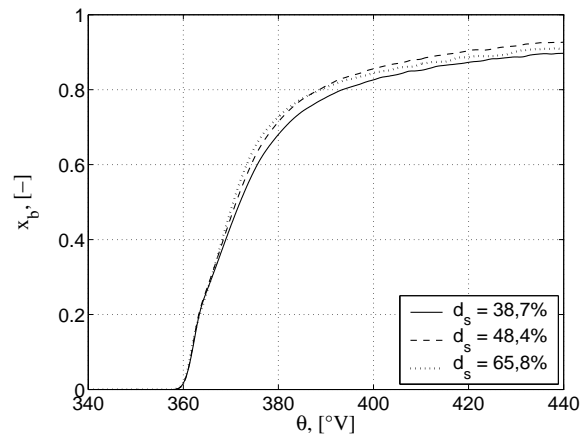
(a)  $d_s = 63\%$ (b)  $d_s = 85\%$ 

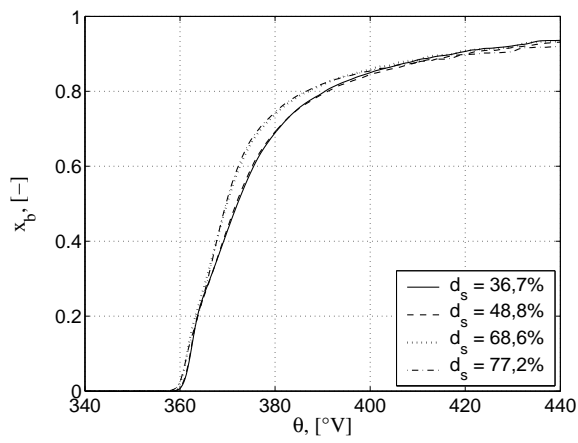
FIG. B.4 – *Impact de la charge sur le dégagement de chaleur pour une substitution en diesel contante lors du fonctionnement avec du biogaz BIO60.*



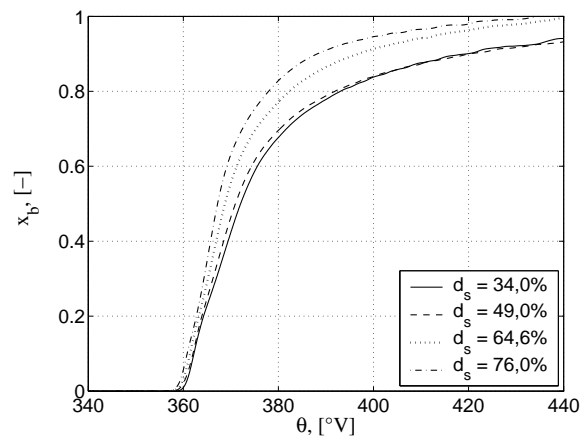
(a) Charge 50%.



(b) Charge 60%.

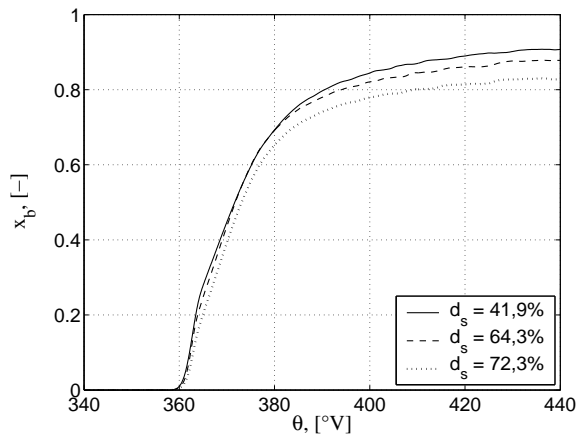


(c) Charge 70%.

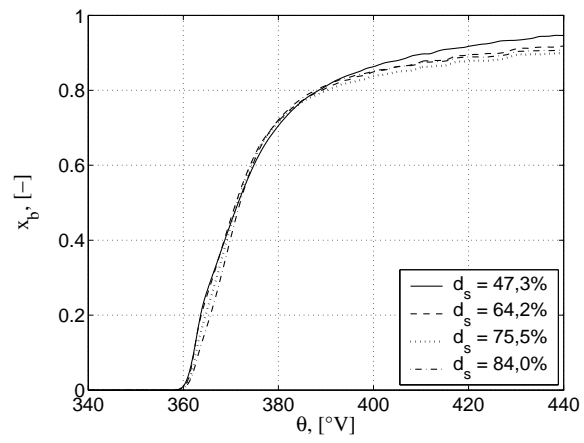


(d) Charge 80%.

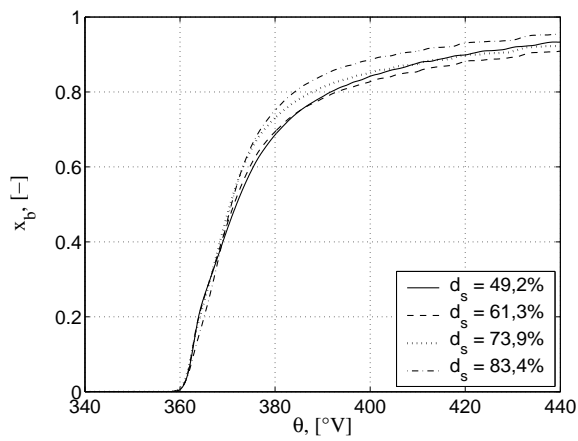
FIG. B.5 – Fraction brûlée lors du fonctionnement avec du biogaz BIO50.



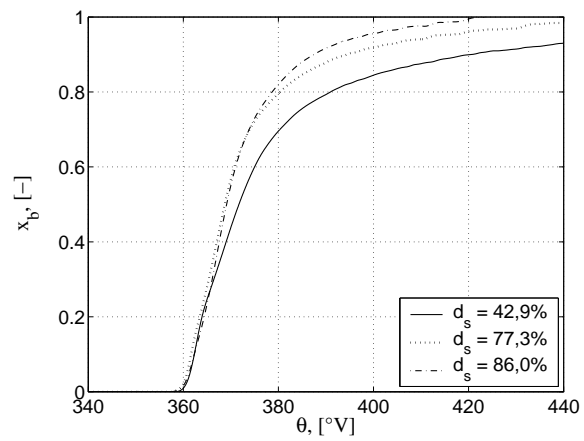
(a) Charge 50%.



(b) Charge 60%.

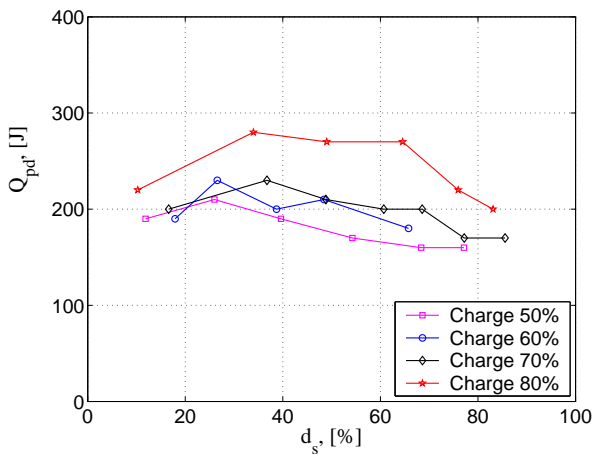


(c) Charge 70%.

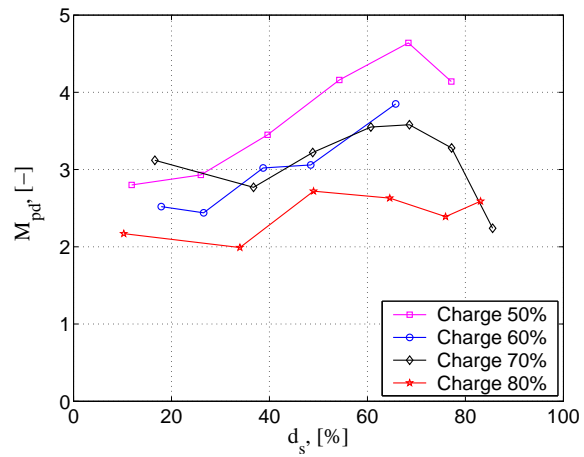


(d) Charge 80%.

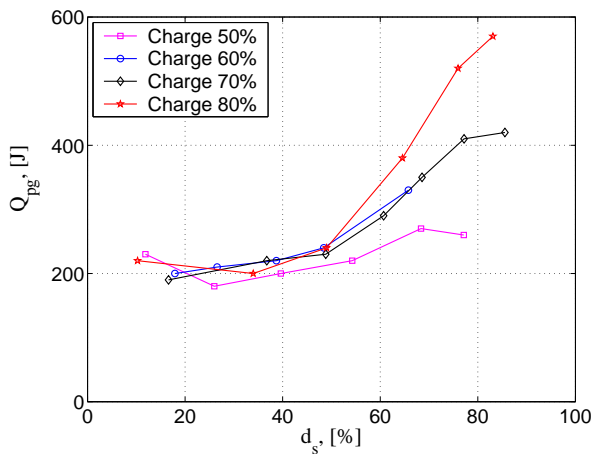
FIG. B.6 – Fraction brûlée lors du fonctionnement avec du biogaz BIO60.



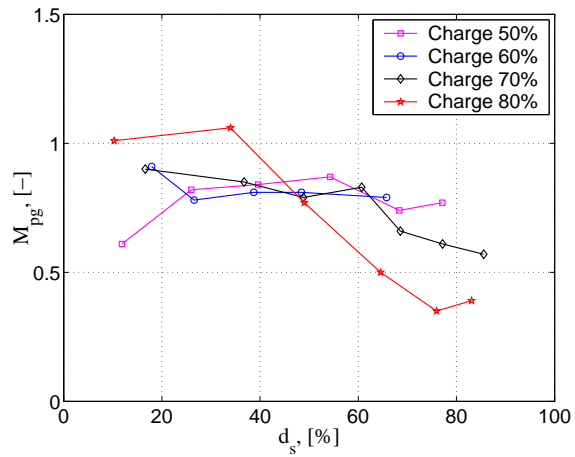
(a)  $\hat{Q}$  pour la première étape de combustion.



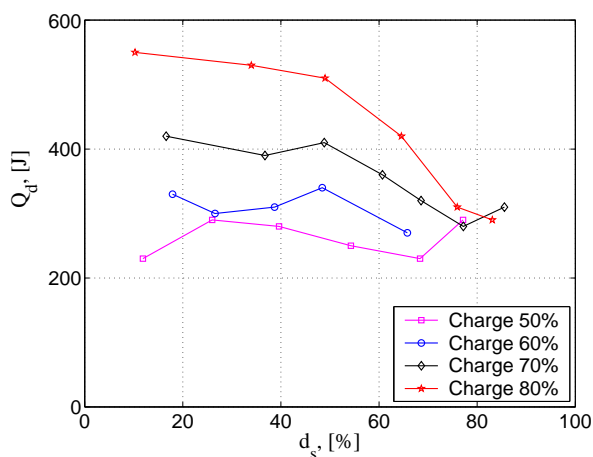
(b)  $M$  pour la première étape de combustion.



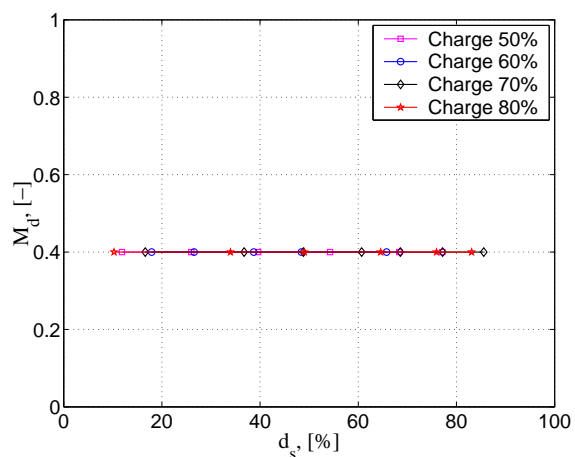
(c)  $\hat{Q}$  pour la deuxième étape de combustion.



(d)  $M$  pour la deuxième étape de combustion.



(e)  $\hat{Q}$  pour la troisième étape de combustion.



(f)  $M$  pour la troisième étape de combustion.

FIG. B.7 – Influence de la charge du moteur sur la quantité de chaleur modélisée et sur le facteur de forme de chaque étape de combustion. Le combustible primaire utilisé est du biogaz BIO50.

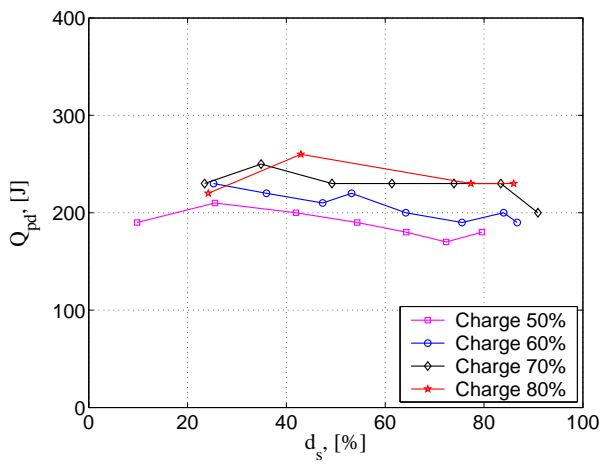
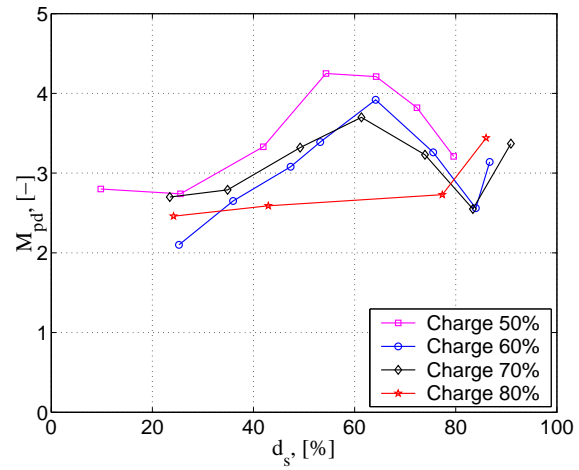
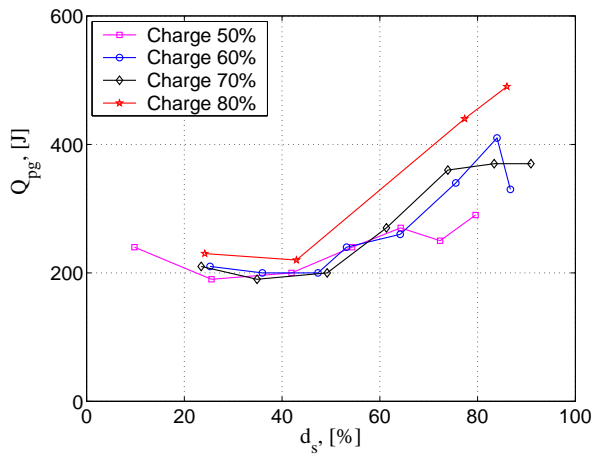
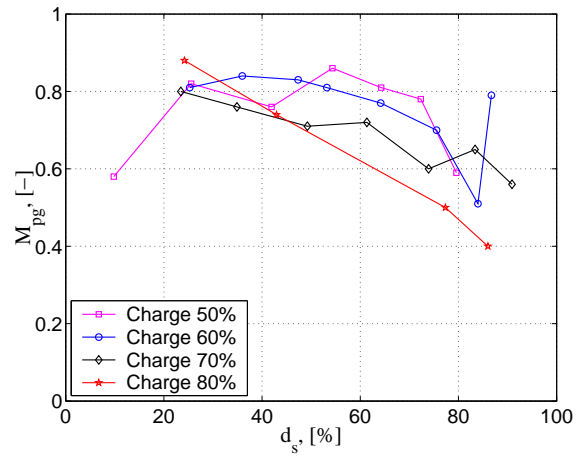
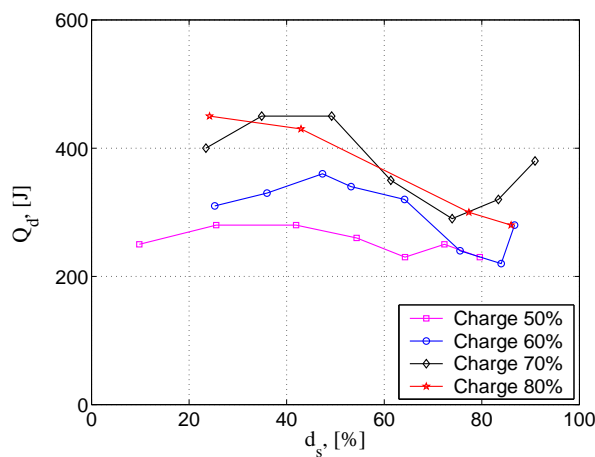
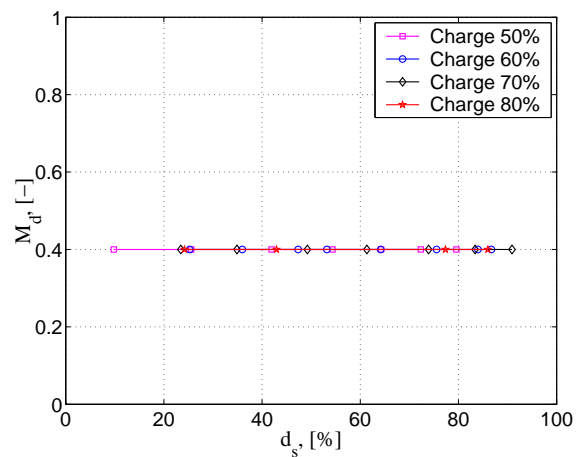
(a)  $\hat{Q}$  pour la première étape de combustion.(b)  $M$  pour la première étape de combustion.(c)  $\hat{Q}$  pour la deuxième étape de combustion.(d)  $M$  pour la deuxième étape de combustion.(e)  $\hat{Q}$  pour la troisième étape de combustion.(f)  $M$  pour la troisième étape de combustion.

FIG. B.8 – Influence de la charge du moteur sur la quantité de chaleur modélisée et sur le facteur de forme de chaque étape de combustion. Le combustible primaire utilisé est du biogaz BIO60.

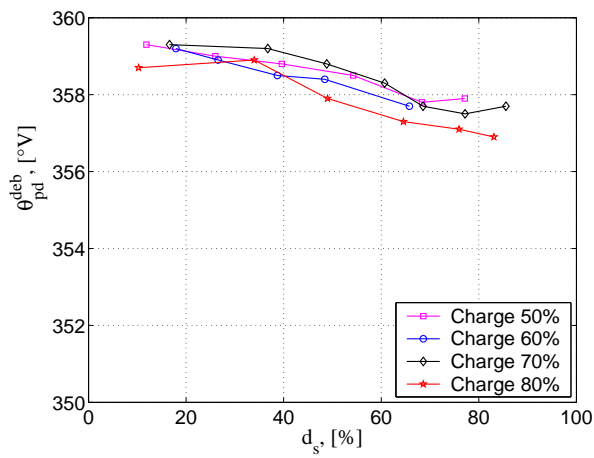
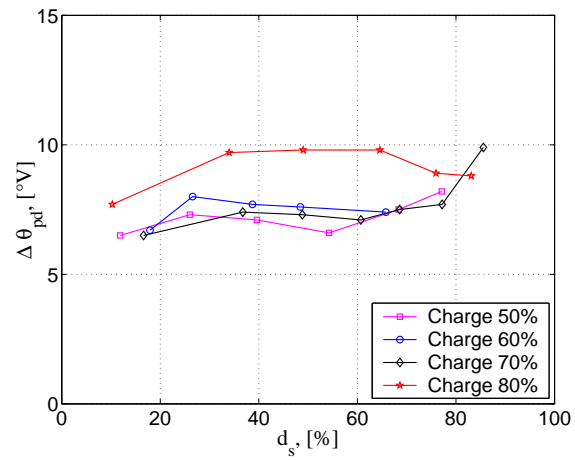
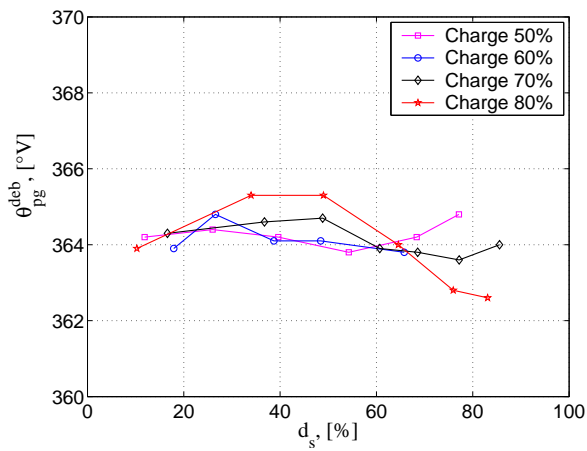
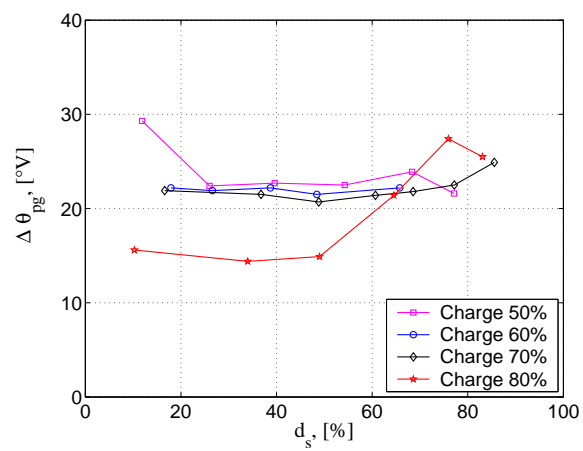
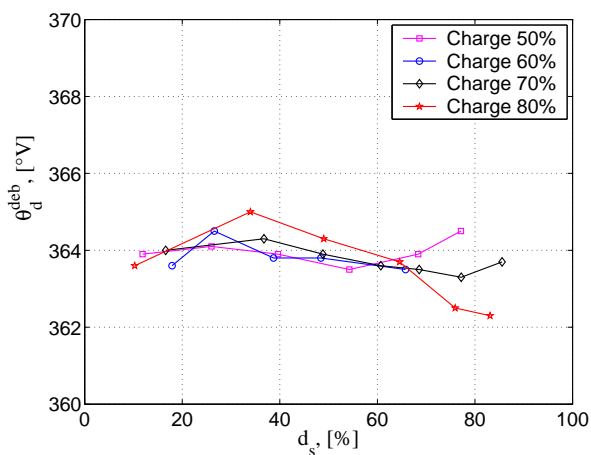
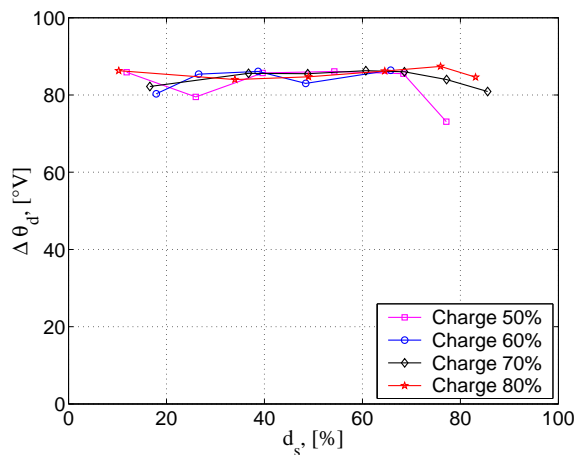
(a)  $\theta^{deb}$  pour la première étape de combustion.(b)  $\Delta\theta$  pour la première étape de combustion.(c)  $\theta^{deb}$  pour la deuxième étape de combustion.(d)  $\Delta\theta$  pour la deuxième étape de combustion.(e)  $\theta^{deb}$  pour la troisième étape de combustion.(f)  $\Delta\theta$  pour la troisième étape de combustion.

FIG. B.9 – Effet de la charge sur les angles de début de combustion et sur les durées de chaque étape de combustion lors du fonctionnement avec du biogaz BIO50.

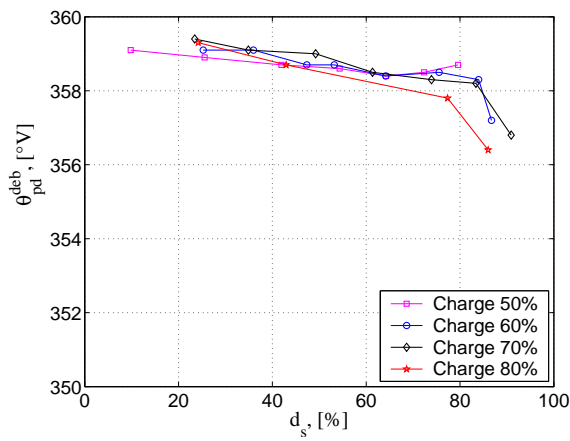
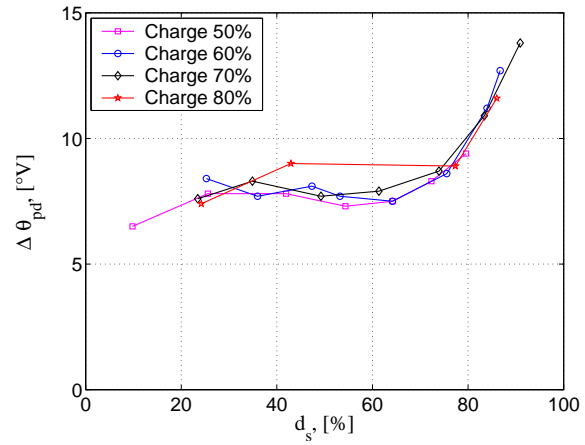
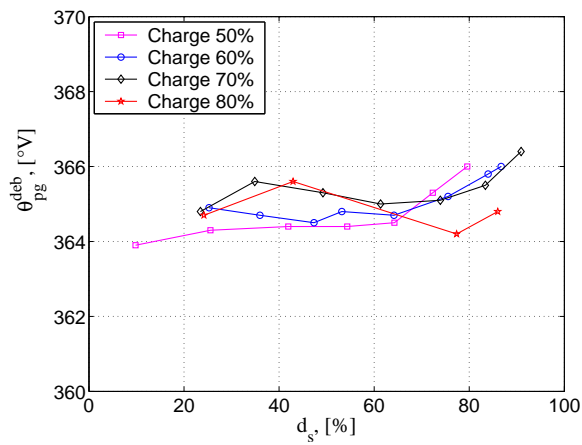
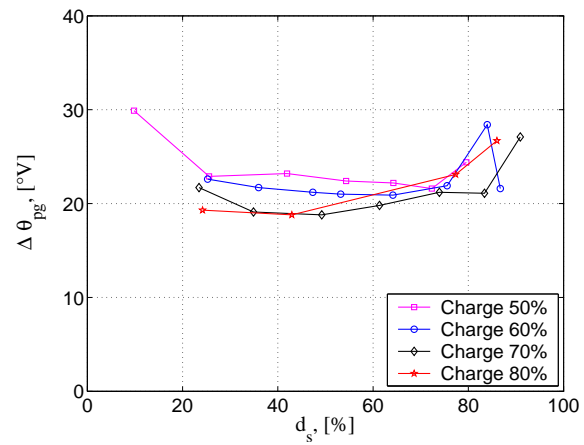
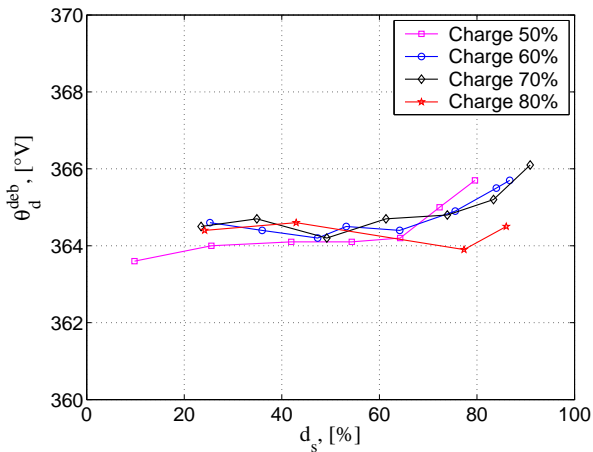
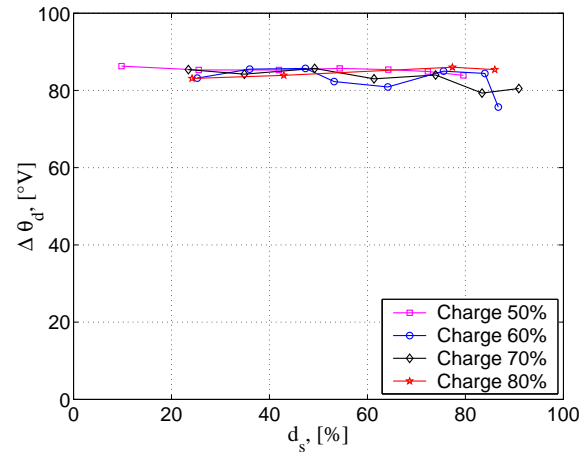
(a)  $\theta_{pd_i}^{deb}$  pour la première étape de combustion.(b)  $\Delta\theta_{pd_i}$  pour la première étape de combustion.(c)  $\theta_{pg}^{deb}$  pour la deuxième étape de combustion.(d)  $\Delta\theta_{pg}$  pour la deuxième étape de combustion.(e)  $\theta_d^{deb}$  pour la troisième étape de combustion.(f)  $\Delta\theta_d$  pour la troisième étape de combustion.

FIG. B.10 – Effet de la charge sur les angles de début de combustion et sur les durées de chaque étape de combustion lors du fonctionnement avec du biogaz BIO60.

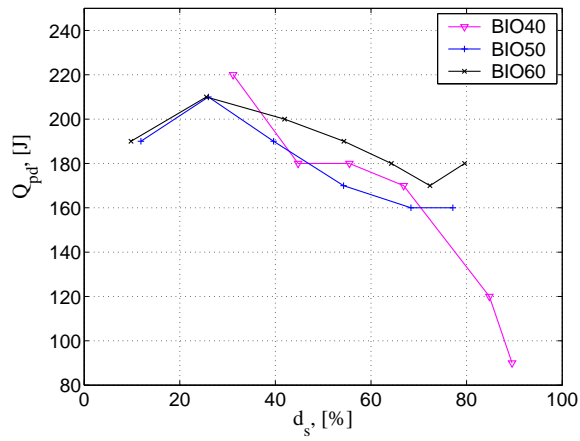
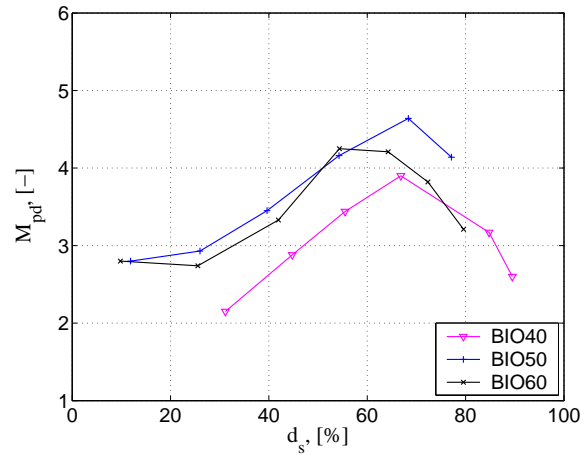
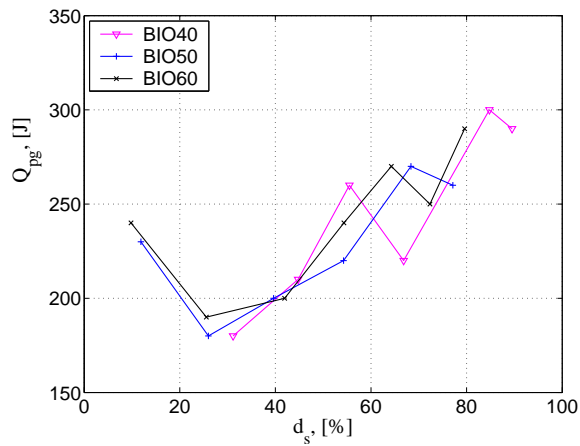
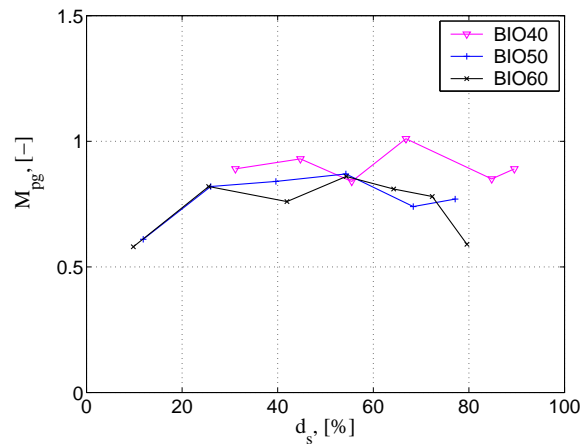
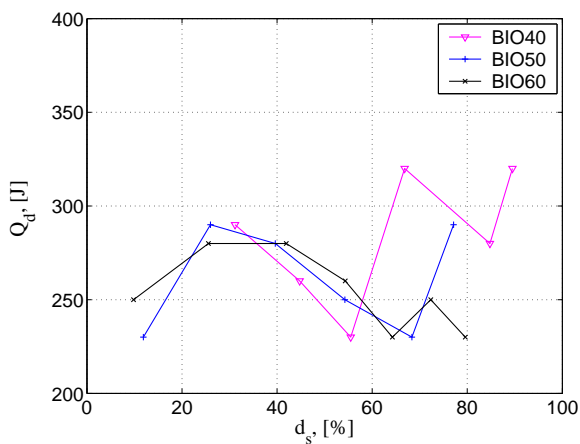
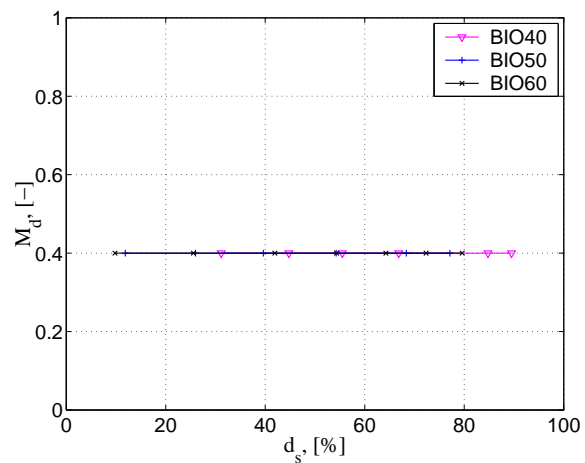
(a)  $\hat{Q}$  pour la première étape de combustion.(b)  $M$  pour la première étape de combustion.(c)  $\hat{Q}$  pour la deuxième étape de combustion.(d)  $M$  pour la deuxième étape de combustion.(e)  $\hat{Q}$  pour la troisième étape de combustion.(f)  $\hat{Q}$  pour la troisième étape de combustion.

FIG. B.11 – Effet de la composition du biogaz sur la quantité de chaleur modélisée et sur le facteur de forme lors du fonctionnement à 50% de charge.



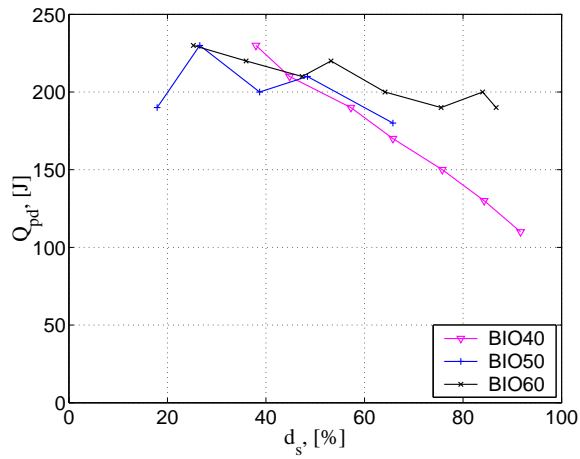
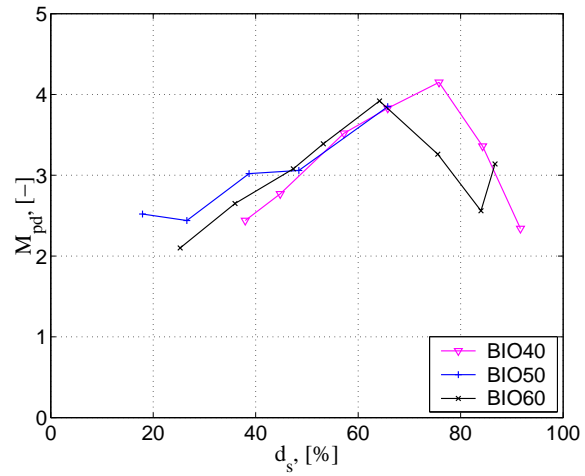
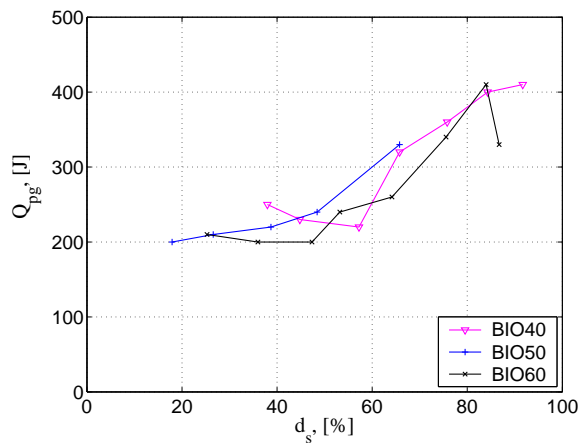
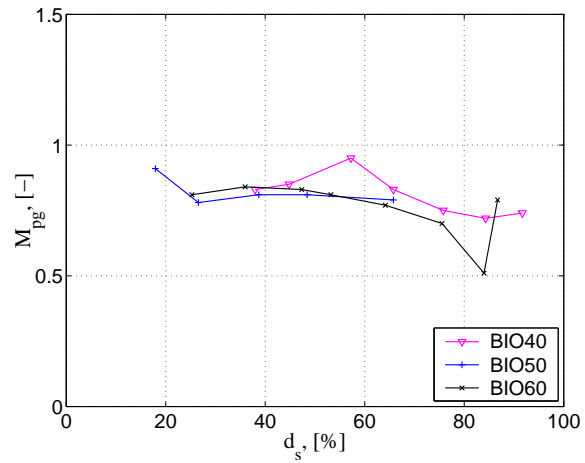
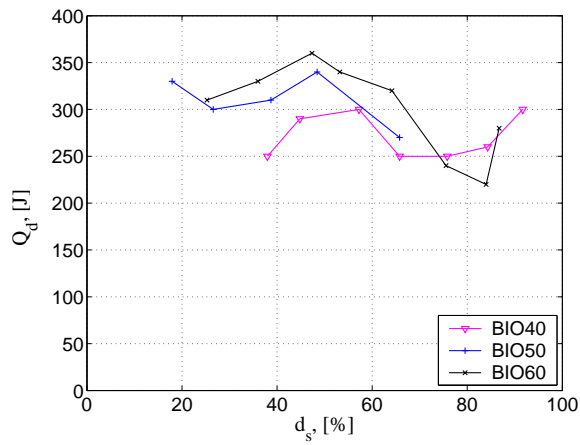
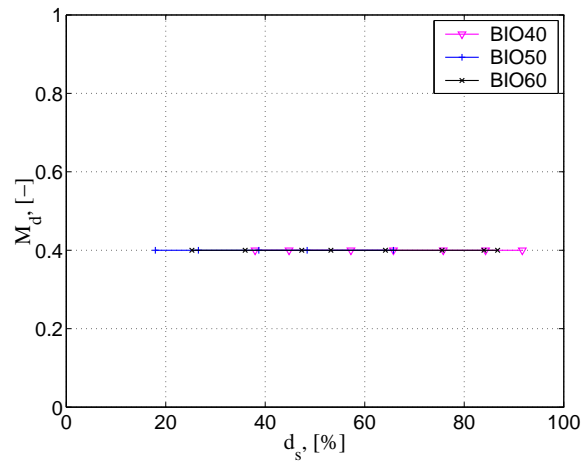
(a)  $\hat{Q}$  pour la première étape de combustion.(b)  $M$  pour la première étape de combustion.(c)  $\hat{Q}$  pour la deuxième étape de combustion.(d)  $M$  pour la deuxième étape de combustion.(e)  $\hat{Q}$  pour la troisième étape de combustion.(f)  $\hat{Q}$  pour la troisième étape de combustion.

FIG. B.12 – Effet de la composition du biogaz sur la quantité de chaleur modélisée et sur le facteur de forme lors du fonctionnement à 60% de charge.

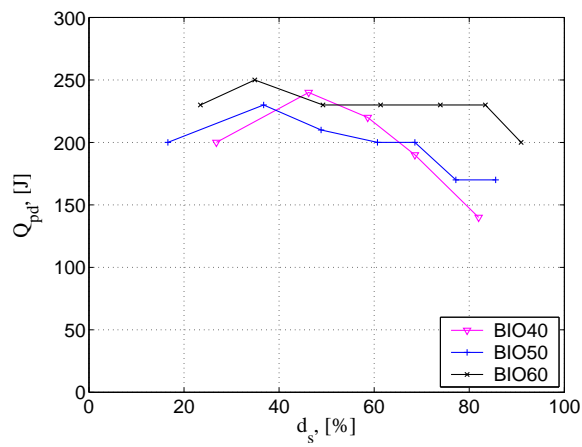
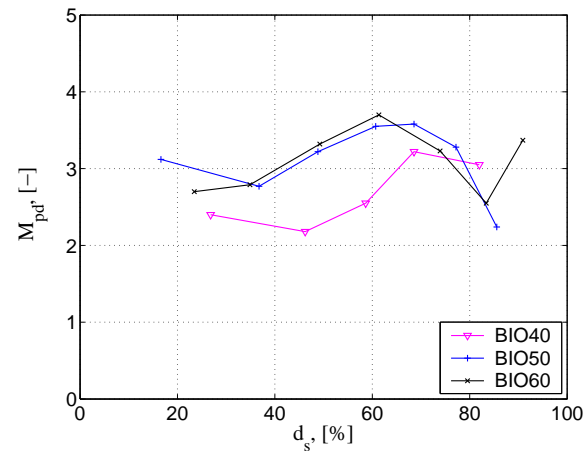
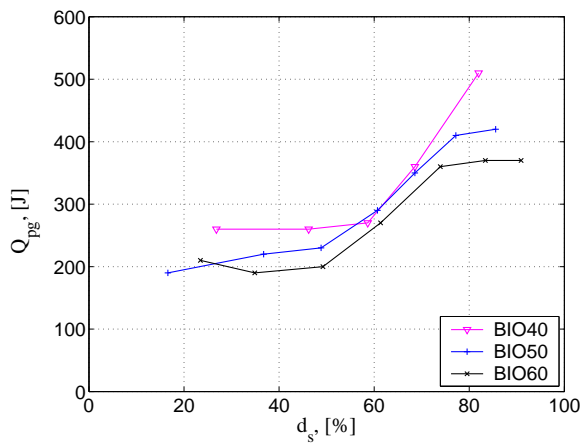
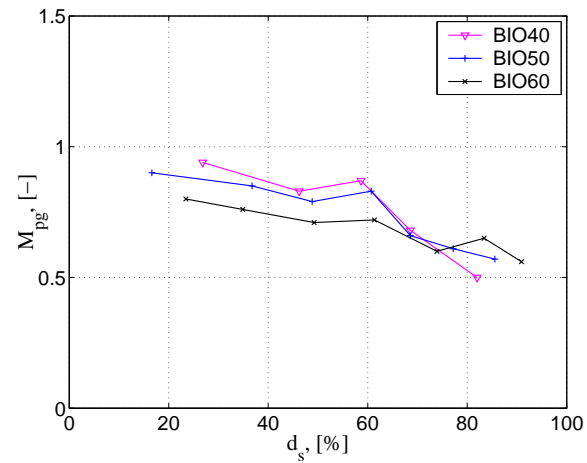
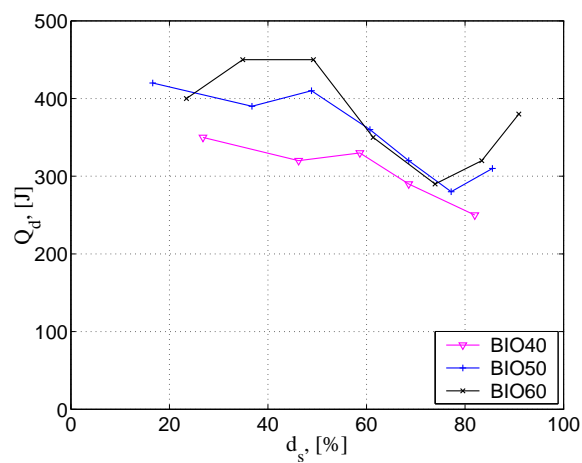
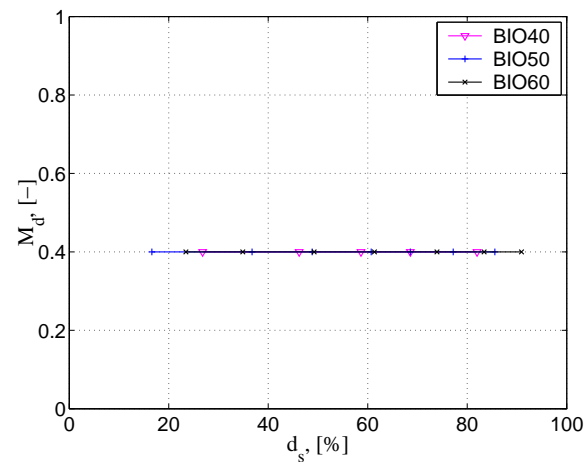
(a)  $\hat{Q}$  pour la première étape de combustion.(b)  $M$  pour la première étape de combustion.(c)  $\hat{Q}$  pour la deuxième étape de combustion.(d)  $M$  pour la deuxième étape de combustion.(e)  $\hat{Q}$  pour la troisième étape de combustion.(f)  $\hat{Q}$  pour la troisième étape de combustion.

FIG. B.13 – Effet de la composition du biogaz sur la quantité de chaleur modélisée et sur le facteur de forme lors du fonctionnement à 70% de charge.

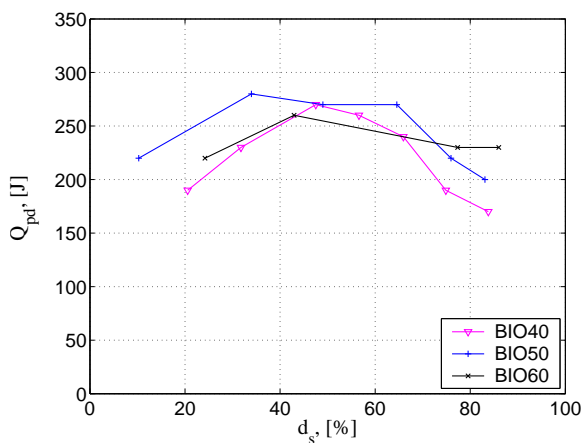
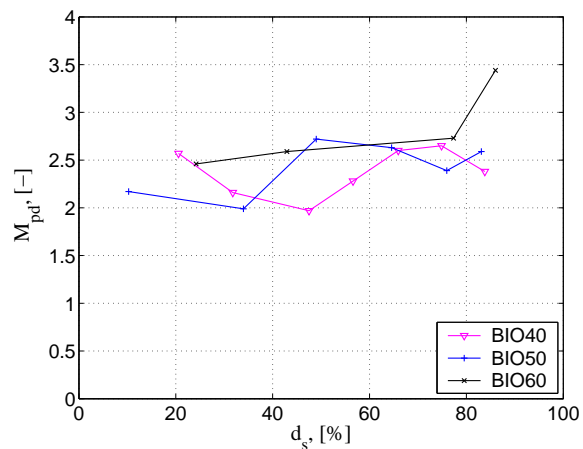
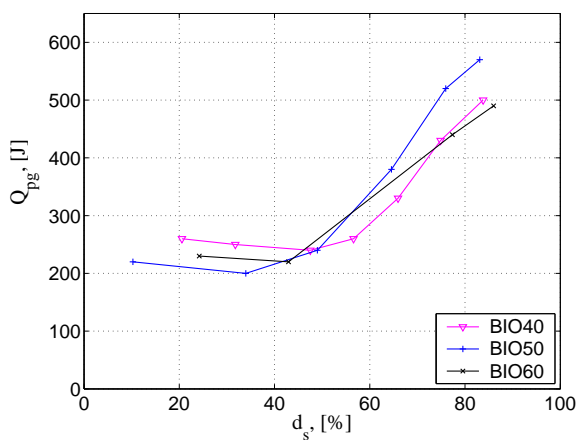
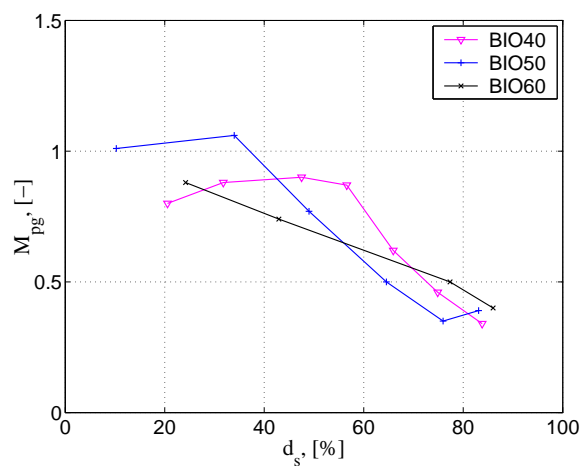
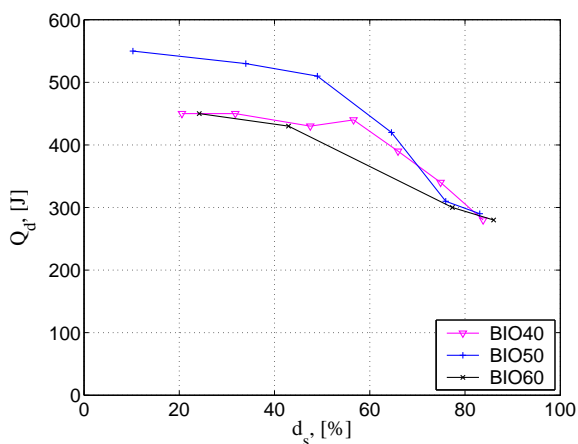
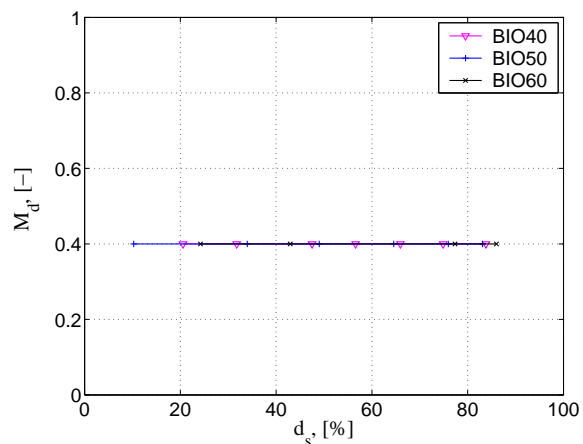
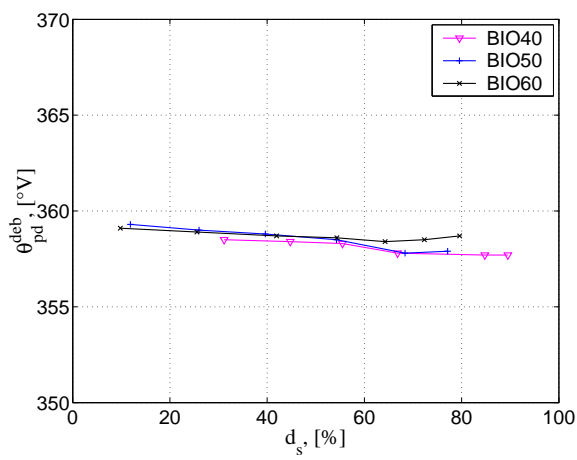
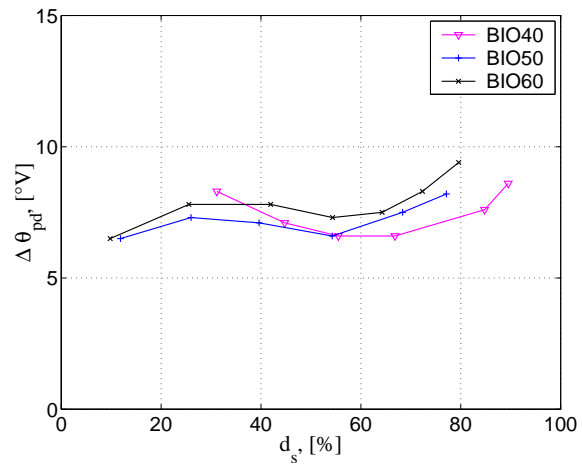
(a)  $\hat{Q}$  pour la première étape de combustion.(b)  $M$  pour la première étape de combustion.(c)  $\hat{Q}$  pour la deuxième étape de combustion.(d)  $M$  pour la deuxième étape de combustion.(e)  $\hat{Q}$  pour la troisième étape de combustion.(f)  $\hat{Q}$  pour la troisième étape de combustion.

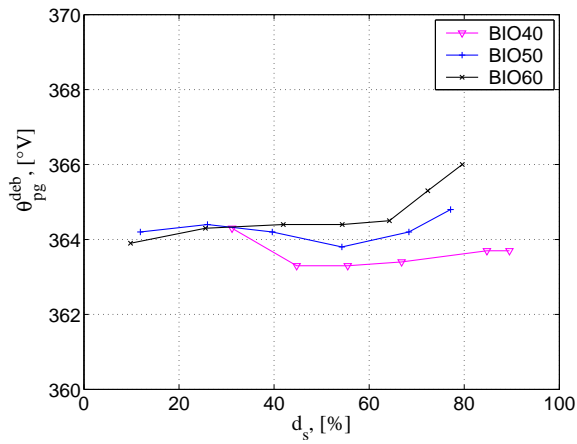
FIG. B.14 – Effet de la composition du biogaz sur la quantité de chaleur modélisée et sur le facteur de forme lors du fonctionnement à 80% de charge.



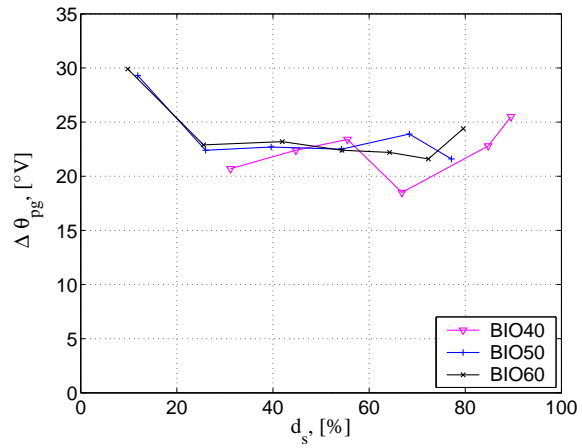
(a)  $\theta^{deb}$  pour la première étape de combustion.



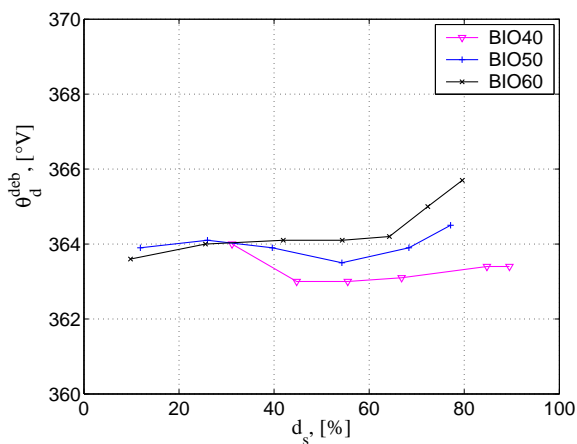
(b)  $\Delta\theta$  pour la première étape de combustion.



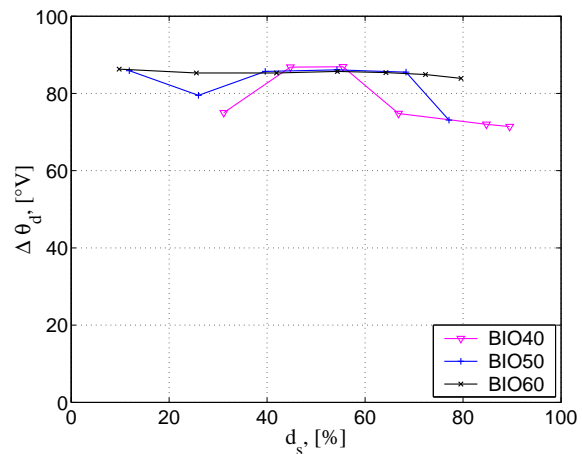
(c)  $\theta^{deb}$  pour la deuxième étape de combustion.



(d)  $\Delta\theta$  pour la deuxième étape de combustion.



(e)  $\theta^{deb}$  pour la troisième étape de combustion.



(f)  $\Delta\theta$  pour la troisième étape de combustion.

FIG. B.15 – Effet de la composition du biogaz sur les angles de début de combustion et sur les durées de chaque étape de combustion lors du fonctionnement à 50% de charge.

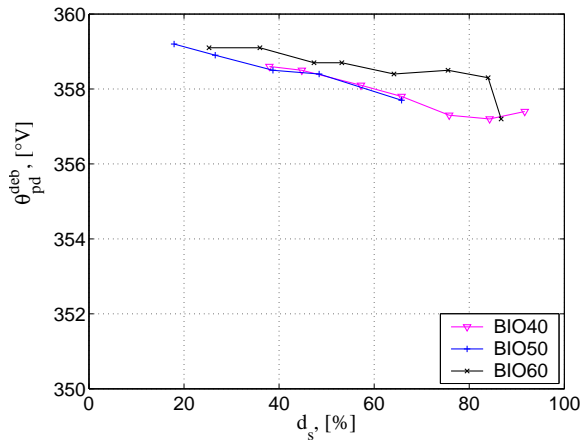
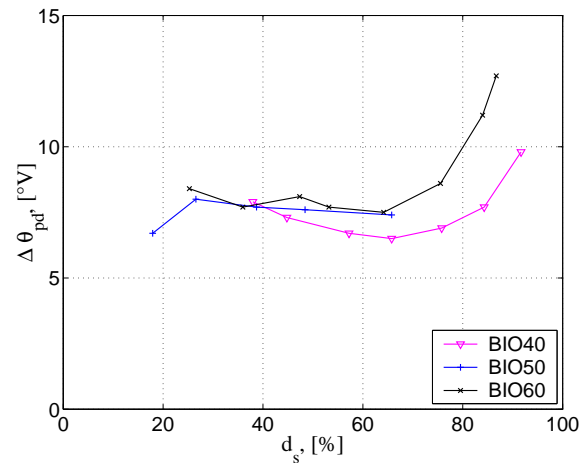
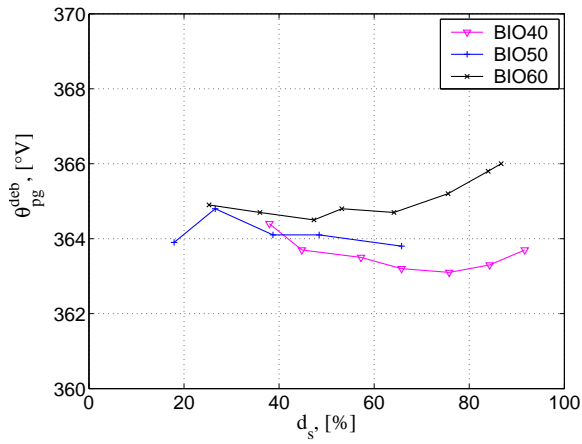
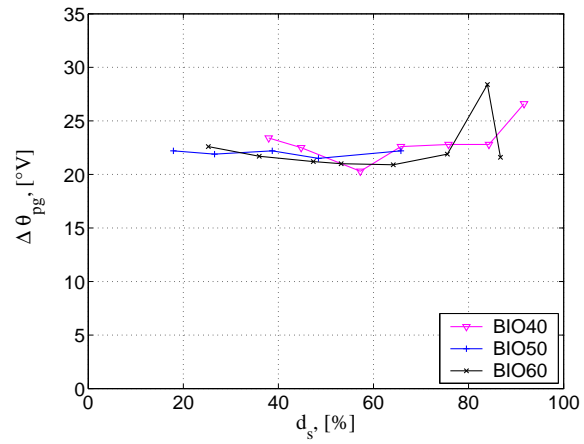
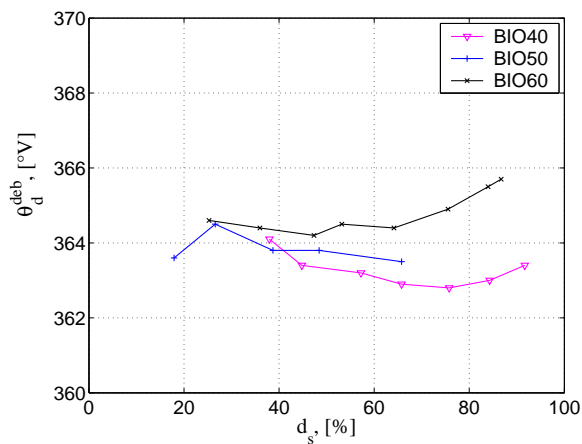
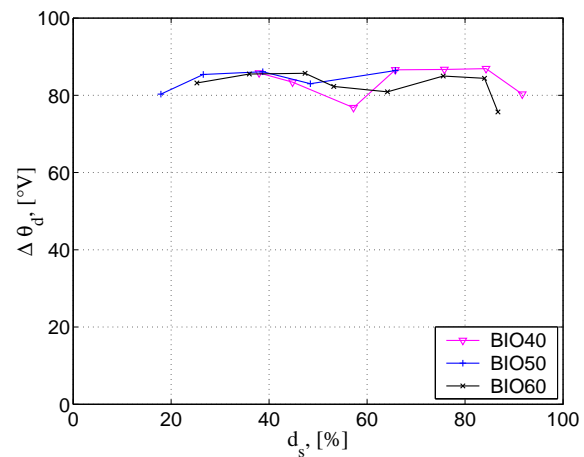
(a)  $\theta^{deb}$  pour la première étape de combustion.(b)  $\Delta\theta$  pour la première étape de combustion.(c)  $\theta^{deb}$  pour la deuxième étape de combustion.(d)  $\Delta\theta$  pour la deuxième étape de combustion.(e)  $\theta^{deb}$  pour la troisième étape de combustion.(f)  $\Delta\theta$  pour la troisième étape de combustion.

FIG. B.16 – Effet de la composition du biogaz sur les angles de début de combustion et sur les durées de chaque étape de combustion lors du fonctionnement à 60% de charge.

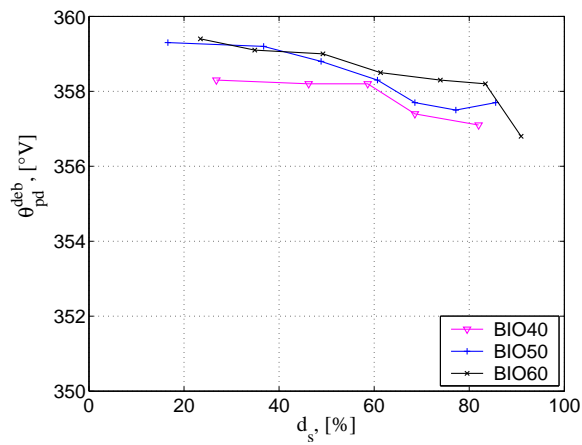
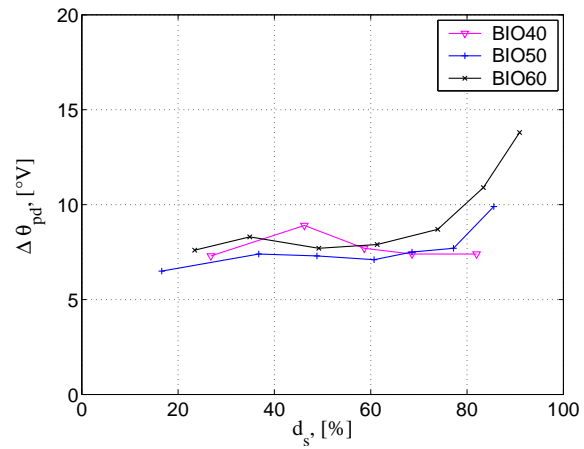
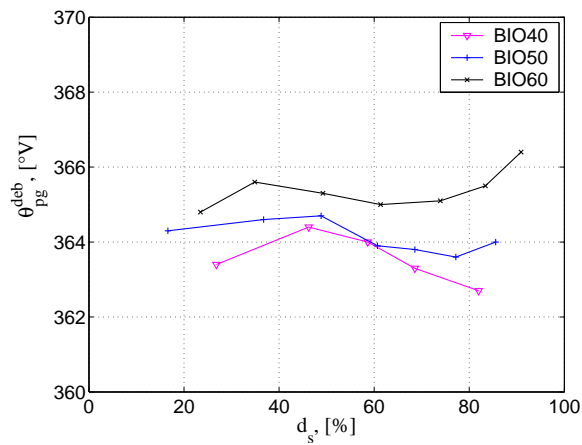
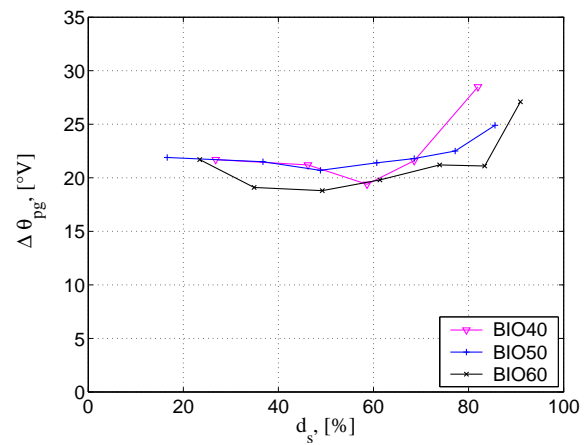
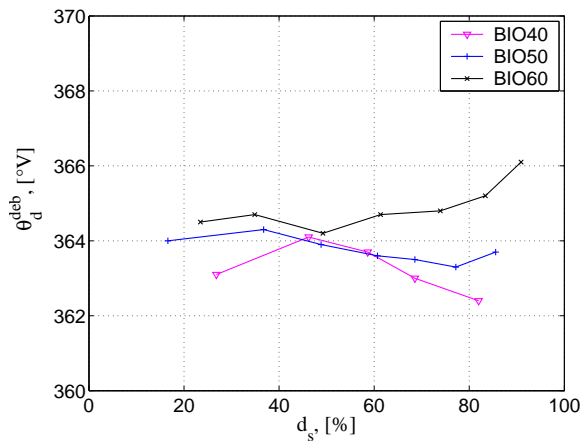
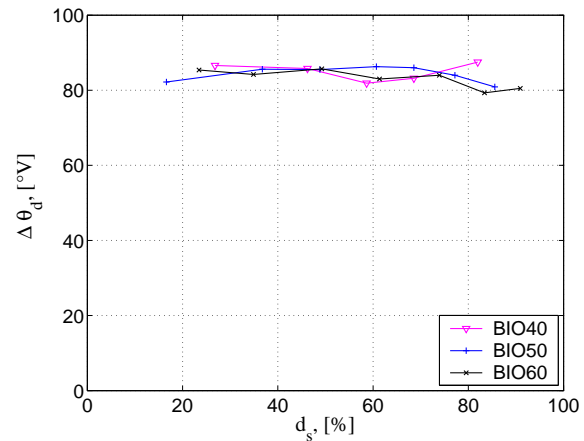
(a)  $\theta^{deb}$  pour la première étape de combustion.(b)  $\Delta\theta$  pour la première étape de combustion.(c)  $\theta^{deb}$  pour la deuxième étape de combustion.(d)  $\Delta\theta$  pour la deuxième étape de combustion.(e)  $\theta^{deb}$  pour la troisième étape de combustion.(f)  $\Delta\theta$  pour la troisième étape de combustion.

FIG. B.17 – Effet de la composition du biogaz sur les angles de début de combustion et sur les durées de chaque étape de combustion lors du fonctionnement à 70% de charge.

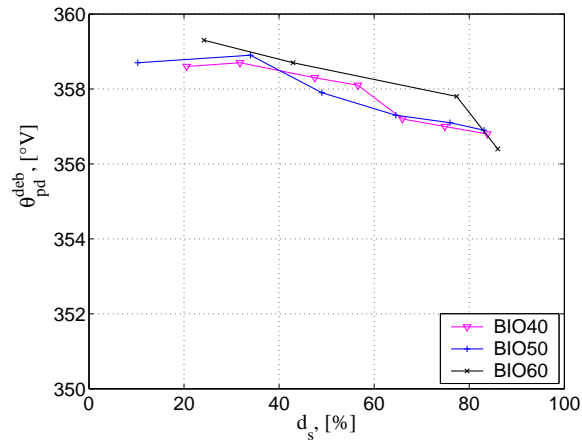
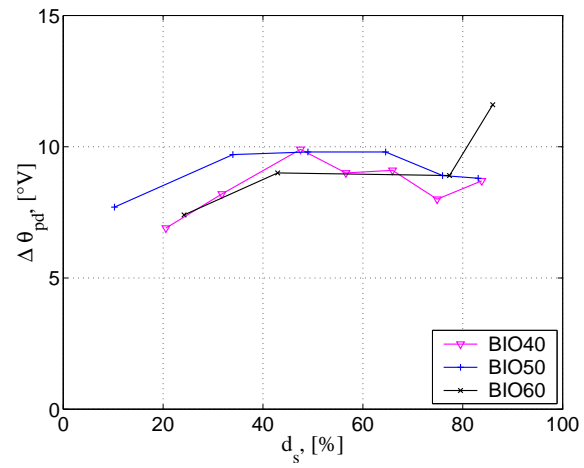
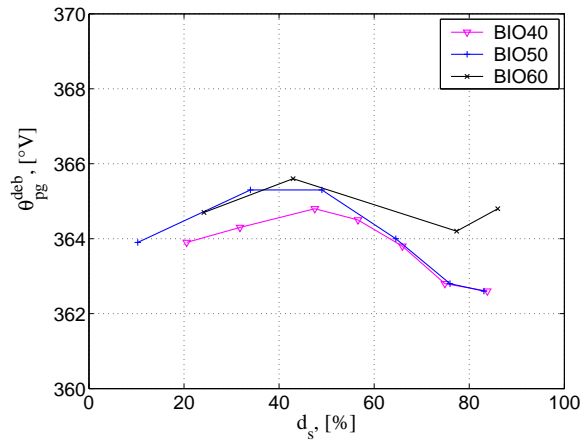
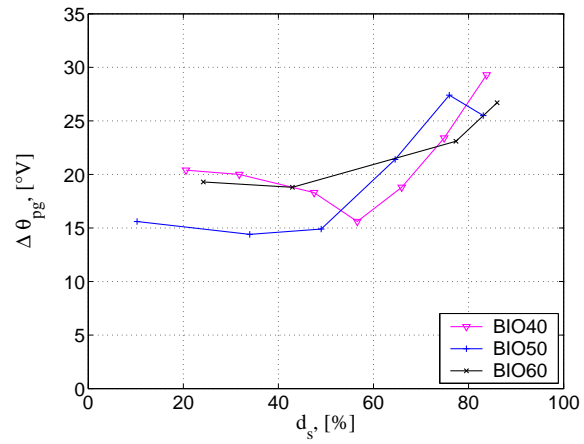
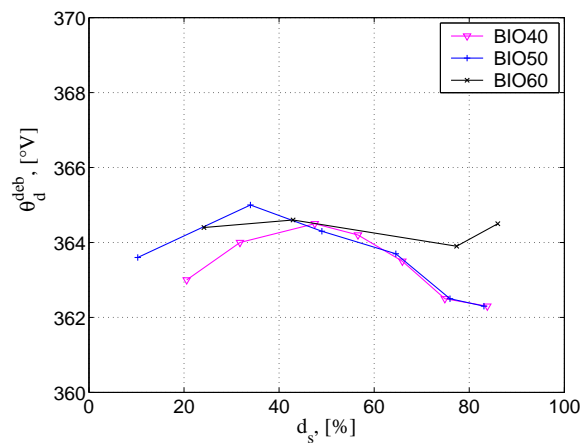
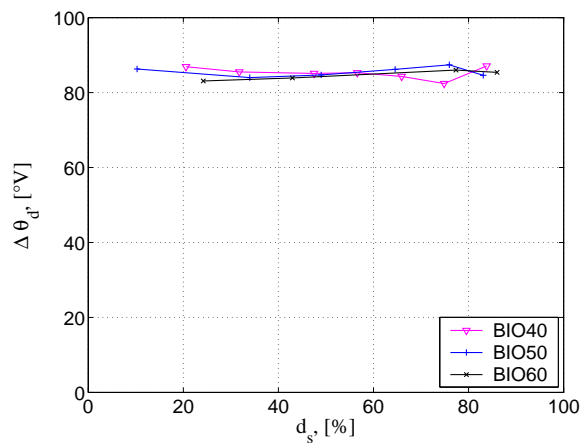
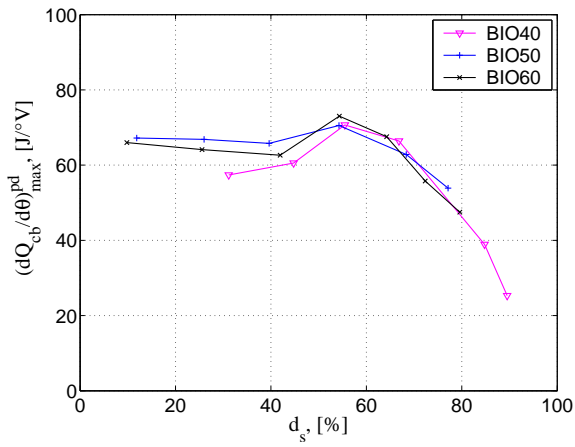
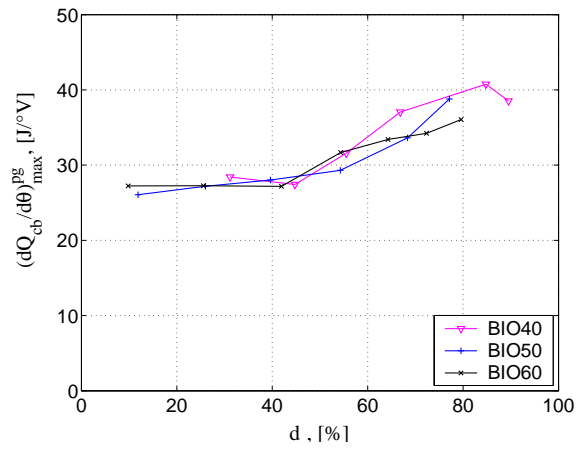
(a)  $\theta^{deb}$  pour la première étape de combustion.(b)  $\Delta\theta$  pour la première étape de combustion.(c)  $\theta^{deb}$  pour la deuxième étape de combustion.(d)  $\Delta\theta$  pour la deuxième étape de combustion.(e)  $\theta^{deb}$  pour la troisième étape de combustion.(f)  $\Delta\theta$  pour la troisième étape de combustion.

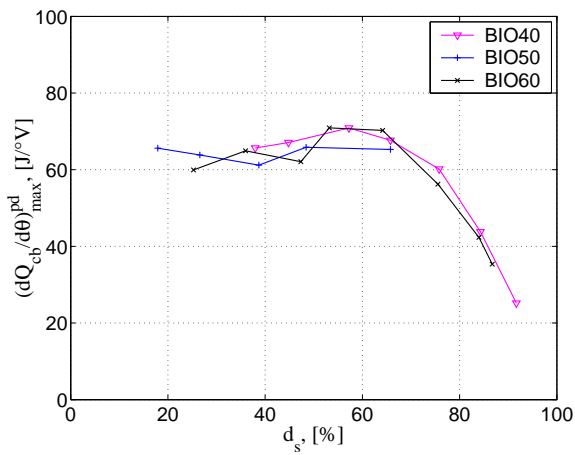
FIG. B.18 – Effet de la composition du biogaz sur les angles de début de combustion et sur les durées de chaque étape de combustion lors du fonctionnement à 80% de charge.



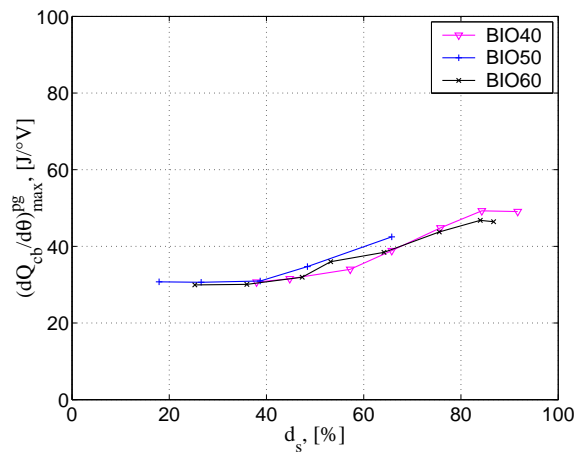
(a) Charge 50%, première étape de combustion.



(b) Charge 50%, deuxième étape de combustion.



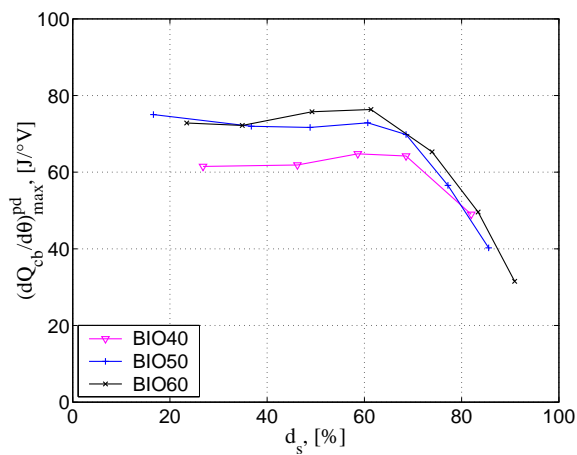
(c) Charge 60%, première étape de combustion.



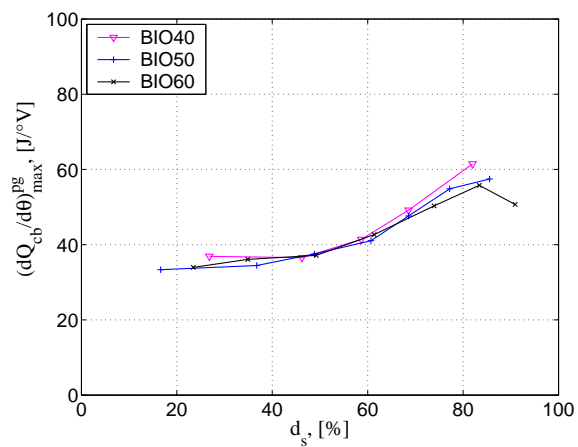
(d) Charge 60%, deuxième étape de combustion.

FIG. B.19 – Influence de la composition du biogaz sur le dégagement maximal de chaleur.

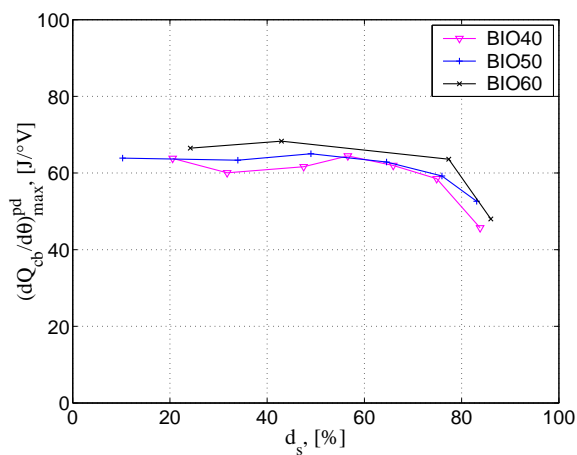




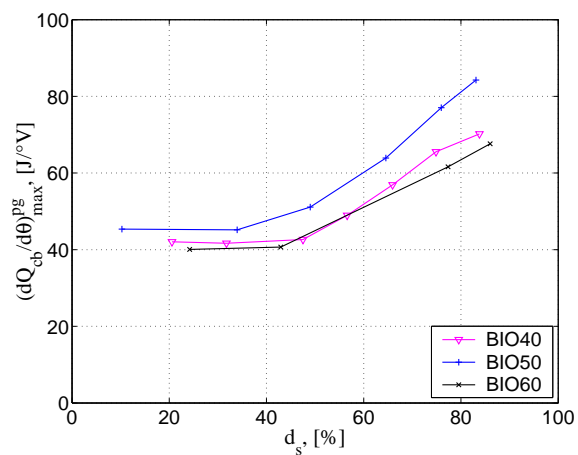
(a) Charge 70%, première étape de combustion.



(b) Charge 70%, deuxième étape de combustion.



(c) Charge 80%, première étape de combustion.



(d) Charge 80%, deuxième étape de combustion.

FIG. B.20 – Influence de la composition du biogaz sur le dégagement maximal de chaleur.

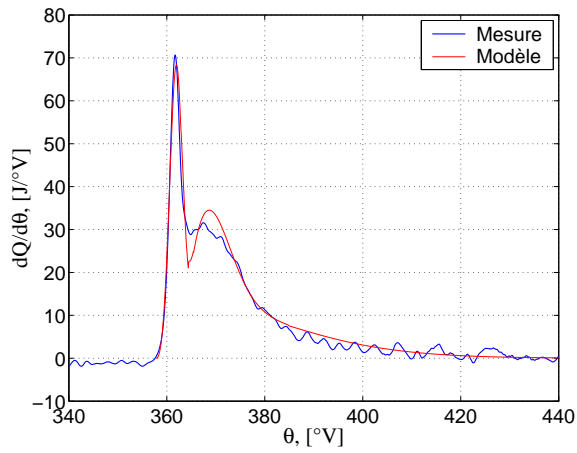
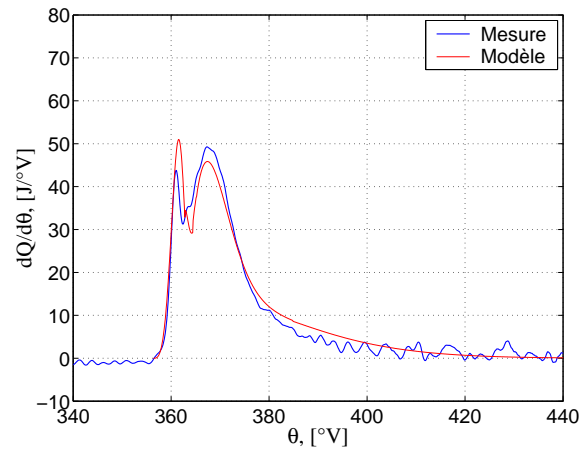
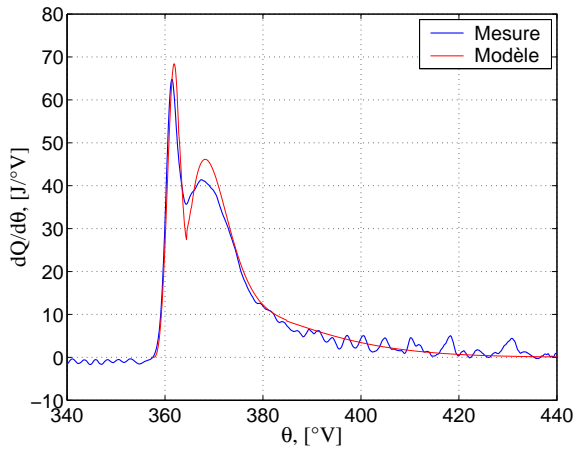
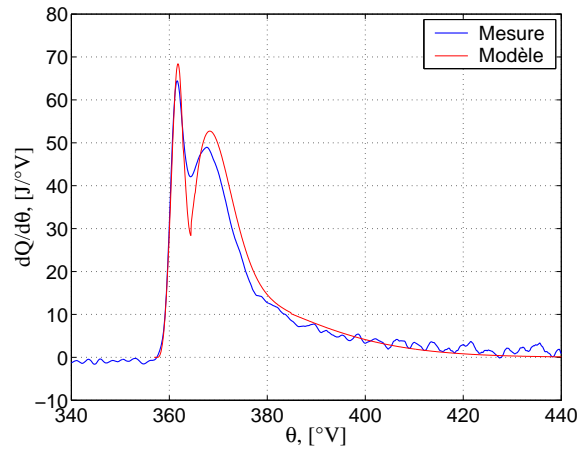
(a) Charge = 50%,  $d_s = 55,5\%$ (b) Charge = 60%,  $d_s = 84,3\%$ (c) Charge = 70%,  $d_s = 58,6\%$ (d) Charge = 80%,  $d_s = 56,6\%$ 

FIG. B.21 – Comparaison entre les courbes de dégagement de chaleur obtenues expérimentalement et par le modèle proposé. Le combustible primaire utilisé est du biogaz BIO40.

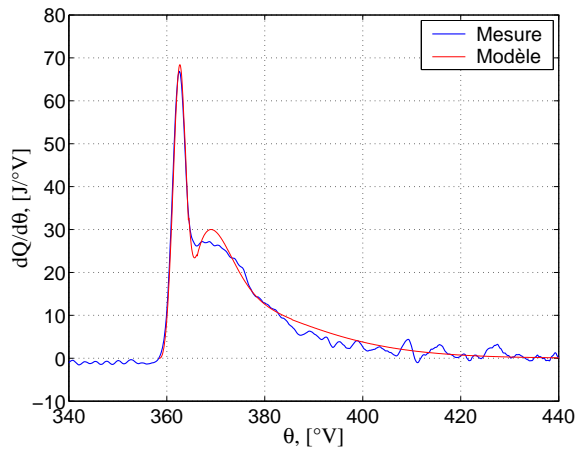
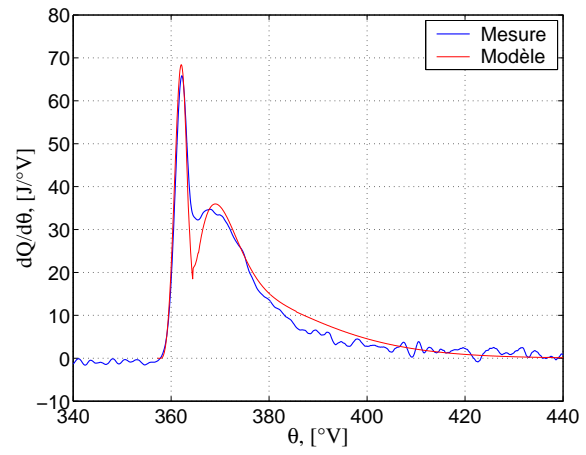
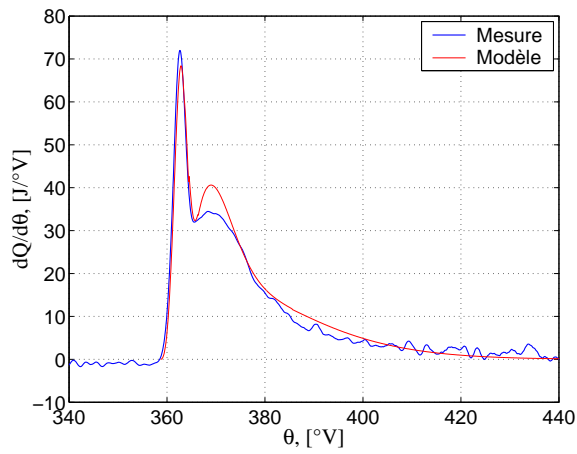
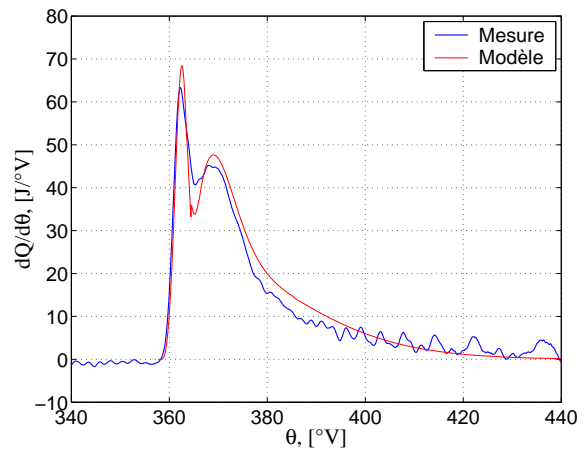
(a) Charge = 50%,  $d_s = 26\%$ (b) Charge = 60%,  $d_s = 48,4\%$ (c) Charge = 70%,  $d_s = 36,7\%$ (d) Charge = 80%,  $d_s = 34\%$ 

FIG. B.22 – Comparaison entre les courbes de dégagement de chaleur obtenues expérimentalement et par le modèle proposé. Le combustible primaire utilisé est du biogaz BIO50.

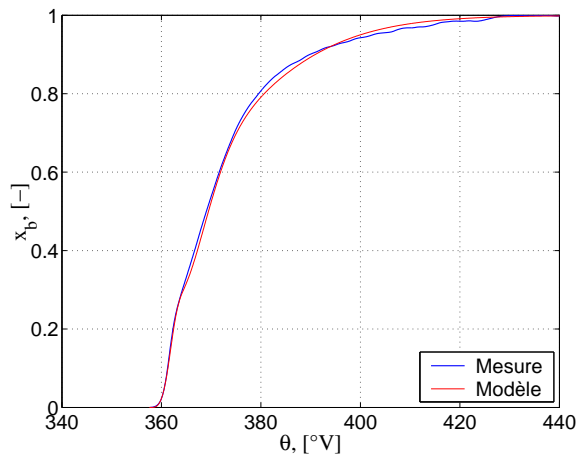
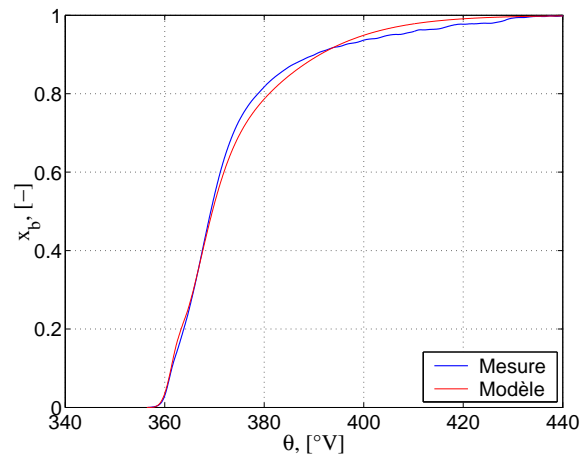
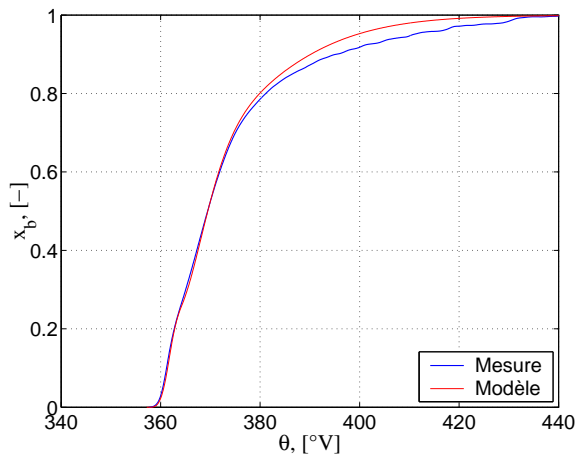
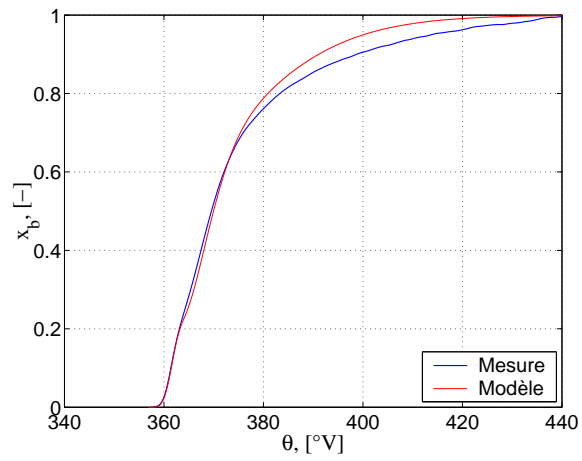
(a) Charge = 50%,  $d_s = 55,5\%$ (b) Charge = 60%,  $d_s = 84,3\%$ (c) Charge = 70%,  $d_s = 58,6\%$ (d) Charge = 80%,  $d_s = 56,6\%$ 

FIG. B.23 – Comparaison entre les fractions brûlées obtenues expérimentalement et par le modèle proposé. Le combustible primaire utilisé est du biogaz BIO40.

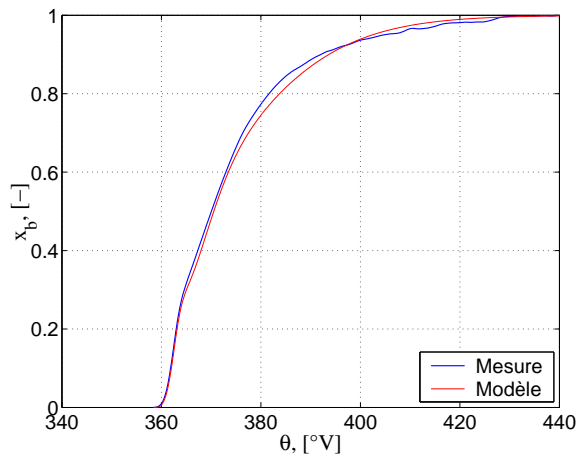
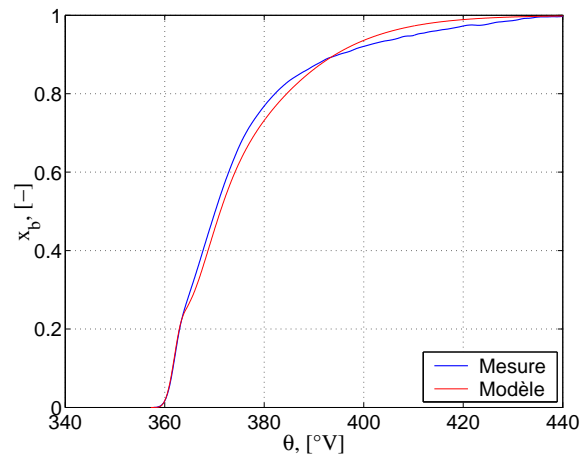
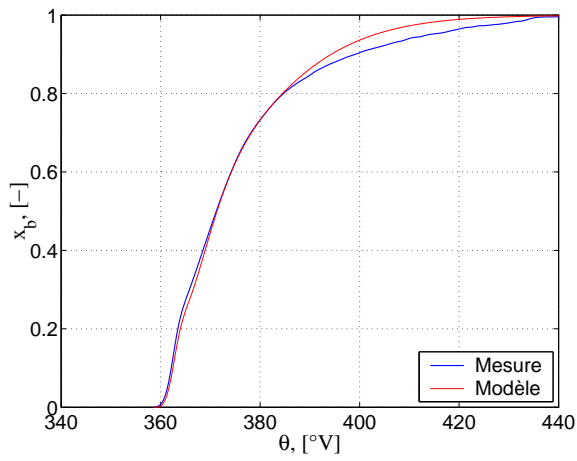
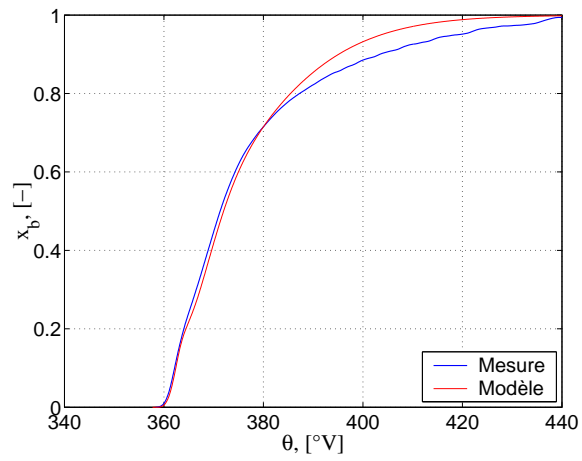
(a) Charge = 50%,  $d_s = 26\%$ (b) Charge = 60%,  $d_s = 48,4\%$ (c) Charge = 70%,  $d_s = 36,7\%$ (d) Charge = 80%,  $d_s = 34\%$ 

FIG. B.24 – Comparaison entre les fractions brûlées obtenues expérimentalement et par le modèle proposé. Le combustible primaire utilisé est du biogaz BIO50.

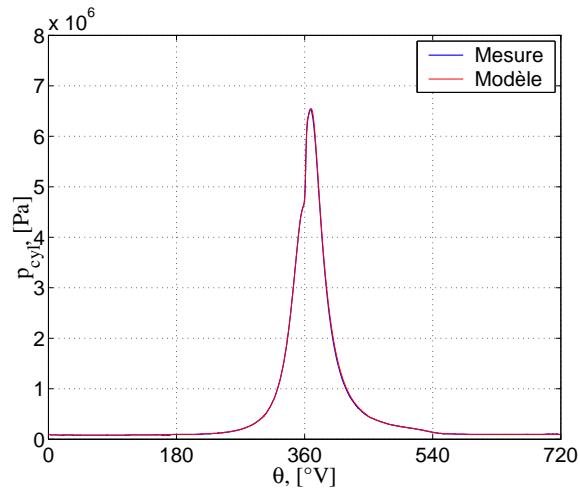
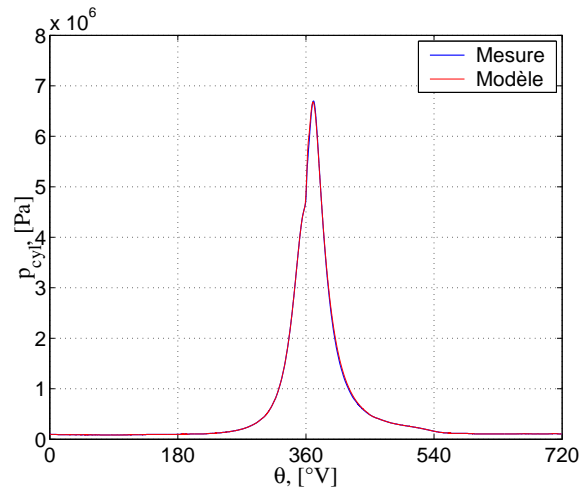
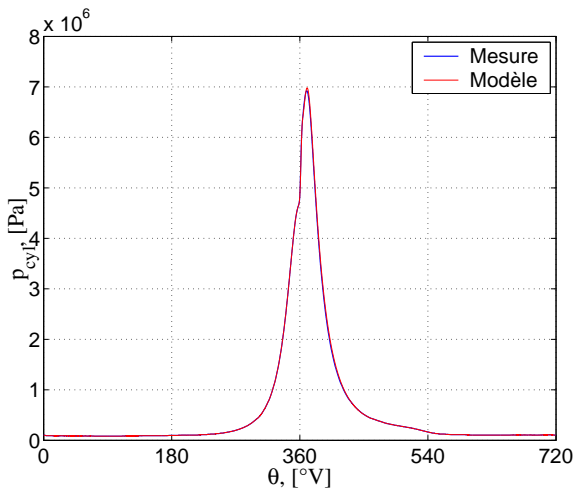
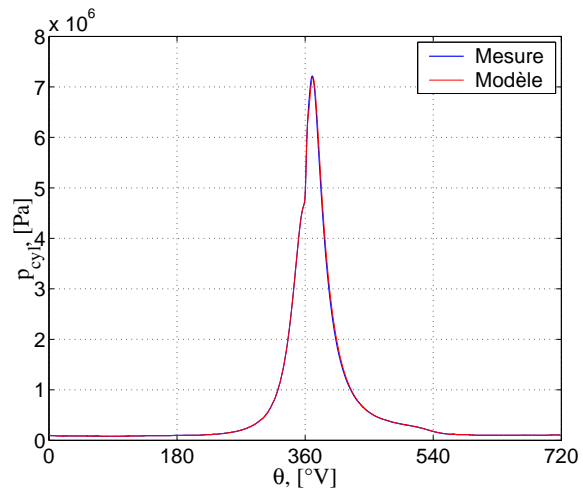
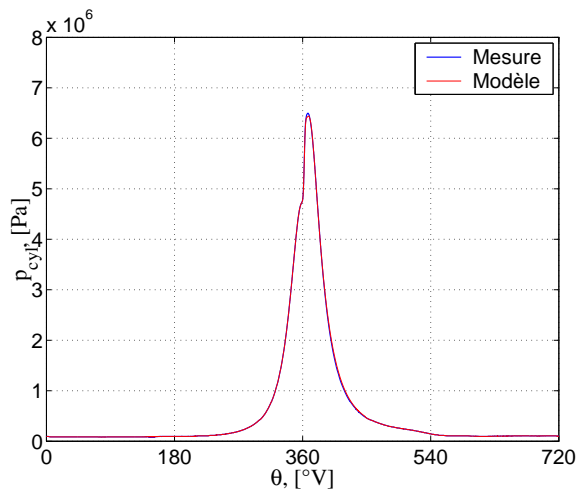
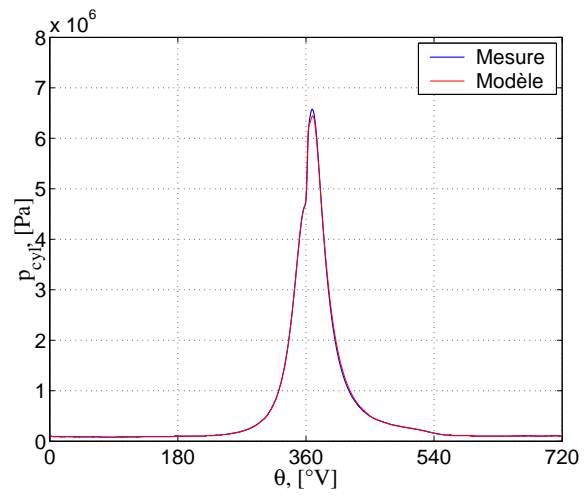
(a) Charge = 50%,  $d_s = 55,5\%$ (b) Charge = 60%,  $d_s = 84,3\%$ (c) Charge = 70%,  $d_s = 58,6\%$ (d) Charge = 80%,  $d_s = 56,6\%$ 

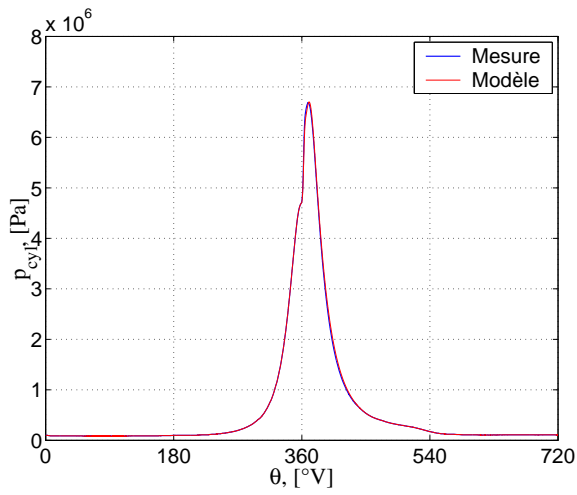
FIG. B.25 – Comparaison entre les courbes de pression cylindre obtenues expérimentalement et par le modèle proposé. Le combustible primaire utilisé est du biogaz BIO40.



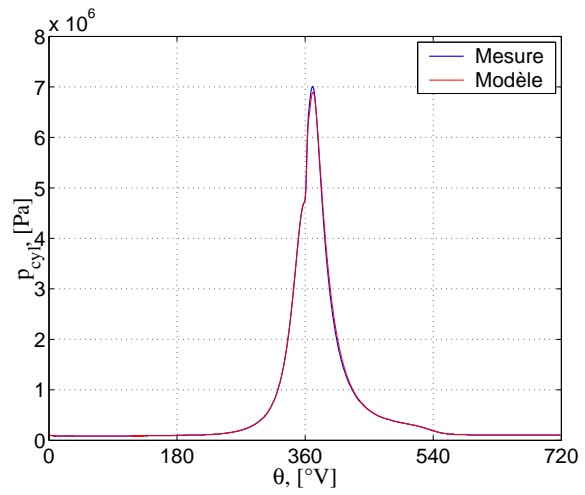
(a) Charge = 50%,  $d_s = 26\%$



(b) Charge = 60%,  $d_s = 48,4\%$



(c) Charge = 70%,  $d_s = 36,7\%$



(d) Charge = 80%,  $d_s = 34\%$

FIG. B.26 – Comparaison entre les courbes de pression cylindre obtenues expérimentalement et par le modèle proposé. Le combustible primaire utilisé est du biogaz BIO50.





## Annexe C

# Expression analytique de la courbe d'enveloppe

---

### C.1 Equation différentielle générale

On constate expérimentalement que l' $IMPO_{env}$  et l' $IMPG_{env}$  sont proportionnels. Cela s'exprime comme suit :

$$\int_{\theta_0}^{\xi} \left| \frac{d\bar{p}_{env}}{d\theta} \right| d\theta = a(\xi) \int_{\theta_0}^{\xi} |\bar{p}_{env}| d\theta \quad (C.1)$$

où  $a$  est le coefficient de proportionnalité entre  $IMPG_{env}$  et  $IMPO_{env}$  ( $a > 0$ ),  $\theta_0$  l'angle de départ de la fenêtre d'intégration, il coïncide avec le départ de l'auto-inflammation, et  $\xi$  l'angle de fin de fenêtre. Ce constat est vérifiée pour  $\xi$  suffisamment grand.

On sait que la fonction enveloppe  $\bar{p}_{env}$  est positive sur  $[\theta_0, \xi]$ . En outre, il existe  $\theta_{max} > \theta_0$  tel que  $\frac{d\bar{p}_{env}}{d\theta}$  et  $\bar{p}_{env}$  soient de signe opposé sur  $[\theta_{max}, \xi]$ . Choisissons à présent  $\xi_0$  tel que  $\xi_0 > \theta_{max}$  et que  $\xi_0$  soit suffisamment grand. L'équation (C.1) devient alors :

$$\int_{\theta_0}^{\xi_0} \left| \frac{d\bar{p}_{env}}{d\theta} \right| d\theta + \int_{\xi_0}^{\xi} \left| \frac{d\bar{p}_{env}}{d\theta} \right| d\theta = a(\xi) \left( \int_{\theta_0}^{\xi_0} |\bar{p}_{env}| d\theta + \int_{\xi_0}^{\xi} |\bar{p}_{env}| d\theta \right) \quad (C.2)$$

$$\int_{\theta_0}^{\xi_0} \left| \frac{d\bar{p}_{env}}{d\theta} \right| d\theta - \int_{\xi_0}^{\xi} \frac{d\bar{p}_{env}}{d\theta} d\theta = a(\xi) \left( \int_{\theta_0}^{\xi_0} \bar{p}_{env} d\theta + \int_{\xi_0}^{\xi} \bar{p}_{env} d\theta \right) \quad (C.3)$$

D'après les propriétés de l'intégrale, on a :

$$\begin{cases} \int_{\theta_0}^{\xi_0} \left| \frac{d\bar{p}_{env}}{d\theta} \right| d\theta = a(\xi) \int_{\theta_0}^{\xi_0} \bar{p}_{env} d\theta \\ \int_{\xi_0}^{\xi} \frac{d\bar{p}_{env}}{d\theta} d\theta = -a(\xi) \int_{\xi_0}^{\xi} \bar{p}_{env} d\theta \end{cases} \quad (C.4)$$

Dérivons la deuxième équation de (C.4) par rapport à  $\xi$ . Il vient :

$$\frac{d}{d\xi} \left[ \int_{\xi_0}^{\xi} \frac{d\bar{p}_{env}}{d\theta} d\theta \right] = -\frac{d}{d\xi} \left[ a(\xi) \int_{\xi_0}^{\xi} \bar{p}_{env} d\theta \right] \quad (C.5)$$

Soient  $F$  la primitive de  $\frac{d\bar{p}_{env}}{d\xi}$  et  $G$  celle de  $\bar{p}_{env}$ . L'expression (C.5) devient :

$$\frac{d}{d\xi} [F(\xi) - F(\xi_0)] = -a(\xi) \frac{d}{d\xi} [G(\xi) - G(\xi_0)] - \frac{da}{d\xi}(\xi) \times \int_{\xi_0}^{\xi} \bar{p}_{env} d\theta \quad (C.6)$$

Or,  $\frac{d}{d\xi} F(\xi_0) = \frac{d}{d\xi} G(\xi_0) = 0$ , ce qui nous permet d'écrire :

$$\frac{d\bar{p}_{env}}{d\xi}(\xi) = -a(\xi) \cdot \bar{p}_{env}(\xi) - \frac{da}{d\xi}(\xi) \times \int_{\xi_0}^{\xi} \bar{p}_{env} d\theta \quad (C.7)$$

En dérivant à nouveau par rapport à  $\xi$ , nous obtenons que  $\bar{p}_{env}$  vérifie une équation différentielle du second ordre à coefficients variables (Eq. (C.8)).

$$\frac{d^2\bar{p}_{env}}{d\xi^2}(\xi) + a(\xi) \cdot \frac{d\bar{p}_{env}}{d\xi}(\xi) + 2\frac{da}{d\xi}(\xi) \cdot \bar{p}_{env}(\xi) = -\frac{d^2a}{d\xi^2}(\xi) \times \int_{\xi_0}^{\xi} \bar{p}_{env} d\theta \quad (C.8)$$

## C.2 Résolution de l'équation différentielle

L'équation (C.8) exprime la loi générale que doit vérifier la courbe enveloppe des oscillations de pression  $\bar{p}_{env}$ . Cette équation dépend du coefficient de proportionnalité  $a(\xi)$  entre *IMPG* et *IMPO*.

On suppose que  $a$  s'exprime sous la forme suivante :

$$a(\xi) = \alpha \cdot \xi + \beta \quad (C.9)$$

avec  $\alpha$  et  $\beta$  deux constantes.

L'expression (C.8) devient une équation différentielle à coefficients polynomiaux sans second membre :

$$\bar{p}_{env}''(\xi) + (\alpha \cdot \xi + \beta) \bar{p}_{env}'(\xi) + 2\alpha \bar{p}_{env}(\xi) = 0 \quad (C.10)$$

Procédons à la résolution mathématique de l'équation (C.10).

Posons  $x = \alpha \cdot \xi + \beta^1$  et, par souci de lisibilité,  $y(x) = \bar{p}_{env}(\xi)$ , ce qui implique un changement de variable. Nous avons pour les dérivées de  $y$  les expressions suivantes :

$$\begin{cases} \frac{d\bar{p}_{env}}{d\xi}(\xi) = \alpha \cdot \frac{dy}{dx}(x) \\ \frac{d^2\bar{p}_{env}}{d\xi^2}(\xi) = \alpha^2 \cdot \frac{d^2y}{dx^2}(x) \end{cases}$$

---

1. Pour la résolution de l'équation (C.10), nous avons préféré employer la notation  $x$  conventionnellement utilisée pour désigner une variable plutôt que  $a$  généralement appliqué aux paramètres.

L'équation (C.10) devient en fonction de  $x$  :

$$\alpha \cdot y''(x) + x \cdot y'(x) + 2y(x) = 0 \quad (\text{C.11})$$

Posons  $y(x)$  sous la forme :

$$y(x) = \sum_{n=0}^{\infty} c_n x^n$$

En remplaçant  $y$  dans Eq. (C.11), on obtient une relation entre  $c_n$  et  $c_{n-2}$  :

$$c_n = \frac{-1}{\alpha(n-1)} c_{n-2}$$

On en déduit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{pour } n \text{ paire:} \quad c_{2p} = \frac{(-1)^p}{\alpha^p 1 \times 3 \times \dots \times (2p-1)} c_0 \\ \text{pour } n \text{ impaire:} \quad c_{2p+1} = \frac{(-1)^p}{\alpha^p 2 \times 4 \times \dots \times (2p)} c_1 \end{array} \right.$$

La solution générale de (C.11) s'écrit donc sous la forme :

$$y = c_0 y_0 + c_1 y_1 \quad (\text{C.12})$$

avec  $c_0$  et  $c_1$  deux constantes arbitraires et  $y_0$  et  $y_1$  deux solutions particulières de (C.11) :

$$\left\{ \begin{array}{l} y_0 = \sum_{p=0}^{\infty} \frac{(-1)^p}{\alpha^p 1 \times 3 \times \dots \times (2p-1)} x^{2p} \\ y_1 = \sum_{p=0}^{\infty} \frac{(-1)^p}{\alpha^p 2 \times 4 \times \dots \times (2p)} x^{2p+1} \end{array} \right.$$

On observe que  $y_1$  s'écrit également sous la forme :

$$y_1 = x e^{-\frac{x^2}{2\alpha}} \quad (\text{C.13})$$

Soit  $z$  une fonction de  $\xi$  telle que  $y = zy_1$  solution de (C.11).

$$\alpha \cdot (y_1'' z + 2y_1' z' + y_1 z'') + x \cdot (y_1' z + y_1 z') + 2y_1 z = 0$$

$z$  vérifie donc :

$$\alpha y_1 z'' + (2\alpha y_1' + x y_1) z' = 0 \quad (\text{C.14})$$

Posons  $u = z'$ ,  $u$  vérifie :

$$u' + \left( 2 \frac{y_1'}{y_1} + \frac{x}{\alpha} \right) u = 0$$

$$\frac{u'}{u} = -2 \frac{y_1'}{y_1} - \frac{x}{\alpha} \quad (\text{C.15})$$

En intégrant l'équation (C.15) et en remplaçant  $y_1$  par son expression (C.13), on obtient :

$$u(x) = \frac{A}{x^2} e^{\frac{x^2}{2\alpha}}$$

où  $A$  est une constante.

Ceci nous permet d'écrire pour  $z$  :

$$z(x) = -\frac{A}{x} e^{\frac{x^2}{2\alpha}} + \frac{A}{\alpha} \varphi(x) + B$$

$$\text{avec } \varphi(x) = \int_{\beta}^x e^{\frac{t^2}{2\alpha}} dt$$

Finalement,  $y$  s'exprime sous la forme générale :

$$y(x) = -A + \frac{A}{\alpha} x \varphi(x) e^{-\frac{x^2}{2\alpha}} + B x e^{-\frac{x^2}{2\alpha}} \quad (\text{C.16})$$

### C.3 Expression analytique en fonction des conditions aux limites

On décide d'observer l'équation (C.16) dans un domaine étendu à  $[\theta_0, \xi]$  où  $\theta_0$  coïncide avec le départ des oscillations de pression. En outre, on effectue un changement de l'origine des temps de façon à avoir  $\theta_0 = 0$ . On suppose que  $\bar{p}_{env}(\theta_0) = 0$  et que  $\bar{p}'_{env}(\theta_0) = C$  avec  $C$  une constante positive.

Par conséquent, les conditions aux limites pour  $y(x)$  s'expriment comme suit. Au moment de l'auto-inflammation  $x = x_0 = \beta$ . Il vient donc :

$$\begin{cases} y(\beta) = \bar{p}_{env}(0) = 0 \\ \frac{dy}{dx}(\beta) = \frac{d\xi}{dx} \times \frac{d\bar{p}_{env}}{d\xi}(0) = \frac{C}{\alpha} \end{cases}$$

Exprimons  $A$  et  $B$  en fonction des conditions aux limites.

$$y(\beta) = z(\beta)y_1(\beta) = 0$$

Or,  $y_1(\beta) \neq 0$ , ce qui impose :

$$z(\beta) = 0 \quad (\text{C.17})$$

De même, nous avons :

$$y'(\beta) = z(\beta)y_1'(\beta) + z'(\beta)y_1(\beta) = \frac{C}{\alpha}$$

Or,  $z(\beta) = 0$  donc

$$z'(\beta)y_1(\beta) = \frac{C}{\alpha}$$

$$\frac{A}{\beta^2} e^{\frac{\beta^2}{2\alpha}} \times \beta e^{-\frac{\beta^2}{2\alpha}} = \frac{C}{\alpha}$$

$$A = C \cdot \frac{\beta}{\alpha} \quad (\text{C.18})$$

Afin de trouver  $B$ , reprenons l'égalité (C.17) et introduisons l'expression obtenue pour  $A$ .

$$z(\beta) = -\frac{C}{\alpha} e^{\frac{\beta^2}{2\alpha}} + C\beta\varphi(\beta) + B = 0$$

Or, par définition  $\varphi(\beta) = 0$ . On obtient finalement pour  $B$  :

$$B = \frac{C}{\alpha} e^{\frac{\beta^2}{2\alpha}} \quad (\text{C.19})$$

En remplaçant (C.18) et (C.19) dans (C.16), nous obtenons l'expression analytique de l'enveloppe des oscillations de pression :

$$y(x) = -C \cdot \frac{\beta}{\alpha} + C \cdot \frac{\beta}{\alpha^2} x \varphi(x) e^{-\frac{x^2}{2\alpha}} + \frac{C}{\alpha} e^{\frac{\beta^2}{2\alpha}} x e^{-\frac{x^2}{2\alpha}} \quad (\text{C.20})$$

$$\text{où } \varphi(x) = \int_{\beta}^x e^{\frac{t^2}{2\alpha}} dt$$

On constate que l'expression de la courbe enveloppe ne dépend que de trois paramètres :  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $C$ .

L'expression de l'enveloppe (Eq. (C.20)) peut également s'écrire en fonction de  $\xi$  :

$$\bar{p}_{env}(\xi) = -C \cdot \frac{\beta}{\alpha} + C \cdot \frac{\beta}{\alpha} (\alpha \cdot \xi + \beta) \psi(\xi) e^{-\frac{(\alpha \cdot \xi + \beta)^2}{2\alpha}} + \frac{C}{\alpha} e^{\frac{\beta^2}{2\alpha}} (\alpha \cdot \xi + \beta) e^{-\frac{(\alpha \cdot \xi + \beta)^2}{2\alpha}} \quad (\text{C.21})$$

$$\text{avec } \psi(\xi) = \int_0^{\xi} e^{\frac{(\alpha \cdot t + \beta)^2}{2\alpha}} dt$$



# Annexe D

## De l'entropie de Boltzmann à la théorie de Shannon

---

### D.1 Introduction

Théoriquement, on pourrait écrire et résoudre les équations classiques du mouvement pour les constituants de la matière (atomes, molécules, électrons, etc). Toutefois, la résolution de ces équations peut être évitée en abordant une *approche statistique* du système étudié. Il s'agit en effet de développer à partir de très peu d'hypothèses, des outils performants qui permettent de relier les propriétés macroscopiques des matériaux à leurs descriptions microscopiques. Le développement de tels outils est la préoccupation principale de la *thermodynamique statistique*.

#### D.1.1 Etats quantiques

Afin de faciliter cette approche, on utilise un langage *quantique* en considérant les états quantiques d'un système global quelle que soit sa taille [110]. Ainsi, à chaque valeur possible de l'énergie  $E$  d'un système quelconque, correspond généralement plusieurs *états quantiques* de référence. Leur nombre  $g(E)$  dépend de  $E$  et est appelé *facteur de dégénérescence* du niveau d'énergie  $E$ .

#### D.1.2 Système isolé

Un système est considéré comme *isolé* lorsque son énergie, son volume et le nombre de particules qu'il comporte sont constants. Toutefois, pratiquement, on ne peut pas s'approcher de cette situation idéale car, même si les interactions résiduelles sont particulièrement faibles, elles sont toujours importantes devant l'écart extrêmement faible entre les niveaux d'énergie voisins du système. En effet, pour que l'état d'énergie  $E$  puisse être considéré comme stationnaire, il faudrait que les perturbations  $\Delta E$  soient faibles, par rapport à l'écart entre les niveaux d'énergie voisins.

Pour prendre en compte cette difficulté, on suppose que dans un système isolé, l'énergie est établie avec une certaine incertitude  $\delta E$  :

$$E < E(i) < E + \delta E \quad (\text{D.1})$$

### D.1.3 États accessibles

Un état « $i$ » est *accessible* si ses propriétés sont compatibles avec les spécifications du système isolé considéré, i.e. l'énergie de l'état  $E(i)$  se trouve dans l'intervalle  $(E, E + \delta E)$  dans lequel l'énergie du système est spécifiée. En outre, le nombre de particules  $N(i)$  du système dans l'état « $i$ » doit être égal au nombre de particules  $N_0$  dans la spécification du système.

On remarque que pendant le temps d'observation, il est possible que certains états ne soit pas accessibles. En conséquence, on va considérer comme état accessible tous les états quantiques qui ne sont pas exclus par les spécifications du système et dont l'accès est envisageable durant la durée de l'observation.

### D.1.4 Probabilité d'un état

Supposons que l'observation sur le système se fait à des instants de temps donnés,  $t_1, t_2, \dots, t_n$ , avec  $n \gg 1$ . Pour cette série d'observations on note avec  $n(i)$  le nombre de fois où le système a été trouvé dans l'état « $i$ ». Ainsi, la probabilité  $P(i)$  de trouver le système dans l'état « $i$ » est donnée par :

$$P(i) = \frac{n(i)}{n} \quad (\text{D.2})$$

Le choix du  $n$  peut se faire tel que la probabilité  $P(i)$  ne change pas d'une manière significative lorsque le nombre total d'observations est doublé. Par ailleurs, on constate que :

$$\sum_i^n P(i) = 1 \quad (\text{D.3})$$

Cette équation signifie que la probabilité de trouver le système dans l'un des états accessibles est égale à l'unité.

### D.1.5 Valeur moyenne d'une propriété

Supposons que l'on veut déterminer la valeur moyenne d'une propriété quelconque  $A$ . Cette propriété est observée à chaque instant de temps  $t_1, t_2, \dots, t_n$ . Notons avec  $A(i)$  la valeur de la propriété quand le système se trouve dans l'état « $i$ ». La moyenne  $A_m$  des observations de la quantité  $A$  peut se définir comme suit :

$$A_m = \sum_i^n A(i) \cdot P(i) \quad (\text{D.4})$$

Cette définition explicite la moyenne *temporelle* sur un système unique donné, car les valeurs  $A(i)$  ont été déterminées par des observations à des instants successifs sur un même système.



### D.1.6 Moyenne d'ensemble

Boltzmann et Gibbs ont fait une approche conceptuelle nouvelle sur le calcul des moyennes des grandeurs physiques. Ainsi, au lieu de prendre des moyennes temporelles sur un système donné, ils ont proposé de réaliser des moyennes sur un grand nombre de systèmes semblables et uniformément distribués sur tous les états accessibles. Les moyennes, effectuées au même instant sur cet ensemble de systèmes, sont appelées *moyennes d'ensemble*. Le système ainsi créé porte le nom d'*ensemble statistique* et il permet de faire apparaître à *un instant* les différents états qui, dans le système réel, n'apparaîtraient qu'*au cours du temps*.

Par la suite on fait l'hypothèse que cet ensemble représente bien le système et que, par conséquent, une moyenne sur l'ensemble est équivalente à une moyenne dans le temps sur le système réel. Le concept de remplacer les moyennes dans le temps par des moyennes sur tous les systèmes d'un ensemble, introduit le principe *ergodique*.

### D.1.7 Densité d'états

Soit  $\Phi(E)$  le nombre d'états quantiques distincts d'un système correspondant à des énergies  $E(i)$  telles que  $E(i) < E$ . Pour un grand système, l'écart en énergie  $\delta$  entre deux états consécutifs est faible. En conséquence, on définit une *densité d'états*  $D(E)$  par :

$$D(E) = \frac{\Delta\Phi}{\Delta E} \quad (\text{D.5})$$

avec  $\Delta E \gg \delta$ .  $D(E)$  représente le nombre d'états quantiques par unité d'énergie au voisinage de l'énergie  $E$ . On observe que  $D(E)$  définit la distribution des états possibles pour le système, mais ne contient aucune information sur la probabilité d'occupation de ces états.

### D.1.8 Distribution microcanonique

Dans les sections précédentes, on a vu que pour un système isolé de l'extérieur, les seuls états disponibles sont ceux pour lesquels l'équation D.1 est vérifiée. Ainsi, dans la mesure où  $\delta E$  est faible, le nombre de ces états accessibles est défini par :

$$\Omega(E) = D(E) \cdot \delta E \quad (\text{D.6})$$

D'après le principe de base de la physique statistique, tous les états sont également probables. En conséquence, la probabilité d'occupation  $P(i)$  de l'état « $i$ » est :

$$\begin{aligned} P(i) &= \frac{1}{\Omega[E(i)]}, & \text{si } E < E(i) < E + \delta E \\ P(i) &= 0, & \text{si } E > E(i) \text{ ou } E(i) > E + \delta E \end{aligned} \quad (\text{D.7})$$

Cette distribution est appelée *microcanonique* et elle est caractéristique d'un système isolé.

### D.1.9 Définition de l'entropie statistique

Par définition, l'entropie statistique s'écrit :

$$S = -k \cdot \sum_i^n P(i) \cdot \ln P(i) \quad (\text{D.8})$$

avec  $k$  une constante arbitraire. Toutefois, si l'on veut assimiler l'*entropie statistique* à l'*entropie thermodynamique*, la constante  $k$  doit être égale à la constante de Boltzmann,  $k_B$ . Ainsi, pour la distribution microcanonique, en tenant compte les relations développées dans les sections précédentes, on obtient la *relation de Boltzmann* :

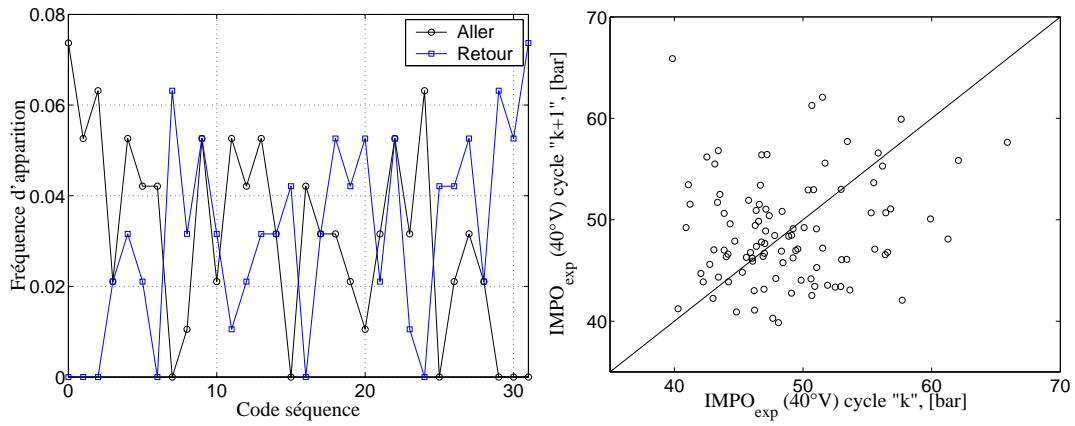
$$S = -k_B \cdot \Omega(E) \cdot \left[ \frac{1}{\Omega(E)} \cdot \ln \frac{1}{\Omega(E)} \right] = k_B \cdot \ln \Omega(E) \quad (\text{D.9})$$

où  $k_B = 1,38066 \cdot 10^{-23} \text{ J} \cdot \text{K}^{-1}$  est la constante de Boltzmann.

Ainsi, à un facteur près, l'entropie statistique est le logarithme du nombre des états accessibles. Plus  $\Omega(E)$  est élevé, plus l'incertitude sur l'état du système est importante. En conséquence,  $S$  mesure la manque d'information sur l'état du système, une donnée caractéristique du désordre. Par ailleurs, dans un système isolé, l'entropie est constante, car le nombre d'états accessibles est indépendant du temps.

**Remarque** La définition D.8 est identique avec celle utilisée dans la théorie de l'information de Shannon.

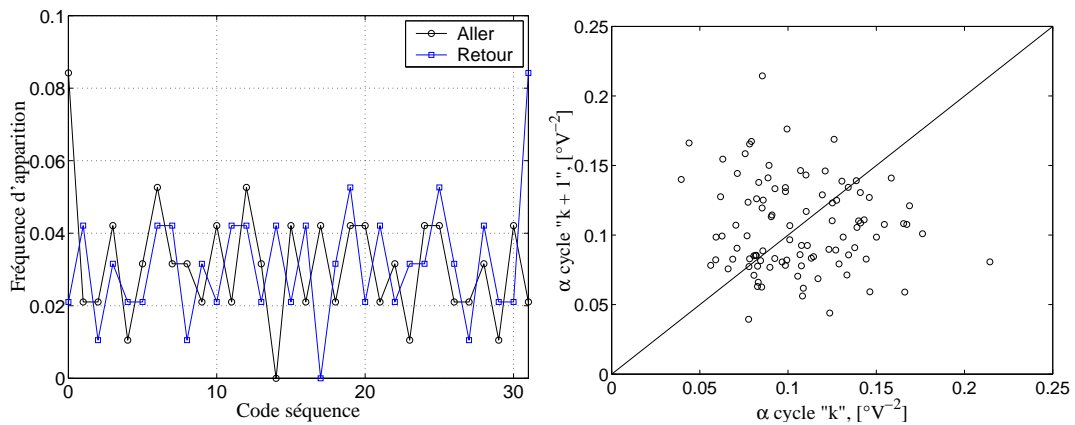
## D.2 Complément des résultats sur l'analyse de l'irréversibilité



(a) Comparaison entre les fréquences d'apparition de chaque séquence dans la série parcourue en sens direct et inverse.

(b) Représentation récursive de la série temporelle.

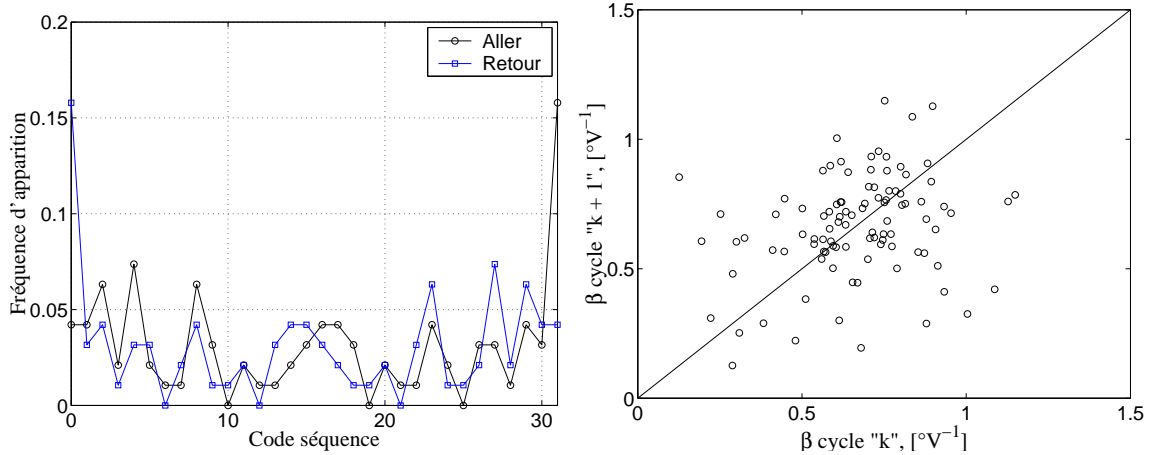
FIG. D.1 – Analyse des irréversibilités au niveau de l'IMPO pour l'essai CLQ4.



(a) Comparaison entre les fréquences d'apparition de chaque séquence dans la série parcourue en sens direct et inverse.

(b) Représentation récursive de la série temporelle.

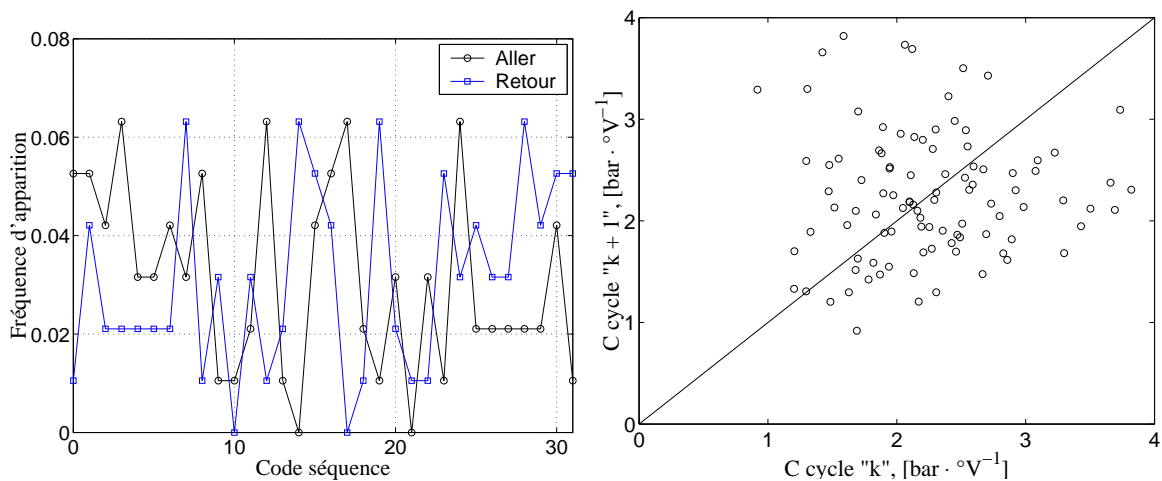
FIG. D.2 – Analyse des irréversibilités au niveau de  $\alpha$  pour l'essai CLQ2.



(a) Comparaison entre les fréquences d'apparition de chaque séquence dans la série parcourue en sens direct et inverse.

(b) Représentation récursive de la série temporelle.

FIG. D.3 – Analyse des irréversibilités au niveau de  $\beta$  pour l'essai CLQ1.



(a) Comparaison entre les fréquences d'apparition de chaque séquence dans la série parcourue en sens direct et inverse.

(b) Représentation récursive de la série temporelle.

FIG. D.4 – Analyse des irréversibilités au niveau du  $C$  pour l'essai CLQ3.

# Bibliographie

- [1] G. H. Abd Alla, H. A. Soliman, O. A. Badr, and M. F. Abd Rabbo. A computational investigation of the effect of exhaust gas recirculation on the performance of a dual fuel engine. *SAE Paper no. 2000-01-2040*, pages 2119–2129, 2000.
- [2] G. H. Abd Alla, H. A. Soliman, O. A. Badr, and M. F. Abd Rabbo. Effect of pilot fuel quantity on the performance of a dual fuel engine. *Energy Conversion & Management*, 41:559–572, 2000.
- [3] G. H. Abd Alla, H. A. Soliman, O. A. Badr, and M. F. Abd Rabbo. Using of quasi-two zone combustion model to predict the performance of a dual fuel engine. *SAE Paper no. 2000-01-2936*, 2000.
- [4] G. H. Abd Alla, H. A. Soliman, O. A. Badr, and M. F. Abd Rabbo. Using of quasi-two zone combustion model to predict the performance of a dual fuel engine. *SAE Paper no. 2000-01-2936*, 2000.
- [5] G. H. Abd Alla, H. A. Soliman, O. A. Badr, and M. F. Abd Rabbo. Combustion quasi-two zone predictive model for dual fuel engines. *Energy Conversion & Management*, 42(12):1477–1498, 2001.
- [6] G. H. Abd Alla, H. A. Soliman, O. A. Badr, and M. F. Abd Rabbo. Effects of diluent admissions and intake air temperature in exhaust gas recirculation on the emissions of an indirect injection dual fuel engine. *Energy conversion and management*, 42:1033–1045, 2001.
- [7] G. H. Abd Alla, H. A. Soliman, O. A. Badr, and M. F. Abd Rabbo. Effect of injection timing on the performance of a dual fuel engine. *Energy conversion and management*, 43:269–277, 2002.
- [8] M. Abu-Qudais. Exhaust gas temperature for knock detection and control in spark ignition engine. In *Energy Conversion Management*, volume 37, pages 1383–1392, 1996.
- [9] C. Aligrot, J. C. Champoussin, N. Guerrassi, and G. Claus. A correlative model to predict autoignition delay of diesel fuels. *SAE Paper no. 970638*, 1997.
- [10] A. C. Alkidas. Combustion-chamber crevices: the major source of engine-out hydrocarbon emissions under fully warmed conditions. *Progress in energy and combustion science*, 25:253–273, 1999.
- [11] W. J. D. Annand. Effects of simplifying kinetic assumptions in calculating nitric oxide formation in spark ignition engines. *IMEchE*, 188:432–436, 1974.
- [12] D. N. Assanis, Z. S. Filipi, S. B. Fiveland, and M. Syrimis. A predictive ignition delay correlation under steady-state and transient operation of a direct injection diesel engine. *ASME Paper, Fall Technical Conference*, 33-2(99-ICE-231):95–104, 1999.
- [13] S. O. Bade, Shrestha, and G. A. Karim. A predictive model for gas fuelled spark ignition engine applications. *SAE Paper no. 980162*, 1999.
- [14] O. Badr, G. A. Karim, and B. Liu. An examination of the flame spread limits in a dual fuel engine. *Applied thermal engineering*, 19:1071–1080, 1999.
- [15] R. Baranescu. *Diesel engine reference book*. Butterworth-Heinemann, second edition, 1999.

- [16] J. Beck, G. A. Karim, E. Pronin, and E. A. Mirosh. The diesel dual fuel engine practical experience and future trends update. *Internal paper CAP96EL070*, pages 355–360, 1996.
- [17] N. J. Beck, W. P. Johnson, A. F. George, P. W. Petersen, B. van der Lee, and G. Klopp. Electronic fuel injection for dual fuel diesel methane. *SAE Paper no. 891652*, 1989.
- [18] A. Bilcan, O. Le Corre, M. Tazerout, I. Bitir, and V. Athanasovici. Valorisation du biogaz dans les moteurs à combustion interne. *présenté au «COFRET 2002 - Coloque Franco-Roumain, Energie, Environnement, Economie et Thermodynamique» Bucarest, Roumanie, 25-27 Avril 2002*, pages 253–260, 2002.
- [19] C. A. Blunsdon and J. C. Dent. The simulation of autoignition and knock in a spark ignition engine with disk geometry. *SAE Paper no. 940524*, 1994.
- [20] G. Brecq. *Contribution à la caractérisation thermodynamique du cliquetis dans les moteurs à gaz : application à de nouvelles méthodes de détection*. PhD thesis, Université de Nantes, 2002.
- [21] M. F. J. Brunt and K. C. Platts. Calculation of heat release in direct injection diesel engines. *SAE Paper no. 1999-01-0187*, 1999.
- [22] M. F. J. Brunt, C. R. Pond, and J. Biundo. Gasoline engine knock analysis using cylinder pressure data. *SAE Paper no. 980896*, 1998.
- [23] M. F. J. Brunt, H. Rai, and A. L. Emtage. The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data. *SAE Paper no. 981052*, 1998.
- [24] K. Burgdorf and I. Denbratt. Comparison of cylinder pressure based knock detection methods. *SAE Paper no. 972932*, 1997.
- [25] S. M. Cannon, B. S. Brewster, and L. D. Smoot. Stochastic modeling of CO and NO in premixed methane combustion. *Combustion and flame*, 113:135–146, 1998.
- [26] C. Cedra and D. Gauthier. *Les moteurs diesel technologie et fonctionnement*. 1ère édition, 1990.
- [27] K. M. Chun and J. B. Heywood. Characterization of knock in a spark-ignition engine. *SAE Paper no. 890156*, 1989.
- [28] K. M. Chun and K. W. Kim. Measurement and analysis of knock in a SI engine using the cylinder pressure and block vibration signals. *SAE Paper no. 940146*, 1994.
- [29] J. C. Culioli. *Introduction à l'optimisation*. Ellipses, 1994.
- [30] H. Daneshyar and M. Watfa. Predictions nitric oxide and carbon monoxide concentrations in spark-ignition engines. *IMEchE*, 188:437–445, 1974.
- [31] P. R. Danyluk. Development of a high-output dual-fuel engine. *Transactions of the ASME*, 115:728–733, 1993.
- [32] P. Daverat. Moteurs à gaz et cogénération. *Revue générale de thermique*, (383), 1993.
- [33] C. S. Daw, C. E. A. Finney, M. B. Kennel, and F. T. Connolly. Cycle-by-cycle combustion variations in spark-ignited engines. *Proceedings of the Fourth Experimental Chaos Conference, Boca Raton, Florida USA*, 1997.
- [34] C. S. Daw, M. B. Kennel, C. E. A. Finney, and F. T. Connolly. Observing and modeling nonlinear dynamics in an internal combustion engine. *Physical review E*, 57(3):2811–2819, 1998.
- [35] G. De Soete. *Aspects fondamentaux de la combustion en phase gazeuse*. Editions Technip, Paris et Institut Français du Pétrole, Rueil-Malmaison, 1976.
- [36] J. E. Dec and C. Espey. Chemiluminescence imaging of autoignition in a DI diesel engine. *SAE Paper no. 982685*, 1998.
- [37] S. Diana, V. Gilio, B. Iorio, and G. Police. Evaluation of the effect of EGR on engine knock. *SAE Paper no. 982479*, 1998.

- [38] A. Douaud. Eléments d'analyse du cliquetis et de ses effets. *Revue de l'Institut Français du Pétrole*, 38(5), 1983.
- [39] B. Douville, P. Ouellette, A. Touchette, and B. Ursu. Performance and emissions of a two-stroke engine fueled using high-pressure direct injection of natural gas. *SAE Paper no. 981160*, pages 1727–1735, 1998.
- [40] M. C. Drake and R. J. Blint. Thermal  $NO_x$  in stretched laminar opposed-flow diffusion flames with  $CO/H_2/N_2$  fuel. *Combustion and flame*, 76:151–167, 1989.
- [41] C. S. Draper. The physical effects of detonation in a closed cylindrical chamber. Technical report, NACA, 1935.
- [42] C. S. Draper. Pressure waves accompanying detonation in the internal combustion. *Journal of the Aeronautical Sciences*, 5(6), 1938.
- [43] V. Drei and G. Mancini. Development of medium-speed and high-speed diesel engines to burn natural gas, biogas and lean gas on stationary plants. *SAE Paper no. 905111*, pages 837–847, 1990.
- [44] L. Eriksson. Spark advance for optimal efficiency. *SAE Paper no. 1999-01-0548*, 1999.
- [45] E. Esposito. Inflammation spontanée. *Techniques de l'ingénieur*, BE1(A1625), 1987.
- [46] C. R. Ferguson. *Internal Combustion Engines*. John Wiley and Sons, 1986. ISBN 0-471-88129-5.
- [47] C. E. A. Finney, Jr. Green, J. B., and C. S. Daw. Symbolic time-series analysis of engine combustion measurements. *SAE Paper no. 980624*, 1998.
- [48] J. Fitton and R. Nates. Knock erosion in spark-ignition engines. *SAE Paper no. 962102*, 1996.
- [49] C. Garnier. Caractérisation de la combustion des moteurs dual-fuel alimentés au gaz de gazogène. Master's thesis, Ecole Polytechnique de l'Université de Nantes, 2003.
- [50] J. A. Gatowski, E. N. Balles, K. M. Chun, F. E. Nelson, J. A. Ekchian, and J. B. Heywood. Heat release analysis of engine pressure data. *SAE Paper no. 841359*, 1984.
- [51] S. Giquiaud. Caractérisation de l'indice de méthane du gaz naturel. Master's thesis, Ecole Polytechnique de Nantes, 1998.
- [52] G. P. Govil, M. P. Poonia, and R. R. Gaur. Computer simulation of a biogas-diesel dual fuel engine using a simple semi-empirical combustion model. *I. C. engines and combustion*, 2000.
- [53] Jr. Green, J. B., C. S. Daw, J. S. Armfield, C. E. A. Finney, R. M. Wagner, J. A. Drallmeier, M. B. Kennel, and P. Durbetaki. Time irreversibility and comparison of cyclic variability models. *SAE Paper no. 1999-01-0221*, 1999.
- [54] G. Grosshans. Development of a 1200 kW/cyl low pressure dual fuel engine for LNG carriers. *présenté au «CIMAC Congress 1998 Copenhagen»*, pages 1417–1427, 1998.
- [55] C. Gunea, M. R. M. Razavi, and G. A. Karim. The effects of pilot fuel quality on dual fuel engine ignition delay. *SAE Paper no. 982453*, 1998.
- [56] D. Hainsworth, M. Pourkashanian, A. P. Richardson, J. L. Rupp, and A. Williams. The influence of carbon dioxide on smoke formation and stability in methane-oxygen-carbon dioxide flames. *Fuel*, 75(3):393–396, 1996.
- [57] S. Hajireza, F. Mauss, and B. Sunden. Two zone model of gas thermodynamic state in SI engine with relevance for knock. In *The fourth International Symposium COMODIA*, page 203:208, 1998.
- [58] H. O. Hardenberg and F. W. Hase. An empirical formula for computing the pressure rise of a fuel from its cetane number and from the relevant parameters of direct injection diesel engine. *SAE Paper no. 790493*, 1979.

- [59] T. Hayasaki, Y. Okamoto, K. Amagai, and M. Arai. A six-stroke DI diesel engine under dual fuel operation. *SAE Paper no. 1999-01-1500*, pages 1–12, 1999.
- [60] A. Henham and M. K. Makkar. Combustion of simulated biogas in a dual-fuel diesel engine. *Energy Conversion and Management*, 39(27):2001–2009, 1998.
- [61] J. B. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Book Company, Singapore, 1988.
- [62] P. G. Hill and B. Douville. Relating burning rate and so formation to pressure development in two-stroke diesel engines. *Journal of energy resources technology*, 119:129–136, Juin 1997.
- [63] H. Hiroyasu. Diesel engine combustion and its modeling. *Diagnostics and modeling of combustion in reciprocating engine, Proc. of COMODIA Symposium, Tokyo, JSME*, pages 53–75, 1985.
- [64] S. Y. Ho and T. W. Kuo. A hydrocarbon autoignition model for knocking combustion in SI engines. *SAE Paper no. 971672*, 1997.
- [65] G. F. Hohenberg. Advanced approaches for heat release calculations. *SAE Paper no. 790825*, 1979.
- [66] D. T. Hountalas and Papagiannakis R. G. Development of a simulation model for direct injection dual fuel diesel-natural gas engines. *SAE Paper no. 2000-01-0286*, 2000.
- [67] Z. H. Huang, K. Y. Pan, L. B. Zhou, and D. M. Jiang. Effect of top land width and engine operating conditions on exhaust hydrocarbon emissions from a spark ignition engine. *Proc Instn Mech Engrs*, 210:243–246, 1996.
- [68] N. Iida, M. Nakamura, and H. Ohashi. Study of diesel spray combustion in an ambient gas containing hydrocarbon using a rapid compression machine. *SAE Paper no. 970899*, 1997.
- [69] K. Ishii, T. Sasaki, Y. Urata, K. Yoshida, and T. Ohno. Investigation of cyclic variation of IMEP under lean burn operation in spark-ignition engine. *SAE Paper no. 972830*, 1997.
- [70] G. A. Karim. Comparative studies of propane and butane as dual-fuel engines. *Journal of the institute of fuel*, pages 513–522, 1967.
- [71] G. A. Karim. Combustion in dual-fuel engines - a status report. Technical report, Imperial College of Science and Technology, London, 1968.
- [72] G. A. Karim. The ignition of a premixed fuel and air charge by pilot fuel spray injection with reference to dual-fuel combustion. *SAE Paper no. 680768*, 1968.
- [73] G. A. Karim. A review of combustion processes in the dual fuel engine-the gas diesel engine. *Prog. Energy Combust. Sci.*, 6:277–285, 1980.
- [74] G. A. Karim. The dual fuel engine of the compression ignition type - prospects, problems and solutions - a review. *SAE Paper no. 831073*, 1983.
- [75] G. A. Karim. An examination of some measures for improving the performance of gas fuelled diesel engines at light load. *SAE Paper no. 912366*, 1991.
- [76] G. A. Karim and N. Amoozegar. Examination of the performance of a dual fuel diesel engine with particular reference to the presence of some inert diluents in the engine intake charge. *SAE Paper no. 821222*, 1982.
- [77] G. A. Karim, K. Ito, M. Abraham, and L. Jensen. An examination of the role of formaldehyde in the ignition processes of a dual fuel engine. *SAE Paper no. 912367*, 1991.
- [78] G. A. Karim and M. O. Khan. Examination of effective rates of combustion heat release in a dual-fuel engine. *Journal of mechanical engineering science*, 10(1), 1968.
- [79] G. A. Karim, M. Kibrya, R. Lapucha, and I. Wierzba. Examination of the combustion of a fuel jet in a homogeneously premixed lean fuel-air stream. *SAE Paper no. 881662*, 1988.
- [80] G. A. Karim and G. Ward. The examination of the combustion processes in a compression-ignition engine by changing the partial pressure of oxygen in the intake charge. *SAE Paper no. 680767*, 1968.



- [81] G. A. Karim and I. Wierzba. Comparative studies of methane and propane as fuels for spark ignition and compression ignition engines. *SAE Paper no. 831196*, 1983.
- [82] G. A. Karim and Y. Zhaoda. Modeling of the combustion process in dual fuel direct injection engine. *Transactions of the ASME*, 112:254–259, Décembre 1990.
- [83] A. Kazakov and D. E. Foster. Modeling of soot formation during DI diesel combustion using a multi-step phenomenological model. *SAE Paper no. 982463*, 1998.
- [84] I. M. Kennedy. Models of soot formation and oxidation. *Progress in Energy and Combustion Science*, 23:93–132, 1997.
- [85] Y. Kidoguchi, C. Yang, R. Kato, and K. Miwa. Effects of fuel cetane number and aromatics on combustion process and emissions of a direct-injection diesel engine. *JSAE Review*, 21:469–475, 2000.
- [86] J. Klimstra. The knock severity index - a proposal for knock classification method. *SAE Paper no. 841335*, 1984.
- [87] S. I. Kwon, M. Arai, and H. Hiroyasu. Ignition delay of a diesel spray injected into a residual gas mixture. *SAE Paper no. 911841*, 1998.
- [88] G. A. Lavoie, J. B. Heywood, and J. C. Keck. Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines. *Combustion science and technology*, 1:313–326, 1970.
- [89] W. Lee and H. J. Schaefer. Analysis of local pressure, surface temperatures and engine damages under knock conditions. *SAE Paper no. 830508*, 1983.
- [90] A. H. Lefebvre. *Atomization and sprays*, volume Combustion (Hemisphere Publishing Corporation). Taylor & Francis, 1989.
- [91] G. Li, P. Ouellette, S. Dumitrescu, and P. G. Hill. Optimization study of pilot-ignited natural gas direct-injection in diesel engines. *SAE Paper no. 1999-01-3556*, pages 95–104, 1999.
- [92] Z. Liu and G. A. Karim. The ignition delay period in dual fuel engines. *SAE Paper no. 950466*, 1995.
- [93] Z. Liu and G. A. Karim. Simulation of combustion process in gas fuelled diesel engines. *Proceedings Institute of Mechanical Engineers*, 211, Part A:159–169, 1997.
- [94] Z. Liu and G. A. Karim. Examination of combustion characteristics in dual fuel engines. *AIAA/ASME Joint thermophysics and heat transfer conference*, 1:297–304, 1998.
- [95] G. A. Loper and S. R. Bell. Simulation of a spark ignited engine. In *Transactions of the ASME, Journal of Internal Combustion Engines*, no. 94-ICE-17, 1994.
- [96] C. Mansour, A. Bounif, A. Aris, and F. Gaillard. Gas-diesel (dual-fuel) modeling in diesel engine environment. *International Journal of Thermal Sciences*, 40(4):409–424, 2001.
- [97] M. Mbarawa, B. E. Milton, and R. T. Casey. Experiments and modelling of natural gas combustion ignited by a pilot diesel fuel spray. *Int. J. Therm. Sci.*, 40:927–936, 2001.
- [98] F. D. McCuiston, Jr. & G. A. Lavoie, and C. W. Kauffman. Validation of a turbulent flame propagation model for a spark ignition engine. *SAE Paper no. 770045*, 1977.
- [99] G. J. Micklow, B. Owens, and M. Russell. Cycle analysis for fuel-inducted internal combustion engine configurations. In *Proceedings of IMechE*, volume 215 of *D*, page 115:125, 1994.
- [100] J. A. Miller and C. T. Bowman. Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion. *Progress in energy and combustion science*, 15:287–338, 1989.
- [101] F. Millo and C. V. Ferraro. Knock in SI engines: a comparison between different techniques for detection and control. *SAE Paper no. 982477*, 1998.

- [102] N. Miyamoto, T. Chikahisa, T. Murayama, and R. Saywer. Description and analysis of diesel engine rate of combustion and performance using Wiebe's functions. *SAE Paper no. 850107*, 1985.
- [103] E. Müller and M. Zillmer. Modeling of nitric oxide and soot formation in diesel engine combustion. *SAE Paper no. 982457*, 1998.
- [104] Y. Nakajima, T. Nagai, T. Iijima, J. Yokoyama, and K. Nakamura. Analysis of combustion patterns effective in improving anti-knock performance of a spark ignition engine. *SAE Paper*, 13:9–17, 1984.
- [105] J. P. A. Neeft, M. Makkee, and J. A. Moulijn. Diesel particulate emission control. *Fuel processing technology*, 47:1–69, 1996.
- [106] O. B. Nielsen, B. Qvale, and S. Sorenson. Ignition delay in the dual fuel engine. *SAE Paper no. 870589*, 1987.
- [107] O. M. I. Nwafor. Effect of choice of pilot fuel on the performance of natural gas in diesel engines. *Renewable Energy*, 21(3-4):495–504, 11 2000.
- [108] J. O. Olsson, P. Tunestål, G. Haraldsson, and B. Johansson. A turbo charged dual fuel HCCI engine. *SAE Paper no. 2001-01-1896*, pages 79–89, 2001.
- [109] A. K. Oppenheim. The knock syndrome - its cures and its victims. *SAE Paper no. 841339*, 1984.
- [110] P. Papon and Leblond J. *Thermodynamique des états de la matière*. Hermann, 1990.
- [111] M. P. Poonia, A. Ramesh, and R. R. Gaur. Effect of intake air temperature and pilot fuel quantity on the combustion characteristics of a LPG - diesel dual - fuel engine. *SAE Paper no. 982455*, 1998.
- [112] M. P. Poonia, A. Ramesh, and R. R. Gaur. Experimental investigations of the factors affecting the performance of a LPG - diesel dual fuel engine. *SAE Paper no. 1999-01-1123*, 1999.
- [113] G. Prakash, A. Ramesh, and A. B. Shaik. An approach for estimation of ignition delay in a dual fuel engine. *SAE Paper no. 1999-01-0232*, 1999.
- [114] G. Prakash, A. Ramesh, and M. Tazerout. Influence of injection timing and load on the performance and combustion characteristics of a biogas - diesel dual - fuel engine. *Fuels International*, 2000.
- [115] P. V. Puzinauskas. Examination of methods used to characterize engine knock. *SAE Paper no. 920808*, 1992.
- [116] C. Rahmouni. *Contribution à la caractérisation de la qualité du gaz naturel à partir de ses propriétés physiques*. PhD thesis, Université de Nantes, mars 2003.
- [117] R. R. Raine. A performance model of the dual fuel (diesel/natural gas) engine. *SAE Paper no. 900387*, 1990.
- [118] R. R. Raine, C. R. Stone, and J. Gould. Modeling of nitric oxide formation in spark ignition engines with a multizone burned gas. *Combustion and flame*, 102:241–255, 1995.
- [119] A. Ramesh, M. Tazerout, and O. Le Corre. An experimental study cyclic variations in a lean burn natural gas fuelled spark ignition engine. *Proceedings of 2003 ASME-ICED Fall Technical Conference*, 2003. Paper No. ICF2003-772.
- [120] J. I. Ramos. *Internal combustion engine modeling*. Hemisphere publishing corporation, 1989.
- [121] S. Rousseau. *Contribution à l'étude du cycle thermodynamique de moteurs de cogénération fonctionnant au gaz naturel en mélange pauvre*. PhD thesis, Université de Nantes, 1999.
- [122] S. Rousseau, B. Lemoult, and M. Tazerout. Combustion characterization of natural gas in a lean burn spark ignition engine. In *IMEchE, Proc. Instn. Mech. Engrs.*, volume 213 Part D, pages 481–489, 1999.

- [123] G. Sado and M. C. Sado. *Les plans d'expériences: de l'expérimentation à l'assurance qualité*. Afnot Technique, 1991.
- [124] H. J. Schiffigens, D. Brandt, L. Dier, and R. Glauber. Development of the new MAN B&W 32/40 dual fuel engine. *présenté à «1996 Fall Technical Conference»*, 3(27):33–45, 1996.
- [125] K. P. Schmillen and M. Rechs. Different methods of knock detection and knock control. *SAE Paper no. 910858*, 1991.
- [126] M. Schneider, K. Schmillen, and F. Pischinger. Regularities of cylinder pressure oscillations and their effects on the combustion process and noise. *SAE Paper no. 872248*, 1987.
- [127] M. Y. E. Selim. An experimental investigation of combustion noise from dual fuel engine running on diesel/natural gas. *présenté à «2000 Spring Technical Conference»*, pages 83–92, 2000. Paper no. 2000-ICE-294.
- [128] M. Y. E. Selim. Pressure-time characteristics in diesel engine fueled with natural gas. *Renewable Energy*, 22:473–489, 2001.
- [129] D. R. Snelling, G. J. Smallwood, Ö. L. Gülder, W. D. Bachalo, and S. Subramanian. Soot volume fraction characterization using the laser-induced incandescence detection method. *10<sup>th</sup> International symposium on application of laser techniques to fluid mechanics*, 2000. 10-13 July, Lisbon, Portugal.
- [130] M. Syrimis and D. N. Assanis. The effect of the location of knock initiation on heat flux into a SI combustion chamber. *SAE Paper no. 972935*, 1997.
- [131] Y. Takagi, T. Itoh, and T. Iijima. An analytical study on knocking heat release and its control in a spark ignition engine. *SAE Paper no. 880196*, 1988.
- [132] X. Z. Tang, E. R. Tracy, A. D. Boozer, A. deBrauw, and R. Brown. Symbol sequence statistics in noisy chaotic signal reconstruction. *Physical Review E*, 51(5):3871–3889, 1995.
- [133] V. Thyagarajan and M. K. G. Babu. A combustion model for a dual fuel direct injection diesel engine. *Proceedings of COMODIA Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines, Tokyo*, pages 607–614, 1985.
- [134] E. Tomita, N. Kawahara, Y. Hamamoto, Z-Y. Piao, and S. Fujita. A study on hydrogen combustion ignited with light oil in a dual fuel engine. *JSME-KSME Thermal Engineering Conference, 1-6 October, Kobe, Japan*, 2000.
- [135] J. L. Toof. A model for the prediction of thermal, prompt, and fuel  $NO_x$  emissions from combustion turbines. *Transactions of the ASME*, 108, 1986.
- [136] P. A. Tunestal. *The use of cylinder pressure for estimation of the in-cylinder air/fuel ratio of an internal combustion engine*. PhD thesis, University of California, Berkeley, 2000.
- [137] S. R. Turns. *An introduction to combustion concepts and application*. McGraw-Hill, Singapore, 1996.
- [138] G. J. Van Wylen, R. E. Sonntag, and P. Desrochers. *Thermodynamique appliquée*. John Wiley and Sons, Inc., 1992.
- [139] R. M. Wagner, J. A. Drallmeier, and C. S. Daw. Origins of cyclic dispersion patterns in spark ignition engines. *Central States Technical Meeting of the Combustion Institute, Lexington, KY*, 1998.
- [140] F. A. Williams. *Combustion theory*. Addison-Wesley, 1985. 2nd Edition, Redwood City, CA.
- [141] R. Worret, S. Bernhardt, F. Schwarz, and U. Spicher. Application of different cylinder pressure based knock detection methods in spark ignition engines. *SAE Paper no. 2002-01-1668*, 2002.
- [142] T. F. Yusaf, A. H. Shamsuddin, Y. Ali, and A. F. Ismail. A study of dual fuel system using compressed natural gas for commercial diesel engine. *International journal of power and energy systems*, 19(2):163–167, 1999.

- [143] F. Zhao, M. C. Lai, and D. L. Harrington. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 25:437–562, 1999.
- [144] C. Zuo and M. Yang. Operating characteristics and description of a dual fuel engine for diesel-natural gas heavy-duty operation. *SAE Paper 1999-01-3523*, pages 107–114, 1999.

**Résumé :** La valorisation des déchets industriels (agriculture, industrie alimentaire, chimique, etc) et des ordures ménagères représente une solution émergente de substitution d'énergie fossile. En effet, la méthanisation ou la gazéification génère des gaz combustibles ayant de faibles PCI, tel que le biogaz ou le gaz de gazogène. Leur utilisation dans les moteurs à piston est associée aux problèmes de stabilité de la combustion et aux faibles rendements thermiques. Par ailleurs, l'utilisation des combustibles tels que le GPL peut participer à la diminution des coûts de production associés à la production d'énergie, ainsi qu'à la protection de l'environnement. Etant un combustible très réactif, un fonctionnement à des charges et des substitutions élevées, peut s'accompagner de combustions cliquetantes. Les performances du moteur sont alors dégradées et, sans un contrôle immédiat, ce régime peut entraîner des dégâts importants.

L'objectif de cette thèse est de caractériser le cycle thermodynamique de moteurs dual-fuel, fonctionnant avec ces types de combustibles. Dans cette optique, des essais ont été réalisés et analysés avec de nouvelles méthodologies. Les méthodes d'analyse portent sur le délai d'ignition et sur le déroulement effectif de la combustion, qui se fait en trois étapes distinctes.

Basés sur une combinaison de trois lois de Wiebe, des modèles prédictifs complets ont été créés pour déterminer l'évolution de la pression cylindre. Leur validation a été réalisée pour l'ensemble des combustibles simulés en termes de travail indiqué, de pression instantanée et de fraction brûlée. Enfin, une brève analyse des performances environnementales lors de l'utilisation du biogaz a été réalisée.

L'étude des régimes détonants de combustion a permis l'adaptation du concept de Courbe Enveloppe pour le cas des moteurs dual-fuel. Il permet de caractériser, notamment en termes d'amplitude, les oscillations de pression. Complétée avec une étude fréquentielle de ces oscillations, basée sur la théorie de Draper, une caractérisation complète du phénomène de cliquetis dans les moteurs dual-fuel est réalisée. Par ailleurs, une étude sur l'irréversibilité du phénomène, renforcée avec la notion de l'entropie de Shannon, met en évidence le caractère chaotique du cliquetis.

**Mots-clés :** biogaz, gaz de gazogène, GPL, dual-fuel, cycle thermodynamique, loi de Wiebe, courbe enveloppe, cliquetis.

---

## CONTRIBUTION TO THE STUDY OF THE THERMODYNAMIC CYCLE OF DUAL-FUEL ENGINES

**Abstract:** A rising solution of fossil energy substitution is to valorize the industrial and municipal waste. Thus, methanisation or gasification generates gaseous fuels at low LHV, such as biogas or producer gas. Such fuels may be used in reciprocating engines, but problems regarding combustion stability and poor thermal efficiency are associated. Moreover, environmental friendly fuels such as the LPG may reduce the price of energy. A highly reactive fuel, LPG may lead to knock during operation at high loads or at important diesel substitution. Heavy knock operation results in low thermal efficiency. Without an immediate control, this mode can cause important damage to the engine.

The main goal of this thesis is to characterize the thermodynamic cycle of dual-fuel engines, running with the above-cited fuels. Tests were performed and analyzed with new methods, relating on the ignition delay and the rate of heat release.

Based on a combination of three Wiebe laws, a complete predictive model was created to determine the in-cylinder pressure. The model was validated for the tested fuels in terms of indicated work per cycle, in-cylinder pressure and burned mass fraction. A brief analysis of the environmental performances when running with biogas was carried out.

The Outer Layer Curve model was used to model the amplitude of knock in dual-fuel engines. This approach was completed with an analysis of pressure oscillations frequency spectrum related on Draper's theory. Hence knock in dual-fuel engines was completely characterized. Moreover, a study on the irreversible character of knock based on Shannon's entropy is introduced.

**Keywords:** biogas, producer gas, LPG, dual-fuel, thermodynamic cycle, Wiebe's law, Outer Layer Curve, knock.

**Discipline:** Thermique, Energétique et Génie des Procédés

**N :**

