

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE
DE BOUMERDES

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA – BOUMERDES –
Faculté des sciences de l'ingénieur

FILIERE : Génie Mécanique
OPTION : Energétique

Thèse de Doctorat

Présentée et soutenue publiquement par :
Lounici Mohand Said

Contribution à la réduction de la pollution
urbaine en Algérie par recours à l'utilisation
de carburants alternatifs

Thèse soutenue le : 03 Novembre 2011

Devant le Jury composé de :

DURASTANTI	Jean-Félix	Professeur	Univ. PARIS XII/France	Président
STOUFFS	Pascal	Professeur	Univ. PAU/France	Examineur
LIAZID	Abdelkrim	Professeur	Enset Oran	Examineur
MANSOURI	Kacem	Professeur	UMBB	Examineur
BALISTROU	Mourad	M.C/A	UMBB	Directeur de thèse
TAZEROUT	Mohand	Professeur	EMNantes/France	Co-directeur

- Année 2011 -

Remerciements

Je remercie d'abord DIEU le tout puissant pour m'avoir donné la force qui m'a permis de finaliser ce travail malgré les épreuves que j'ai eu par ailleurs durant cette période.

Les travaux de thèse présentés dans ce mémoire ont été effectués au Département Systèmes Energétiques et Environnement de l'Ecole des Mines de Nantes en collaboration avec le Département Energétique de la faculté des sciences de l'ingénieur de l'université de Boumerdès sous la direction de Mohand TAZEROUT, Professeur et responsable de l'équipe Systèmes Energétiques Moteurs et Carburants Alternatifs. Je lui suis très reconnaissant pour la confiance qu'il m'a accordée en m'accueillant dans son équipe, pour ses remarques, ses orientations ainsi que les conseils qu'il m'a prodigués. Mes remerciements vont également à Mourad BALISTROU, maître de conférences à l'UMBB, pour avoir accepté de diriger cette thèse.

Je tiens à remercier particulièrement Khaled LOUBAR, Maître-assistant à l'Ecole des Mines de Nantes. Sa disponibilité, ses remarques et ses encouragements ont été d'un précieux apport pour ce travail. Je lui souhaite plein de bonnes choses.

Je remercie vivement le professeur Jean-Félix DURASTANTI pour avoir accepté d'être président du jury de soutenance de cette thèse.

Je suis très honoré que Messieurs Pascal STOUFFS, Professeur à l'IUT de Pau, Abdelkrim LIAZID, Professeur à l'ENSET d'Oran et Kacem MANSOURI, Professeur à la FSI de l'UMBB, aient accepté de juger ce travail en qualité de rapporteurs. Je les en remercie.

Ce travail doit beaucoup à Jérôme MARTIN, Eric CHEVREL, Yvan GOURIOU, Patrick BRION, Thomas BERGANTZ, et particulièrement à François-Xavier BLANCHET, techniciens du Département Systèmes Energétiques et Environnement, chacun pour son apport, pour la mise en place du banc d'essai moteur et des campagnes d'essais.

Comment oublier tous les amis que j'ai rencontré à Nantes, les doctorants et tout le personnel du DSEE et particulièrement Lyes, Khaled, Bilal et Dominique, dont la présence me fût d'un grand réconfort.

Enfin, je ne pourrais ne pas citer et prier pour deux personnes chères, qui m'ont encouragé et soutenu au début de cette thèse et que le destin a voulu nous séparer. D'abord, Ahmed DJIMLI, qui a presque finalisé sa thèse sans l'avoir soutenu, que DIEU l'accueille dans le plus haut de son paradis, et que DIEU préserve la deuxième.

Bibliographie de l'auteur

I. Publications dans des revues avec comité de lecture

- [1] Mohand Said Lounici, Khaled Loubar, Mourad Balistrrou, Mohand Tazerout. Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines. *Applied Thermal Engineering*, Volume 31, Issues 2-3, February 2011, Pages 319-328.
- [2] Mohand Said Lounici, Mohand Tazerout, Dan Catalin Niculescu, Radu Chiriac. Etude expérimentale du fonctionnement au cliquetis d'un moteur diesel dual-fuel. *Termotechnica*, 2/2010, p. 37-49.
- [3] M. S. Lounici, L. Tarabet, K. Loubar, M. Balistrrou, M. Tazerout. Experimental investigation on performances and exhaust emissions of a conventional DI diesel engine adapted for Natural gas dual fuel operation. *Applied Thermal Engineering* (soumis.)
- [4] L. Tarabet, M. S. Lounici, K. Loubar, S. Hanchi, M. Tazerout. Eucalyptus biodiesel as an alternative to diesel fuel: Preparation and tests on DI diesel engine. *Biomass and Bioenergy* (soumis).

II. Communications dans des actes de congrès avec comité de lecture

- [1] M. S. Lounici, L. Tarabet, K. Loubar, M. Balistrrou, M. Tazerout. Etude de performances d'un moteur diesel conventionnel adapté pour un fonctionnement dual-fuel au gaz naturel. 15èmes Journées Internationales de Thermique. 24-26 Septembre 2011. Tlemcen- Algérie.
- [2] L. Tarabet, M. S. Lounici, K. Loubar, S. Hanchi, M. Tazerout. Experimental Investigation of Combustion and Heat Release Characteristics of a Biodiesel Fuelled Diesel Engine. 15èmes Journées Internationales de Thermique. 24-26 Septembre 2011. Tlemcen- Algérie.
- [3] M. S. Lounici, L. Tarabet, K. Loubar, M. Balistrrou, M. Tazerout. Choix de corrélation de transfert thermique pour une meilleure modélisation de moteurs fonctionnant au GNV. SFT-11, 24-27 Mai 2011, Perpignan-France.
- [4] Mohand Said Lounici, Mohand Tazerout, Mourad Balistrrou. Heat transfer correlation choice for two-zone combustion model optimization in the case of natural gas SI engines. 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT2010) July 19-21, 2010, Antalya, Turkey.

- [5] L. Tarabet, M. S. Lounici, K. Loubar, S. Hanchi, M. Tazerout. Experimental investigation of eucalyptus biodiesel combustion in DI diesel engine ». 5th European Combustion Meeting. 28 juin au 01 Juillet 2011, Cardiff (UK).
- [6] L. Tarabet, M. S. Lounici, K. Loubar, S. Hanchi, M. Tazerout. Experimental evaluation of performances and emissions of DI diesel engine fuelled with eucalyptus biodiesel. Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions. 29-30 November 2011, One Birdcage Walk, London.
- [7] Mohand Said Lounici, Khaled Loubar, Mourad Balistrrou, Mohand Tazerout, Optimization of heat transfer calculation within two-zone combustion model for natural gas SI engines, Second International Conference on Energy Conversion and Conservation, CICME10 - April 22-25, 2010, Tunisia.
- [8] Mohand Said Lounici, Mohand Tazerout, Mourad Balistrrou, Effet de changement de combustibles sur les émissions de GES par les automobiles en zones urbaines en Algérie, 4ème édition du Colloque francophone en énergie, environnement, économie et thermodynamique (2008) , Cofret-08, France.

Résumé

La pollution atmosphérique et le réchauffement climatique provoqué par les émissions de gaz à effet de serre sont devenus une préoccupation et un enjeu majeur dans le monde entier. Un grand nombre de travaux de recherche ont été menés dans le but d'identifier des sources d'énergie de substitution plus écologiques que les produits pétroliers conventionnels. Le gaz naturel bénéficie d'un grand intérêt en tant que carburant alternatif propre. Son utilisation dans les moteurs et particulièrement ceux de véhicules est investiguée.

Relever tous les défis liés à un usage du gaz naturel, digne des avantages qu'il procure, nécessite des stratégies de promotion efficaces qui rallient l'aspect technique à tous les autres aspects inhérents. Dans le but de contribuer à la promotion de ce carburant à l'échelle mondiale en général, et au niveau national en particulier, certains éléments pour des stratégies de promotion sont d'abord proposés sur la lumière d'une revue bibliographique ayant porté sur les différents types de motorisations au gaz naturel.

Le fonctionnement dual-fuel est une technique intéressante d'utilisation de ce carburant dans les moteurs, tant sur le plan économique qu'environnemental. Cependant, pour être plus attrayant, quelques aspects doivent être améliorés. La première partie de notre travail est une contribution à la caractérisation et l'amélioration du fonctionnement dual-fuel au gaz naturel. Une investigation expérimentale a été réalisée. Quelques pistes d'amélioration de ce fonctionnement sont explorées. Une stratégie adaptée de contrôle du mode de fonctionnement diesel - dual-fuel est proposée sur la base des résultats obtenus.

Le risque de cliquetis aux charges élevées, requiert une attention particulière. Le cliquetis est un phénomène néfaste, voire fatal dans certains cas, pour les moteurs et notamment ceux en fonctionnement dual-fuel. Sa maîtrise est d'une importance capitale. Ainsi, nous nous sommes intéressés à ce phénomène pour le cas de moteurs dual-fuel au gaz naturel. Sa caractérisation, les moyens de détection de son apparition et les indicateurs utilisés sont investigués. Un nouvel indicateur pertinent est proposé. Une technique de retardement du cliquetis pour ce type de moteur est mise en place.

Par ailleurs, le méthane, composant principal du gaz naturel, peut être considéré comme une source d'énergie renouvelable, à travers la production de biogaz issus notamment de la dégradation anaérobie de déchets. La valorisation des biogaz présente un grand intérêt tant sur le plan écologique qu'économique. Cependant, elle est confrontée à des problèmes qui peuvent compromettre leur utilisation industrielle. Les moteurs dual-fuel ont été investigués comme une piste de valorisation de ces gaz et de recherche de solutions à ces problèmes. L'impact de la présence des siloxanes dans ces gaz sur le moteur a été étudié. Une technique innovante de nettoyage des dépôts dus à ces particules dans le moteur a été proposée.

La deuxième grande famille de moteurs au gaz naturel est celle à allumage commandé. D'abord, sur la base d'une recherche bibliographique, des pistes d'optimisation de performances et d'émissions sont tirées. Un code de calcul conçu pour servir de banc d'essai numérique pour les moteurs au gaz naturel à allumage commandé, a été développé. Sur la voie de l'optimisation de cet outil, l'évaluation du transfert thermique a été investiguée. Le code de calcul a été validé par des résultats expérimentaux. Cet outil pourra servir comme premier moyen, afin d'étudier différentes techniques d'amélioration de ce type de moteur, en vue du développement de cette catégorie de motorisation au gaz naturel.

Mots clés : Moteurs, pollution, gaz à effet de serre, dual-fuel, gaz naturel, émissions, cliquetis, biogaz, siloxanes, modèle thermodynamique, transfert thermique.

Abstract

Air pollution and global warming caused by greenhouse gases emissions have become a concern and a major challenge worldwide. Many research works have been conducted in order to identify sources of alternative energy more environmentally friendly than conventional petroleum products. Natural gas has a great interest as a clean alternative fuel. Its use in engines and particularly for vehicles is investigated.

Meet all the challenges related to the use of natural gas, worthy of its benefits, requires efficient promotion strategies, which align the technical aspect to all other inherent aspects. In order to contribute to the promotion of this fuel in the world in general, and especially at the national level, some promotion strategies were first proposed, basing on a literature review focused on the different types of natural gas engines.

Dual-fuel operation is an interesting technique for using this fuel in engines, both economically and environmentally. However, to be more attractive, some aspects need improvement. The first part of our work is a contribution to characterization and improvement of natural gas dual-fuel operation. An experimental investigation was conducted. Some techniques for improvement of this operation are explored. An appropriate strategy to control the operating mode diesel - dual-fuel is proposed on the basis of the results.

The risk of knock at high loads requires special attention. Knocking is a phenomenon harmful, and fatal in some cases. Its control is of paramount importance. Thus, we focused on this phenomenon for the case of natural gas dual-fuel engines. Its characterization, detection means of its appearance and indicators are studied. A new pertinent indicator is proposed. A technique for delaying its appearance in the specific case of this type of engines is implemented.

In addition, methane, the main natural gas component, can be considered as a renewable energy source through the production of biogas from anaerobic degradation of wastes. The valorization of biogas is of great interest both ecologically and economically. However, it faces problems that can compromise their industrial use. Dual-fuel engines have been investigated as a mean of valorization of such gas and finding solutions to these problems. The impact of the presence of siloxanes in the gas engine was investigated. An innovative cleaning technique for deposits due to these particles in the engine has been proposed.

The second major natural gas engine family is the spark ignition engines. First, based on a literature survey, performances and emissions optimization strategies are deduced. A computer code designed to serve as a numerical test bench for natural gas spark ignition engines, was developed. Towards optimization of this tool, the evaluation of heat transfer was investigated. The computer code was validated by experimental results. This tool can serve as a primary mean to study various techniques for improving this type of engines.

Keywords: Engines, pollution, greenhouse gases, dual-fuel, natural gas, emissions, knock, biogas, siloxanes, thermodynamic model, heat transfer.

ملخص

لقد بات تلوث الهواء وظاهرة الاحتباس الحراري الناجم عن انبعاث غازات الاحتباس الحراري مصدر قلق وتحد كبير في جميع أنحاء العالم. وقد أجريت أبحاث كثيرة تعمل من أجل تحديد مصادر طاقة بديلة ملائمة للبيئة أكثر من المنتجات النفطية التقليدية. الغاز الطبيعي لديه اهتمام كبير كوقود بديل نظيف. ويجري التحقيق ولا سيما استخدامه في المحركات والمركبات

مواجهة جميع التحديات المتعلقة باستخدام الغاز الطبيعي ، وجديرة فوائده يتطلب استراتيجيات لتعزيز فعالية، والتي محاذاة الجانب التقني لكافة الجوانب الأخرى المتأصلة. من أجل المساهمة في تعزيز هذا الوقود في العالم بشكل عام وخصوصا على المستوى الوطني، كان أول من اقترح بعض استراتيجيات الترويج في ضوء استعراض أدبيات ركز على أنواع مختلفة من مدعوم من الغاز الطبيعي.

وقود مزدوج بشكل تشغيل تقنية مثيرة للاهتمام لاستخدام هذا الوقود في المحركات، سواء اقتصاديا وبيئيا. ومع ذلك، ليكون أكثر جاذبية بعض الجوانب تحتاج إلى تحسين. يمكن الجزء الأول من عملنا أن يكون جزءا من جهد للمساهمة في توصيف وتحسين التشغيل المزدوج ووقود الغاز الطبيعي. أجري التحقيق التجريبي. تعمل على استطلاع بعض المناطق لتحسين هذه العملية. ويقترح الوقود المزدوج على أساس النتائج -- استراتيجية ملائمة لمراقبة الديزل وضع التشغيل.

خطر تدق في حمولات كبيرة، ويتطلب اهتماما خاصا. القرقة ظاهرة ضارة أو ممينة في بعض الحالات ، على سبيل المثال ، للمحركات المزدوجة وعملية الوقود. السيطرة على هذا النوع في أهمية قصوى. وهكذا، ونحن مهتمون في هذه الظاهرة بالنسبة لقضية الوقود المزدوج لمحركات الغاز الطبيعي. توصيفه، وكشف وسائل ظهوره ويتم دراسة المؤشرات. ويقترح مؤشر جديد تدق. كما تم التحقيق مع استكشاف سبل لتأخير ظهوره في الحالة المحددة لهذا النوع من المحركات....

بالإضافة، يمكن اعتبار الغاز الطبيعي مصدر الطاقة المتجددة من خلال إنتاج الغاز الحيوي من التحلل اللاهوائي للنفايات من هذا القبيل. تقييم الغاز الحيوي هو من مصلحة كبيرة سواء بيئيا واقتصاديا. ومع ذلك، فإنه يواجه المشاكل التي يمكن استخدامها تسوية الصناعية. وقد تم التحقيق في وقود المحركات المزدوجة بمثابة مسار الانتعاش في هذا الغاز، وإيجاد حلول لهذه المشاكل. وكان التحقيق في تأثير وجود siloxanes في محرك الغاز. تقنيات تنظيف الودائع بسبب هذه الجسيمات في المحرك وقد تم اقتراح ومناقشتها.

الأسرة الثانية المحرك هو إشعال الغاز الطبيعي. أولا ، على أساس البحث المؤلفات، والأداء الأمثل والطريق الصحيح للانبعثات وأفرج عنه. وقد تم وضع البرمجية كمبيوتر مصممة لتكون بمثابة اختبار لإشعال الغاز الطبيعي الرقمية المحرك. على طريق الاستفادة المثلى من هذه الأداة ، وكان التحقيق في التقييم لنقل الحرارة. تمت المصادقة على قانون الكمبيوتر من خلال النتائج التجريبية. هذه الأداة يمكن أن تكون بمثابة الوسيلة الأولى لدراسة تقنيات مختلفة لتحسين هذا النوع من المحركات لتطوير هذه الفئة من المحركات للغاز الطبيعي.

الكلمات الرئيسية : محركات، التلوث، الغازات المسببة للاحتباس الحراري، ثنائية الوقود ، الغاز الطبيعي، الانبعثات، تدق، والغاز الحيوي، siloxanes، نموذج الديناميكا الحرارية، ونقل الحرارة.

Table des matières

Principales notations	10
Introduction	12
1. Utilisation du gaz naturel dans les moteurs : Etat de l'art	17
1.1 Introduction	17
1.2 Caractérisation des émissions.....	17
1.3 Composition du gaz naturel.....	22
1.4 Avantages et limitations du GNC.....	24
1.4.1 Avantages	24
1.4.2 Problèmes et défis	27
1.5 Types de moteurs au gaz naturel	29
1.6 Techniques de combustion du GN dans les moteurs.....	30
1.6.1 Moteurs au gaz naturel en mélange pauvre (Lean burn)	31
1.6.2 Moteurs stœchiométriques au gaz naturel	36
1.6.3 Moteurs Dual-fuel au gaz naturel.....	38
1.6.4 Application de nouvelles techniques pour les moteurs au gaz naturel.....	40
1.6.5 Mélange du gaz naturel avec d'autres combustibles	40
1.7 Pour une stratégie de promotion du GNV	41
1.8 Synthèse et conclusions.....	43
2. Investigation du fonctionnement dual-fuel de moteur diesel au gaz naturel	44
2.1 Introduction	44
2.2 Présentation du banc d'essai.....	45
2.2.1 Caractéristiques du moteur.....	45
2.2.2 Caractéristiques du frein dynamométrique.....	47
2.2.3 Adaptation du moteur au fonctionnement dual-fuel.....	48
2.2.4 Alimentation en carburant gazeux.....	48
2.2.5 Système de sécurité	49
2.3 Métrologie	49
2.3.1 Acquisition lente.....	49
2.3.2 Acquisition rapide	52
2.4 Méthodologie expérimentale.....	53
2.5 Méthodes d'analyse.....	55
2.5.1 Analyse de la combustion.....	55
2.5.2 Analyse du cliquetis	58
2.6 Etude des performances et des émissions polluantes d'un moteur DF au GN	59
2.6.1 Effet du mode dual-fuel sur le dégagement de chaleur et la pression cylindre	59

2.6.2	Effet du fonctionnement dual-fuel sur la consommation spécifique totale	62
2.6.3	Effet du fonctionnement dual-fuel sur les émissions de particules	68
2.6.4	Effet du fonctionnement dual-fuel sur les émissions de NO _x	69
2.6.5	Effet du fonctionnement dual-fuel sur les émissions des hydrocarbures non brûlés.....	72
2.6.6	Effet du fonctionnement dual-fuel sur les émissions de monoxyde de carbone.....	74
2.6.7	Effet du fonctionnement dual-fuel sur les émissions du dioxyde de carbone	75
2.6.8	Conclusion.....	76
2.7	Exploration de quelques pistes d'amélioration du fonctionnement dual-fuel	77
2.7.1	Effet de la quantité de combustible pilote	77
2.7.2	Effet du système d'alimentation en gaz.....	79
2.8	Fonctionnement dual-fuel à pleine charge	82
2.8.1	Description	82
2.8.2	La puissance maximale effective.....	82
2.8.3	Le rendement effectif à pleine charge	83
2.9	Eléments pour une stratégie adaptée de contrôle du mode de fonctionnement diesel – DF.....	85
2.10	Synthèse et conclusions.....	85
3.	Contribution à la caractérisation du cliquetis dans les moteurs dual-fuel au gaz naturel	86
3.1	Introduction	86
3.2	Eléments bibliographiques concernant le cliquetis	87
3.2.1	Description du cliquetis.....	87
3.2.2	Conséquences du cliquetis.....	89
3.2.3	Facteurs influant sur l'apparition du cliquetis.....	90
3.2.4	Détection du cliquetis : les moyens et indicateurs existants.....	91
3.3	Etude du cliquetis dans le cas de moteurs dual-fuel au gaz naturel	95
3.3.1	Description du phénomène.....	95
3.3.2	Indicateurs utilisés.....	96
3.3.3	Variabilité cyclique	97
3.3.4	Influence du cliquetis sur la courbe de dégagement de chaleur et la température de parois ...	100
3.3.5	Interaction entre le cliquetis et certains paramètres moteurs.....	102
3.3.6	Mise au point d'un nouvel indicateur de cliquetis.....	106
3.3.7	Influence de la quantité de pilote sur la limite d'apparition du cliquetis	108
3.4	Synthèse et conclusions.....	108
4.	Valorisation des biogaz dans les moteurs dual-fuel.....	111
4.1	Introduction	111
4.2	Problématique des siloxanes	112
4.3	Investigation de la combustion du biogaz en mode dual-fuel	114
4.3.1	Performances et émissions	114
4.3.2	Formation de dépôts en mode dual-fuel et impact sur l'apparition du cliquetis	116
4.3.3	Mise au point d'une technique de nettoyage des dépôts de siloxanes.....	121
4.4	Synthèse et conclusions.....	124
5.	Mise en œuvre d'un banc d'essai numérique pour moteur à AC au GN	125
5.1	Introduction	125
5.2	Développement du modèle thermodynamique 2-zones.....	127
5.2.1	Hypothèses du modèle.....	127

5.2.2 Equations du modèle	128
5.3 Intégration du Modèle	136
5.4 Validation du modèle	136
5.5 Investigation de l'évaluation du transfert thermique	137
5.5.1 Sous modèle de transfert thermique (une revue)	138
5.5.2 Choix de la corrélation de transfert thermique	139
5.5.3 Influence de la méthode de calcul de la surface d'échange thermique.....	146
5.6 Synthèse et conclusions.....	147
Conclusion générale	149
Annexes	154
Annexe A.1 : Complément de résultats.....	154
Annexe A.2 : Mécanismes de formation du NO _x	155
Annexe A.3 : Constantes de vitesses de réaction du mécanisme de Zeldovich	157
Annexe A.4 : Coefficients appliqués aux relations (5.33, 5.34, 5.35)	158
Bibliographie.....	159

Principales notations

Variables

A	: alésage	[m]
A_w	: coefficient d'efficacité de la loi de Wiebe	[-]
c_p	: capacité thermique massique à pression constante	[J/kg K]
c_v	: capacité thermique massique à volume constant	[J/kg K]
Gr	: nombre de Grasshof	[-]
h	: enthalpie massique	[J/kg]
h_g	: coefficient d'échange convectif gaz paroi	[W/m ² K]
L_b	: longueur de bielle	[m]
L_v	: levée de soupape	[m]
m	: masse	[kg]
\dot{m}	: débit massique	[kg/s]
M	: masse molaire	[kg/mol]
M_w	: coefficient de forme de la loi de Wiebe	[-]
N	: vitesse de rotation du moteur	[tr/min]
Nu	: Nombre de Nusselt	[-]
p	: pression	[Pa]
Pr	: nombre de Prandtl	[-]
Q	: chaleur échangée	[J]
q_p	: densité de flux gaz-paroi	[W/m ²]
R	: constante universelle des gaz parfaits	[J/mol.K]
r	: constante massique des gaz parfaits	[J/kg.K]
Re	: nombre de Reynolds instantané	[-]
Re	: nombre de Reynolds moyen	[-]
r_{man}	: rayon de la manivelle	[m]
S	: surface d'échange	[m ²]
t	: temps	[s]
T	: température	[K]
u	: énergie interne massique	[J/kg]
u_g	: vitesse des gaz	[m/s]
V_{mp}	: vitesse moyenne du piston	[m/s]
V	: volume	[m ³]
V_m	: volume mort	[m ³]
W	: travail mécanique	[J]
x_i	: fraction massique de l'espèce i dans la composition du gaz	[-]
x_b	: fraction de masse brûlée	[-]

Indices

a	: admis
adm	: admission
b	: gaz brûlés
e	: échappé

g : gaz
 max : maximal
 p : paroi

Lettres grecques

α	: avance à l'allumage	[°V]
λ	: conductivité thermique	[W/m.K]
λ	: coefficient d'excès d'air	[-]
$\Delta\theta_b$: durée de combustion	[°V]
Δt	: pas de temps	[s]
Δx	: pas d'espace	[m]
ε	: émissivité	[-]
θ	: angle vilebrequin	[°V]
θ_0	: angle de début de combustion	[°V]
ρ	: masse volumique	[kg/m ³]
τ	: taux de compression	[-]
μ	: viscosité dynamique	[kg/m.s]
η	: remplissage	[-]
ϕ	: richesse d'un mélange	[-]

Abréviations

<i>AOSA</i>	: Avance à l'ouverture de la soupape d'admission	[°V]
<i>AOSE</i>	: Avance à l'ouverture de la soupape d'échappement	[°V]
<i>DKI</i>	: indicateur adimensionnel de cliquetis	[-]
<i>IM</i>	: indice de méthane	[-]
<i>IMPO</i>	: intégrale de la valeur absolue des oscillations de pression	[bar.°V]
<i>IO</i>	: indice d'octane	[-]
<i>IOM</i>	: indice d'octane moteur	[-]
<i>IOR</i>	: indice d'octane recherche	
<i>IPB</i>	: indicateur de cliquetis basé sur la pression cylindre brute	
<i>IPD</i>	: indicateur de cliquetis basé sur la pression cylindre dérivée	
<i>IPF</i>	: indicateur de cliquetis basé sur la pression cylindre filtrée	
<i>MAPO</i>	: amplitude maximale de la valeur absolue des oscillations de pression	[bar]
<i>PME</i>	: pression moyenne effective	[bar]
<i>PMI</i>	: pression moyenne indiquée	[bar]
<i>PMB</i>	: Point mort bas	
<i>RFSE</i>	: Retard à la fermeture de la soupape d'échappement	[°V]
<i>RFSA</i>	: Retard à la fermeture de la soupape d'admission	[°V]
°V	: degré vilebrequin	[°V]

Introduction

Contexte

Au cours de ces dernières années, la pollution atmosphérique est devenue une préoccupation et un enjeu majeur dans beaucoup de pays. Un consensus universel sur la nécessité de réduire ce fléau s'est installé. Le sommet de Copenhague (décembre 2009), en est une preuve, si besoin est. Même si le sommet n'a eu comme conséquence aucun engagement contraignant, voire à atteindre à l'avenir; pour la première fois, il a réuni les Etats-Unis, la Chine et d'autres puissances, dans un effort pour limiter les émissions de gaz à effet de serre.

L'intérêt croissant pour les émissions a eu comme conséquence l'application de règlements stricts dans beaucoup de secteurs industriels. Le protocole de Kyoto réclame une réduction des émissions de gaz à effet de serre en 2012, 5.2% en dessous du niveau enregistré en 1990, dans 38 pays industrialisés [1]. Le sommet de Kyoto (Japon, 1997) s'est concentré sur les émissions de gaz à effet de serre et leur conséquence sur le réchauffement climatique, qui provoque des catastrophes naturelles, à savoir les inondations et les glissements de terrains. Les effets de l'ouragan Katrina, Rita et Wilma de 2005, aux Etats-Unis, ont été des exemples typiques. Ceci a été attribué à l'utilisation de combustibles fossiles qui émettent des proportions importantes de dioxyde de carbone. En outre, les émissions de particules et d'oxydes d'azote (NO_x) ont de sérieux impacts sur la santé et l'environnement, s'ils sont présents à des concentrations assez élevées, causant et aggravant des maladies respiratoires telles que l'asthme [1,2]. Par conséquent, la réduction des émissions polluantes et des gaz à effet de serre en général, et ceux dus aux moteurs en particulier, est devenue un enjeu de taille.

Le secteur des transports contribue majoritairement aux émissions de NO_x et de CO (figure 1) et reste un contributeur important, quoique minoritaire pour les particules et les hydrocarbures imbrûlés. L'effet de ces polluants s'exerce d'abord à l'échelle locale, notamment urbaine [3].

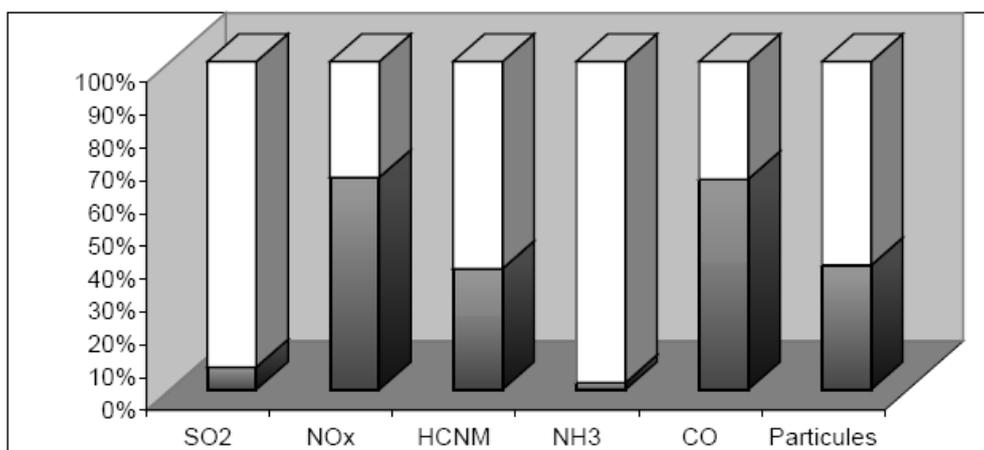


Fig. 1. En grisé, contribution des transports aux émissions globales de polluants en Europe (2001) [3].

Au cours des premières années de développement du secteur de l'automobile, la puissance et la fiabilité du moteur étaient les préoccupations majeures des motoristes. Cependant, au cours de ces trois dernières décennies, la réglementation sur les émissions et l'épuisement des ressources pétrolières ont suscité une attention particulière sur la nécessité du développement de conceptions propres et efficaces de moteurs. Il est très clair maintenant que les moteurs conventionnels sont sujets à quelques difficultés dans l'amélioration du rendement tout en réduisant les émissions. Les techniques de combustion qui permettent une amélioration du rendement induisent généralement des émissions élevées de NO_x . Les techniques qui réduisent les émissions de NO_x ont comme conséquence d'augmenter les émissions d'hydrocarbures (HC) et de particulaires. En revanche, celles qui réduisent les émissions d'hydrocarbures augmentent presque toujours les émissions de NO_x [4,5].

Même si l'application récente de l'électronique et l'introduction de stratégies de contrôle-commande a considérablement contribué à l'amélioration du fonctionnement des moteurs, le niveau des émissions dans l'atmosphère ne cesse de croître, du fait que le nombre de véhicules augmente d'une façon spectaculaire [6].

Actuellement, des normes de plus en plus sévères sur la qualité de l'air exigent des émissions des moteurs d'être extrêmement basses, voir tableau 1 [7,8].

Année	Standard	CO	HC	NO_x	PM
1996	Euro2	4	1,1	7	0,15
2000	Euro3	2,1	0,66	5	0,1
2005	Euro4	1,5	0,46	3,5	0,02
2008	Euro5	1,5	0,46	2	0,02

Tableau 1- Standards d'émissions, g/kW h.

Un grand nombre de travaux de recherches ont été mené dans le but d'identifier des sources d'énergie de substitution plus écologiques que les produits pétroliers conventionnels. Le gaz naturel bénéficie d'un grand intérêt en tant que carburant alternatif [5]. Peu de carburants alternatifs offrent les avantages distincts et indéniables du gaz naturel [9]. Récemment, les défis environnementaux et économiques ont motivé plusieurs gouvernements à augmenter les infrastructures dédiées au gaz naturel en vue d'une meilleure utilisation par les véhicules aussi bien que par les moteurs stationnaires.

Le gaz naturel en tant que carburant alternatif

Le gaz naturel a été utilisé comme carburant pour les moteurs à combustion interne depuis le début des années 1900. La majorité de ces applications ont été dans les moteurs stationnaires. L'utilisation du gaz naturel pour des applications automobiles a été, en général, limitée à des périodes de pénurie en essence. Au cours de la seconde guerre mondiale, les Britanniques, les Italiens et les Allemands avaient des véhicules qui roulaient au "gaz de ville", un gaz synthétique produit à partir du charbon. Après la seconde guerre mondiale,

lorsque l'essence était à nouveau disponible, l'utilisation du gaz naturel dans les véhicules a considérablement diminué et son application a été de nouveau reléguée aux moteurs stationnaires [10].

Le boom d'utilisation du gaz naturel a commencé dans les années 1950 aux États-Unis, quand un vaste réseau de distribution et d'infrastructures ont été construits dans le but de promouvoir l'utilisation du gaz naturel [11].

Récemment, il y a eu un regain d'intérêt pour le gaz naturel en tant que carburant, et ce pour deux raisons. D'une part, il y a encore des inquiétudes à propos de la disponibilité et du coût des produits pétroliers, et d'autre part, le gaz naturel est connu pour être un combustible propre [12]. Le gaz naturel est un carburant alternatif prometteur pour satisfaire les normes sévères sur les émissions dans de nombreux pays. [1].

Les défis environnementaux et économiques ont motivé plusieurs gouvernements à augmenter les infrastructures pour le gaz naturel en vue d'une meilleure utilisation par les véhicules aussi bien que par les moteurs stationnaires [8]. En garantissant le respect des normes antipollution les plus sévères, le gaz naturel pour véhicules (GNV ou GNC) se positionne donc comme l'un des carburants routier de substitution aux dérivés directs du pétrole les mieux adaptés, surtout pour les applications urbaines [6].

Plusieurs projets de recherche ont été entrepris partout dans le monde pour convertir les véhicules légers, les poids lourds et les autobus, ainsi que les moteurs de locomotive à l'utilisation du gaz naturel [1]. Beaucoup de véhicules diesel et essence sont convertis pour rouler avec ce carburant dans de nombreux pays.

Le GNC (gaz naturel comprimé) est principalement utilisé comme carburant pour les autobus, les taxis, les poids lourds et d'autres flottes de véhicules publics. La consommation élevée de carburant par ces véhicules rend la conversion au GNC plus économique et diminue la durée d'amortissement [1].

Dans le monde, plus de 12 millions de véhicules roulaient au gaz naturel en 2010 (Octobre 2010). Le nombre de moteurs convertis devrait aussi croître à l'avenir [13].

Paradoxalement, L'Algérie, qui a été classée le 5ème exportateur du gaz naturel, au niveau mondial, pour l'année 2010; accuse un grand retard dans l'utilisation de ce combustible dans les moteurs de véhicules alors que son parc automobile s'estimait à plus de 5,5 millions de voitures pour la même année.

Problématique et Objectifs

Relever tous les défis liés à un usage du gaz naturel, digne des avantages qu'il procure, nécessite des stratégies de promotion efficaces qui rallient l'aspect technique à tous les autres aspects inhérents. Dans le but de contribuer à la promotion de ce carburant alternatif à l'échelle mondiale en général, et au niveau national en particulier, certaines stratégies de promotion sont d'abord proposées sur la lumière d'une revue bibliographique ayant porté sur les différents types de motorisation au gaz naturel.

Pour les moteurs diesel, la technologie préférée il y a quelques années pour les convertir à l'alimentation en gaz naturel était de les équiper d'un système d'allumage pour un fonctionnement en cycle Beau de Rochas (Otto). Mais une technique alternative nommée « *dual-fuel* » permet aux diesels de tourner en majeure partie au gaz sans système d'allumage. Ce dernier est assuré par une mini injection de gazole [14].

Le fonctionnement dual-fuel semble être une technique intéressante tant sur le plan économique qu'environnemental. Plusieurs études ont révélé que ce concept est une voie prometteuse pour notamment contrôler les émissions de suies et de NO_x même pour des moteurs diesel existants. Cependant, pour être plus attrayants, quelques aspects doivent être améliorés pour de meilleures performances et de moindres émissions. Un des problèmes principaux du fonctionnement dual-fuel est qu'aux faibles charges, ces moteurs présentent une baisse de rendement comparativement au fonctionnement diesel. Les émissions des hydrocarbures non brûlés et de monoxyde de carbone sont aussi plus élevées en dual-fuel. Par ailleurs, le risque de cliquetis aux charges élevées, requiert une attention particulière. Le cliquetis peut être fatal pour le moteur (Fig. 2). Bien que ce phénomène ait fait l'objet d'un grand nombre d'études dans le cas des moteurs à allumage commandé, nous pensons qu'il n'a pas été suffisamment étudié dans le cas des moteurs dual-fuel.



Fig. 2. Dommages provoqués par le cliquetis sur un piston [15].

Ces aspects, qui peuvent constituer des freins pour l'adoption à grande échelle de ce type de motorisation, notamment dans le transport routier, doivent bénéficier d'un intérêt particulier.

La première partie de notre travail peut s'inscrire dans un effort de contribution à la caractérisation et l'amélioration du fonctionnement dual-fuel au gaz naturel. Cela nécessite d'abord une expertise qui sera basée essentiellement sur nos résultats expérimentaux, mais aussi qui seront comparés à d'autres travaux antérieurs afin de mieux comprendre ce fonctionnement et les problèmes qui lui sont liés et en vue de tirer des conclusions qui peuvent contribuer à une amélioration d'un tel fonctionnement.

Le cliquetis dans ce type de moteur a bénéficié d'un intérêt particulier. Sa caractérisation, les indicateurs utilisés et son influence sur certaines performances ont été étudiés. L'amélioration des limites d'apparition du cliquetis pour ce type de moteur a été aussi une de nos préoccupations.

Par ailleurs, le méthane, composant principal du gaz naturel, peut être considéré comme une source d'énergie renouvelable à travers la production de biogaz issus notamment de la dégradation anaérobie de déchets. La valorisation de ces gaz dans les moteurs, notamment en mode dual-fuel est prometteuse.

Cependant, cette voie est confrontée à des problèmes qui peuvent compromettre l'utilisation de ces gaz dans les équipements de valorisation. Un des problèmes principaux, est la présence de particules de siloxanes dans ces gaz. Elles peuvent nuire sérieusement au bon fonctionnement de moteurs.

Ainsi, nous avons d'abord étudié l'effet de l'utilisation de biogaz dans les moteurs dual-fuel tant sur le plan performances qu'émissions. L'impact de la présence des siloxanes dans ces gaz sur le moteur et particulièrement son comportement vis-à-vis du cliquetis ont été investigués. Des techniques de nettoyage des dépôts dus à ces particules dans le moteur ont été proposées et examinées.

La deuxième grande famille de moteurs au gaz naturel est celle à allumage commandé. D'abord sur la base d'une recherche bibliographique, des pistes d'optimisation de performances et d'émissions sont dégagés. Un banc d'essai numérique a été mis au point. Il est basé sur un modèle thermodynamique, et intègre des cycles de roulage utilisés lors des tests d'homologation automobile. Le code de calcul a été validé par le biais d'essais expérimentaux. Cet outil pourra servir comme premier moyen, pour étudier différentes techniques d'amélioration de ce type de moteur, en vue du développement de cette catégorie de motorisation au gaz naturel.

Chapitre 1

Utilisation du gaz naturel dans les moteurs : Etat de l'art

La pollution atmosphérique étant une menace réelle pour l'être humain et son environnement, sa réduction est primordiale. Dans ce chapitre nous exposons d'abord les différentes émissions polluantes, leur impact sur l'écosystème et les voies de leur réduction. Le gaz naturel bénéficie d'un grand intérêt en tant que carburant alternatif propre. Son utilisation dans les moteurs et particulièrement ceux de véhicules est investigué. Les avantages, les limitations, ainsi que les techniques de combustion dans les moteurs à combustion interne, qu'ils soient à allumage commandé ou par compression, sont exposés.

Afin de tirer pleinement profit des avantages du gaz naturel en tant que carburant pour les deux types de moteur, des travaux supplémentaires d'optimisation de performances et d'émissions sont nécessaires. Certaines pistes d'investigation sont alors dégagées sur la base de la présente étude bibliographique.

1.1 Introduction

La pollution atmosphérique et le réchauffement climatique provoqué par les émissions de gaz à effet de serre (GES) sont devenus un des sujets de première importance dans le monde entier. La préservation de l'environnement est un des trois piliers du développement durable et a été désignée comme l'un des huit objectifs du millénaire pour le développement

La contribution des moteurs à ce fléau est importante. Le secteur des transports, à lui seul, contribue majoritairement aux émissions de NO_x et de CO et reste un contributeur important, quoique minoritaire pour les particules et les hydrocarbures imbrûlés. L'effet de ces polluants s'exerce d'abord à l'échelle locale, notamment urbaine [3]. Par conséquent, la réduction des émissions provoquées par les moteurs est devenue une contrainte de premier plan pour les motoristes.

Un grand nombre de travaux de recherches ont été mené dans le but d'identifier des sources d'énergie de substitution plus écologiques que les produits pétroliers conventionnels. Le gaz naturel bénéficie d'un grand intérêt dans ce contexte. Peu de carburants alternatifs offrent les avantages distincts et indéniables du gaz naturel [9].

1.2 Caractérisation des émissions

Avec l'augmentation continue de l'usage des combustibles hydrocarburés, les produits de la combustion sont distinctement identifiés comme source grave d'atteinte à l'environnement.

- **Monoxyde de Carbone**

Le monoxyde de carbone (CO) est un gaz incolore, inodore, inflammable et très toxique. Il est moins dense que l'air. L'inhalation de ce gaz peut être mortelle pour l'être humain. Une concentration aussi faible que 0,1% entraînera une intoxication. 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. Le niveau d'exposition doit être maintenu en dessous de 30 ppm pour assurer la sécurité [11]. Par ailleurs, le monoxyde de carbone contribue également à la formation de gaz à effet de serre et au réchauffement climatique.

Le monoxyde de carbone se forme dans les moteurs à combustion interne suite à une combustion incomplète quand un carburant à base de carbone subit une combustion avec une quantité d'air insuffisante. Le carburant n'est pas complètement oxydé pour former du dioxyde de carbone et de l'eau. Ainsi, les émissions de CO sont un produit d'une combustion incomplète et dépendent fortement du rapport air-carburant. Cet effet est accentué en temps froid ou au démarrage vu que la quantité de carburant nécessaire est plus importante.

Deux sources principales de carbone ont été identifiées dans les moteurs à combustion interne [16]. La première source est le combustible, alors que le carbone présent dans le lubrifiant participe dans une moindre mesure [17]. Toutefois, dans les moteurs fonctionnant en mélange pauvre, ce dernier est à l'origine des émissions de CO.

Les moteurs essence à allumage commandé, qui fonctionnent normalement avec des mélanges stœchiométriques aux charges normales et des mélanges riches à pleine charge, ont d'importantes émissions de CO. Par contre, les moteurs diesel et les moteurs au gaz naturel en mélange pauvre émettent une très faible quantité de CO. Par ailleurs, les moteurs diesel à injection directe émettent plus de CO que ceux à injection indirecte. Toutefois, ces émissions augmentent avec la charge du moteur pour les deux types.

La formation de CO est une réaction cinétiquement contrôlée vu que le niveau d'émission mesuré est supérieur à celui des conditions d'équilibre à l'échappement.

La réduction du monoxyde de carbone dans les moteurs à combustion interne peut être obtenue en améliorant l'efficacité du processus de combustion ou par utilisation de catalyseurs à oxydation pour transformer le monoxyde de carbone en dioxyde de carbone. Des modifications du moteur telles qu'une conception améliorée de la culasse, la commande de l'admission d'air et l'injection électronique de carburant peut contribuer à maintenir un mélange favorable.

- **Dioxyde de carbone**

Le dioxyde de carbone (CO₂) est un gaz incolore, inodore et ininflammable. Il est le plus important gaz à effet de serre produit par l'homme dans l'atmosphère terrestre. Les émissions de dioxyde de carbone sont des produits directs de la combustion ou des sous-produits d'oxydation d'autres gaz non désirables à l'aide de catalyseurs.

Les moteurs diesel produisent généralement de faibles quantités de CO₂ par rapport aux autres émissions [11]. Principalement composé de méthane, le gaz naturel a l'un des plus bas contenu en carbone parmi les hydrocarbures résultant en un potentiel d'émissions de CO₂ d'environ 23% inférieur à celui du diesel [18].

Les émissions de dioxyde de carbone doivent être réglementées et contrôlées afin de réduire leurs impacts négatifs sur l'environnement. L'amélioration de la consommation, l'utilisation de carburant ayant des rapports hydrogène/carbone (H/C) plus élevés ou l'utilisation de carburants renouvelables sont des pistes de réductions des émissions de CO₂ provenant des moteurs [1].

- **Oxydes d'azote**

NO_x est un terme générique pour les oxydes d'azote (NO et NO₂). Ces oxydes sont des produits d'oxydation de l'azote atmosphérique dans la chambre de combustion en particulier à des températures élevées. Les NO_x ne sont pas le résultat d'une combustion incomplète, mais une conséquence de la combustion.

Il est maintenant devenu évident que les NO_x sont un contributeur majeur du smog photochimique et de l'ozone dans l'air en milieu urbain (Fig. 1.1). L'ozone n'est pas émis directement dans l'air, mais il est créé par des réactions chimiques entre les oxydes d'azote et les composants organiques volatils (COV), en présence de la lumière solaire. Le «mauvais» ozone est un polluant de l'air au niveau du sol qui peut être nocif pour la respiration et endommager les cultures, les arbres et la végétation. L'ozone peut provoquer des effets néfastes tels que les atteintes de tissus pulmonaires et à la réduction de la fonction respiratoire surtout chez les populations vulnérables (enfants, personnes âgées, asthmatiques). L'ozone peut être transporté par le vent et provoquer des effets sur la santé loin de la source originale. En outre, les NO_x participent à une réaction en chaîne enlevant le (bon) ozone de la stratosphère, ce qui a pour conséquence l'augmentation des rayons ultraviolets atteignant la surface de la terre [19]. Aussi, le dioxyde d'azote est toxique dès que sa teneur volumique dépasse 0,0013%. Il est totalement dissocié en oxygène et en monoxyde d'azote au dessus de 620°C. En dessous de 135 °C, il se polymérise en N₂O₄ qui est très toxique [16]. Par conséquent, la réduction de la production de NO_x est devenue un sujet d'une grande importance en combustion.

Quatre différentes voies sont maintenant identifiées pour la formation de NO_x [19]. Ce sont: le mécanisme thermique, le mécanisme « précoce », le mécanisme de N₂O et le mécanisme impliquant l'azote contenu dans le combustible. Chacun de ces mécanismes est détaillé dans l'annexe 2.



Fig. 1.1. Air de Pékin :
(a) un jour après la pluie, (b) un jour ensoleillé avec le smog (2005) [20]

La principale source d'oxydes d'azote provient de l'air [5]. Néanmoins, pour des combustibles contenant de l'azote, celui-ci peut contribuer à la formation des NO_x via un mécanisme différent [21] et avec une cinétique plus rapide [16].

Il faut préciser que la teneur en azote des combustibles utilisés couramment reste faible (inférieure à 2% dans les combustibles distillés [5] et inférieure à 15% dans les combustibles gazeux). Cependant, les carburants diesel contiennent une quantité significative d'azote [11]. Par contre, dans les combustibles obtenus à partir de la biomasse ou de différents déchets, la teneur en azote peut atteindre 45-60%. Dans ces conditions, la production des NO_x devrait être amplifiée par le pourcentage d'azote [16].

La formation des émissions de NO_x dépend principalement de la présence de quantité suffisante d'oxygène et de températures élevées. Ces émissions présentent une forte linéarité avec la charge ou l'utilisation de carburant [22].

La formation des oxydes d'azote commence à partir d'une température d'environ 1600°C . Au-delà de cette valeur, la formation est fortement accélérée [5]. De plus, il faut que ce niveau de température soit maintenu pendant un temps suffisant [16]. Un deuxième phénomène déterminant, est l'arrêt de la formation des oxydes d'azotes assez tôt dans la détente [5], au fur et à mesure que la température de la charge diminue.

Le dioxyde d'azote (NO_2) se forme par l'oxydation du monoxyde d'azote (NO). 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 NO_2 se transforme en monoxyde d'azote. En fait, cette situation se réalise souvent dans les moteurs diesel où les zones froides (suite aux faibles richesses) sont fréquentes. Ceci explique le fait que les émissions de dioxyde d'azote sont plus importantes pour les moteurs diesel que pour les moteurs à allumage commandé. Pour ces derniers, le taux NO_2/NO est très faible dans les gaz d'échappement à l'équilibre [5]. Cependant pour les moteurs à allumage par compression, le taux est plus important, la concentration de NO_2 pouvant atteindre 30% des émissions globales d'oxydes d'azote [16].

Les émissions de NO_x et de particules sont les polluants diesel, sujets de préoccupation de premier degré [11].

La réduction catalytique sélective (SCR) peut être utilisée pour convertir les NO_x en oxygène et l'azote grâce à l'utilisation d'agents réducteurs tels que l'ammoniac ou l'urée. Il est associé à un catalyseur d'oxydation pour oxyder toute trace d'ammoniac pouvant fuir du système dans l'atmosphère [11].

- **Hydrocarbures imbrulés (THC)**

Les hydrocarbures totaux (THC ou HC) est un terme utilisé pour mesurer le niveau de formation des hydrocarbures imbrulés résultant d'une combustion incomplète dans le moteur. Le niveau de ces émissions donne une image assez fidèle de la qualité de la combustion. Les hydrocarbures émis peuvent être inertes comme le méthane ou réactifs, jouant un rôle majeur dans la formation du smog. Les types d'hydrocarbures émis à l'échappement dépendent fortement du type et de la composition du combustible utilisé. Heywood (1988) [5] rapporte que les carburants ayant une grande concentration de composés aromatiques et oléfines induisent un pourcentage plus élevé d'hydrocarbures réactifs. La formation des émissions de THC diffère selon le type de moteur [16].

Des catalyseurs adaptés peuvent être utilisés pour oxyder les hydrocarbures en dioxyde de carbone et en eau. Des pièges d'hydrocarbures sont aussi utilisés pour capter ces émissions en particulier à basse température lorsque les catalyseurs à oxydation ne sont pas fonctionnels pendant le ralenti, par exemple [22].

- **Particules**

Les particules (PM) sont définies comme un ensemble complexe de matériaux solides et liquides autres que l'eau, qui peuvent être collectées dans un filtre à l'échappement. Les particules Diesel (DPM) sont généralement divisées en trois catégories, qui comprennent les particules de carbone sec ou suie, les fractions organiques solubles (SOF) résultant de la combustion, l'adsorption et la condensation incomplète d'hydrocarbures lourds sur des particules de carbone, et la fraction de sulfate (SO_4). En plus de ces éléments, de petites quantités de zinc, soufre, phosphore, calcium, fer, chrome et de silicium peuvent être aperçues dans les particules. Les fractions organiques de particules sont un sérieux danger pour la santé humaine et pour l'environnement. Les particules de carbone primaire ont une taille de noyaux de l'ordre de 0,04 à 1 μm .

La formation des particules dans les moteurs diesel est un processus qui survient à des températures comprise entre 1000 et 2800 K, des pressions entre 50 et 100 bar et dans les zones où la richesse est élevée. Le temps de formation est très court, de l'ordre de la milliseconde. Plusieurs étapes de formations ont été identifiées [16].

Généralement, la densité des particules dépend de la charge du moteur, sa vitesse de rotation et les conditions d'échappement. Heywood [5] a mentionné que la plus forte concentration de particules apparaît, pour les moteurs à injection directe, dans la région

centrale du jet de carburant où la richesse est très élevée. La concentration de suie diminue au fur et à mesure qu'on s'éloigne de la région centrale.

Un piège oxydant est utilisé pour filtrer les particules diesel à l'échappement, une méthode postcombustion pour réduire ces émissions. Les particules piégées sont oxydées afin de nettoyer le filtre. Des catalyseurs sont utilisés pour améliorer l'efficacité du filtre en augmentant leur capacité de régénération [11].

Les moteurs au gaz naturel produisent moins de particules que les moteurs diesel [23], puisque le gaz naturel ne contient pas de composés aromatiques comme le benzène et contient moins d'impuretés dissoutes (comme les composés sulfurés par exemple) que les produits pétroliers [1].

- **Oxydes de Soufre**

Le carburant diesel conventionnel contient du soufre dans sa composition et engendre alors des émissions d'oxydes de soufre (SO_x), comme produits de combustion, sous forme de SO_2 et SO_3 . Selon Turns [24], la teneur moyenne de composés de soufre dans le gazole se situe dans la fourchette de 0,1 à 0,8%, ce qui est très élevé comparativement à l'essence. Le trioxyde de soufre (SO_3) réagit facilement avec l'eau pour former de l'acide sulfurique qui s'accumule dans le système d'échappement. D'autre part, le dioxyde de soufre (SO_2) est oxydé dans l'atmosphère pour former le SO_3 avant de réagir pour former l'acide sulfurique. En plus de son effet corrosif, l'acide sulfurique détruit l'efficacité des catalyseurs utilisés dans le système d'échappement pour réduire les autres émissions polluantes.

La teneur en soufre dans les gaz d'échappement peut être réduite en utilisant des combustibles à faible teneur en soufre. Les oxydes de soufre peuvent aussi être réduits par l'utilisation de calcaire (CaCO_3) ou de la chaux (CaO) pour produire des précipités de calcium et de dioxyde de carbone. La teneur en soufre du gaz naturel est beaucoup plus faible que celle de gazole à ultra faible teneur en soufre, qui est de 10-50 ppm. Le gaz naturel ne contient pas, non plus de benzène ou 1,3-butadiène, composés toxiques. Ceci réduit considérablement la production d'oxydes de soufre dans le processus de combustion et élimine l'odeur irritante des gaz sulfuriques [25].

1.3 Composition du gaz naturel

Le gaz naturel est généralement constitué d'un mélange d'hydrocarbures avec le méthane (CH_4) comme constituant principal. L'éthane, le propane, le butane, l'azote et du dioxyde de carbone constituent les autres composants. Des traces de vapeur d'eau et d'hydrogène sulfuré peuvent être présentes dans certains gaz naturels. Les propriétés du gaz naturel varient en fonction de son origine et de son traitement. Le gaz naturel brut est traité pour éliminer les impuretés telles que le pétrole, les condensats et les particules d'eau. La présence de ces particules peut affecter le bon fonctionnement de moteur utilisant ce carburant et peut même entraîner son arrêt. Le gaz naturel «sec», qui est presque totalement du méthane, est obtenu par traitement enlevant les autres hydrocarbures.

Provenance	Lacq (France)	Groningue (Pays-bas)	Ekofisk (Norvège)	Megal (Russe)	Fos (GNL d'Algérie)	Arzew (Algérie)
Eléments (fractions molaires)						
C_1	0,978	0,813	0,858	0,928	0,910	0,872
C_2	0,018	0,029	0,082	0,030	0,057	0,091
C_3	0,001	0,004	0,028	0,0078	0,004	0,0263
nC_4	—	0,002	0,0058	0,0012	—	0,0033
iC_4	—	—	0,0031	0,001	—	0,0031
C_{5+}	—	0,813	—	0,000	—	0,0001
CO_2	—	0,009	0,015	0,027	—	—
N_2	0,003	0,143	0,005	0,030	0,029	0,004
Divers	—	—	—	0,0004	—	—
Densité	0,564	0,643	0,658	0,593	0,599	0,636

Tableau 1.1- Analyse de quelques gaz naturels [15]

Le gaz naturel sous sa forme originelle est non-toxique, incolore et inodore. Une substance chimique appelée mercaptan est ajoutée au gaz naturel afin de lui donner une odeur d'œuf pourri par mesure de précaution pour que d'éventuelles fuites soient détectables.

Le tableau 1.2 donne une comparaison des propriétés physiques du gaz naturel comprimé (GNC) et celles du diesel conventionnel.

Propriété	Gaz Naturel	Diesel
Formule chimique	CH_4	C_3 à C_{25}
Masse molaire	16,04	≈ 200
Composition en masse		
Carbone	75	84-87
Hydrogène	25	13-16
Densité	0,424	0,81-0,89
Masse volumique, kg/m^3	128	820-886
Température d'ébullition, °C	-162	188-343
Point éclair, °C	-188	73
Température d'auto- inflammation	540	257
Limites d'inflammabilité, % volume		
Inférieure	5,3	0,6
Supérieure	15	6,5

Tableau 1.2- Comparaison entre le GNC et le diesel.

L'inhalation de gaz naturel n'interfère pas avec les fonctions du corps et ne cause aucun préjudice pour la santé humaine. Le caractère non-corrosif du gaz naturel est favorable pour éviter l'oxydation des réservoirs de stockage et donc réduire le risque de contamination. Par contre, le méthane a un potentiel de réchauffement global (PRG), appelé aussi équivalent CO₂, de 25, ce qui signifie qu'il a un pouvoir de réchauffement 25 fois supérieur au dioxyde de carbone.

Les recherches récentes sur les véhicules au gaz naturel montrent que leurs performances ainsi que les émissions qu'ils engendrent sont fortement influencés par la variation de la composition du gaz [25]

La stabilité des spécifications de carburants est une condition importante pour les fabricants de moteurs afin d'obtenir le meilleur compromis : puissance élevée, faibles consommation et émissions et la prévention du cliquetis. La composition du gaz naturel varie en fonction de son origine. Contrairement aux carburants liquides conventionnels, le gaz naturel est un produit non raffiné. Ses spécifications ne peuvent être contrôlées avec précision et ne dépendent que de l'origine du carburant et de son traitement. Les variations de la qualité du carburant peuvent entraîner des changements importants dans les caractéristiques de combustion.

Bien que les constructeurs automobiles soient de fervents défenseurs de la normalisation de carburant, il existe des solutions pour faire face aux variations de qualité liées au gaz naturel. Un récent programme de recherche a été menée conjointement par des sociétés activant dans le domaine automobile et des industries du gaz naturel pour recueillir des informations sur le comportement de véhicules au gaz naturel en fonction des propriétés du gaz en vue d'élaborer des stratégies pour l'adaptation du moteur aux propriétés du gaz [26]. La mise en œuvre de contrôle moteur pour carburant flexible nécessite non seulement une technologie de capteur adéquate, mais aussi la connaissance des effets de la composition des gaz sur les propriétés clés telles que le rendement thermique au frein, la formation de polluants et la tendance au cliquetis. Cette connaissance est très utile pour définir quel processus pourrait être appliqué au gaz, ou quelle spécification doit être régulée [18].

1.4 Avantages et limitations du GNC

1.4.1 Avantages

Peu de carburants alternatifs offrent les avantages distincts et indéniables du gaz naturel. Il est largement disponible, uniformément réparti, renouvelable (à travers la production du biogaz ou du bio-méthane), permet de réduire les émissions de gaz à effet de serre et produit moins d'émissions polluantes comparé aux autres combustibles traditionnels et alternatifs. L'utilisation du GNV permet aussi une diversité et une sécurité énergétique [9].

- **Réduction de la pollution et des gaz à effet de serre**

Les avantages environnementaux sont l'une des principales motivations pour lesquelles la plupart des gouvernements dans le monde veulent promouvoir l'utilisation du gaz naturel comme carburant.

Barbotti [27] a signalé que le GNC est le carburant le plus propre pour moteurs en raison de ses faibles niveaux d'émissions en oxydes d'azote, monoxyde et dioxyde de carbone. Lewis [28] a ajouté que le GNC est exempt de benzène et écarte donc le risque sanitaire des utilisateurs pouvant être directement exposés à des substances cancérigènes.

Principalement composé de méthane, le gaz naturel a un des plus bas contenu en carbone parmi les hydrocarbures. En passant du diesel au gaz naturel, le rapport H/C change approximativement de 1,8 à 3,7 (voire 4,0), ayant pour résultat un potentiel d'émission en CO₂, 23% plus bas que celui du diesel [18]. Les moteurs au gaz naturel peuvent réaliser des niveaux de CO₂ au-dessous de ceux des moteurs diesel aux mêmes richesses, tout en maintenant presque le même rendement thermique en mélanges pauvres. Les émissions de CO₂ des moteurs au gaz naturel peuvent être réduites de plus de 20% comparées à celles des moteurs à essence, à puissance égale [8]. Catania et al [29] ont montré que les émissions de moteur au gaz naturel ont moins d'effet sur le réchauffement global que les émissions de ceux à essence, et ce en tenant compte du potentiel de réchauffement global du méthane. Les auteurs ont montré que le moteur au gaz naturel permet une réduction en équivalent CO₂ de 15-24% par rapport à l'essence.

En outre, les émissions de particules et d'oxydes d'azote posent de sérieux problèmes sanitaires et environnementaux lorsque leurs concentrations sont assez élevées. Les moteurs au gaz naturel produisent moins de particules que les moteurs diesel [23], puisque le gaz naturel ne contient pas de composés aromatiques tels que le benzène et contient moins d'impuretés dissoutes (tels que les composés soufrés) que les produits pétroliers. Une vitesse de flamme relativement réduite et de basse température de combustion des moteurs au gaz naturel permettent d'atténuer les émissions de NO_x lors de fonctionnement avec rapport de compression élevé ou quand le moteur est suralimenté. Des niveaux très bas d'émissions de NO_x et de monoxyde de carbone (CO) peuvent être réalisés aux richesses pauvres [1].

Aussi, les émissions d'hydrocarbures non brûlés (HC) peuvent être réduites en dessous des niveaux correspondants pour les moteurs à essence, puisque l'état gazeux du (GNC) évite l'effet de mouillage aux parois dans les conduits d'admission et sur la chemise de cylindre. Ceci améliore le démarrage à froid des moteurs au GNC [30] et induit donc une économie de consommation de carburant. Le pourcentage plus faible des émissions de HC dues au phénomène d'adsorption-désorption du film d'huile contribue également à la réduction des émissions en HC, comparées à celles des moteurs à essence [31, 32]. Cependant, bien que le gaz naturel soit un carburant très propre, ses émissions sont loin d'être parfaites [10] et des recherches d'amélioration doivent être menées.

- **Disponibilité et avantages économiques**

En plus de son meilleur impact sur la pollution, le gaz naturel est disponible dans beaucoup de régions qui ont de faibles réserves pétrolières. Utiliser le gaz naturel comme carburant alternatif diminuera la dépendance énergétique de ces pays. En outre, les réserves mondiales de gaz naturel sont plus importantes que celles du pétrole [8]. Ces réserves sont en effet très importantes et estimées à 200 ans de production dans les conditions actuelles [3]. Les gisements sont assez bien répartis sur la planète, ce qui limite les risques de rupture d'approvisionnement liés aux problèmes géopolitiques.

Par ailleurs, le gaz naturel restera disponible à un coût concurrentiel pour longtemps encore [33]. Son prix est également plus stable que celui d'autres carburants. Avec des réserves abondantes en gaz naturel et des réseaux de distributions importants, il est commode d'avoir accès à ce carburant juste en installant un système d'alimentation à domicile. Une large utilisation du gaz naturel permettra également de réduire la dépendance à l'égard des carburants pétroliers et à éviter des fluctuations importantes des prix de carburants [11].

- **Sécurité**

Les propriétés physiques favorables du GNC, qui lui permettent de se dissiper dans l'air en cas de fuite, sont un avantage du point de vue sécuritaire. En effet, il est peu probable de former un mélange explosif en cas de fuite [11].

Aussi, Barbotti [27] a relevé que les réservoirs utilisés pour le GNC dans les véhicules sont conçus pour résister aux chocs. Une étude faite aux Etats-Unis a également montré une diminution de 37% du taux d'accident concernant les véhicules roulant au GNV par rapport à ceux à essence et aucun décès n'a été enregistré [27]. Toutefois, en raison de la pression de stockage élevée (environ de 20-25 MPa), le processus de réapprovisionnement en GNV nécessite beaucoup d'attention [1].

- **Longévité du moteur**

Les propriétés propres du gaz naturel, et l'absence de particules réduisent souvent l'usure du moteur. Certains utilisateurs ont signalé de plus longues durées de service et d'intervalles de changement d'huile, réduisant ainsi le coût d'exploitation [9].

Kojima [34] a rapporté que l'utilisation du gaz naturel dans les autobus produit moins de bruits et de vibrations, comparé aux carburants conventionnels. Ceci permet une plus longue durée de vie et de moindres coûts d'entretien. Certains utilisateurs de flottes ont également rapporté une économie de 40% sur les coûts d'entretien du fait que l'intervalle entre les maintenances de véhicule est rallongé [27].

- **Résistance au cliquetis élevée**

Le gaz naturel a une résistance au cliquetis élevée quand il est utilisé dans les moteurs à combustion interne grâce à son indice d'octane élevé (RON 130) [6]. Sa résistance élevée à l'auto-inflammation permet de l'utiliser dans des moteurs avec des taux de compression élevés, améliorant ainsi ses performances et réduisant la différence de rendement thermique entre les moteurs diesel et ceux à allumage commandé.

Aussi, les relativement bas pics de température de combustion pour des mélanges très pauvres par rapport aux conditions stœchiométriques induisent une moindre tendance au cliquetis des moteurs au gaz naturel, permettant une puissance plus élevée pour un même taux de compression en augmentant la pression de suralimentation [1]. Par conséquent, les moteurs au GN avec des taux de compression élevés en mélange pauvre ou avec un taux élevé d'EGR peuvent surpasser les moteurs à essence en termes de couple et de puissance [35, 36] et permettent une réduction considérable des émissions polluantes ainsi qu'une amélioration du rendement thermique [36].

- **Limites d'inflammabilité**

Avec des limites d'inflammabilité plus larges comparativement à celles de l'essence, le gaz naturel permet d'utiliser des mélanges plus pauvres et par conséquent une réduction des émissions de NO_x [18].

1.4.2 Problèmes et défis

- **Problèmes relatifs au fonctionnement du moteur**

Quelques problèmes techniques doivent être résolus pour une meilleure utilisation du gaz naturel dans les moteurs:

Comme pour les moteurs à essence, les moteurs au gaz naturel nécessitent un système de dosage précis, afin de limiter les émissions [6].

L'injection ou l'induction du gaz naturel dans le collecteur d'admission affecte le rendement volumétrique en raison du remplacement de l'air par le gaz combustible. Le PCI massique inférieur de 2,2% et le dosage stœchiométrique supérieur de 17,2% pour le gaz naturel par rapport à l'essence affecte aussi la puissance du moteur. Globalement, la conjonction de ces trois facteurs induit une réduction de 10 à 15% de la puissance par rapport aux moteurs à essence de même taille. L'injection directe de gaz naturel dans le cylindre résout le problème du rendement volumétrique. Cependant de très hautes pressions (de l'ordre de 30 MPa) sont nécessaires et par conséquent des injecteurs spéciaux doivent aussi être utilisés [37].

Néanmoins, ces pertes de performances peuvent être récupérées en partie par l'augmentation du taux de compression, étant donné que les moteurs au gaz naturel peuvent fonctionner en toute sécurité avec des taux de compression élevés. Des soupapes avec levées importantes peuvent également être utilisées pour augmenter le couple et la puissance. Afin

de compenser les pertes de densité de puissance en fonctionnement pauvre, une forte suralimentation est souvent utilisée pour augmenter la quantité d'air dans le cylindre [38].

Cependant, les mélanges pauvres à haute pression nécessitent une énergie considérablement élevée pour l'allumage lorsque la technologie à bougie conventionnelle est utilisée, ce qui réduit considérablement la durée de vie des bougies classiques. La pression de suralimentation envisageable et les limites pauvres sont donc d'abord limitées par la contrainte du système d'allumage qui induit une augmentation des coûts d'entretien [37]. Par conséquent, des bougies durables doivent être développées pour les moteurs au gaz naturel en mélange pauvre.

Le GNC, étant un gaz, ne dispose pas de chaleur latente de vaporisation permettant de refroidir la charge à l'admission. En conséquence, les températures du piston, de paroi du cylindre, des soupapes augmentent. De plus, en raison de l'absence de la pulvérisation de carburant liquide, qui agit comme agent de refroidissement et de propriétés lubrifiantes pour les moteurs au GNC, comme c'est le cas pour l'essence, les soupapes d'admission et leurs sièges opèrent à des conditions plus chaudes, ce qui accélère le taux d'usure. Une usure précipitée des soupapes d'échappement peut également être rencontrée en raison de l'effet de séchage. Les soupapes d'admission sont aussi soumises à une augmentation de dépôts en raison de l'absence de pulvérisation de combustible liquide possédant des additifs détergents. Néanmoins ces problèmes peuvent être résolus en choisissant des matériaux et des méthodes de traitement de surface adaptés pour les soupapes, leurs sièges, les bougies et d'autres parties. L'autolubrification des soupapes d'échappement et de leurs sièges peut aussi réduire l'usure [1].

- **Autonomie**

Le GNC nécessite de grands espaces pour une autonomie élevée et des distances acceptables de réapprovisionnement en combustible. En effet, pour un même contenu énergétique, le GNC à 20,7 MPa occupe environ cinq fois le volume du gazole et quatre fois celui de l'essence, ce qui pose un problème de limitation de distances de parcours des véhicules au GNC [11].

- **Manque de station d'emplissage**

Un autre facteur qui freine la promotion du GNV, est le manque de station de réapprovisionnement pour ce combustible, dans la plupart des pays. Aussi le temps de remplissage avec ce carburant, cause habituellement une file d'attente dans les stations de service, induisant des désagréments aux utilisateurs du GNV.

- **Coût initial élevé**

Le GNV est utilisé beaucoup plus pour les flottes de transport routier que pour les véhicules de particuliers à cause du coût initial élevé de conversion, ceci est dû aux bas volumes de production [6].

1.5 Types de moteurs au gaz naturel

Le gaz naturel est l'un des carburants alternatifs les plus souples. Il peut être utilisé dans les moteurs à allumage commandé ou par compression du plus petit des motocyclettes aux plus grands de locomotives [9]. Les moteurs sont disponibles dans une variété de formats mais peuvent être généralement classés dans une des catégories suivantes :

- **Dédié, Mono-Fuel**

Dans un moteur dédié, le gaz naturel est l'unique carburant utilisé. Ce type de moteur a l'avantage d'être optimisé pour fonctionner au gaz naturel, permettant ainsi de meilleures performances et une amélioration des émissions [9]. Les véhicules dotés d'un tel moteur nécessitent un seul réservoir de carburant. Cette réduction de poids permet une augmentation du rendement du moteur [11]. Certains véhicules dédiés sont également équipés d'un réservoir d'essence de secours en cas de panne en gaz. Cependant comme le véhicule est optimisé pour le gaz naturel, il ne devrait dans ce cas, être utilisé que pour de courts trajets seulement, et non pas d'une façon régulière [9].

- **Bi-fuel ou Bivalent**

Les moteurs bi-fuels fonctionnent soit au gaz naturel ou à l'essence (ou un autre carburant pouvant être utilisé dans les moteurs à allumage commandé tel que l'éthanol). Ces moteurs sont obtenus soit par conversion ou initialement ainsi conçus [9]. Généralement les moteurs à allumage commandé peuvent facilement être convertis en moteurs bi-fuels par placement ultérieur d'un kit GNV. Un sélecteur de carburant permet à l'utilisateur de choisir le carburant voulu [11]. Cependant, les bi-fuels utilisent généralement l'essence pour le démarrage. Ainsi, au moins une petite quantité d'essence est toujours nécessaire pour un bon fonctionnement. Murray et al. [39] ont rapporté que les véhicules bivalents souffrent d'une perte de puissance, à pleine charge, d'environ 10 à 15% quand le gaz naturel est utilisé.

On peut ajouter à cette catégorie, les moteurs tri-fuels, un concept relativement récent, qui combine le " flex-fuel " et le GNV. Les véhicules " flex-fuel " utilisent l'essence et l'éthanol, séparément ou mélangés. Ainsi, un véhicule tri-fuel peut rouler à l'essence, l'éthanol (ou mélangés) ou au gaz naturel. Les véhicules tri-fuels sont apparus, pour la première fois sur le marché, en 2005 au Brésil, où l'éthanol et le gaz naturel sont tous les deux largement utilisés dans le transport.

- **Dual-fuel**

Un moteur dual-fuel au GNV utilise à la fois, un mélange de gaz naturel et de gazole. Le mélange gaz-air est allumé par un combustible pilote (diesel). Celui-ci est injecté directement dans la chambre de combustion, tandis que le gaz est introduit dans le conduit d'admission par carburation ou par injection [16]. Une injection directe du gaz dans le cylindre est aussi utilisée dans certains moteurs.

Dans ce type de moteurs, le gaz est utilisé comme combustible principal, tandis que le gazole, combustible pilote, sert de source d'allumage dans un mode d'allumage par compression [8]. Les moteurs dual-fuel ont l'avantage de fournir la même puissance qu'un moteur diesel conventionnel, puisque il conserve le même taux élevé de compression et produit de plus faibles quantités concernant certaines émissions notamment les particules [9].

Les dual-fuel sont généralement le résultat d'une conversion d'un moteur existant et ont l'avantage de ne pas dépendre totalement du gaz naturel pour l'approvisionnement en carburant.

- **Quel type de moteur à adopter ?**

Question pertinente : Quel type est le meilleur choix?

- Les moteurs dédiés ont l'avantage d'être optimisé pour un fonctionnement au gaz naturel, et par conséquent ils permettent de meilleurs performances et émissions.
- Le GNC a un potentiel considérable quand il est utilisé comme carburant pour un moteur dédié éco-suralimenté (downsized) à allumage commandé [40] pour de petits véhicules urbains. Cette approche peut être profitablement étendue en ajoutant une petite source d'énergie (électrique) secondaire, hybridant ainsi ce type de véhicule.
- Les bi-fuels et dual-fuel sont généralement le résultat d'une conversion d'un moteur existant et ont l'avantage de ne pas dépendre totalement du gaz naturel pour l'approvisionnement en carburant. Ainsi, en cas de panne en gaz, il peut rouler avec le deuxième carburant.
- En outre, d'après Hybrid Fuel Systems Inc. (2004), les moteurs dual-fuel au GNV ont une meilleure économie de carburant et de moindres coûts de maintenance comparés aux moteurs dédiés [16].

Par conséquent, il n'y a réellement pas de choix absolument meilleur, mais chaque cas d'utilisation a un type de moteur qui lui convient le mieux et cette diversité en elle-même est un atout en faveur d'une meilleure utilisation et de la généralisation du GNV.

1.6 Techniques de combustion du GN dans les moteurs

Cette section présente une revue de travaux réalisés en vue d'optimiser l'utilisation du GN dans les moteurs. Les travaux de recherche s'intéressant à la réduction des émissions

produites par le gaz naturel en tant que carburant aussi bien que la résolution des problèmes liés à son usage ont débuté en 1991 [10]. On estime que si ces moteurs sont optimisés en termes de paramètres de conception (p. ex. : le rapport de compression) et de conditions de fonctionnement (p. ex. : l'avance à l'allumage et les conditions d'admission), ils seraient plus compétitifs [8]. Le rendement et les émissions du moteur varient en fonction des techniques de combustion et d'injection utilisées [9].

1.6.1 Moteurs au gaz naturel en mélange pauvre (Lean burn)

Une des technologies de combustion dans les moteurs au gaz naturel, initiée au début des années 80, est la technique de combustion en " mélange pauvre ". Cette technique utilise un mélange air/gaz qui a plus d'air que la stœchiométrie. Vu sous un autre angle, elle nécessite moins de carburant dans le cylindre. Ceci peut avoir comme conséquence une moindre consommation de carburant comparée à la combustion stœchiométrique, la puissance étant habituellement maintenue par une suralimentation [41]. Bien que l'économie de carburant d'un moteur en mélange pauvre au gaz naturel ne soit pas aussi élevée que celle du moteur diesel, elle est plus élevée que celle d'un moteur stœchiométrique en raison de l'augmentation du rapport de la chaleur spécifique [41-45].

Cette technologie est devenue dominante dans l'industrie de moteur à gaz, vu qu'elle permet des rendements élevés accompagnés d'une meilleure longévité et d'un moindre coût. Aujourd'hui après plus d'un quart de siècle d'utilisation et de développement continu de cette technique, la plupart des moteurs conventionnels à gaz fonctionnent en mode pauvre [8].

Les oxydes d'azote (NO_x) sont d'un intérêt particulier avec le GNC. Il est bien connu pour ce concept, que plus un moteur peut fonctionner en mélange plus pauvre, sans raté de combustion (misfire), plus les émissions de NO_x sont moindres [10].

La majeure partie des travaux de recherche qui ont porté sur la stratégie de combustion en mélange pauvre se sont fondamentalement concentrées à l'extension des limites pauvres afin de réduire les émissions de NO_x pour satisfaire les standards de plus en plus sévères sur les émissions. Ceci a été fréquemment réalisé par la conception de chambres de combustion rapide (fast-burning combustion) et/ou en utilisant le concept de charge stratifiée, généralement par le biais de préchambres de combustion ou l'injection directe de carburant. Récemment, des systèmes d'allumage par laser ont été développés afin d'allumer des mélanges extrêmement pauvres, qui nécessitent une énergie d'allumage élevée [8]. Différents des systèmes classiques d'allumage à haute énergie, les étincelles induites par laser ont une grande superficie et des pics de température et de pression respectivement de l'ordre de 10^5 K et 10^3 atm. Quand un système d'allumage laser est utilisé, les limites pauvres peuvent être considérablement élargies et l'enveloppe de fonctionnement total est augmentée de 46%. La moitié du niveau minimum des émissions de NO_x des systèmes d'allumage classiques peut être atteint sans dégradation sensible du rendement thermique tandis que les émissions d'hydrocarbures sont comparables. Toutefois, l'allumage précoce utilisant un système d'allumage laser induit une légère diminution de la limite de cliquetis [46].

Différentes géométries de chambre de combustion améliorant la turbulence, en particulier, les pistons avec des formes de bols inhabituelles afin de générer des mouvements de squish ou d'améliorer les effets de mouvements de swirl, ont été largement étudiés [47-49]. Johansson et al. [49] ont trouvé que les chambres de combustion avec une section carrée dans le bol ont une combustion plus rapide et par conséquent, une avance à l'allumage retardé pour un couple au frein maximal (*Maximum Brake Torque* : MBT). La chambre plate sans squish est évidemment la plus lente avec une durée de combustion deux fois plus grande. L'utilisation d'une préchambre peut permettre de brûler des mélanges très pauvres de gaz naturel et d'éliminer la boucle négative de pompage due au contrôle par papillon des moteurs à carburateur [1]. En même temps, la turbulence produite par la préchambre a un effet significatif sur la puissance, à richesse de mélange air-carburant constante. Par rapport au moteur à gaz conventionnel, un allumage stable et une propagation de la flamme plus rapide sont considérablement améliorés grâce à la préchambre, ce qui conduit à des taux de combustion élevés et des temps de combustion plus courts dans la chambre de combustion principale [50].

Les moteurs au gaz naturel en mélange pauvre peuvent utiliser soit des stratégies de combustion pré-mélangée ou à charge stratifiée. Pour étendre les limites pauvres de moteurs au gaz naturel, il est possible de stratifier partiellement la charge air-combustible tel que le mélange à proximité de la bougie soit plus riche que le reste du mélange homogène ultra pauvre. L'injection de carburant supplémentaire pour produire un mélange riche à proximité de la bougie a été testée avec succès [1].

Cependant, à une richesse donnée, la stratification partielle a tendance à faire accroître les émissions de NO_x à cause de température et de pression plus élevées dans le cylindre. Bien que, la CPS (charge partiellement stratifiée) tend à augmenter les niveaux de NO_x , ces émissions sont faibles, en raison de dégagement de chaleur précoce et d'une meilleure combustion. Le retardement de l'allumage peut réduire les émissions de NO_x , sans pénaliser les performances [51]. Lorsque le moteur fonctionne à un excès d'air de 1,66, la CPS permet d'augmenter la pression moyenne indiquée d'environ 15% et améliore la consommation spécifique de carburant d'une valeur équivalente [51]. Un taux de dégagement de chaleur plus élevé et, par conséquent, une combustion plus rapide ont été observés lors de la micro-injection d'un carburant pur. Une amélioration progressive des performances du moteur a été observée au fur et à mesure que la charge micro-injectée devient plus riche. Les charges air-carburant pré-mélangées ont été moins efficaces que l'injection de carburant pur [1]. Les émissions de THC diminuent en augmentant le rapport air-carburant en raison de la diminution de carburant non brûlé piégé dans les interstices.

En outre, l'excès d'air dans la chambre de combustion rend la post oxydation du gaz des interstices plus efficaces lors de la détente et de l'échappement. Cependant, lorsque le mélange est très pauvre, les émissions de THC ont tendance à augmenter en raison d'une propagation de flamme très lente, une combustion incomplète et des ratés.

L'avance à l'allumage pour MBT devrait tenir compte de la réduction de la vitesse de flamme et de l'augmentation de la durée de combustion dans les conditions pauvres.

Généralement, l'avance à l'allumage pour MBT varie avec la composition du gaz naturel et la richesse pour une consommation de carburant et des émissions faibles.

L'avance à l'allumage pour MBT pour le gaz naturel est supérieure de 2° à 10° d'angle de vilebrequin que celle de l'essence [1]. L'avance à l'allumage dans des conditions pauvres doit être plus importante que celle en fonctionnement stœchiométrique. Néanmoins ceci peut ensuite provoquer du cliquetis. Cependant, l'avance de l'allumage peut effectivement prolonger les limites pauvres tout en conservant un rendement thermique élevé.

• Problèmes de la combustion en mélange pauvre

Pour que le moteur en mélange pauvre produise moins d'émissions de NO_x , il doit fonctionner avec les mélanges les plus pauvres possibles. En d'autres termes, le moteur doit fonctionner à proximité des limites de ratés de combustion [8]. Lorsque le mélange est appauvrit au-delà d'un seuil critique, le taux de combustion dans les conditions pauvres est réduit par rapport aux conditions stœchiométriques, ce qui entraîne une augmentation de la durée totale de combustion qui, à son tour, induit une augmentation des pertes de chaleur aux parois et une diminution du rendement thermique [31]. Une faible vitesse de propagation de flammes conduit à un dégagement de chaleur lent, ce qui provoque une instabilité de combustion avec de fortes variations cycliques. La stabilité du moteur se détériore, les émissions d'hydrocarbure (HC) et de CO augmentent en raison de l'initiation et de la propagation plus lente de flammes et le rendement du moteur diminue (Fig. 1.2) [52]. Pour les mélanges extrêmement pauvres, l'extinction de flamme, une combustion partielle et des instabilités de combustion pourraient apparaître [31]. Une légère erreur dans le rapport air-carburant, près de la limite pauvre peut entraîner des ratés de combustion, ce qui provoque une augmentation spectaculaire des émissions polluantes, des irrégularités de fonctionnement et de faibles réponses du moteur [1].

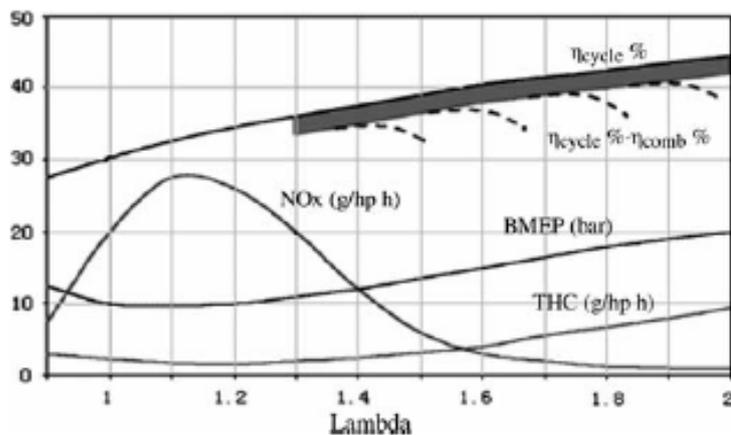


Fig. 1.2. Effet du coefficient d'excès d'air sur les performances de moteur au gaz naturel [52].

Un problème particulier d'une grande importance pour les moteurs en mélange pauvre est l'ampleur des variations cycliques de la pression dans le cylindre dues aux variations cycliques dans le processus de combustion. Des problèmes de conduite de véhicules sont

généralement visibles lorsque le coefficient de variation (COV) de la pression moyenne dépasse environ 10% [5]. Les variations cycle à cycle dans le processus de combustion ont tendance à augmenter lorsque le mélange devient plus pauvre. Outre les fluctuations du mélange localement et cycle à cycle, les variations d'écoulement semblent être la principale cause de variations cycliques de la combustion.

Une variabilité cyclique importante et de faibles réglages de combustion limitent l'utilisation de mélanges très pauvres ou de quantités élevées d'EGR. En conséquence, le contrôle de la formation du mélange est nécessaire pour les moteurs au gaz naturel en mélange pauvre [1].

- **Facteurs liés aux limites pauvres (misfire limits)**

Les limites pauvres sont liées à plusieurs facteurs notamment le mouvement de l'air à l'intérieur du cylindre, l'énergie d'allumage disponible, la composition du gaz naturel, la température du mélange à l'allumage, la fraction résiduelle et l'eau de l'humidité dans le mélange air-carburant. En outre, l'effet de la préparation du mélange sur l'homogénéité de la charge du cylindre est important.

Les limites pauvres du mélange gaz naturel-air augmentent avec la température, de telle sorte que le moteur peut fonctionner à une température élevée du collecteur d'admission sans produire plus de NO_x . Bien que, les émissions de CO et de HC montrent une tendance légèrement à la hausse avec des mélanges plus pauvres à des températures d'admission plus élevées, ils affectent à peine les niveaux absolus d'émission. Il est possible de maintenir les émissions spécifiques de NO_x à un niveau de 140 g / GJ dans la gamme de température de 25 à 80°C en adaptant uniquement le rapport air-carburant (λ) montré en figure (1.3). Approximativement, chaque réduction de 10 °C en température du mélange nécessite une réduction de 1% du rapport air-carburant. Par conséquent, un système de contrôle moteur est nécessaire pour avoir de faibles niveaux d'émissions de NO_x en toutes circonstances. Lors d'un démarrage à froid, l'enrichissement du mélange est nécessaire pour éviter des ratés alors que le moteur fonctionne normalement à des températures d'admission élevées [53].

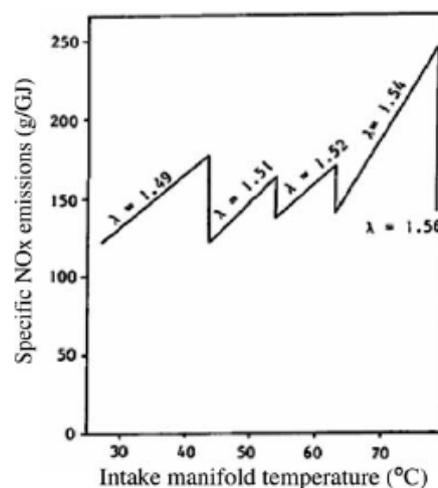


Fig. 1.3. Production de NO_x à différents coefficients d'excès d'air en fonction de la température d'admission [53].

La qualité de la combustion pour un fonctionnement à une richesse proche de la limite pauvre est néanmoins particulièrement exposée aux fluctuations de la composition du combustible. Lorsque la qualité de la combustion se dégrade, la production des émissions d'hydrocarbures imbrûlés et de monoxyde de carbone est favorisée. Le contrôle et l'adaptabilité du moteur face aux variations des propriétés du gaz nécessitent la connaissance des effets de la composition du combustible sur les grandeurs caractéristiques de la combustion : puissance, rendement, émissions polluantes [6].

De grandes quantités de gaz résiduels du cycle précédent limitent également la stabilité de la combustion du moteur à charges faibles et intermédiaires en raison de la dilution. Des charges élevées et de grandes quantités d'air additionnel ou d'EGR induisent de faible énergie à l'échappement pour des pressions suffisantes de suralimentation [33].

- **Pour une bonne stratégie de combustion en mélange pauvre**

Pour implémenter avec succès une stratégie de combustion en mélange pauvre pour les moteurs au gaz naturel avec un minimum d'émissions polluantes et un rendement thermique maximal; un taux de compression élevé, un système d'allumage à haute énergie, des mouvements de swirl et de turbulence élevés en fin de compression et le revêtement catalytique (*catalytic coating*) sur la chambre de combustion peuvent être utilisés [20].

Le rendement thermique des moteurs au gaz naturel est fortement lié au coefficient d'excès d'air, au taux de compression, au taux de combustion et aux niveaux d'émission de NO_x. La valeur optimale du coefficient d'excès d'air pour un compromis entre la consommation spécifique de carburant et les émissions de NO_x dépend fortement du type et de la qualité de l'allumage et de la combustion. A charge partielle, l'utilisation d'étranglement provoque une détérioration significative du rendement thermique. Toutefois, dans une certaine mesure, la charge du moteur en mélange pauvre peut être contrôlée sans étranglement, en faisant varier le rapport air-carburant. Le rendement volumétrique à charge partielle peut alors être augmenté en raison de la réduction des pertes par pompage. D'autre part, l'utilisation de "skip fire" aux faibles charges, peut réduire ou éliminer l'effet des pertes par pompage [43], ce qui peut contribuer à l'amélioration de la consommation.

Afin d'améliorer la puissance spécifique des moteurs au gaz naturel, la suralimentation doit être utilisée. Le contrôle de l'écoulement du fluide à l'intérieur de la chambre de combustion est nécessaire afin d'améliorer la combustion dans toutes les conditions de fonctionnement [54]. Des niveaux élevés de turbulence de la charge dans la chambre de combustion accélèrent considérablement le processus de combustion dans les moteurs à allumage commandé, réduit la variabilité cyclique [55] et contrebalance la mauvaise qualité de la combustion en mélange pauvre, ce qui peut améliorer le rendement thermique.

Le niveau de turbulence dans la chambre juste avant l'allumage et pendant le processus de combustion a un impact important sur la vitesse de combustion du mélange air-carburant. L'intensité de la turbulence dans la chambre est influencée par la conception de la chambre de combustion, des conduits d'admission et les lois de levée des soupapes, à travers le degré de

swirl communiqué au mélange au cours du processus d'admission et par le mouvement de squish généré lorsque le piston s'approche du point mort haut.

Cependant, les niveaux des émissions spécifiques sont généralement plus élevés pour une chambre de combustion rapide. Dans certains cas, une chambre de combustion avec de hauts niveaux de turbulence engendre des niveaux élevés d'émissions [54].

L'utilisation d'une stratégie de combustion en mélange pauvre avec une géométrie de chambre de combustion, un système d'allumage, une avance à l'allumage et un convertisseur catalytique à oxydation, minutieusement optimisés, peut permettre aux moteurs au gaz naturel de satisfaire les standards d'émissions de plus en plus stricts [8].

Vu l'excès d'oxygène disponible dans les gaz d'échappement, un catalyseur à oxydation peut être utilisé pour oxyder les émissions de CO et de THC et satisfaire ainsi aux normes relatives à ces deux éléments.

Cependant, afin de satisfaire les standards de plus en plus sévères concernant les émissions de NO_x, ces moteurs nécessitent un système plutôt complexe de deNO_x telle que la réduction catalytique sélective (SCR) [1].

1.6.2 Moteurs stœchiométriques au gaz naturel

La combustion stœchiométrique est une combustion complète avec un mélange correspondant à la consommation totale du combustible et du comburant. Une combustion complète est telle que, tout le carbone (C) produit du CO₂, et tout l'hydrogène (H) produit du H₂O.

Lorsque le moteur fonctionne avec des mélanges proches de la stœchiométrie, la température dans le cylindre augmente, et par conséquent, les contraintes thermiques et la tendance au cliquetis augmentent aussi. Cela conduirait à des restrictions sur l'utilisation de la suralimentation, de taux de compression élevés, et d'avance à l'allumage pour un couple au frein maximum (MBT). Par conséquent, le moteur fonctionnerait avec un moindre rendement qu'un moteur semblable en mélange pauvre.

Afin de réduire la température dans le cylindre, une dilution de la charge doit être utilisée. Une des méthodes utilisées pour diluer la charge est de recycler une partie des gaz d'échappement avec le mélange à l'admission. Cette méthode est appelée recirculation des gaz d'échappement (EGR). L'utilisation de l'EGR permet une diminution de la température dans le cylindre et donc une diminution de la tendance au cliquetis et pourrait permettre d'utiliser la suralimentation, des taux de compression relativement élevés, et des avances à l'allumage pour MBT afin d'atteindre des rendements thermiques relativement plus élevés qu'en fonctionnement stœchiométrique avec des mélanges non dilués [8].

Généralement, les conditions de la flamme au début de son développement sont presque laminaires en raison de la petite taille de la flamme par rapport à l'échelle intégrale de la turbulence. Lorsque l'EGR est appliqué à un moteur au gaz naturel, la vitesse de flamme laminaire est plus réduite par rapport au fonctionnement en mélange pauvre, en raison de concentration plus faible en oxygène dans le mélange. Comme l'EGR a une forte influence

sur le début de combustion, la durée de celle-ci augmente avec l'augmentation de l'EGR. Par conséquent, une chambre de combustion rapide est nécessaire dans les conditions de fonctionnement avec des taux élevés d'EGR.

Les émissions de HC augmentent avec l'augmentation de l'EGR étant donné que les modes avec des taux élevés d'EGR ont une combustion plus lente et plus froide [1]. En outre, la dilution à l'EGR du mélange à l'admission permettra de réduire la pression partielle de l'oxygène dans ce mélange, et par conséquent les émissions de NO_x vont diminuer. Par ailleurs, comme l'EGR sera ajouté à un mélange stœchiométrique, l'utilisation d'un catalyseur à trois voies (*Three-Way Catalytic Converter* : TWC), pour une éventuelle réduction des émissions est également possible [8]. Les moteurs stœchiométriques au gaz naturel équipés de catalyseur à trois voies peuvent répondre aux futures normes plus sévères sur les émissions, mais des stratégies de contrôle précises de la richesse et des catalyseurs très performants pour oxyder le méthane seront nécessaires [1]. Un catalyseur TWC est capable de réduire les NO_x , HC, et les émissions de CO, en même temps. Toutefois, pour que ce type de catalyseur fonctionne d'une façon efficace, le moteur doit fonctionner à des mélanges proches de la stœchiométrie [8].

Comparativement aux moteurs à essence à allumage commandé, les émissions de NO_x pour les moteurs stœchiométriques au gaz naturel avec une avance à l'allumage élevée sont moindres en raison d'une vitesse de combustion plus faible. Les émissions de THC, quant à elles, restent faibles à pleine charge [32].

Les moteurs stœchiométriques au gaz naturel avec l'EGR et un catalyseur à trois voies est une stratégie intéressante pour répondre aux futures normes plus sévères sur les émissions. Einewall et al. [33] ont constaté que les émissions de NO_x peuvent être réduites de 99,9% et celles de HC par 90-97% avec un fonctionnement stœchiométrique, l'EGR et un catalyseur à trois voies comparativement à la combustion de rendement élevé en mélange pauvre.

Bien que le concept d'utilisation de l'EGR dans les moteurs, particulièrement ceux à essence et diesel, n'est pas nouveau; il est estimé que le fonctionnement de moteur à allumage commandé au gaz naturel utilisant des mélanges stœchiométriques et l'EGR n'a pas été, jusque là, entièrement optimisé [56].

Néanmoins, quelques travaux ont été réalisés dans cette optique. Amr et Saiful [8] ont optimisé le fonctionnement d'un moteur au gaz naturel à allumage commandé, utilisant un mélange stœchiométrique, avec une dilution à l'EGR refroidi et une admission à haute pression. Le taux de compression et l'avance à l'allumage ont fait l'objet d'une optimisation en vue d'une faible consommation de carburant accompagnée d'une puissance élevée et de faibles émissions. Il a été constaté que la valeur du taux de compression pour laquelle la consommation est minimale, varie avec la vitesse de rotation. En outre, il a été montré que l'EGR refroidi peut réduire considérablement les émissions de NO_x pour des taux de compression élevés. Les émissions de NO_x ont diminué d'environ 28% lorsque l'EGR passe de 20% pour un taux de compression de 10 à 27% pour un taux de compression de 12 au même régime moteur de 3000 tr/min.

Par ailleurs, il a été constaté que la combinaison du cycle de Miller avec l'EGR permet d'augmenter la PME des moteurs au gaz naturel [57].

1.6.3 Moteurs Dual-fuel au gaz naturel

Le gaz naturel est utilisé en tant que combustible principal et le gazole, combustible pilote, sert de source d'allumage. Le pilote est injecté directement dans la chambre de combustion, tandis que le gaz est introduit dans le conduit d'admission par carburation ou par injection. Une injection directe du gaz dans le cylindre est aussi utilisée dans certains moteurs.

Les moteurs dual-fuel ont été utilisés dans un certain nombre d'applications utilisant divers combustibles gazeux en raison de la nature plus propre de leur combustion comparée aux combustibles liquides conventionnels. Le gaz naturel semble être un excellent candidat pour plusieurs raisons. Il a un indice d'octane élevé, et donc, il convient aux moteurs avec des rapports de compression relativement élevés. Il se mélange uniformément à l'air, ayant pour résultat une bonne combustion et une réduction substantielle de certaines émissions polluantes [58-61]. De plus, il est possible d'appliquer cette technologie sur des moteurs diesel conventionnels existants sans avoir à faire de grandes modifications [62].

Des études expérimentales comparant le fonctionnement dual-fuel avec celui en diesel, ont démontré les avantages de cette technique à la fois du point de vue performances qu'émissions. De nombreuses études révèlent que le concept de dual-fuel est une technique prometteuse pour contrôler les émissions de NO_x et de suie même sur des moteurs diesel existants. Mais, les émissions de HC et CO ainsi que la consommation sont plus élevés en dual-fuel pour les faibles charges [63].

Cependant, comme certains paramètres de fonctionnement et de conception du moteur, à savoir la charge, la vitesse, le taux de compression, l'avance à l'injection et le débit du pilote, les conditions d'admission, la composition du combustible gazeux varient, les performances du moteur dual-fuel sont affectées. De nombreuses études [64-73] ont été réalisées par différents chercheurs afin d'étudier l'effet de ces paramètres sur les émissions, le rendement et les caractéristiques de combustion des moteurs dual-fuel. Ces investigations sont effectuées sur différents bancs d'essai, utilisant divers carburants gazeux et différents combustibles pilote. Ils ont montré que ces paramètres jouent un rôle important concernant les performances des moteurs dual-fuel. Sahoo [63] fournit une comparaison des résultats obtenus par différents chercheurs sur les performances des moteurs dual-fuel.

Il ressort notamment que le rendement thermique des ces moteurs s'améliore soit en augmentant la vitesse de rotation, l'avance à l'injection, ou encore la quantité de combustible pilote. Il est également montré (Fig. 1.4-1.6) que les faibles rendements et les mauvaises émissions aux faibles charges peuvent être considérablement améliorés par l'avancement de l'injection du combustible pilote [70]. Cependant, des avances trop importantes induisent une augmentation de la tendance au cliquetis aux charges intermédiaires et élevées (Fig.1.7).

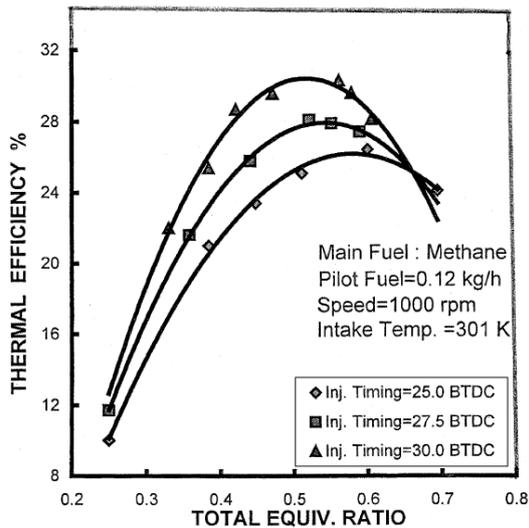


Fig. 1.4. Variation du rendement thermique pour différentes valeurs d'avance à l'injection [70]

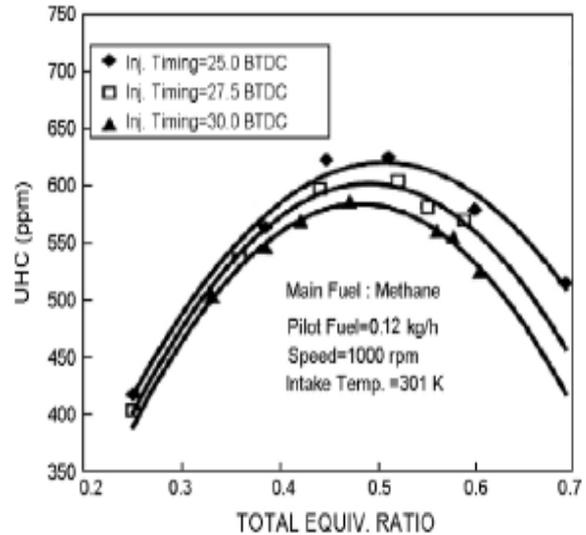


Fig. 1.5. Variation des émissions de THC pour différentes valeurs d'avance à l'injection [70]

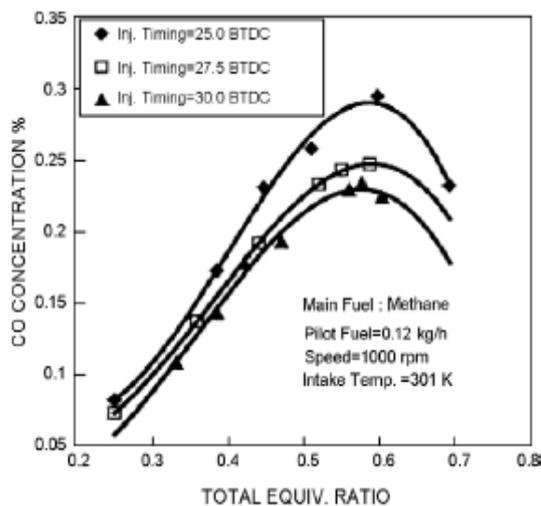


Fig. 1.6. Variation des émissions de CO pour différentes valeurs d'avance à l'injection [70]

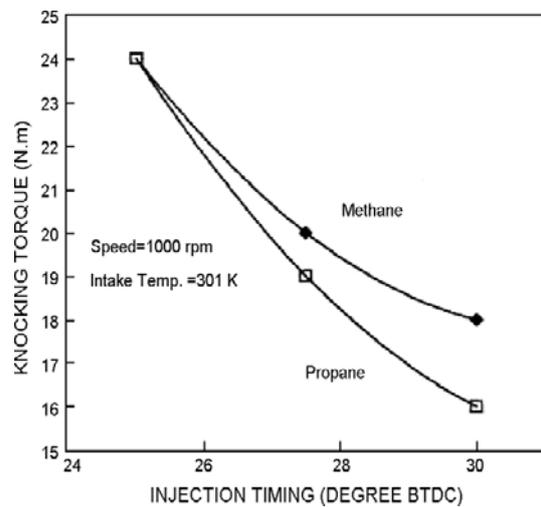


Fig.1.7. Variation du couple de cliquetis en fonction de l'avance à l'injection [70]

Aussi, la quantité de combustible pilote est l'une des variables les plus importantes qui ont une influence déterminante sur les performances des moteurs dual-fuel [63].

Cependant, comme mentionné par Sahoo [63], les caractéristiques de combustion des carburants gazeux en dual-fuel nécessitent plus de recherches pour un meilleur usage. Le fonctionnement dual-fuel aux faibles charges nécessite un intérêt particulier. Aussi, et en raison du risque d'apparition du cliquetis dans ce type de moteur, le fonctionnement aux charges élevées doit bénéficier de plus d'investigations. Nous pensons que le cliquetis dans ce type de moteur n'a pas bénéficié d'un nombre important d'études.

1.6.4 Application de nouvelles techniques pour les moteurs au gaz naturel

- **Injection directe haute pression (*High Pressure Direct Injection, HPDI*)**

Cette technique consiste en une injection directe, haute pression, du gazole et du gaz dans la chambre de combustion. Comme pour un moteur dual-fuel, la HPDI utilise le diesel comme combustible pilote, pour initier la combustion. Ce système diffère du dual-fuel dans la façon par laquelle les deux carburants sont mélangés. Il fournit des performances comparables à celles d'un moteur diesel [13].

Aussi, un système d'injection à rampe commune (*Common rail*) innovant, pour les moteurs au GNC [74-76], a été récemment expérimenté. La commande électronique de la pression d'injection pour de tels systèmes a fait l'objet d'études d'amélioration [6].

- **Mode HCCI**

Les moteurs HCCI (*Homogenous Charge Compression Ignition*) incorporent les meilleures performances des moteurs à allumage commandé (AC) et celles des moteurs à allumage spontané (AS). La charge est pré-mélangée, ce qui minimise les émissions de particules, comme dans les moteurs à AC. Mais aussi, comme pour les moteurs à AS, ils n'y a pas de pertes par pompage. Puisque la totalité du mélange dans le cylindre réagit et brûle très rapidement, les pertes dues au temps de combustion sont également réduites. En outre, si le mélange est suffisamment pauvre, la température de combustion est si basse que peu de NO_x est produit, et donc, il ne reste qu'à réduire ou éliminer les émissions de HC non brûlé et de monoxyde de carbone (CO) [77-79]. En résumé, le moteur HCCI promet le rendement élevé des moteurs diesel avec des émissions réduites de NO_x et de particules.

Bien que le fonctionnement stable de moteurs HCCI et leurs avantages substantiels aient été démontrés, plusieurs entraves doivent être surmontées avant que cette technique puisse être largement appliquée [80, 81]. Le contrôle du délai d'auto-allumage pour une vaste plage de vitesses et de charges, la garantie d'un bon fonctionnement pour des transitions rapides, le démarrage à froid et la satisfaction des normes d'émission sont des défis à l'encontre de cette technique. Surmonter ces défis nécessite une meilleure compréhension des phénomènes qui se produisent à l'intérieur du cylindre et des techniques par lesquelles la combustion dans ce type de moteurs au gaz naturel peut être améliorée [82].

1.6.5 Mélange du gaz naturel avec d'autres combustibles

L'hydrogène (pur) peut être brûlé dans les moteurs à combustion interne en mélange pauvre avec des émissions pratiquement nulles [83]. L'hydrogène non brûlé n'est ni toxique ni photochimiquement réactif. Cependant, les seules émissions significatives d'un moteur en hydrogène, dans de bonnes conditions de marche, sont les oxydes d'azote (NO_x). De nombreuses études ont montré qu'en maintenant la richesse en-dessous de 0,6, les émissions de NO_x peuvent être extrêmement basses. Cependant, en dépit de ses qualités de combustion, l'utilisation de l'hydrogène comme carburant alternatif a été freiné par un certain nombre de difficultés. Les entraves principales à l'utilisation de l'hydrogène dans les moteurs de

véhicules sont la taille, le poids, la complexité et le coût de stockage ainsi que le coût de l'hydrogène lui-même. Ces difficultés sont réduites dans les applications où de l'hydrogène est utilisé, en mélange avec d'autres carburant.

Etant donné les avantages précédemment cités du GNC et les émissions réduites qui résultent de l'ajout de l'hydrogène à l'essence, il devient évident de s'intéresser à l'enrichissement du GNC avec de l'hydrogène, communément connu sous le nom de « l'hythane », puisque les deux combustibles sont gazeux et peuvent facilement être mélangés en utilisant un mélangeur sonique simple. Différents chercheurs se sont intéressés à cette voie [84-92]. Nagalingam et al. [92] ont révélé que la puissance de moteurs à l'hythane s'avérait réduite à cause du pouvoir calorifique volumétrique inférieure de l'hydrogène comparé au méthane. Cependant, puisque la vitesse de flamme de l'hydrogène est sensiblement plus grande que celle du gaz naturel, l'avance à l'allumage nécessaire pour produire le couple au frein maximum (MBT) est moindre.

Yusuf [93] a examiné la vitesse de flamme du l'hythane. Le mélange testé contient 80% (par volume) de gaz naturel et 20% d'hydrogène. Il déduit que la richesse, correspondant au rendement maximum utilisant du méthane pur, peut être diminuée de 0,775 à 0,60 en enrichissant à 20% d'hydrogène le méthane, ayant pour résultat une meilleure économie de carburant et un contrôle moins coûteux des émissions. Hoekstra [94] a réalisé une étude expérimentale sur l'utilisation de l'hythane comme carburant. L'objectif de cette recherche était de déterminer si la limite pauvre du GNC pourrait être prolongée par l'introduction de l'hydrogène. Le résultat des essais a démontré que des niveaux extrêmement bas de NO_x sont possibles avec des augmentations modérées en hydrocarbures non brûlés en utilisant des taux d'hydrogène entre de 28 et 36%.

1.7 Pour une stratégie de promotion du GNV

Relever tous les défis liés à un usage du GNV au niveau mondial en général, et en Algérie en particulier, digne des avantages qu'il procure, nécessitera impérativement, la conjonction de nombreuses actions dans le domaine des infrastructures, de la réglementation et fiscalité, de la sensibilisation et de la technologie.

Nous proposons ci-après certaines pistes en vue d'une stratégie de promotion du GNV, ainsi que des orientations au sujet du choix de type de motorisation adéquates.

- Les gouvernements devraient en premier lieu, utiliser le GNV comme carburant pour des autobus, des camions et d'autres flottes de véhicules publiques. L'utilisation élevée de carburant par cette catégorie de véhicule rend la conversion au GNV plus économique et réduit la période d'amortissement du coût de conversion. Dans le cas d'une flotte prédestinée au GNV, le choix qui semble être le plus intéressant sont les moteurs dédiés.

- Le nombre de station d'alimentation au GNV devrait être augmenté. Les expériences antérieures (Fig. 1.8) ont montré que l'augmentation de l'usage de GNV est proportionnelle au nombre de ces stations.

- Encouragement de l'utilisation du GNV en faisant, par exemple, des réductions sur taxes pour les véhicules roulant au gaz naturel. A titre d'exemple, le gouvernement Malaisien a réduit de 25% la taxe routière pour tous les véhicules roulant au GNV.

- Se fixer des objectifs précis et progressifs à travers une réglementation contraignante. Citons à titre d'exemple la directive publiée par la Commission Européenne visant à une substitution progressive des carburants conventionnels par du gaz naturel (2% en 2010, 5% en 2015, 10% en 2020). A cet effet, des institutions de planifications, de suivis et de contrôles doivent être créés.

- Mise en place d'une politique de sensibilisation sur les avantages du GNV afin d'augmenter le volume de production et par conséquent diminuer le coût de conversion.

- Soutenir les efforts de recherche et développement dans le domaine des véhicules GNV.

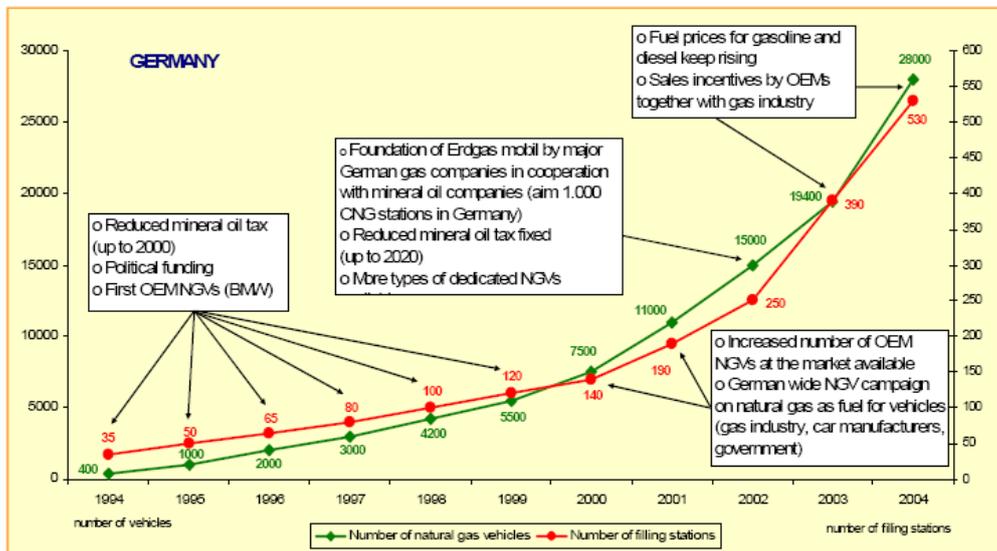


Fig. 1.8. Exemple de corrélation entre le nombre de véhicules au GNV et le nombre de stations d'emplissage avec quelques mesures ayant participé à leur promotion.

Sur le plan technologique, le marché relativement réduit de ce type de motorisation n'incite pas à des développements spécifiques lourds à court terme. Il convient plutôt de s'orienter vers des technologies qui permettent un bon compromis performances, émissions et économie. Nous pouvons citer dans cet ordre d'idée :

- Encouragement de la conversion en moteurs bi-fuels, où le gaz sera principalement utilisé en zone urbaine. D'ailleurs, des études relatives à l'utilisation de véhicules ont montré que la conduite en zone urbaine correspond à 34% des distances parcourues et que l'énergie ainsi consommée représente 42% du montant globale [95]. Dans ce cas, si le moteur est à essence, la conversion la plus appropriée est l'installation d'un kit GNV pour une motorisation bivalente. Cependant, dans le cas des véhicules diesel, il pourrait être intéressant d'adopter une motorisation dual-fuel.

- Encouragement de petits véhicules urbains équipés de moteurs dédiés éco-suralimentés à allumage commandé.
- La deuxième étape, plus performante, mais plus onéreuse, consiste à intégrer un tel moteur dans un véhicule hybride.

1.8 Synthèse et conclusions

Les contraintes du marché de véhicules concernant les moteurs et notamment ceux au gaz naturel sont un rendement au frein élevé, une consommation réduite de carburant, une puissance spécifique élevée, des émissions réduites, un investissement et des coûts de maintenance réduits.

Les moteurs au gaz naturel en mélange pauvre permettent d'obtenir des rendements thermiques élevés et des émissions modérément basses de NO_x sans système de deNO_x . Afin de satisfaire les standards, de plus en plus sévères, concernant les émissions, ces moteurs nécessitent un système plutôt complexe de deNO_x telle que la réduction catalytique sélective (SCR), qui utilise des réducteurs additionnels. Ceci joue en faveur des moteurs stœchiométriques équipés de catalyseurs à trois voies. Cependant, ce type de moteur est de moindres performances concernant la pression moyenne effective et le rendement thermique.

Afin de surmonter ce dilemme, le concept d'éco-suralimentation (downsizing) semble être une voie prometteuse. En effet, le gaz naturel a un potentiel considérable quand il est utilisé comme carburant pour un moteur dédié éco-suralimenté à allumage commandé.

Ainsi, les moteurs stœchiométriques éco-suralimentés au gaz naturel équipés de catalyseurs trois voies semble être un choix très prometteur pour de meilleures performances et émissions. Un catalyseur hautement performant pour oxyder le méthane peut également être nécessaire. Pour obtenir une meilleure économie de carburant, une dilution à l'EGR peut s'avérer intéressante.

D'autre part, et concernant les moteurs diesel, le fonctionnement dual-fuel semble être une technique intéressante tant sur le plan économique qu'environnemental. Plusieurs études ont révélé que ce concept est une voie prometteuse pour notamment contrôler les émissions de suies et de NO_x , même pour des moteurs diesel existants. Cependant, pour être plus attrayants, quelques aspects doivent être améliorés pour de meilleures performances et émissions. Un des principaux problèmes du fonctionnement dual-fuel est qu'aux faibles charges, ces moteurs présentent une baisse de rendement comparativement au fonctionnement diesel. Les émissions des hydrocarbures non brûlés et de monoxyde de carbone sont aussi plus élevées en dual-fuel. Par ailleurs, le risque de cliquetis aux charges élevées, requiert une attention particulière.

Ces aspects, qui peuvent constituer des freins pour l'adoption à grande échelle de ce type de motorisation, notamment dans le transport routier, doivent bénéficier d'un intérêt particulier.

Chapitre 2

Investigation du fonctionnement dual-fuel de moteur diesel au gaz naturel

Dans ce chapitre nous examinons, l'effet du fonctionnement dual-fuel utilisant le gaz naturel comme carburant primaire et le gazole comme combustible pilote sur la combustion, les performances ainsi que les émissions polluantes d'un moteur diesel conventionnel à injection directe. Ce mode présente deux plages de fonctionnement qui méritent une attention particulière, à savoir les faibles et pleines charges. Elles ont donc fait l'objet de plus de détails. Quelques pistes d'amélioration du fonctionnement dual-fuel pour les moteurs diesel conventionnels au gaz naturel sont aussi explorées. Enfin, sur la base des résultats de la présente investigation, une stratégie adaptée de contrôle du mode de fonctionnement diesel - dual-fuel est proposée.

2.1 Introduction

Le fonctionnement dual-fuel est une technique prometteuse pour l'usage du gaz naturel dans les moteurs à combustion interne. Ce concept a été adopté dans un certain nombre d'applications utilisant divers combustibles gazeux en raison surtout de leurs avantages environnementaux comparés aux combustibles liquides conventionnels. Le gaz naturel s'avère un excellent candidat. Les avantages potentiels de son utilisation dans des moteurs diesel sont à la fois économiques et écologiques. Il a notamment, un indice d'octane élevé, et donc, il convient aux moteurs avec un taux de compression relativement élevé. Il se mélange uniformément à l'air, ce qui favorise sa combustion et permet une réduction substantielle de certaines émissions polluantes [58,61,96].

Cependant, et pour une adoption à grande échelle de ce type de motorisation, notamment dans le transport routier, quelques aspects doivent être améliorés pour de meilleures performances et de moindres émissions [97]. Un des problèmes principaux du fonctionnement dual-fuel est qu'aux faibles charges, ces moteurs montrent une baisse de rendement comparativement au fonctionnement diesel. Les émissions des hydrocarbures non brûlés et de monoxyde de carbone sont aussi plus élevées en dual-fuel [63,69].

La présente investigation s'inscrit dans un effort de contribution à la caractérisation et l'amélioration du fonctionnement dual-fuel (DF) au gaz naturel (GN). Cela nécessite d'abord une expertise qui sera basée essentiellement sur nos résultats expérimentaux, mais aussi qui seront comparés à d'autres travaux antérieurs afin de mieux comprendre ce fonctionnement et les problèmes qui lui sont liés. Cela permet également de tirer des conclusions qui peuvent contribuer à une amélioration d'un tel fonctionnement afin de tirer pleinement profit des avantages du gaz naturel.

A. Méthodes et moyens expérimentaux

Nous présentons d'abord, les moyens expérimentaux utilisés ainsi que la méthodologie appliquée. Cette partie comprend une synthèse du matériel employé, des paramètres moteur contrôlables et des principaux moyens de mesure. La méthodologie expérimentale, les outils d'analyse et les différents essais réalisés sont également détaillés.

2.2 Présentation du banc d'essai

La figure (2.2) donne une vue d'ensemble du banc d'essai, et la figure 2.3 montre ses différents constituants ainsi que les moyens d'acquisition utilisés. Ce banc d'essai est composé principalement d'un moteur diesel, d'un frein dynamométrique, d'une baie d'analyse des gaz d'échappement, d'un analyseur de particules et d'un système d'alimentation en gaz.

2.2.1 Caractéristiques du moteur

Le moteur utilisé est un monocylindre diesel LISTER-PETTER, refroidi à l'air. Il est conçu pour fonctionner à vitesse variable, comprise entre 0 et 2500 tr/mn. Les principales caractéristiques techniques de ce moteur sont données dans le tableau 2.1. La chambre de combustion est de type bowl-in-piston (Fig. 2.1).



(a)

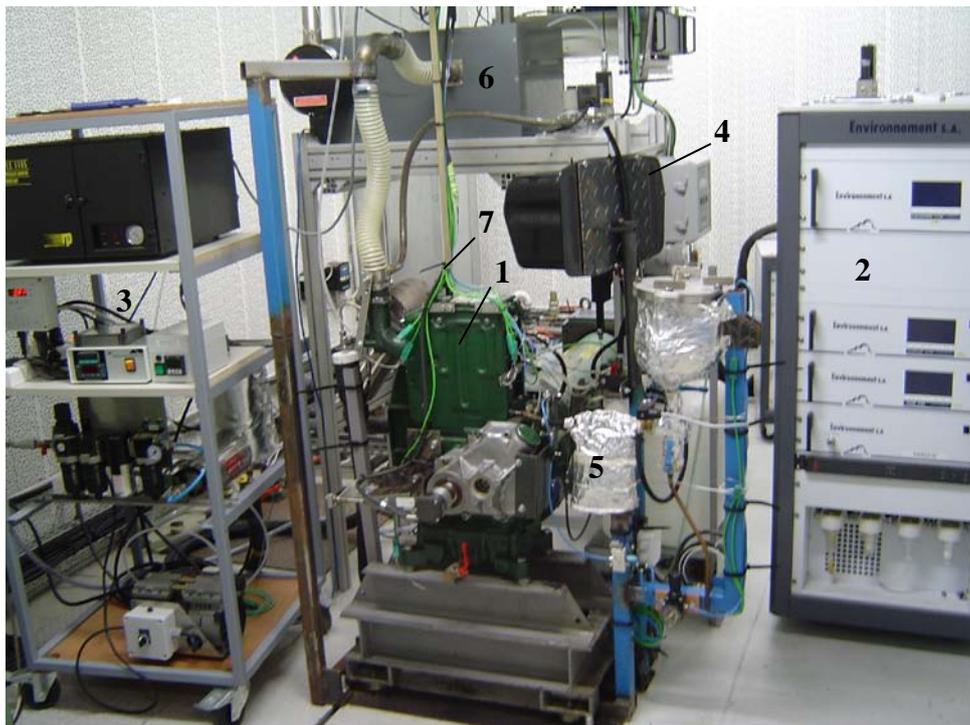


(b)

Fig. 2.1. Illustration de la forme géométrique du piston (a) et de la culasse (b).

Modèle	LISTER-PETTER (TS1)
Type de moteur	4 temps, allumage par compression Injection directe diesel
Nombre de cylindre	Monocylindre
Alésage x Course	95,5 x 88,94 mm
Bielle	165,3 mm
Cylindrée	630 cm ³
Taux de compression	18
Injection	13 °V avant le PMH
Pression d'injection	250 bars
Puissance nominale	4,5 kW à 1500 tr/min
AOA	36 °V
RFA	69 °V
AOE	76 °V
RFE	32 °V

Tableau 2.1- Principales caractéristiques du moteur.



1-Le moteur 2- Analyseur de gaz 3- Analyseur de particules 4- Réservoir du diesel
5- Débitmètre 6- Caisson de tranquillisation 7- Faisceau de câbles des différents capteurs.

Fig. 2.2. Vue d'ensemble du banc d'essais.

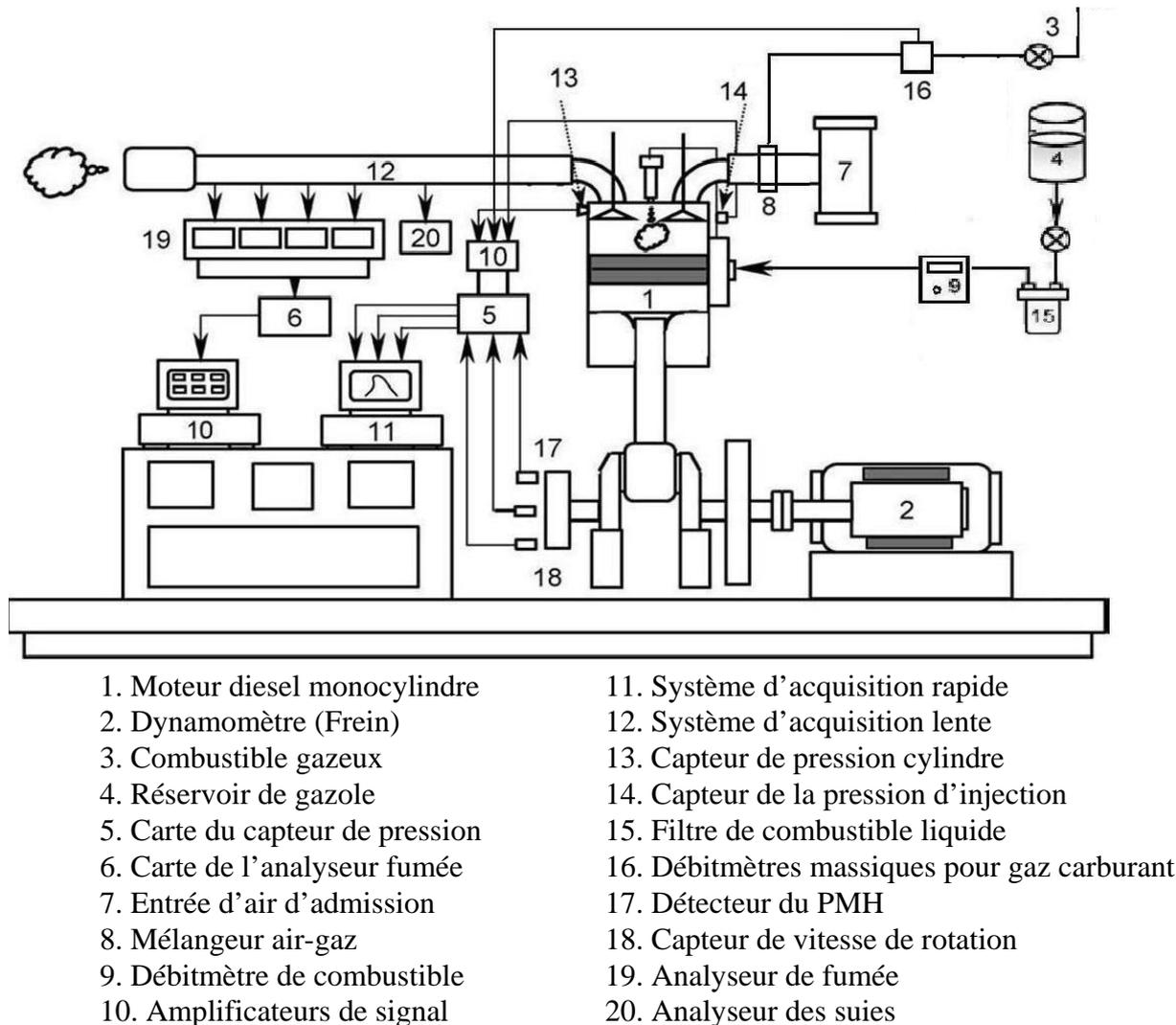


Fig. 2.3. Détails du banc d'essais.

2.2.2 Caractéristiques du frein dynamométrique

Le frein moteur est constitué d'une machine électromécanique à courant continu. Lors du démarrage, ou en fonctionnement entraîné (motoring), elle est utilisée comme machine motrice. En fonctionnement normal du moteur, elle devient une génératrice transformant l'énergie mécanique en électricité envoyée sur le réseau via un convertisseur.

Le couple est initialement mesuré par un transmetteur de force de la série FN 3148, utilisé en traction-compression et un bras de levier sur machine électrique montée en balance. Le transmetteur de force a une précision de 0,05 % de la pleine échelle (200 N). Par la suite, un couplemètre à bride HBM-T40 a été installé. Dans ce cas la précision est de 0.05% de la pleine échelle (500 N.m). Le couple effectif est directement donné par le module de contrôle du frein du banc d'essai.

2.2.3 Adaptation du moteur au fonctionnement dual-fuel

Le moteur a été convenablement modifié pour fonctionner en mode dual-fuel. Il a été équipé d'un système d'alimentation et de contrôle du carburant gazeux.

Notons cependant, qu'avant de procéder à l'adaptation, quelques considérations pratiques et de sécurité pour les moteurs dual-fuel, doivent être vérifiées. Les précautions suivantes sont à considérer pour l'emploi du gaz :

- d'une part éviter la formation, en dehors du cylindre d'un mélange d'air et de gaz susceptible de s'enflammer accidentellement. Le gaz doit déboucher dans la veine d'air immédiatement en amont de la soupape d'admission et une vanne de sécurité doit éviter toute introduction accidentelle de gaz dans les tubulures d'admission et dans les cylindres d'un moteur à l'arrêt.
- d'autre part, la réalisation d'une proportion correcte dans le moteur entre les débits des deux combustibles, à n'importe quelle charge.

La sécurité du fonctionnement du moteur est vérifiée en permanence en contrôlant l'état de la combustion dans le cylindre. Le diagramme de pression cylindre peut être utilisé à cet effet. La température des gaz d'échappement peut aussi être un signe d'une perte d'allumage.

Deux systèmes d'alimentation en gaz ont été testés afin d'examiner l'influence de ce système sur le mode dual-fuel d'un moteur diesel conventionnel (Fig. 2.4).



(a)



(b)

Fig. 2.4. Systèmes d'alimentation en gaz (a) système à venturi (b) système à tube.

2.2.4 Alimentation en carburant gazeux

Considérant le type de carburant gazeux utilisé, les essais réalisés peuvent être classés en deux catégories. Il s'agit d'abord des essais en dual-fuel au gaz naturel, ensuite ceux en dual-fuel au biogaz. Pour le premier cas, le gaz distribué par le réseau de l'entreprise GDF (gaz de réseau) a été utilisé. La composition de ce gaz est donnée par le tableau 2.2. Pour les essais au biogaz, un biogaz synthétique obtenu par mélange de gaz de bouteilles sous pression, a été utilisé.

Hydrocarbure	Moyenne	Ecart maximal
CH ₄	90,4 %	± 1,7 %
C ₂ H ₆	6,7 %	± 1,6 %
C ₃ H ₈	1,8 %	± 0,8 %
C ₄ H ₁₀	0,7 %	± 0,5 %
C ₅ H ₁₂	0,05 %	± 0,03 %
N ₂ +CO ₂	0,35%	± 0,3 %

Tableau 2.2- Composition volumétrique moyenne du gaz naturel de réseau.

2.2.5 Système de sécurité

Le banc d'essai est installé dans une cellule moteur. Celle-ci est équipée d'un système de sécurité périodiquement vérifié. Il est composé d'une détection d'incendie et de fumée, d'une détection de fuites de gaz et d'un système anti-incendie.

2.3 Métrologie

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

- acquisition lente (à 0,5 Hz),
- acquisition rapide (à 0,1 °V).

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 lente. L'acquisition rapide est réservée à la mesure des paramètres liés au cycle moteur, telle que la pression cylindre. Le système global d'acquisition est schématisé sur le synoptique de la figure 2.5.

2.3.1 Acquisition lente

Le contrôle des paramètres de fonctionnement du moteur (charge et vitesse de rotation), ainsi que l'acquisition lente sont réalisés à l'aide d'un logiciel en LabView.

- **Débit combustible**

Le débit de gaz est mesuré par un débitmètre massique thermique Bronkhorst F112AC-HB-55V. Ce type de débitmètre permet de mesurer le débit de gaz avec une précision de 1%. La mesure du débit tient compte de la composition du gaz mesuré.

Pour le débit de gazole, il est mesuré à l'aide d'un débitmètre massique à effet Coriolis, un capteur de masse RHM 015 couplé à un transmetteur RHE 08.

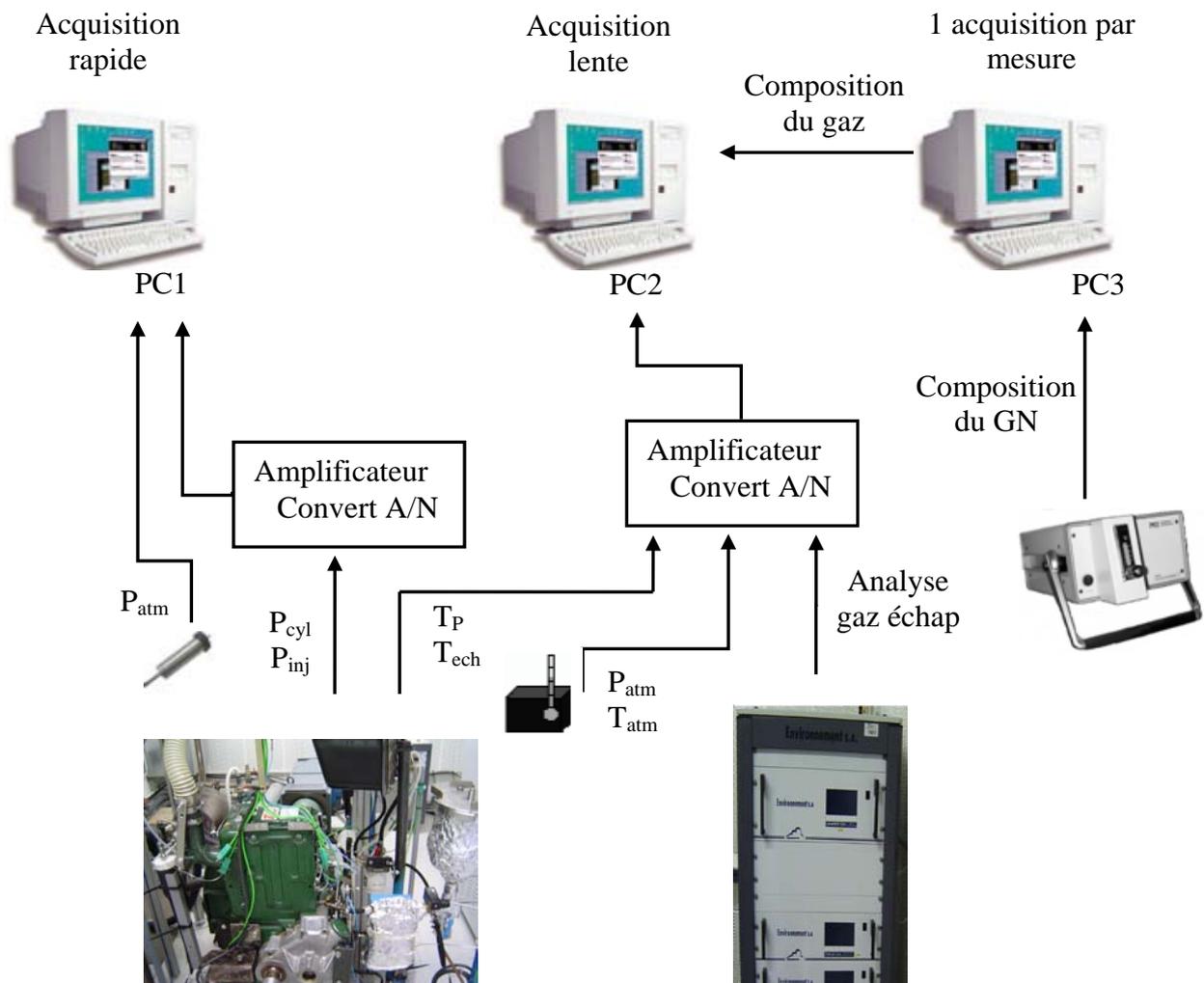


Fig. 2.5. Synoptique du système d'acquisition des mesures expérimentales.

• 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 afin d'amortir les pulsations de l'écoulement. Le débit d'air d'admission est alors mesuré par un transmetteur de pression différentielle de type LPX 5481, associé à un diaphragme. Il est placé en amont du réservoir tampon. Un débitmètre massique thermique Brooks MF64S, a ensuite été installé. Il permet une précision de 0,7% de la mesure et 0,2 % de la pleine échelle (60 kg/h).

- **Mesure de température**

La mesure de température de parois est réalisée par un thermocouple implanté dans l'épaisseur de la chemise, à environ 2 mm de sa surface externe. Deux prises de température sont effectuées sur le moteur, au niveau de la culasse et sur la partie supérieure de la chambre.

La température des gaz d'échappement est mesurée à l'aide de thermocouple de type Chromel- Allumel.

- **Composition du gaz naturel carburant**

Le gaz naturel carburant est analysé par un chromatographe en phase gazeuse MTI 200 présenté sur la figure (2.6). Cet instrument est piloté par le logiciel EZChrom 200 qui permet de définir les différents paramètres de mesures, d'effectuer l'étalonnage du chromatographe et de recueillir la composition du gaz carburant.



Fig. 2.6. Chromatographe en phase gazeuse.

- **Composition des gaz d'échappement**

Pour la mesure des émissions polluantes, une baie d'analyse placée sur la ligne des gaz d'échappement est utilisée (Fig. 2.3). Les émissions des hydrocarbures imbrûlés (HC) sont mesurées par ionisation de flamme FID à l'aide d'un analyseur chauffé d'hydrocarbures (modèle GRAPHITE 52M). Les émissions de monoxydes d'azote (NO) et d'oxydes d'azote (NO_x) sont mesurées par chimiluminescence via un analyseur de type TOPAZE 32M. Les émissions de monoxyde de carbone (CO) et de dioxyde de carbone (CO₂) sont mesurées par absorption de rayonnement infrarouge à l'aide d'un analyseur MIR 2M. La concentration en oxygène (O₂) est donnée par un capteur paramagnétique.

Les émissions de particules sont mesurées à l'aide d'un analyseur de poussières en temps réel (modèle TEOM 1105), par mesure et pesée en continu de la concentration massique en particules des gaz d'échappement.



(a) Analyseur des gaz d'échappement



(b) Appareil de mesure de suie

Fig. 2.7. Analyse des gaz d'échappement.

La précision et la gamme liées à chaque mesure réalisée sont présentées dans le tableau 2.3. La baie nécessite d'être étalonnée à chaque utilisation pour l'ensemble des émissions mesurées.

Capteur	Type	Gamme	Précision
O ₂	paramagnétique	0 – 25%	< 2% PE*
CO ₂	infrarouge	0 – 20%	< 2% PE*
CO	infrarouge	0 – 5000 ppm	< 2% PE*
NO _x	Chimiluminescence	0 – 10000 ppm	< 2% PE*
THC	FID	0 – 20000 ppm	< 2% PE*
CH ₄	FID	0 – 20000 ppm	< 2% PE*

* Pleine Echelle

Tableau 2.3- Caractéristiques de l'analyseur de fumée.

2.3.2 Acquisition rapide

La gestion de cette acquisition est assurée par le logiciel *Indwin* d'AVL. Le logiciel *Osiris* de D2T a ensuite été utilisé lors des essais de cliquetis.

- **Diagramme de pression**

La pression cylindre est mesurée par un capteur piézo-électrique AVL QH32D implanté dans la culasse et refroidi par circulation d'eau. 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. La mesure du régime moteur est aussi fournie par le codeur angulaire.

La pression d'injection est mesurée par un capteur de pression piézoélectrique, de type AVL QH33D, implanté dans la durite entre la pompe d'injection et l'injecteur du cylindre. Ce capteur mesure aussi la température du carburant mais à basse fréquence.

La pression d'admission est mesurée en parallèle avec la pression cylindre par une sonde de pression piézo-résistive 0-2,5 bar. Celle-ci est installée dans le collecteur d'admission.

• Oscillation de pression

Les oscillations de la pression cylindre provoquées par le cliquetis sont mesurées par un filtre analogique passe-bande *Kistler*. Les fréquences de coupure haute et basse ont été respectivement fixées à 4 et 20 kHz, afin de privilégier les signaux dus au cliquetis. L'acquisition du signal filtré est réalisée par le logiciel *Osiris*.

2.4 Méthodologie expérimentale

Plusieurs types d'essais ont été réalisés. Ils peuvent, être classés en trois catégories :

1. essais de performances du moteur en mode dual-fuel au gaz naturel,
2. essais en cliquetis du moteur dual-fuel au gaz naturel,
3. essais du moteur en mode dual-fuel au biogaz.

Pour les essais de performances, le fonctionnement dual-fuel a été comparé au diesel normal. Le moteur fonctionne d'abord en mode diesel, puis en dual-fuel. En fonctionnement dual-fuel, un effort a été fait pour maintenir la quantité de carburant pilote constante pour toutes les charges de moteur étudiées. La puissance du moteur est ajustée par le biais de la quantité de combustible gazeux.

Deux paramètres ont été utilisés pour quantifier la participation en termes d'énergie de chaque combustible. Le premier est le taux massique de participation, il est donné par la relation (2.1) :

$$Z = \frac{\dot{m}_{NG}}{\dot{m}_D + \dot{m}_{NG}} \cdot 100 \quad (2.1)$$

Le deuxième est la substitution en diesel, elle est définie par la relation (2.2) :

$$d_s = \frac{\dot{m}_{d_{100\%D}} - \dot{m}_{d_{DF}}}{\dot{m}_{d_{100\%D}}} \cdot 100 \quad (2.2)$$

Où $\dot{m}_{d_{100\%D}}$ est le débit massique de gazole nécessaire au moteur en diesel pour fournir la même charge du point de mesure en dual-fuel, $\dot{m}_{d_{DF}}$ est le débit de pilote en dual-fuel.

- **Opérations préliminaires**

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

La préparation d'un essai inclut les étapes suivantes :

- ✓ Contrôle des conditions ambiantes.
- ✓ Etalonnage du chromatographe.
- ✓ Analyse du gaz réseau.
- ✓ Etalonnage de l'analyseur des gaz d'échappement.
- ✓ Préparation de l'appareil de mesure de suie.
- ✓ Mise en chauffe du moteur aux réglages désirés.

- **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 à une vitesse donnée.
- ✓ Stabilisation du régime.
- ✓ Saisie du point de mesure.

- **Présentation des essais réalisés**

- 1. Essais de performances du moteur en mode dual-fuel au gaz naturel**

Pour l'étude des performances de moteur dual-fuel au gaz naturel, deux campagnes d'essais ont été menées:

- Pour la première, le pilote est fixé de telle sorte à assurer environ 10% de la puissance nominale du moteur en diesel. Des charges de 20%, 30%, 40%, 60% et 80% de la pleine charge du moteur ont été examinées pour quatre vitesses de rotation (1500 tr/mn, 1800 tr/mn, 2000 tr/mn et 2200 tr/mn). Pour une vitesse de rotation de 1500 tr/mn, la quantité de pilote a ensuite été augmentée de 25%, puis de 65% et enfin de 80%. A chaque fois, une comparaison de performances et d'émissions entre le fonctionnement dual-fuel et le diesel normal a été faite

- La deuxième est telle que le débit de gazole soit le minimum possible permettant un fonctionnement relativement stable du moteur. Pour ce cas, les charges investiguées sont de 20%, 40%, 60%, 80% et 100% de la pleine charge du moteur. Ces essais ont été répétés pour deux vitesses de rotation, à savoir 1500 tr/mn et 2000 tr/mn.

2. Essais en cliquetis du moteur dual-fuel au gaz naturel

Concernant les essais en cliquetis du moteur dual-fuel au gaz naturel, la quantité de combustible pilote est d'abord fixée au minimum. Le débit de gaz naturel est ensuite augmenté jusqu'à apparition d'un cliquetis naissant. Celui-ci est maintenu et enregistré. Ensuite le débit de gaz naturel est augmenté, et le cliquetis est intensifié. Des acquisitions sont enregistrées et le cliquetis est ensuite rapidement supprimé en diminuant le débit de combustible gazeux, afin d'éviter tout préjudice pour le moteur. Pour voir l'influence de la quantité de pilote sur la limite d'apparition de cliquetis, différentes valeurs de celle-ci ont été examinées.

3. Essais du moteur en mode dual-fuel au biogaz

Pour les essais de moteur dual-fuel au biogaz, d'abord des essais de performances à une vitesse de 1500 tr/mn ont été réalisés. Un biogaz synthétique obtenu par mélange de méthane avec du CO₂ a été utilisé. Des biogaz aux pourcentages de méthane de 50%, 60% et 70% ont été examinés, pour des charges de 20%, 40%, 60% et 80% de la pleine charge.

Concernant les essais aux siloxanes, l'influence de biogaz contenant des siloxanes sur le cliquetis et les dépôts dans les moteurs dual-fuel a été d'abord étudiée. Deux techniques de nettoyages de ces dépôts ont ensuite été examinées.

2.5 Méthodes d'analyse

Les essais réalisés et présentés dans la section précédente, sont analysés et interprétés afin de caractériser la combustion de moteur dual-fuel. On présente ci-après les méthodes d'analyse utilisées.

2.5.1 Analyse de la combustion

Pour analyser la combustion plusieurs paramètres sont utilisés.

- **Pression cylindre**

Pour analyser la combustion, il est important de suivre l'évolution de la pression dans le cylindre. La mesure de cette pression fournit les informations nécessaires pour l'interprétation du processus de combustion. Les diagrammes de pression exploités sont issus de mesures moyennées sur 100 cycles moteurs. Cette pression est aussi utilisée pour calculer le dégagement de chaleur.

- **Dégagement de chaleur**

Les dégagements de chaleur nets sont calculés via un modèle d'analyse, en appliquant le premier principe de la thermodynamique et la loi des gaz parfaits. En utilisant le signal de pression mesurée ainsi que la variation du volume du cylindre, l'expression suivante permet d'obtenir le dégagement de chaleur.

$$dQ = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P dV + \frac{1}{\gamma - 1} V dP \quad (2.3)$$

Pour obtenir le dégagement de chaleur brut, il faut considérer les pertes thermiques pariétales.

$$Q_{par} = h S (T_{amb} - T_{par}) \quad (2.4)$$

• Début de l'injection

L'introduction du combustible dans la chambre de combustion est réalisée par l'intermédiaire d'un système d'injection (pompe d'injection, injecteur). L'injection a lieu dès que la pression d'injection devient suffisante pour soulever l'aiguille du cône de l'injecteur, maintenue en position par la pression de tarage de l'injecteur. Les résultats expérimentaux (Fig. 2.8) montrent que le début de l'injection s'accompagne d'une chute de la pression d'injection. L'association des deux phénomènes ($P_{inj} > P_{tar}$ et chute de P_{inj}) donne une bonne estimation du début de l'injection) [98].

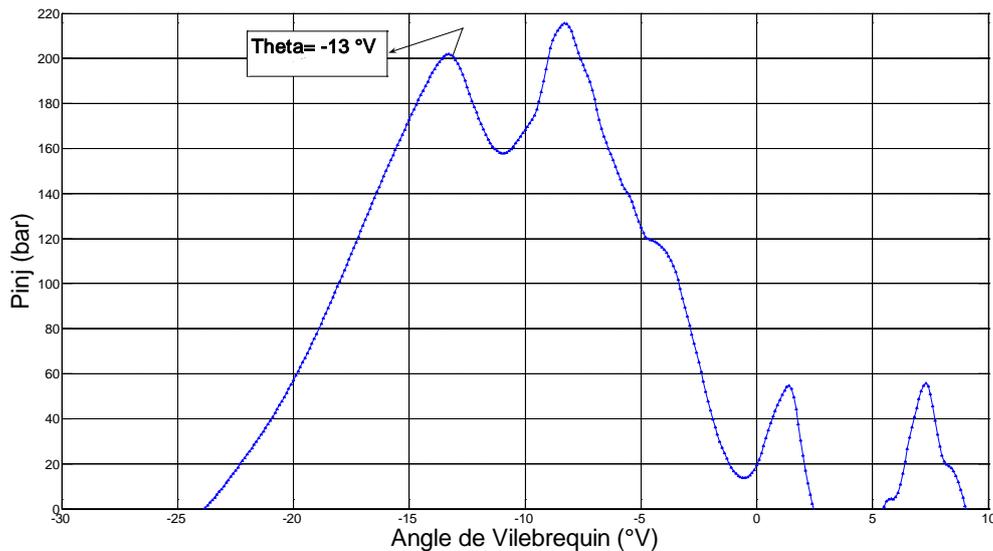


Fig. 2.8. Pression d'injection du gazole.

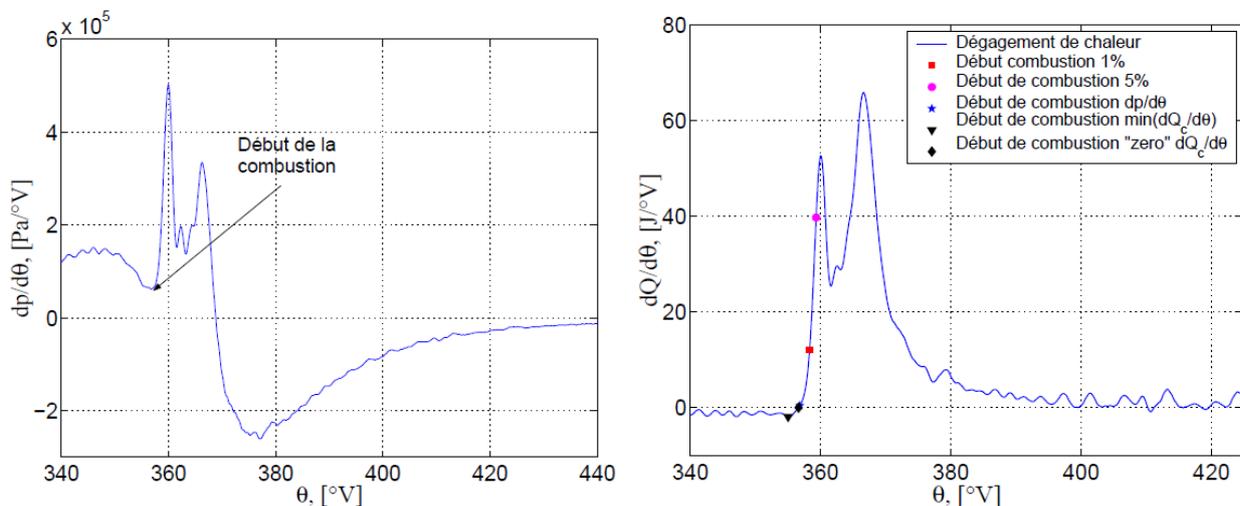
• Début de la combustion

Il existe plusieurs méthodes d'identification du début de combustion. Elles peuvent être classées en trois grandes familles:

1. Analyse du signal de pression brute.
2. Analyse du diagramme de dégagement de chaleur.
3. Détection de l'apparition de la flamme par méthode optique.

Pour notre cas, seules les deux premières ont été retenues et investiguées. Dans la littérature, plusieurs méthodes ont été étudiées et examinées [16]. Elles sont énumérées et illustrées, ci-après. Dans la première catégorie, on a retenu l'utilisation de la dérivée du signal de pression par rapport à l'angle vilebrequin. Le début de la combustion dans ce cas correspond au point minimum local de cette dérivée, comme illustré sur la figure (2.9a). Dans la deuxième catégorie, on peut citer:

1. Le dernier minimum local du dégagement de chaleur avant le pic de combustion.
2. Le point où le dégagement de chaleur change de signe.
3. Le point où 1% de l'énergie totale est dégagé dans le cylindre [99].
4. Le point où 5% de l'énergie totale est dégagé dans le cylindre [99].



(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. 2.9. Méthodes de détermination du début de combustion [16]

Une comparaison des début de combustion obtenus avec les cinq méthodes citées ci-dessus est présentée dans la figure (2.9b). On remarque que le début de combustion déterminé par 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 (précitées 3 et 4) retardent significativement le début de la combustion [16].

La première catégorie offre l'avantage d'éviter toute hypothèse supplémentaire. Le signal interprété est directement celui mesuré par le capteur de la pression cylindre. 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. Ainsi pour notre étude, On a retenu la dérivée du signal de pression par rapport à l'angle de vilebrequin. Cette méthode reste simple et a l'avantage d'utiliser un signal mesuré

et non pas obtenu par des méthodes d'analyse. Il renferme tout de même quelques inconvénients :

- le bruit présent dans le signal de pression est amplifié par dérivation,
- généralement, la dérivation se fait numériquement, donc il existe toujours des erreurs par rapport au signal de pression original [16].

2.5.2 Analyse du cliquetis

L'analyse du cliquetis est réalisée par le logiciel *Osiris*. Deux indicateurs, à savoir le MAPO et le PTP, sont utilisés pour quantifier l'intensité du cliquetis dans la présente étude. Le principe de calcul est rappelé par la figure (2.10). Le signal de pression cylindre est mesuré dans une fenêtre de temps autour du PMH (de θ_i à θ_i+W) [100]. Puis, il est filtré par un filtre passe-bande 4 kHz – 20 kHz afin d'isoler les oscillations de pression provenant du cliquetis. Pour Le PTP (Pic To Pic), comme son nom l'indique, c'est la différence entre le maximum et le minimum de la pression filtrée. Le signal filtré est ensuite rectifié pour obtenir uniquement un signal de valeur positive [101]. Enfin, l'amplitude maximale du signal est extraite pour obtenir le MAPO (pour Maximal Amplitude of Pressure oscillation). Celui-ci est déterminé par l'équation (2.5).

$$MAPO = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \max_{\theta_i, \theta_i+W} \left| \tilde{p} \right| \quad (2.5)$$

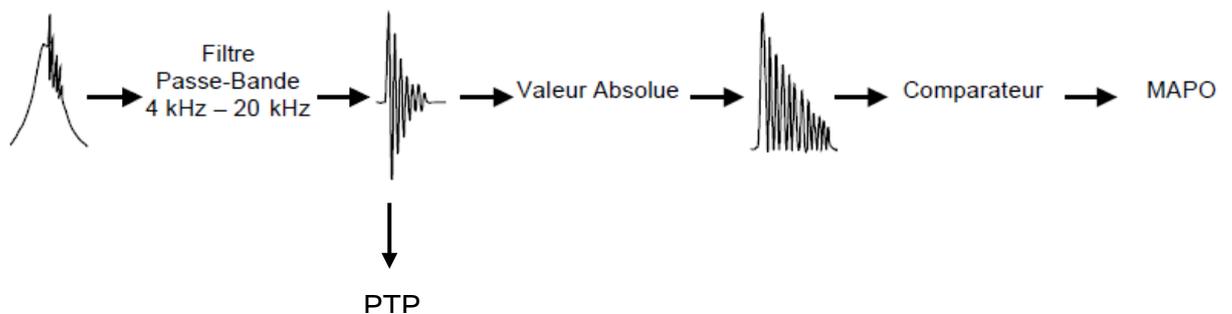


Fig. 2.10. Principe de mesure du PTP et du MAPO.

B. Etude du fonctionnement dual-fuel au GN

2.6 Etude des performances et des émissions polluantes d'un moteur DF au GN

Une investigation expérimentale a été réalisée pour examiner l'effet du fonctionnement dual-fuel utilisant le gaz naturel comme carburant primaire et le gazole comme combustible pilote, sur la combustion, les performances ainsi que les émissions polluantes d'un moteur diesel conventionnel à injection directe. Le moteur a été convenablement modifié pour fonctionner en mode dual-fuel. Afin de comparer le fonctionnement dual-fuel au diesel, le moteur fonctionne d'abord en mode diesel normal, puis en dual-fuel. En fonctionnement dual-fuel, un effort a été fait pour maintenir la quantité de carburant pilote constante pour toutes les charges de moteur étudiées. La puissance du moteur est alors ajustée par le biais de la quantité de combustible gazeux.

Deux campagnes d'essais ont été menées. Pour la première, notée dans ce document campagne I, le pilote est fixé de telle sorte à permettre environ 10% de la puissance nominale du moteur en diesel. La deuxième, notée campagne II, est telle que le débit de gazole soit le minimum possible permettant un fonctionnement relativement stable du moteur. Ainsi des taux de substitution de gazole dépassant les 85% sont atteints. Les résultats des deux campagnes d'essais sont concordants. Par ailleurs, les résultats de la présente investigation reposent sur l'exploration du fonctionnement du moteur à plusieurs vitesses de rotation.

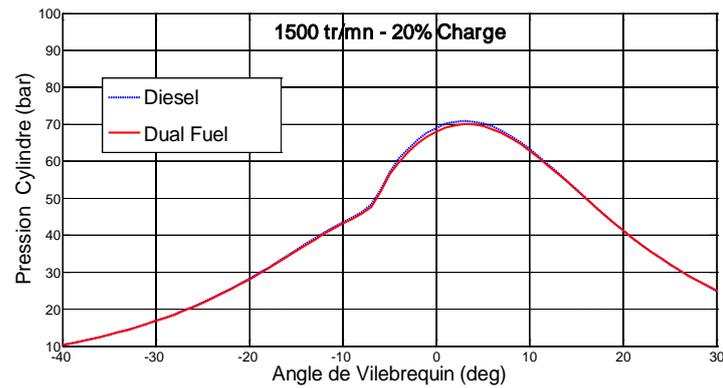
Afin de tirer des conclusions plus crédibles, sur certains points déjà investigués par d'autres chercheurs, nos résultats sont comparés à ceux d'autres travaux. Notons que certaines conclusions tirées sur la base d'une seule étude, peuvent s'avérer non validées, du moins dans tous les cas. Citons à titre d'exemple la conclusion tirée par la synthèse [63] concernant la pression maximale. Se basant sur les résultats de l'étude [96], il est conclu que le pic de la pression cylindre pour les moteurs dual-fuel est inférieur à celui du diesel normal. Nos résultats n'adhèrent pas à cette conclusion.

Aussi, s'intéressant particulièrement aux faibles charges, plusieurs points de mesures sont utilisés dans ce domaine de fonctionnement.

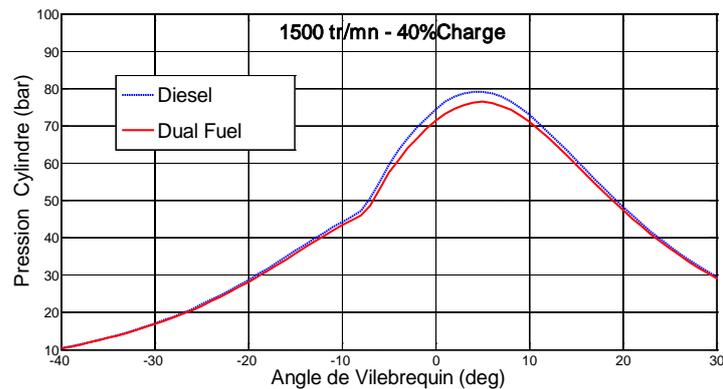
2.6.1 Effet du mode dual-fuel sur le dégagement de chaleur et la pression cylindre

Les résultats de mesures sont fournis pour deux vitesses de rotation du moteur à savoir 1500 tr/mn et 2000 tr/mn. Quatre charges différentes du moteur, correspondant à 20%, 40%, 60% et 80% de la pleine charge pour chaque vitesse de rotation du moteur (Fig. 2.11, 2.12, annexe A.1) ont été examinées. Le dégagement net de la chaleur totale (combustible liquide et gazeux) et la pression cylindre sont utilisées pour étudier l'effet du fonctionnement dual-fuel sur les caractéristiques de la combustion.

Aux faibles charges, la pression cylindre en fonctionnement dual-fuel est légèrement inférieure aux valeurs correspondantes en mode diesel normal (Fig. 2.11). Les pressions cylindre inférieures observées en fonctionnement dual-fuel pendant la phase de compression sont la conséquence de la chaleur spécifique des mélanges gaz naturel-air plus élevée. Durant la phase initiale de combustion, une tendance identique est observée. Elle est due à une combustion lente du combustible gazeux comparée à celle du carburant diesel et d'un allumage retardé en dual-fuel [5, 102].



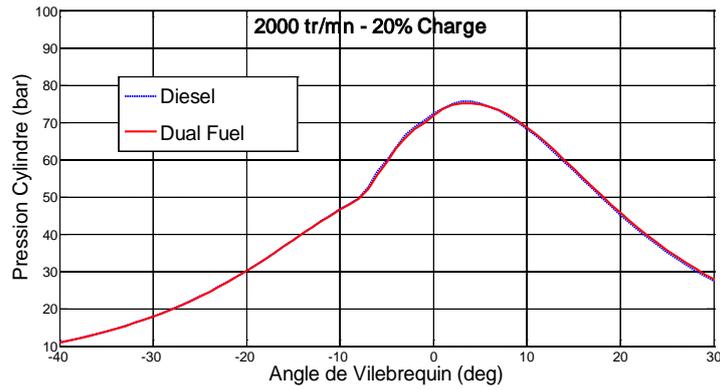
(a1)



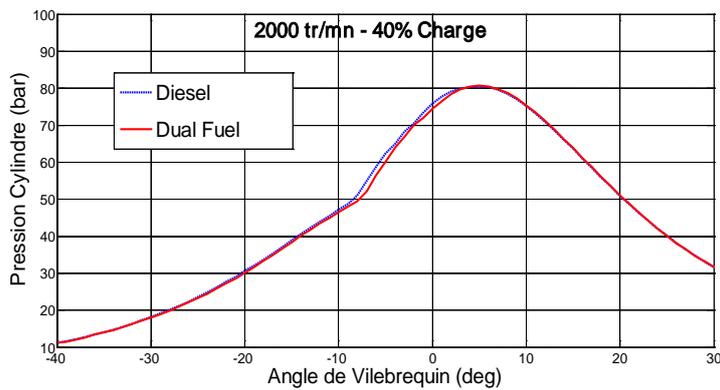
(a2)

Fig. 2.11. Evolution de la pression cylindre pour un fonctionnement diesel normal et celui en dual-fuel pour les faibles charges du moteur, à une vitesse de rotation de 1500 tr/mn.

Cependant, aux vitesses de rotation élevées, pour lesquelles le moteur est plus chaud, induisant une vitesse plus rapide de flamme et une meilleure combustion du combustible gazeux, la différence de pression est moindre (Fig. 2.12).



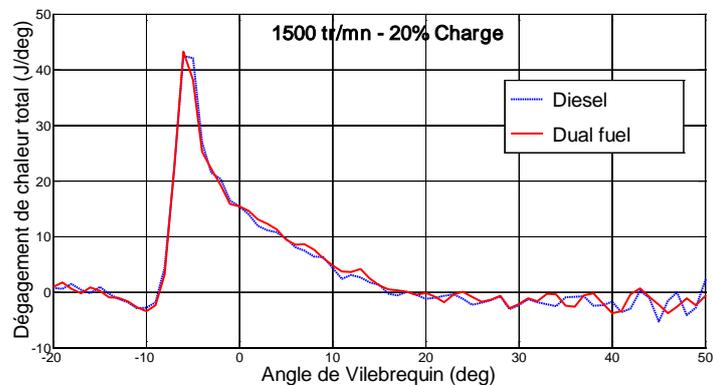
(a1)



(a2)

Fig. 2.12. Evolution de la pression cylindre pour un fonctionnement diesel normal et celui en dual-fuel pour les faibles charges du moteur, à une vitesse de rotation de 2000 tr/mn.

En ce qui concerne le dégagement total de chaleur en fonctionnement dual-fuel, il est légèrement plus élevé pendant la phase finale de combustion (Fig. 2.13), comparé à celui du fonctionnement diesel normal, pour les vitesses de rotation étudiées; révélant une combustion lente du combustible gazeux. Ainsi, l'effet sur la pression cylindre est minime puisqu'il se produit dans la phase de détente.



(b1)

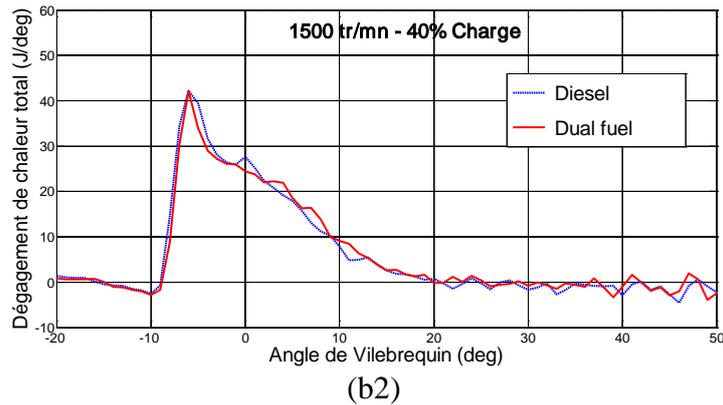
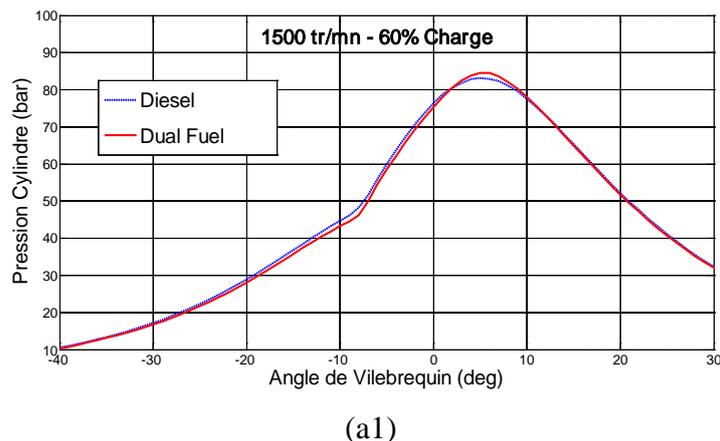
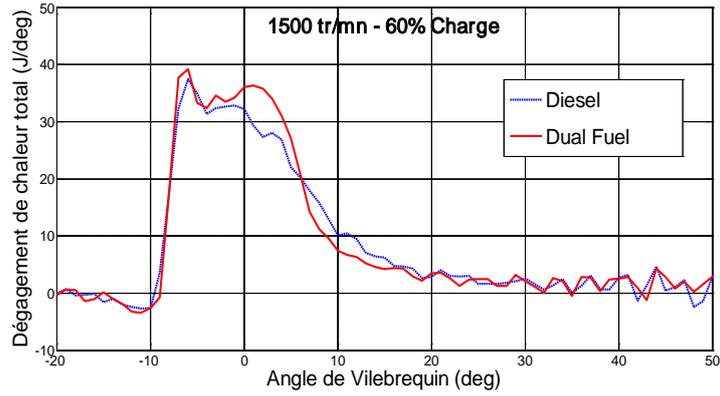


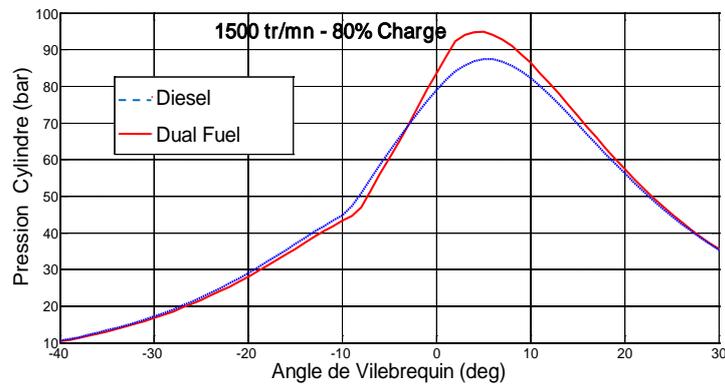
Fig. 2.13. Evolution du dégagement total de chaleur pour un fonctionnement diesel normal et celui en dual-fuel pour les faibles charges du moteur, à une vitesse de rotation de 2000 tr/mn.

Pour des charges élevées (Fig. 2.14-a1, a2), contrairement aux résultats de [96], nos résultats montrent que la pression cylindre en fonctionnement dual-fuel devient plus élevée que les valeurs correspondantes en diesel normal pendant la deuxième étape de combustion. Ceci est la conséquence d'un dégagement de chaleur plus élevé (Fig. 2.14-b1, b2, annexe A.1, Fig. 2.15) en mode dual-fuel comparé à celui du fonctionnement diesel durant cette étape; reflétant une amélioration de la combustion du combustible gazeux. Ceci est également confirmé par l'évolution de la consommation spécifique totale comme mentionné ci-après. Cette constatation est d'autant plus évidente que la vitesse de rotation du moteur est plus élevée, vu que le moteur devient plus chaud, comme déjà mentionné. Toutefois, pendant la phase de compression et les étapes initiales de combustion, la pression cylindre est légèrement inférieure en fonctionnement dual-fuel.

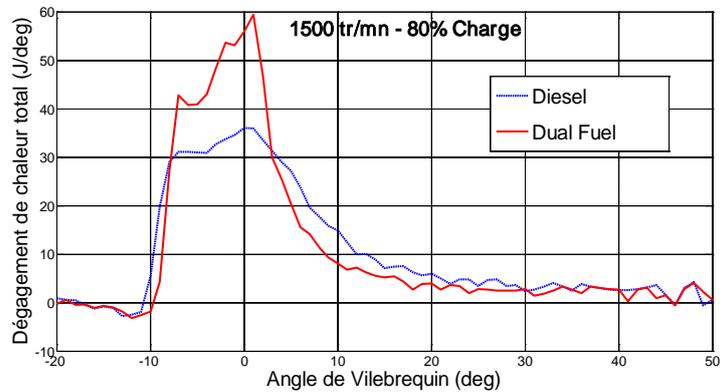




(b1)



(a2)



(b2)

Fig. 2.14. Evolution de la pression cylindre et du dégagement total de chaleur pour un fonctionnement diesel normal et celui en dual-fuel, pour les charges élevées du moteur à une vitesse de rotation de 1500 tr/mn.

À l'étape finale de la combustion (combustion de diffusion du carburant pilote), cependant, le taux de dégagement total de chaleur en fonctionnement dual-fuel est inférieur à celui enregistré en mode diesel normal. Ceci est dû au fait que la quantité du carburant diesel est

plus importante en fonctionnement diesel et que la combustion pré-mélangée du combustible gazeux en fonctionnement dual-fuel a eu lieu à une étape antérieure.

Pour ce qui est du délai d'allumage (Fig. 2.11-2.15) du combustible pilote, il est plus long en dual-fuel qu'en diesel normal dans tous les cas étudiés. Ceci est dû à la réduction de la concentration d'oxygène résultant de la substitution de l'air par le combustible gazeux et à une quantité plus importante de gazole injecté dans le cas du diesel.

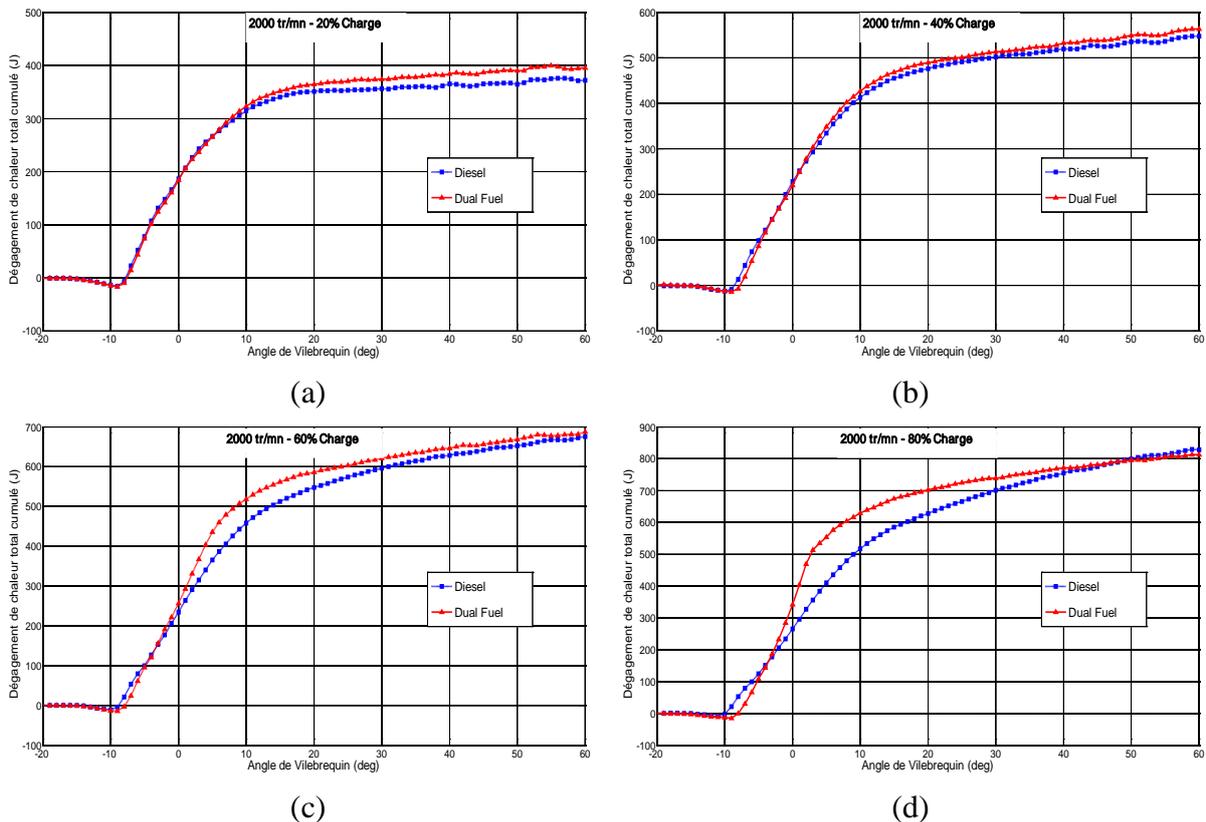


Fig. 2.15. Evolution du dégagement total cumulé de chaleur pour un fonctionnement diesel normal et celui en dual-fuel pour une vitesse de rotation de 2000 tr/mn et différentes charges du moteur.

Concernant le pic de la pression cylindre, il devient pour les charges élevées, supérieur en dual-fuel qu'en diesel comme conséquence de l'amélioration susmentionnée de la combustion du combustible gazeux. En effet, on constate (Fig. 2.16) que la pression cylindre maximale en mode diesel normal, est plus élevée pour les faibles charges, qu'en dual-fuel. Cette tendance s'inverse et la différence devient de plus en plus importante au fur et à mesure que la charge devient élevée. Selim [68] affirme aussi que la pression maximale est toujours plus élevée que dans le cas du diesel. Par contre, selon la référence [96], les pics de pression sont inférieures comparés au fonctionnement en diesel normal.

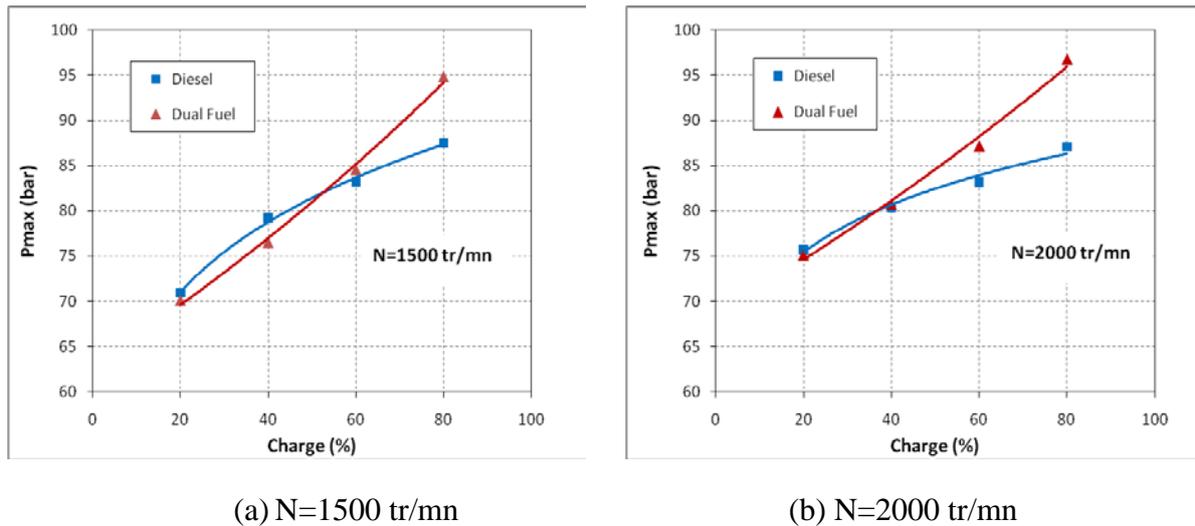
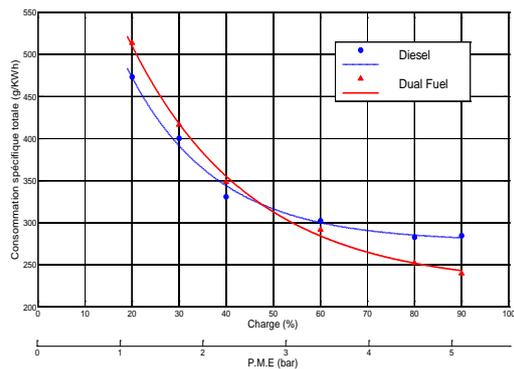


Fig. 2.16. Comparaison de la pression cylindre maximale pour différentes charges et vitesses de rotation.

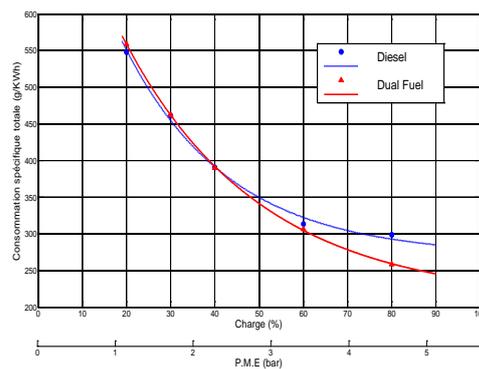
2.6.2 Effet du fonctionnement dual-fuel sur la consommation spécifique totale

La variation de la consommation spécifique totale en fonction de la charge a été étudiée pour plusieurs vitesses de rotation du moteur, en fonctionnement diesel puis en dual-fuel. Les résultats de cette étude sont illustrés par la Figure (2.17). La consommation spécifique totale est directement calculée à partir de la puissance au frein délivrée par le moteur et les débits de carburants. Ainsi, la différence du pouvoir calorifique entre le gaz naturel et le gazole n'est pas prise en compte. Cependant, et pour une meilleure interprétation, le rendement total effectif qui tient compte de cette différence de PCI est aussi tracé pour certains cas, à titre d'illustration.

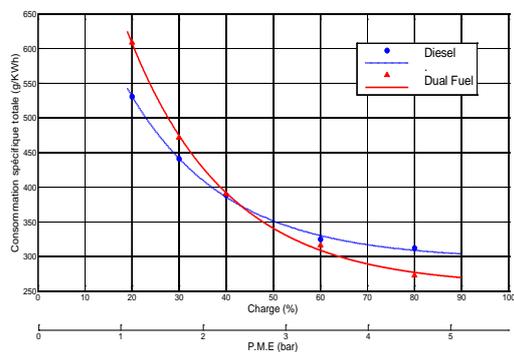
Pour les faibles charges du moteur, cette étude a confirmé les résultats rapportés par plusieurs auteurs [63,69, 96]. La consommation spécifique totale en fonctionnement dual-fuel, est plus élevée que celle en diesel normal. Cette constatation est particulièrement remarquable pour les vitesses de rotation du moteur de 1500 tr/mn et 2000 tr/mn. Ceci reflète une mauvaise combustion du carburant gazeux, qui est confirmée par les émissions de THC (Fig. 2.26, 2.27). Celle-ci est due principalement à la conjonction d'une basse température de charge (à basses charges) et d'un mélange air-gaz naturel très pauvre (Fig. 2.18) à l'intérieur de la chambre de combustion, induisant une mauvaise et lente combustion du carburant gazeux.



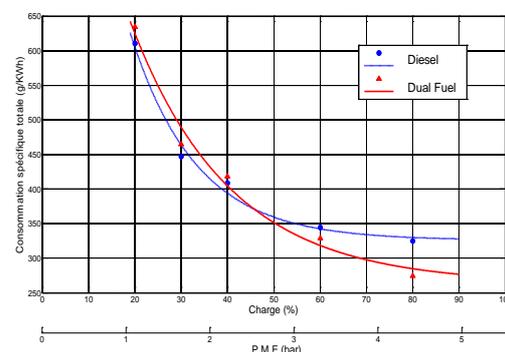
(a) N=1500 tr/mn



(b) N=1800 tr/mn



(c) N=2000 tr/mn



(d) N=2200 tr/mn

Fig. 2.17. Variation de la Consommation spécifique totale en fonction de la charge pour différentes vitesses de rotation du moteur utilisant les résultats de la campagne I.

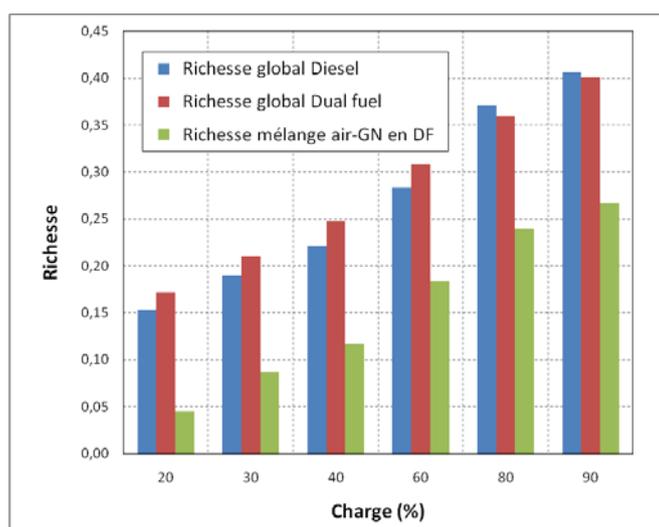


Fig. 2.18. Richesses de mélanges air-carburants.

Cependant, aux charges élevées et modérées (au-dessus d'environ 50%), à la différence des résultats de [62,96], nos résultats montrent un comportement très intéressant en dual-fuel comparé au diesel normal.

En effet, la consommation spécifique totale devient inférieure en dual-fuel, et pour toutes les vitesses de moteur examinées. À ces charges, l'amélioration de l'utilisation du combustible gazeux, due à des températures de charge plus élevées et à des mélanges plus riches, engendre une amélioration considérable de la consommation spécifique totale en fonctionnement dual-fuel. D'ailleurs, et vu que le pouvoir calorifique du gaz naturel est plus élevé que celui du gazole, la consommation spécifique totale devient inférieure en dual-fuel (Fig. 2.17, Fig. 2.19).

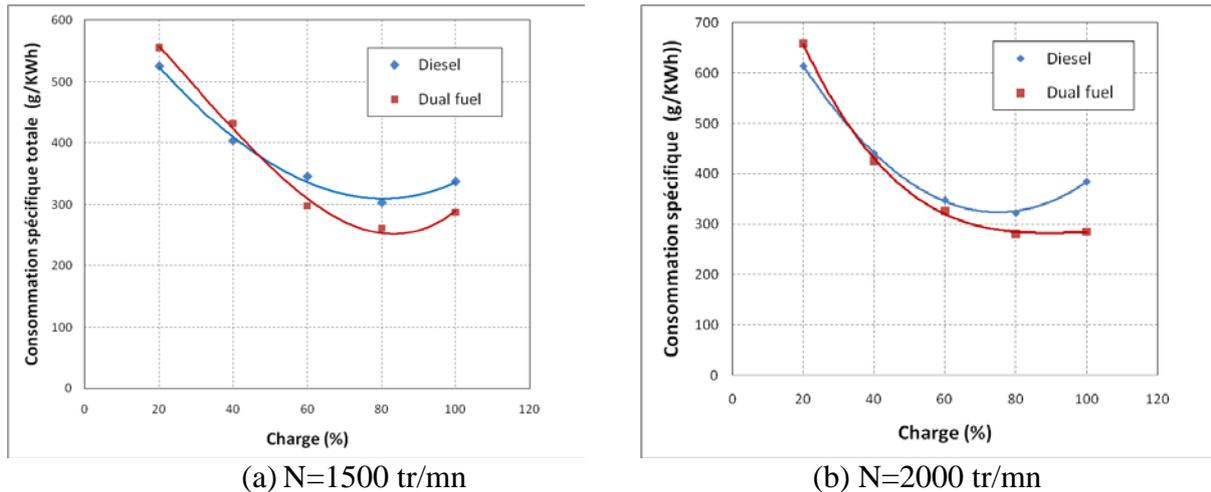


Fig. 2.19. Variation de la Consommation spécifique totale en fonction de la charge du moteur utilisant les résultats de campagne II.

Le rendement total effectif, lui aussi, suit en général, la même allure (Fig. 2.20). Néanmoins, pour certains points de fonctionnement (40% et 60% de charge) (Fig. 2.19-b, 2.20-b), malgré que le rendement total en dual-fuel soit inférieur à celui du diesel, la consommation spécifique totale est aussi inférieure. Nous pensons que ceci est dû d'abord à la différence de PCI mais aussi au pourcentage de participation du gaz naturel.

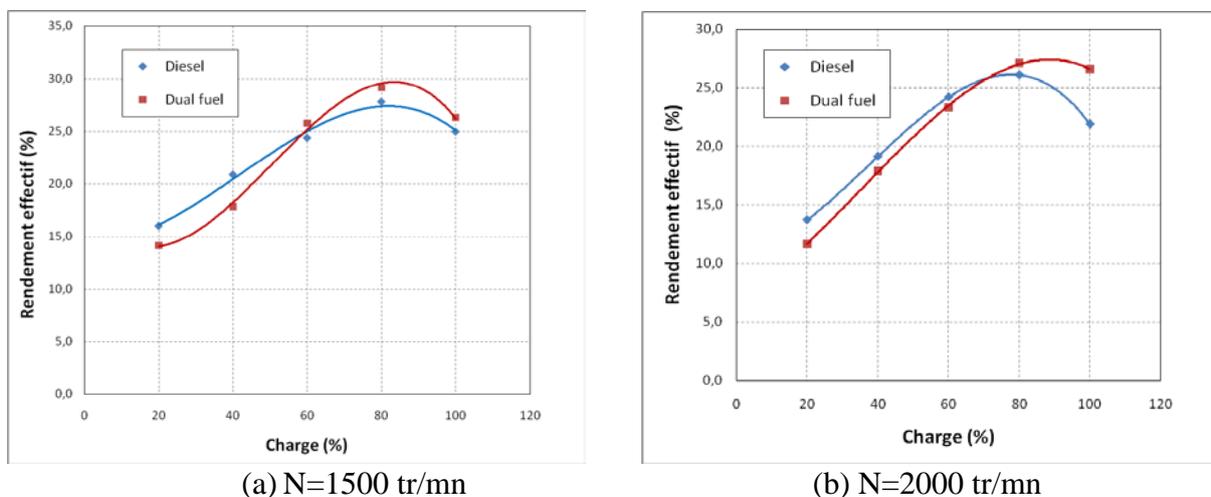


Fig. 2.20. Variation du rendement effectif en fonction de la charge du moteur utilisant les résultats de la campagne II.

2.6.3 Effet du fonctionnement dual-fuel sur les émissions de particules

Les résultats pour les émissions de particules, en fonction de la charge du moteur, en fonctionnement diesel et en dual-fuel sont donnés dans les Figures (2.21) et (2.22) pour des vitesses de rotation de 1500 et 2000 tr/mn. Ils montrent clairement que le fonctionnement dual-fuel utilisant le gaz naturel comme combustible gazeux est une technique très efficace pour réduire les émissions de suie particulièrement aux charges élevées où elles sont importantes pour les moteurs diesel.

En effet, pour tous les cas examinés, ces émissions en fonctionnement dual-fuel sont considérablement inférieures comparées à celles du fonctionnement diesel, particulièrement pour les charges élevées. Au moment où, en fonctionnement diesel, l'augmentation de la charge a une grande influence sur les émissions de particules; en dual-fuel, elles sont négligeables pour toutes les charges. Cependant, nos résultats montrent une légère augmentation des émissions de suie avec la charge en fonctionnement dual-fuel. Malgré que l'augmentation de la charge du moteur dans ce cas est obtenue grâce à une augmentation de la quantité de gaz naturel qui ne forme pas de suie, la diminution de la quantité d'air remplacée par une quantité égale de combustible gazeux, diminue légèrement son oxydation.

Ainsi, l'utilisation du gaz naturel dans un moteur dual-fuel permet une réduction drastique d'émissions de particules. Ceci est dû au fait que le gaz naturel, dont le méthane est le principal constituant, a une très faible tendance à produire les particules [8].

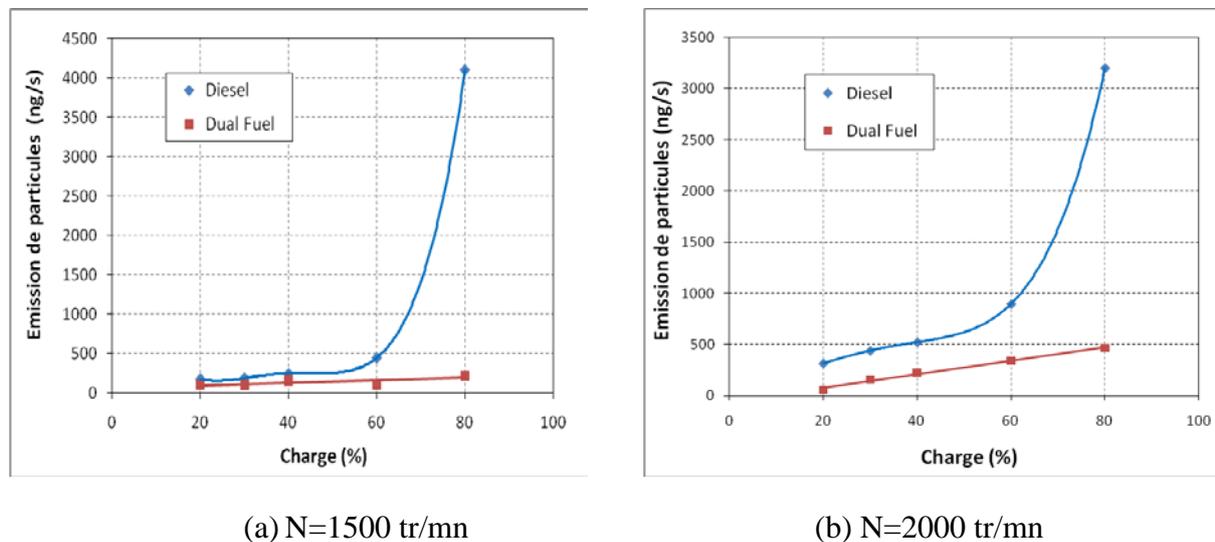


Fig. 2.21. Variation des émissions de particules en fonction de la charge pour différentes vitesses de rotation du moteur utilisant les résultats de la campagne I.

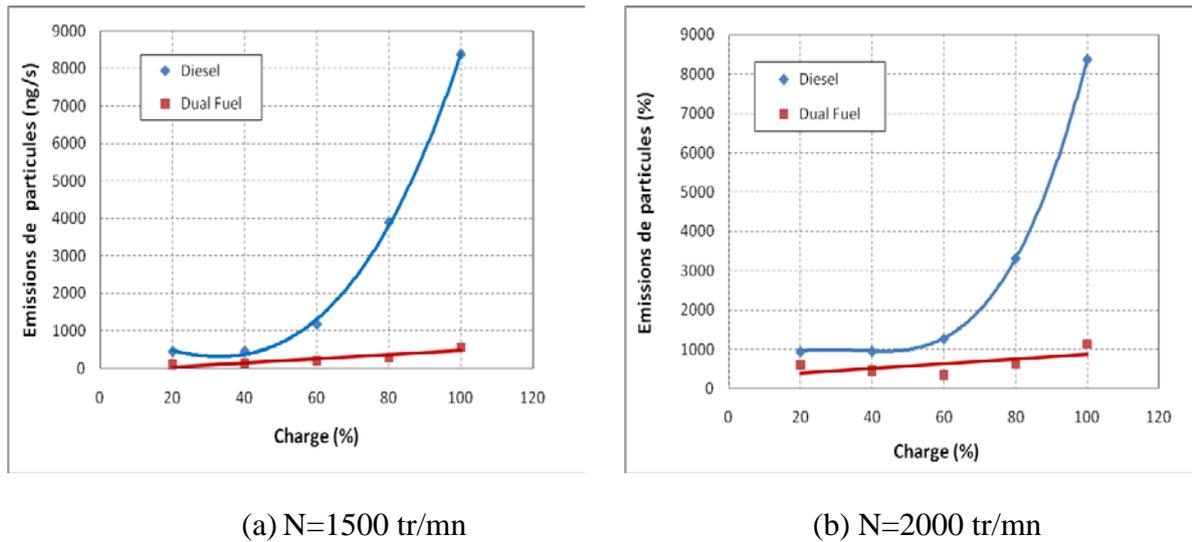


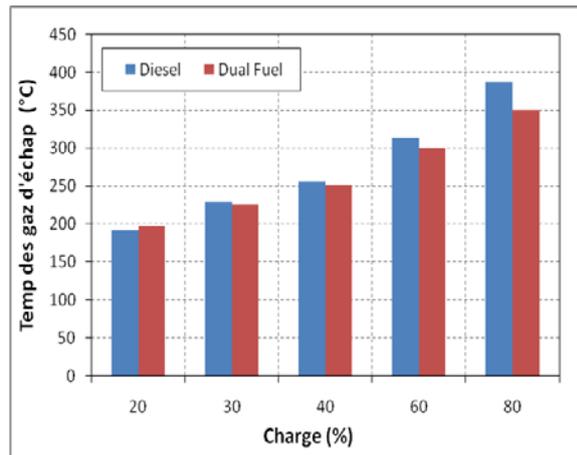
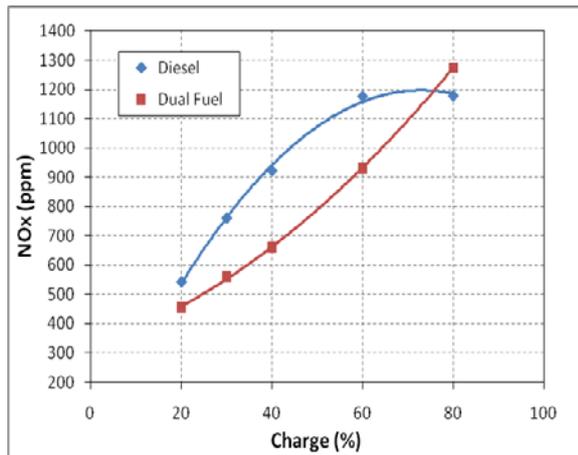
Fig. 2.22. Variation des émissions de particules en fonction de la charge pour différentes vitesses de rotation du moteur utilisant les résultats de la campagne II.

2.6.4 Effet du fonctionnement dual-fuel sur les émissions de NO_x

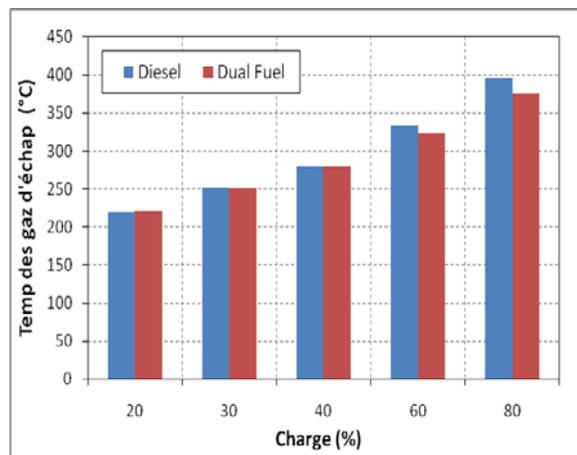
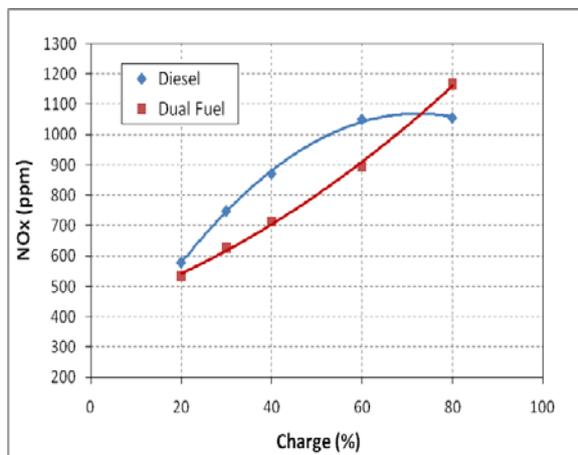
Les figures (2.23) et (2.24) fournissent la variation des émissions d'oxydes nitriques en fonction de la charge du moteur, en fonctionnement diesel et en dual-fuel, pour des vitesses de rotation de 1500, 1800, 2000 et 2200 tr/mn.

Pour les charges faibles et modérées, nos résultats sont en concordance avec ceux de [62,96]. La concentration des oxydes nitriques en fonctionnement dual-fuel, est inférieure à celle du diesel normal. Sachant, comme largement reconnu, que la formation de NO_x thermique est principalement favorisée par deux paramètres, à savoir une concentration en oxygène et une température de charge élevée [5,103]. Pour ces charges, les températures de charge pour les deux modes sont presque égales (Fig. 2.23). Par contre, la concentration en oxygène supérieure en diesel (Fig. 2.25) rend les émissions de NO_x en diesel plus importantes.

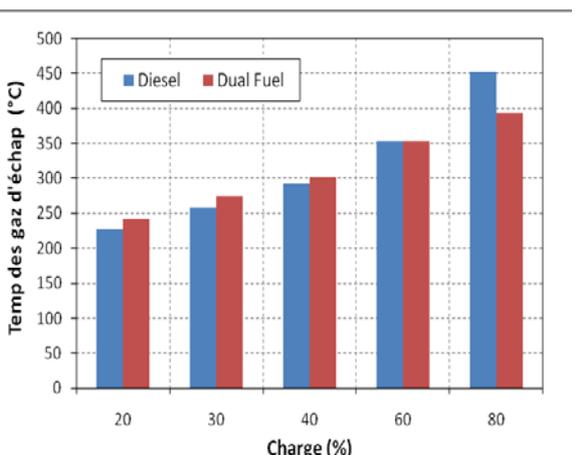
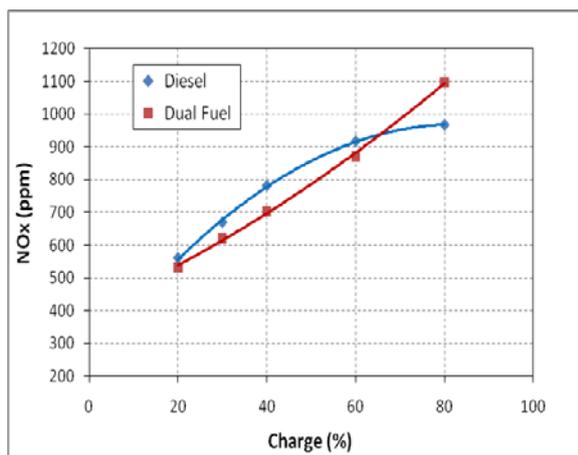
Cependant, pour des charges plus élevées, nos résultats montrent que la concentration en oxydes nitriques en fonctionnement dual-fuel devient plus élevée que celle en diesel normal pour toutes les vitesses de moteurs examinées. Une explication possible est aussi la concentration en oxygène. En effet, la figure (2.25) montre que la concentration en oxygène dans les gaz d'échappement devient plus importante en dual-fuel qu'en diesel normal pour les charges élevées. Cette concentration plus élevée est le résultat notamment d'une meilleure combustion et donc d'une plus basse consommation (Fig. 2.17, 2.19) et de moindres émissions de CO (Fig. 2.30), mais aussi de moindres quantités d'oxygène combiné au carbone pour former du CO_2 (Fig. 2.31, 2.32). Ceci malgré la température de charge qui d'après la température des gaz d'échappement est normalement plus élevée en diesel normal en raison d'un dégagement de chaleur cumulé plus important (Fig. 2.15).



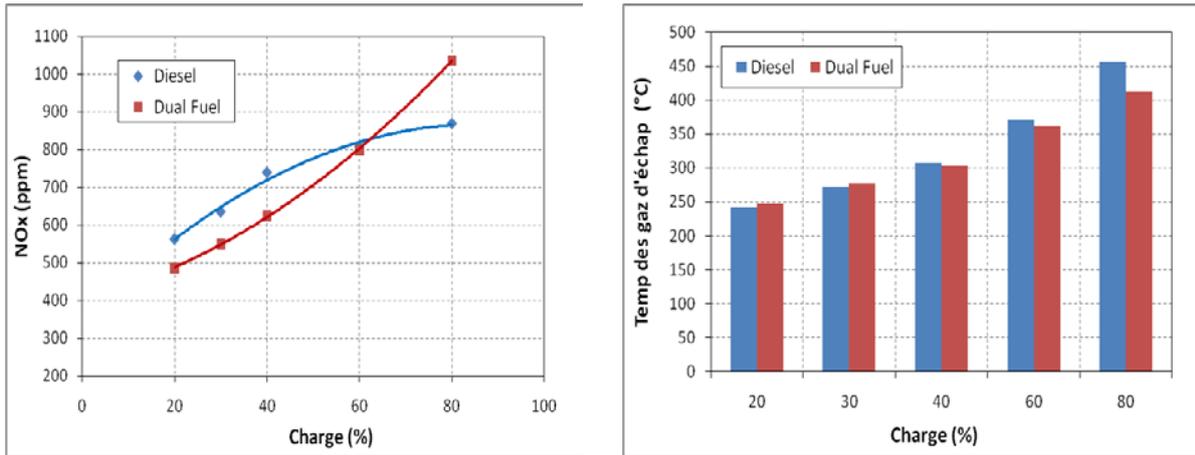
(a) N=1500 tr/mn



(b) N=1800 tr/mn

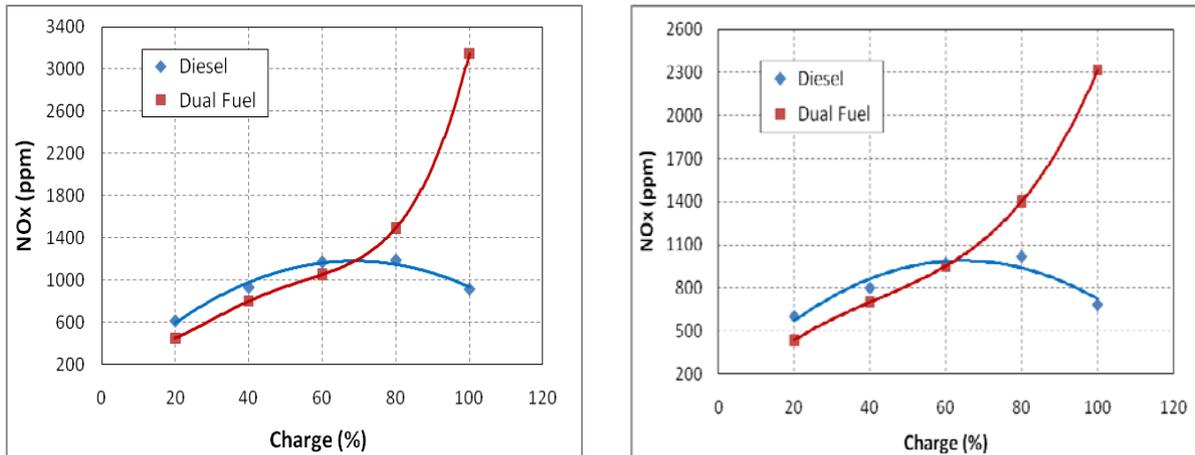


(c) N=2000 tr/mn



(d) N=2200 tr/m

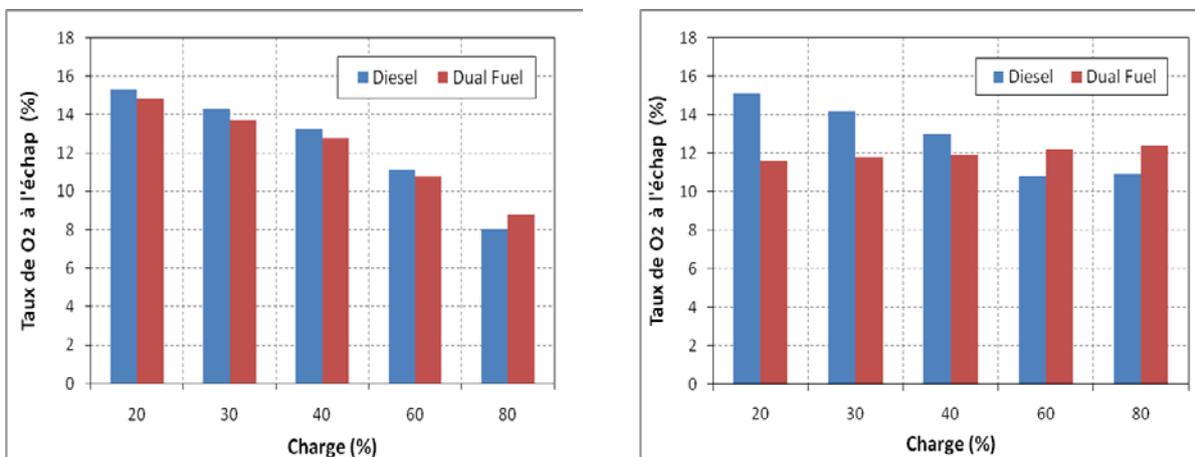
Fig. 2.23. Variation des émissions de NO_x et de la température des gaz d'échappement en fonction de la charge pour différentes vitesses de rotation du moteur Utilisant les résultats de la campagne I.



(a) N=1500 tr/mn

(b) N=2000 tr/mn

Fig. 2.24. Variation des émissions de NO_x en fonction de la charge pour différentes vitesses de rotation du moteur utilisant les résultats de la campagne II.



(a) N=2000 tr/mn

(b) N=2200 tr/mn

Fig. 2.25. Variation de la concentration d'O₂ dans les gaz d'échappement.

En ce qui concerne l'effet de la variation de la vitesse du moteur, les figures (2.23) et (2.24) montrent que, quand la vitesse est augmentée, ce changement de tendance apparaît plus tôt (charges inférieures) et la différence est plus importante.

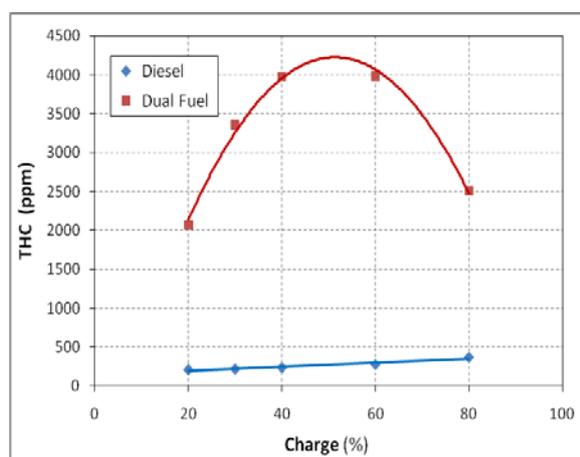
2.6.5 Effet du fonctionnement dual-fuel sur les émissions des hydrocarbures non brûlés

Les résultats pour les émissions d'hydrocarbures non brûlés, en fonction de la charge du moteur, en fonctionnement diesel et en dual-fuel, sont donnés dans les figures (2.26) et (2.27), pour des vitesses de rotation de 1500, 1800, 2000 et 2200 tr/mn.

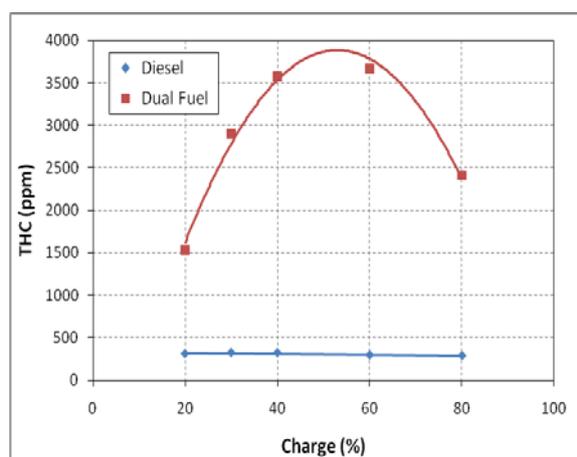
Pour toutes les vitesses de rotation étudiées, la tendance des émissions d'hydrocarbures totaux est semblable. À n'importe quelle charge du moteur, les émissions de THC en fonctionnement dual-fuel sont considérablement plus élevées que celles en diesel normal. Au faibles charges, comme déjà mentionné, en raison des basses températures de charge et des faibles richesses du mélange air-gaz naturel, une combustion mauvaise et lente laisse échapper d'importantes quantités de méthane non brûlés.

Cependant, aux plus faibles charges, malgré que les conditions de combustion ne sont pas favorables, puisque la participation du combustible gazeux est minime (Fig. 2.28), les émissions de THC sont moindres. Quand la charge est davantage augmentée, à la première étape, les émissions augmentent, en raison de l'augmentation de la participation du combustible gazeux et d'une qualité de combustion non suffisante pour abaisser les émissions de THC. D'ailleurs, dans le cas de la figure 2.24b, comme déjà pour une charge de 20%, la participation du combustible gazeux est relativement élevée, les émissions de THC diminuent aussitôt que la charge est augmentée. Pour les charges élevées, la température de charge plus élevée et les mélanges plus riches du combustible gazeux améliorent davantage la combustion, ce qui permet une diminution des émissions d'hydrocarbures non brûlés.

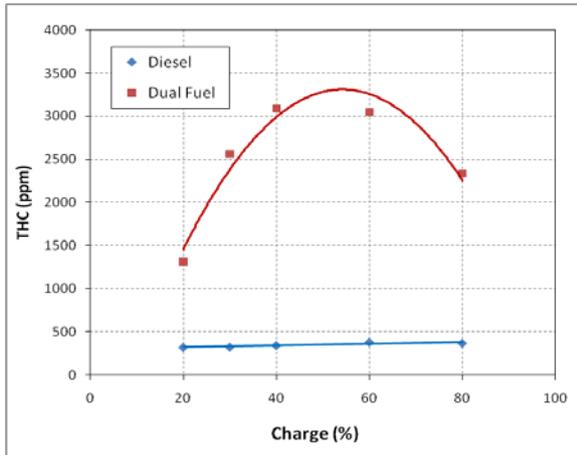
Une tendance semblable d'évolution des émissions d'hydrocarbures non brûlés est donnée par Abd Allah et al. [69].



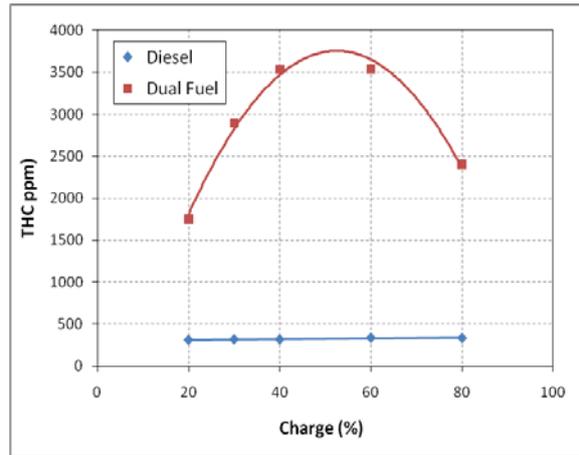
(a) N=1500 tr/mn



(b) N=1800 tr/mn

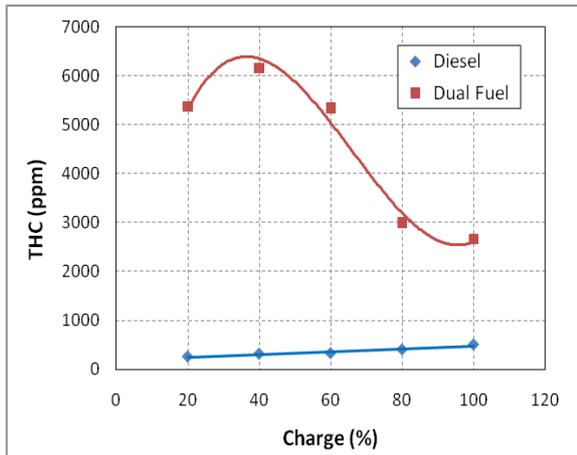


(c) N=2000 tr/mn

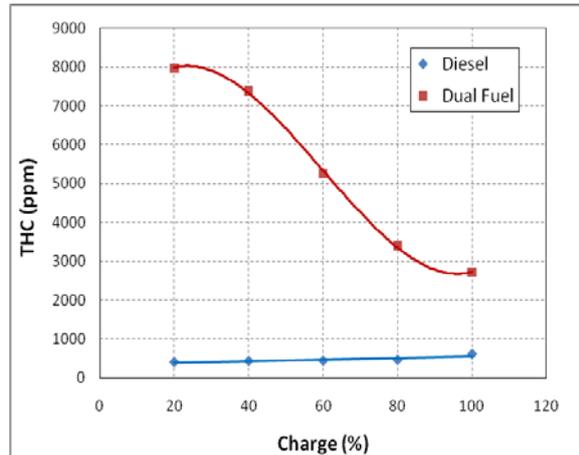


(d) N=2200 tr/mn

Fig. 2.26. Variation des émissions de d'hydrocarbures non brûlés en fonction de la charge pour différentes vitesses de rotation du moteur utilisant les résultats de la campagne I.

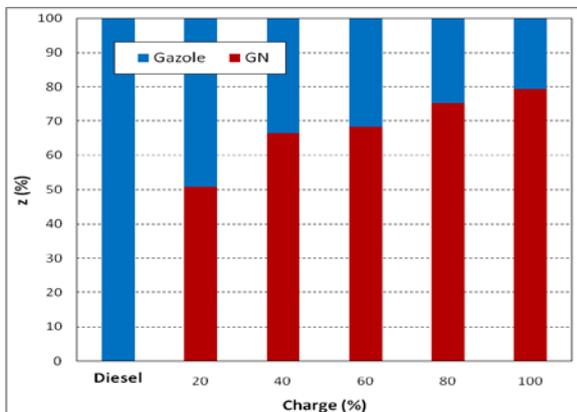


(a) N=1500 tr/mn

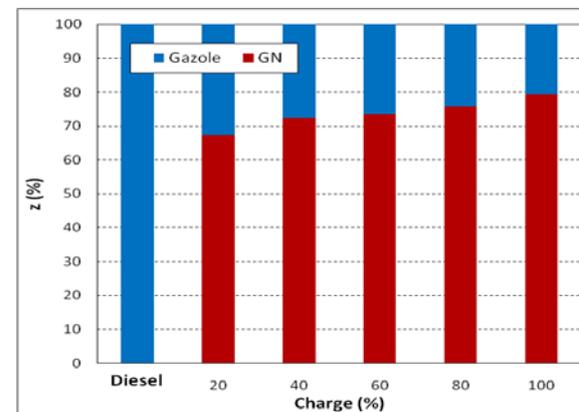


(b) N=2000 tr/mn

Fig. 2.27. Variation des émissions de d'hydrocarbures non brûlés en fonction de la charge pour différentes vitesses de rotation du moteur utilisant les résultats de la campagne II.

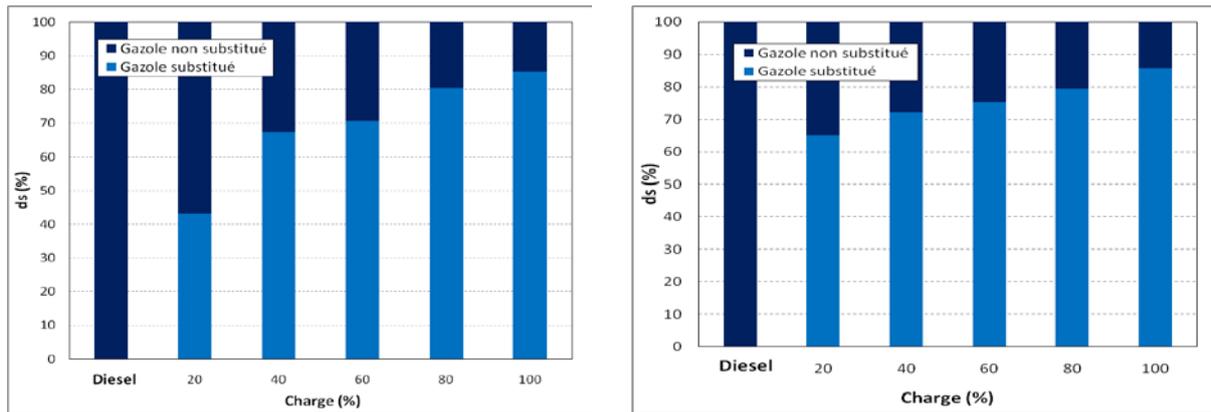


(a) =1500 tr/mn



(b) N=2000 tr/mn

Fig. 2.28. Variation du taux massique de participation du gaz naturel (z).



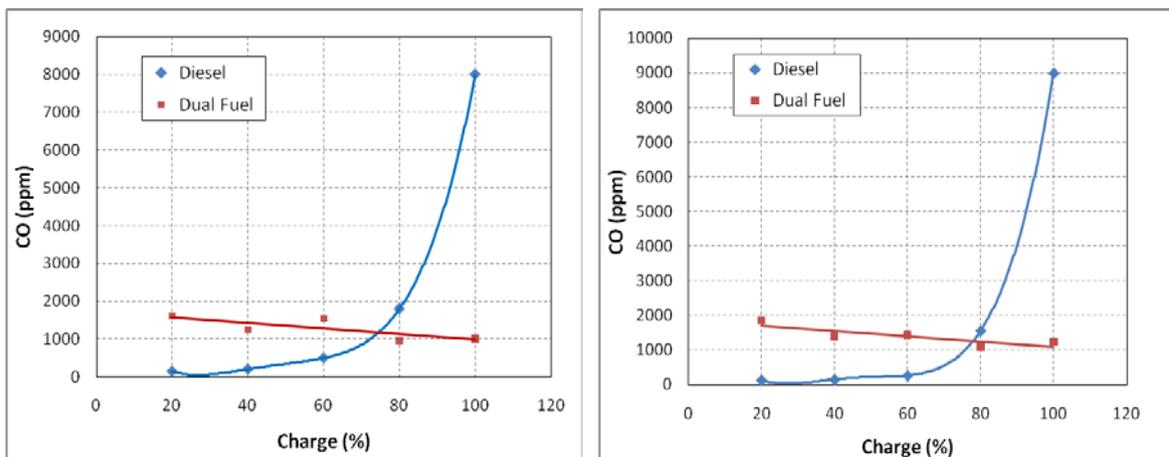
(a) =1500 tr/mn

(b) N=2000 tr/mn

Fig. 2.29. Variation du taux de substitution de diesel (ds).

2.6.6 Effet du fonctionnement dual-fuel sur les émissions de monoxyde de carbone

La figure (2.30) fournit la variation des émissions de monoxyde de carbone en fonction de la charge du moteur, en mode diesel et en dual-fuel, pour des vitesses de rotation de 1500 et 2000 tr/mn.



(a) N=1500 tr/mn

(b) N=2000 tr/mn

Fig. 2.30. Variation des émissions de monoxyde de carbone en fonction de la charge pour différentes vitesses de rotation du moteur.

Il est connu que le taux de formation de CO est fonction de la disponibilité du combustible gazeux non brûlé et de la température du mélange. Ces deux paramètres contrôlent la vitesse de décomposition et d'oxydation du carburant [5, 62,103].

La figure (2.30) montre que les émissions de CO sont plus élevées en fonctionnement dual-fuel, pour les charges faibles et modérés. La concentration de monoxyde de carbone en dual-fuel diminue avec l'augmentation de la charge du moteur suite à l'amélioration de l'utilisation du combustible gazeux. D'autre part, en mode diesel, pour des charges très élevées, en raison de la présence de mélanges localement très riches et de la mauvaise combustion qui en

découle, les émissions de CO sont nettement plus élevées pour ces charges en fonctionnement diesel.

2.6.7 Effet du fonctionnement dual-fuel sur les émissions du dioxyde de carbone

Principalement composé de méthane, le gaz naturel a un des plus bas nombre de carbone parmi des hydrocarbures, et par conséquent un potentiel d'émission de CO₂ inférieur à celui du diesel [18].

Nos résultats confirment que l'utilisation du gaz naturel dans un moteur dual-fuel est une technique intéressante pour réduire ce gaz à effet de serre particulièrement pour les charges élevées. Les figures (2.31) et (2.32) montrent la variation des émissions de CO₂, en fonction de la charge du moteur, pour un fonctionnement diesel et celui en dual-fuel, pour des vitesses de rotation de 1500, 2000 tr/mn.

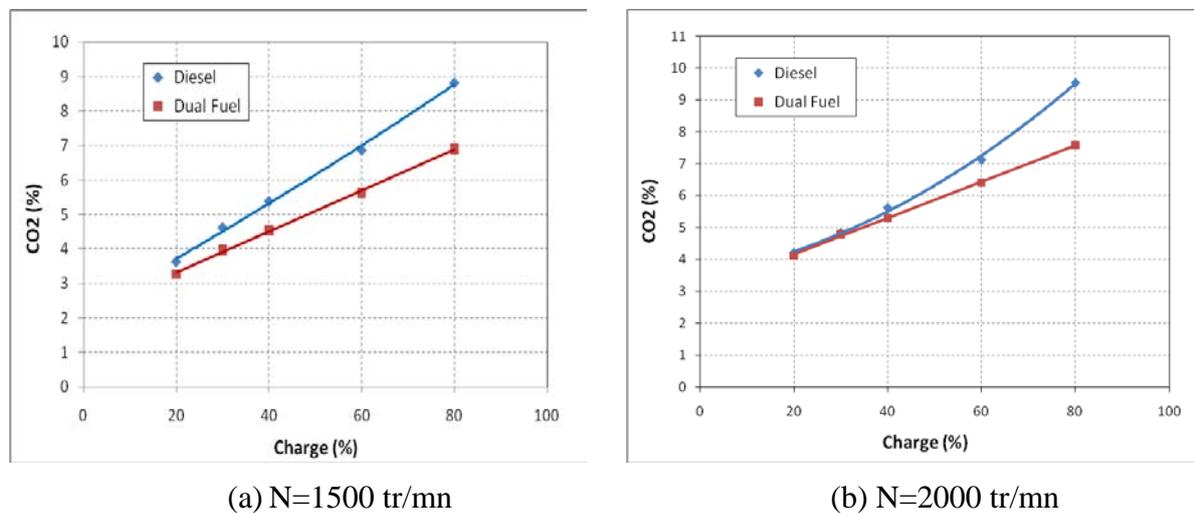


Fig. 2.31. Variation des émissions de CO₂ en fonction de la charge pour deux vitesses de rotation du moteur (N=1500 tr/mn et N=2000 tr/mn) utilisant les résultats de la campagne I.

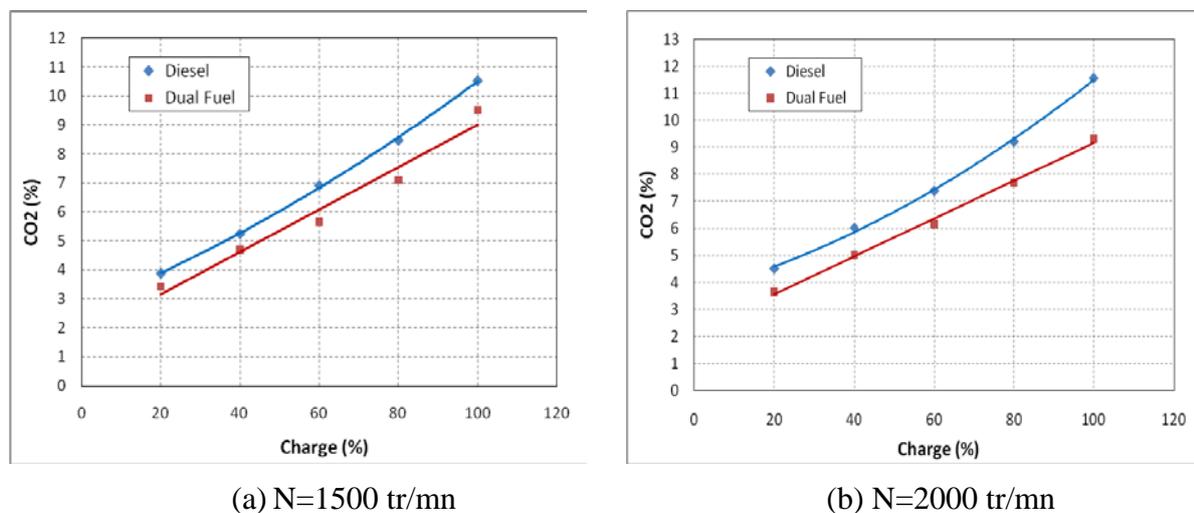


Fig. 2.32. Variation des émissions de CO₂ en fonction de la charge pour deux vitesses de rotation du moteur (N=1500 tr/mn et N=2000 tr/mn) utilisant les résultats de la campagne II.

Pour les faibles charges, puisque le taux de participation du gaz naturel est minime (Fig. 2.28), la différence entre les émissions de dioxyde de carbone en fonctionnement diesel et celles en dual-fuel n'est pas significative. Pour des charges plus élevées, vu que l'accroissement de la charge du moteur en fonctionnement dual-fuel est assurée par une augmentation de la quantité de gaz naturel, la différence est plus importante et la contribution de l'utilisation du gaz naturel pour abaisser les émissions de CO₂ apparaît d'une façon plus claire.

2.6.8 Conclusion

Cette investigation vise à examiner l'effet du fonctionnement dual-fuel utilisant le gaz naturel comme carburant primaire et le gazole comme combustible pilote sur la combustion, les performances ainsi que les émissions polluantes d'un moteur diesel conventionnel à injection direct.

Aux faibles charges du moteur, cette étude a confirmé les résultats rapportés par plusieurs auteurs; la consommation spécifique totale en fonctionnement dual-fuel est plus élevée que celle en diesel normal. Ceci révèle une faible utilisation du combustible gazeux. Elle est due principalement à la conjonction de basse température de charge et de mélange air-gaz naturel très pauvre à l'intérieur de la chambre de combustion, ayant pour conséquence une combustion lente et mauvaise du combustible gazeux.

Cependant, aux charges élevées et modérées, nos résultats montrent un comportement très intéressant du moteur en dual-fuel comparé au diesel normal. En effet, la consommation spécifique totale est inférieure en dual-fuel pour toutes les vitesses de rotation examinées. À ces charges, l'amélioration de l'utilisation du combustible gazeux due aux températures plus élevées et à des mélanges plus riches, engendre une amélioration conséquente de la consommation spécifique en dual-fuel. Par conséquent, le pic de la pression cylindre devient plus élevé en dual-fuel.

Concernant les émissions polluantes, nos résultats appuient le fait que l'utilisation du gaz naturel en fonctionnement dual-fuel est une technique très efficace pour réduire les émissions de suie particulièrement aux charges élevées où elles sont importantes en fonctionnement diesel. Concernant la concentration en oxydes nitriques, on observe également une réduction en fonctionnement dual-fuel pour les charges faibles et modérées. Cependant, pour des charges plus élevées, nos résultats montrent que les émissions de NO_x en dual-fuel deviennent plus élevées que celles en diesel normal pour toutes les vitesses de rotation examinées.

En revanche, les émissions d'hydrocarbures (THC) sont considérablement plus élevées en fonctionnement dual-fuel. Les émissions de CO sont aussi plus élevées en dual-fuel pour les charges faibles et modérées.

Ainsi, cette étude a montré que l'utilisation du gaz naturel dans un moteur dual-fuel est une technique prometteuse pour contrôler les émissions de suie et d'oxydes nitriques, défis avérées de moteurs diesels. Aux charges élevées et modérées, nos résultats montrent un comportement très attrayant du mode dual-fuel comparé au diesel normal, même en ce qui concerne la consommation. De plus, cette technique peut être appliquée sur les moteurs diesel

existant moyennant seulement de légères modifications. Une vérification de la pression maximale doit toutefois être faite.

Cependant, on relève quelques lacunes liées au fonctionnement dual-fuel notamment en ce qui concerne la consommation à faible charge et les émissions d'hydrocarbures et de monoxyde de carbone. Néanmoins, malgré que nous ayons confirmé cette dégradation de consommation, nous jugeons que les expressions utilisées dans la littérature sont exagérées, vu que la différence n'est pas si importante. Aussi, en plus du fait que le déficit en consommation puisse être partiellement compensé par le prix plus bas du gaz naturel, de notables améliorations peuvent être réalisées en faisant recours à quelques mesures d'optimisation.

2.7 Exploration de quelques pistes d'amélioration du fonctionnement dual-fuel pour les moteurs diesel

L'étude précédente a montré l'intérêt d'un fonctionnement dual-fuel tant du point de vue performances qu'émissions surtout à charges élevées du moteur. Néanmoins, certaines lacunes particulièrement à faibles charges nécessitent d'être levées. C'est dans cet esprit que certaines pistes d'amélioration du fonctionnement dual-fuel d'un moteur diesel conventionnel à injection direct ont été explorées.

2.7.1 Effet de la quantité de combustible pilote

Afin d'étudier l'influence de la quantité de combustible pilote sur la consommation spécifique totale ainsi que les émissions de polluants, quatre valeurs de quantité de combustible pilote ont été examinées. D'abord, la première quantité (P0) a été fixée de sorte à délivrer 10% de la puissance nominale du moteur. Cette quantité a ensuite été augmentée de 25% (P1), puis de 65% (P2).

a. Effet sur la consommation spécifique

La figure (2.33) montre que l'influence de la quantité de combustible pilote sur la consommation spécifique totale n'est pas très importante. En effet les valeurs correspondant aux quatre quantités de combustible pilote testées ne présentent pas une grande différence. Nous pensons qu'à partir d'une certaine valeur, l'augmentation de la quantité de pilote n'est pas d'un grand apport.

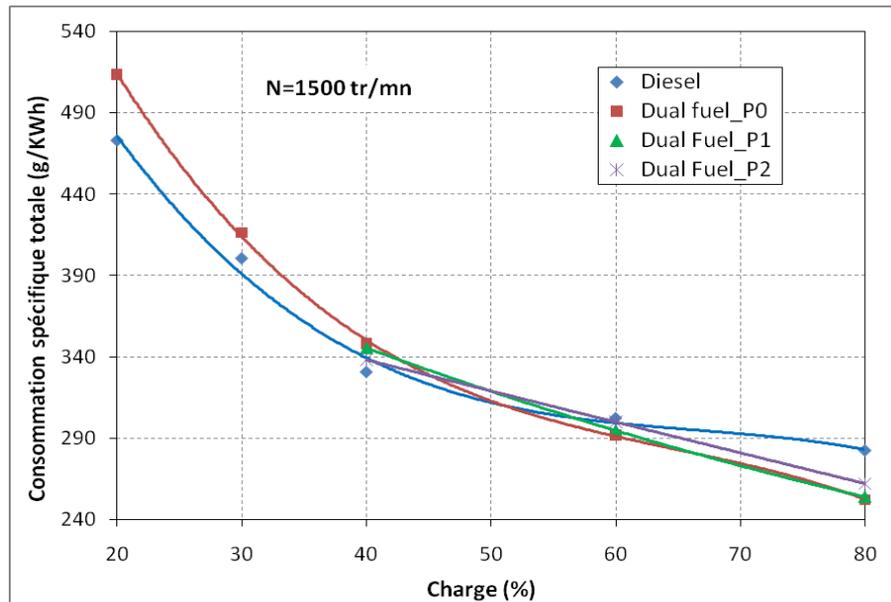
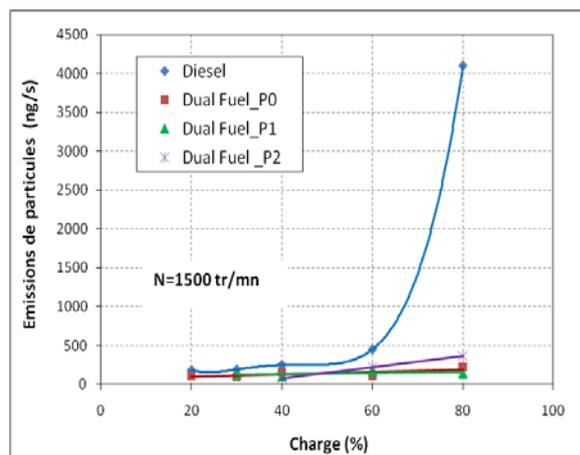


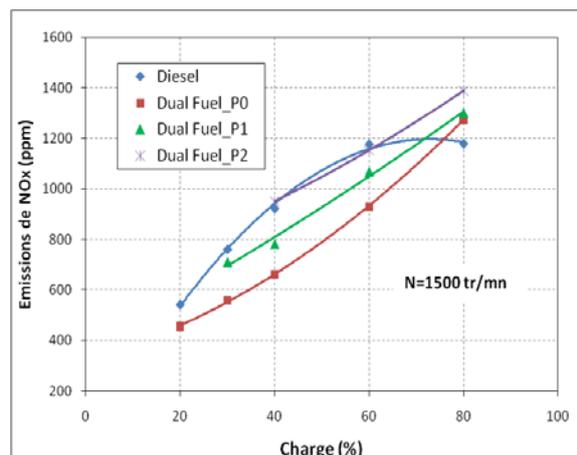
Fig. 2.33. Effet de la quantité de combustible pilote sur la consommation spécifique totale.

b. Effet sur les émissions polluantes

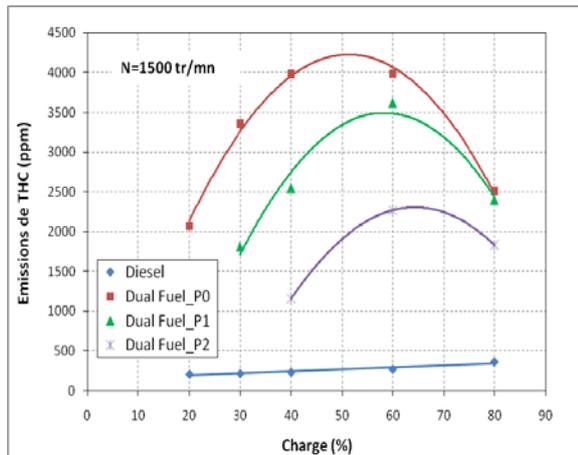
L'influence de la quantité de combustible pilote sur les émissions a été examinée. La figure (3. 34-a) montre le cas des particules. Il apparaît que les émissions de particules ne sont pas très influencées par la quantité de combustible pilote. Quant aux émissions de NO_x (Fig. 2.34-b), aux charges faibles et modérées, ces émissions en dual-fuel rejoignent celles du diesel normal du fait de faible participation du combustible gazeux. En ce qui concerne les émissions de THC (Fig. 2.34-c) et celles de CO_2 (Fig. 2.34-d) en dual-fuel, elles tendent vers celles enregistrées en diesel normal comme conséquence de la diminution de l'effet du gaz naturel.



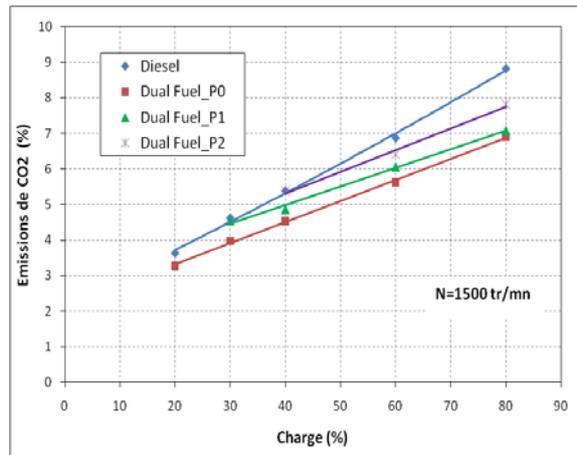
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 2.34. Effet de la quantité de combustible pilote sur les émissions polluantes :

(a) Particules (b) NO_x (c) THC (d) CO₂

c. Conclusion

Bien que dans un moteur dual-fuel, la tendance est pour un remplacement maximum du carburant liquide pétrolier par un carburant gazeux alternatif; l'influence positive de l'augmentation de la quantité de combustible pilote sur certaines émissions polluantes comme les hydrocarbures (THC) et celles négatives sur d'autres comme les NO_x et le CO₂, incite à une étude d'optimisation de la quantité de combustible pilote pour chaque moteur dédié à un fonctionnement dual-fuel.

2.7.2 Effet du système d'alimentation en gaz

Afin d'étudier l'influence du système d'alimentation en gaz sur les performances et les émissions polluantes d'un moteur en fonctionnement dual-fuel, deux systèmes ont été examinés. Le premier consiste en un système à venturi (Fig. 2.35-a). Le deuxième est un tube qui injecte du gaz dans le conduit d'admission (Fig. 2.35-b).



(a)



(b)

Fig. 2.35. Systèmes d'alimentation en gaz (a) système à venturi (b) système à tube

a. Effet sur la puissance maximale délivrée

Du fait de la réduction du débit d'air aspiré pour le cas du système à venturi, la puissance maximale délivrée par le moteur se voit diminuer pour toutes les vitesses étudiée (Fig. 2.36).

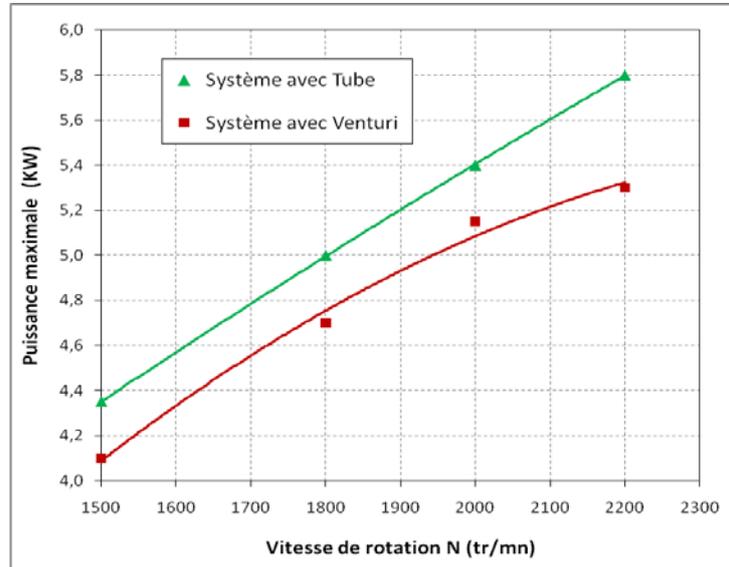


Fig. 2.36. Effet du système d'alimentation en gaz sur la puissance maximale.

b. Effet sur la consommation spécifique et les émissions

La figure (2.37) montre l'influence du système d'alimentation en gaz sur la consommation spécifique totale. Au faibles charges, la consommation spécifique est légèrement meilleure pour le cas du système à venturi. Ceci est dû à un mélange gazeux plus homogène. Par contre, au charges élevées, le meilleur remplissage du système à tube influe positivement sur la consommation spécifique et la réduit pour le cas du système à tube.

Concernant les émissions, la différence entre les deux systèmes est en général pas très importante. Néanmoins, il ressort certaines constatations. Pour les NO_x , le système à tube, permettant l'admission d'une plus grande quantité d'air, favorise à charge élevée la formation de ces émissions. Par contre, les émissions de CO sont moindres grâce au meilleur remplissage qui a permis la réduction de la consommation, comme déjà mentionné.

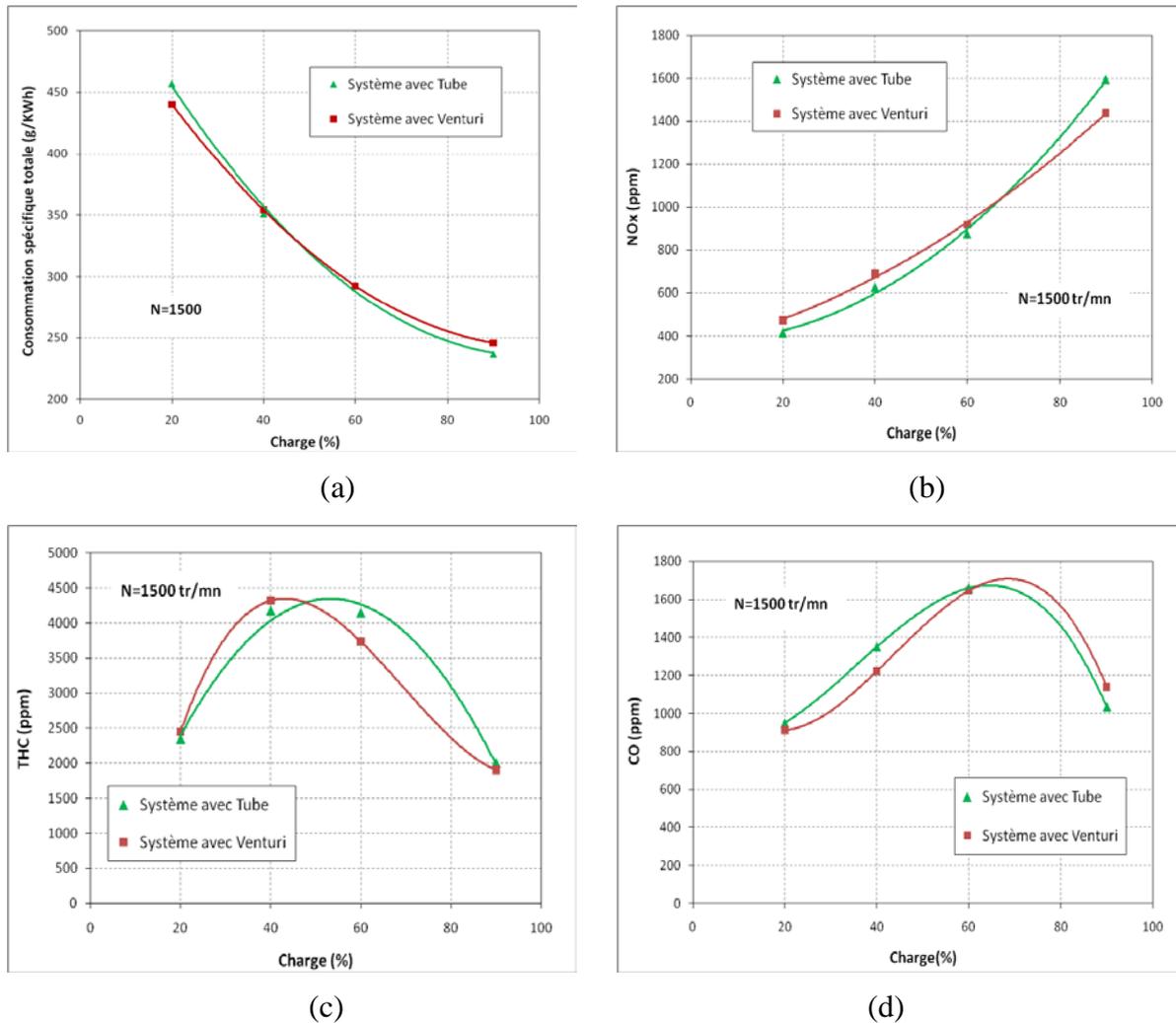


Fig. 2.37. Effet du système d'alimentation en gaz sur la consommation spécifique totale et quelques émissions.

c. Conclusion

Bien qu'à faible charge le système à venturi permette une légère amélioration de la consommation spécifique; la perte de puissance, l'augmentation de la consommation aux charges élevées de ce système mais aussi la simplicité du système à tube rendent celui-ci préférable.

2.8 Fonctionnement dual-fuel à pleine charge

2.8.1 Description

La figure (2.38) montre l'évolution de la puissance, du rendement et de la consommation spécifique du moteur en fonction de la charge pour une vitesse de rotation constante de 1500 tr/mn en mode diesel et en dual-fuel.

Alors qu'en mode diesel, la puissance effective augmente continuellement en augmentant la quantité de carburant injectée jusqu'à atteindre la valeur maximale de la puissance à pleine charge, valeur limitée surtout par le débit maximal permis par le système d'injection diesel. Le rendement effectif aussi augmente dans ce cas jusqu'à une valeur maximale pour une charge d'environ 80%, puis diminue au delà. La consommation totale spécifique (Fig. 2.38-b) suit une allure inverse.

En fonctionnement dual-fuel par contre, la puissance effective augmente en augmentant la quantité de gaz induite jusqu'à une valeur où un cliquetis naissant apparaît, qui est dans ce cas légèrement supérieur à 80% de la puissance nominale du moteur à cette vitesse de rotation. En augmentant la quantité de carburant gazeux, la puissance ainsi que le rendement augmentent et le cliquetis s'intensifie jusqu'à devenir un cliquetis moyen. Le rendement commence alors à diminuer bien que la puissance augmente légèrement avec une pente plus réduite jusqu'à une valeur maximale où le cliquetis est déjà intense. La puissance et le rendement du moteur chute rapidement et le moteur est dans des conditions très néfastes et dangereuses. La quantité de carburant doit alors être réduite. La puissance maximale à pleine charge dans le cas du fonctionnement dual-fuel est donc limitée par le cliquetis.

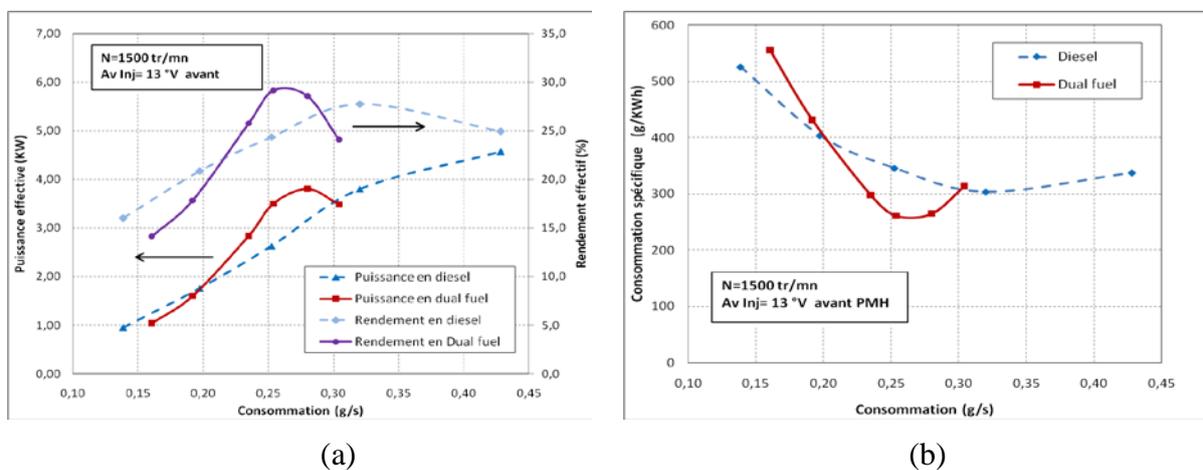


Fig. 2.38. Evolution de puissance effective, du rendement et de la consommation spécifique en fonction de la charge en mode diesel et en dual-fuel.

2.8.2 La puissance maximale effective

La puissance maximale délivrée par le moteur en mode diesel et en dual-fuel est donnée par la figure (2.39-a). La figure (2.39-b) donne en pourcentage cette puissance en dual-fuel par rapport à celle en diesel. On constate que pour toutes les vitesses de rotation investiguées, la puissance maximale en dual-fuel, qui correspond à l'apparition d'un cliquetis naissant, est

inférieure à celle en diesel. En effet, le cliquetis dans ce cas apparaît avant d'atteindre la puissance maximale du moteur en diesel. Pour toutes les vitesses explorées, aux conditions de notre investigation, elle est légèrement supérieure à 80% de la puissance nominale du moteur en fonctionnement diesel (Fig. 2.38-b). Néanmoins, elle est fonction notamment de la composition du gaz, de la température ambiante et du débit de combustible pilote. Au chapitre suivant, l'influence du débit du pilote est examinée.

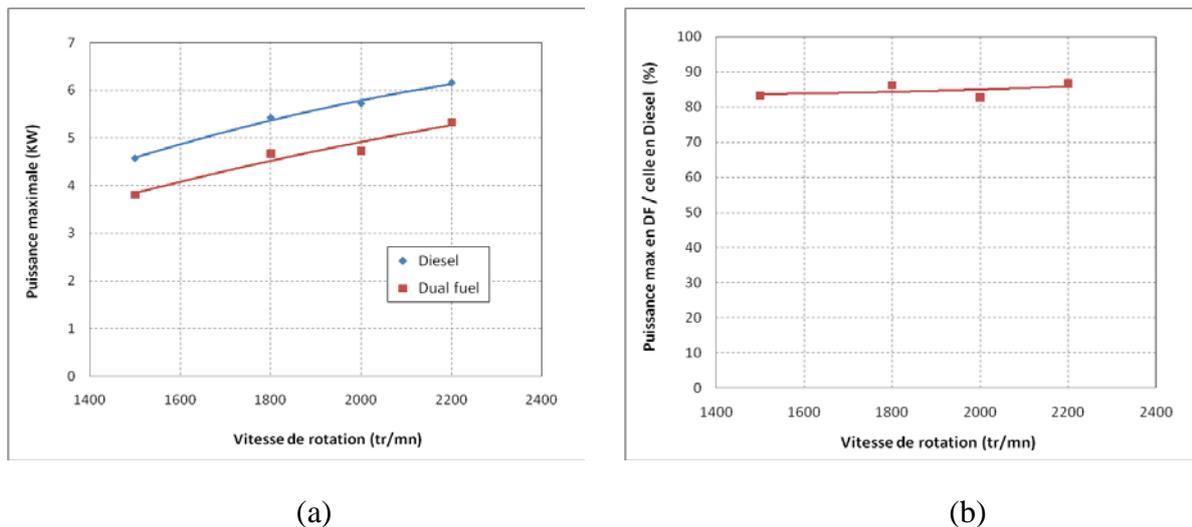
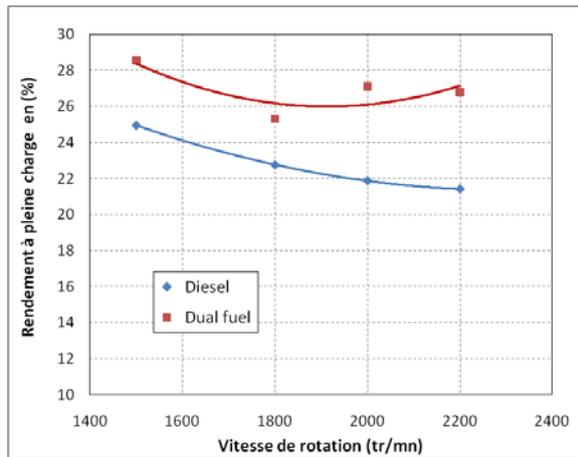


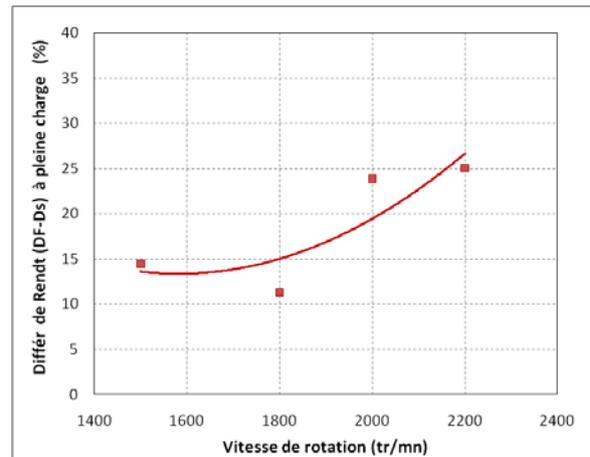
Fig. 2.39. Evolution de puissance maximale délivrée en fonction de la vitesse de rotation.

2.8.3 Le rendement effectif à pleine charge

Concernant le rendement (Fig. 2.40), et inversement la consommation spécifique totale (Fig. 2.41), à pleine charge, il apparaît clairement la différence entre les modes diesel et dual-fuel. En effet, le rendement en dual-fuel est nettement meilleur. Cette différence est d'autant plus importante que la vitesse de rotation est plus élevée. La différence atteint 25% pour le rendement et 27% en terme de consommation spécifique. Ceci est dû aux conditions très favorables de combustion du combustible gazeux, à savoir notamment la température de charge et la richesse du mélange. Notons aussi, que nous avons constaté que le cliquetis naissant améliore le rendement. Mais au fûre et à mesure qu'il s'intensifie, celui-ci se dégrade. Par contre, en diesel à pleine charge, les mélanges localement très riches, induisent de mauvaises combustions qui se répercutent sur le rendement, ce qui enfonce d'avantage l'écart.

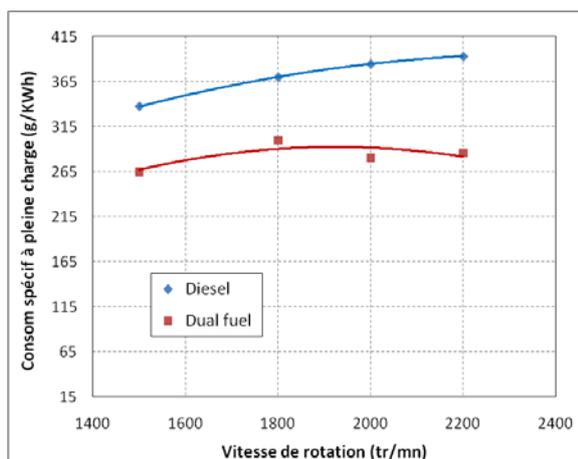


(a)

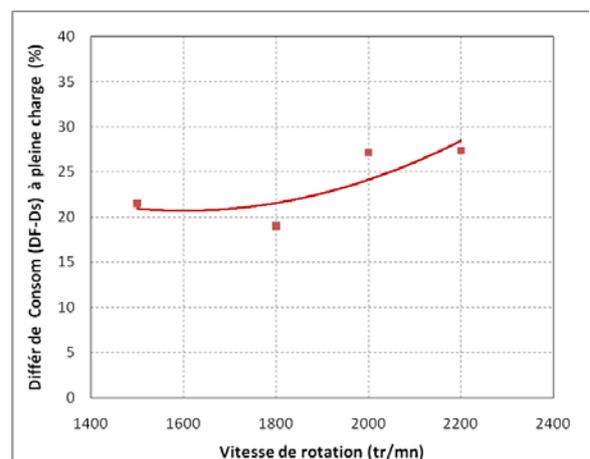


(b)

Fig. 2.40. Evolution du rendement à pleine charge en fonction de la vitesse de rotation en dual-fuel et en diesel.



(a)



(b)

Fig. 2.41. Evolution de la consommation spécifique totale à pleine charge en fonction de la vitesse de rotation en dual-fuel et en diesel.

2.9 Eléments pour la mise au point d'une stratégie adaptée de contrôle du mode de fonctionnement diesel – dual-fuel

Il ressort de la présente investigation que le fonctionnement dual-fuel au gaz naturel présente un comportement très intéressant du moteur comparé au diesel normal pour des charges modérées et relativement élevées tant sur le plan performances qu'émissions. Aux charges basses, ces caractéristiques sont médiocres. Aux charges très élevées, le moteur risque d'entrer dans un régime cliquetant qui peut être néfaste voire fatale pour le moteur.

Sur la base de ces constatations nous préconisons un contrôle du mode de fonctionnement moteur adapté. Une sélection manuelle du mode de fonctionnement est à rendre accessible. En mode dual-fuel, au dessous d'une charge minimale et au dessus d'une charge maximale, le moteur passe automatiquement en mode diesel. Pour optimiser ce fonctionnement, la détermination de ces limites pourrait faire l'objet d'une investigation préalable propre au moteur considéré.

2.10 Synthèse et conclusions

Une investigation expérimentale du fonctionnement dual-fuel au gaz naturel a été réalisée afin de caractériser la combustion, les performances ainsi que les émissions polluantes d'un moteur diesel conventionnel à injection direct.

Aux charges relativement élevées et modérées, nos résultats montrent un comportement très intéressant du moteur en dual-fuel comparé au diesel normal, tant sur le plan performances qu'émissions.

Cependant, on relève quelques lacunes liées à ce mode notamment en ce qui concerne la consommation à faible charge et les émissions d'hydrocarbures et de monoxyde de carbone. Néanmoins, malgré que nous ayons confirmé cette dégradation de consommation, nous estimons que les expressions utilisées dans la littérature sont exagérées, vu que la différence n'est pas si importante. Aussi, en plus du fait que le déficit en consommation puisse être partiellement compensé par le prix plus bas du gaz naturel, de notables améliorations peuvent être réalisées en faisant recours à quelques mesures d'optimisation. Dans cet esprit, deux pistes ont été explorées, à savoir le débit de pilote et le système d'alimentation en gaz. L'influence de ces deux paramètres a été démontrée et des recommandations sont dégagées.

Aux charges élevées, le moteur en dual-fuel risque d'entrer dans un régime cliquetant dangereux pour le moteur. Le fonctionnement aux limites de ce régime a été examiné. La caractérisation du cliquetis pour ce type de moteur, son influence sur certains paramètres de fonctionnement et l'investigation de pistes de retardement de son apparition fera l'objet du prochain chapitre.

Enfin, sur la base de la présente investigation, des éléments pour une stratégie adaptée de contrôle du mode de fonctionnement moteur sont proposés.

Chapitre 3

Contribution à la caractérisation du cliquetis dans les moteurs dual-fuel au gaz naturel

Le cliquetis est un phénomène néfaste, voire fatal dans certains cas, pour les moteurs et notamment ceux en fonctionnement dual-fuel. Sa maîtrise est d'une importance capitale. Dans ce chapitre, nous nous intéressons à ce phénomène pour le cas de moteurs dual-fuel au gaz naturel. Quelques éléments bibliographiques concernant le cliquetis sont d'abord exposés. Sa caractérisation, les moyens de détection de son apparition et les indicateurs utilisés sont étudiés. Un nouvel indicateur de cliquetis, notamment pour le cas de moteurs dual-fuel est proposé. L'exploration de pistes de retardement de son apparition dans le cas spécifique de ce type de moteur a également été investiguée.

3.1 Introduction

La sécurisation de moteur vis-à-vis du cliquetis passe impérativement par la maîtrise de ce phénomène et la mise au point de moyens efficaces pour sa détection ainsi que de mesures nécessaires pour l'éviter. Quelques éléments bibliographiques concernant le cliquetis dans le cas général sont nécessaires avant d'aborder son étude dans le cas particulier de moteurs dual-fuel. Une description de ce phénomène, ses conséquences, ainsi que les outils et moyens de sa détection sont exposés. Ces moyens sont utilisés afin de lier l'influence des paramètres moteur à l'apparition du cliquetis, d'une part, et de sécuriser le fonctionnement des moteurs, d'autre part.

Bien que ce phénomène ait fait l'objet d'un grand nombre d'études dans le cas des moteurs à allumage commandé, nous estimons qu'il n'a pas été suffisamment étudié dans le cas des moteurs dual-fuel. Aussi, la recherche scientifique sur ce sujet est toujours d'actualité, elle vise à établir des méthodes ou des stratégies :

- de prédiction de l'apparition du cliquetis [104-111]
- de prévention de son apparition [112-116]
- de détection [100-101, 117-120]
- d'optimisation du contrôle-commande des paramètres du moteur permettant de le maîtriser [121].

Ainsi, après avoir présenté quelques outils nécessaires à l'étude, nous nous intéressons à ce phénomène dans le cas de moteurs dual-fuel au gaz naturel. Sa description, les indicateurs utilisés et son influence sur certaines performances ont été étudiés. L'amélioration des limites d'apparition du cliquetis pour ce type de moteur a aussi été une de nos préoccupations.

3.2 Eléments bibliographiques concernant le cliquetis

3.2.1 Description du cliquetis

Le cliquetis est une combustion anormale qui se produit dans des moteurs brûlant un mélange air/carburant réalisé avant l'inflammation (comme dans le cas des moteurs à allumage commandé et des moteurs dual-fuel). Il est communément admis [100] que ce phénomène provient de l'auto-inflammation en un ou plusieurs points de la chambre de combustion du moteur d'une partie des gaz frais situés en avant du front de flamme. Ceux-ci sont comprimés par le mouvement du piston et par l'avancée du front de flamme. Ils atteignent alors un niveau de pression et de température auxquels ils peuvent s'auto-inflammer comme illustré sur la figure (3.1). Cette combustion peut être excessivement violente. Elle peut atteindre, pour un cliquetis intense une vitesse 5 à 25 fois plus élevée que celle d'une combustion normale [5]. Elle conduit généralement à la combustion de la majeure partie des gaz frais restants dans la chambre [122]. Ceci donne lieu à un brusque accroissement de la pression dans le volume occupé par ces gaz [101], qui peut atteindre des pics de 180 bars [122] (Fig. 3.2). Il en résulte des déplacements alternatifs d'ondes de pression qui se réfléchissent sur les parois de la chambre et qui vont s'amortir dans le temps par un régime oscillatoire. Les oscillations de pression ont des fréquences propres bien identifiables suivant un mode de propagation. Ces fréquences sont de l'ordre de 4 à 20 kHz [121,123-126] suivant la géométrie et les dimensions de la chambre. Ces ondes de pression ont une vitesse supérieure à la vitesse du son (estimée à 1400 m/s pour un mode fondamentale à 7,5 kHz [101]). Certains auteurs [5,127] considèrent ces ondes comme des ondes de choc. 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. Ces chocs répétés produisent un bruit métallique caractéristique, d'où le phénomène tire son nom.

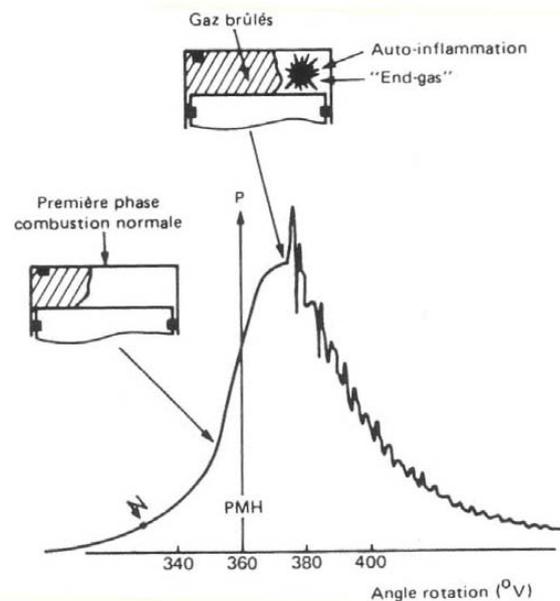


Fig. 3.1. Description graphique de l'apparition du cliquetis dans la chambre de combustion [128]

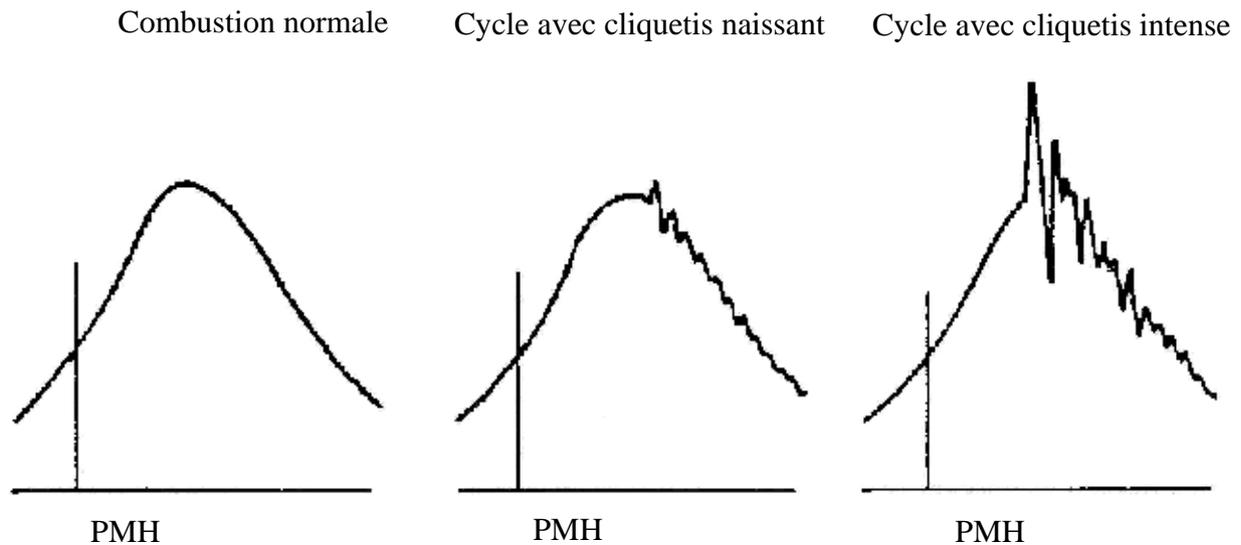


Fig. 3.2. Diagramme de la pression cylindre pour différents fonctionnements [125].

L'auto-inflammation est le résultat d'une succession de réactions d'oxydation de chaque composé du mélange. Selon la pression et la température de ce dernier, le mécanisme d'oxydation d'hydrocarbures peut se décomposer en une ou plusieurs étapes. A des niveaux de température relativement faibles, compris entre 300 et 400°C, l'oxydation débute par des réactions exothermiques [5,105,130] mettant en jeu une faible quantité de réactifs et pouvant conduire à une élévation locale de 100 K de la température du mélange [100]. Ces pré-réactions produisent à partir du carburant et de l'oxygène des espèces intermédiaires extrêmement réactives dites radicalaires qui sont des composés oxygénés tels que les aldéhydes, les hydro peroxydes et oxydes de carbones. Elles peuvent s'accompagner d'une flamme bleue de faible intensité lumineuse, appelée "flamme froide". Si l'oxydation se déroule en deux étapes, alors ces réactions de flamme froide sont suivies par un emballement de ces pré-réactions d'oxydation durant lesquelles les espèces radicalaires réagissent avec les composés carbonés du carburant pour former d'autres radicaux (réactions en chaîne) jusqu'à l'élimination des espèces radicalaires. A des niveaux de pression et de température plus élevés et selon le carburant entrant en jeu, cette étape peut ne pas se produire et l'oxydation se déroule en une seule étape se traduisant par un dégagement rapide de l'énergie chimique contenue dans les gaz frais. Ceci est illustré par la figure 3.3. Le benzène et le méthane s'auto-inflamment en une seule phase alors que l'isooctane s'auto-inflamme en deux phases [5].

En réalité, la pression et la température du mélange ne sont pas les seuls facteurs à prendre en compte pour décrire le cliquetis. Le facteur temps est la troisième composante du phénomène car la condition pour que le phénomène de cliquetis se produise est que les réactions d'oxydation atteignent le stade de développement initiateur de l'auto-inflammation avant que la masse de gaz frais n'ait été balayée par la flamme normale. L'activité chimique des pré-réactions est caractérisée par la notion de délai d'auto-inflammation [100].

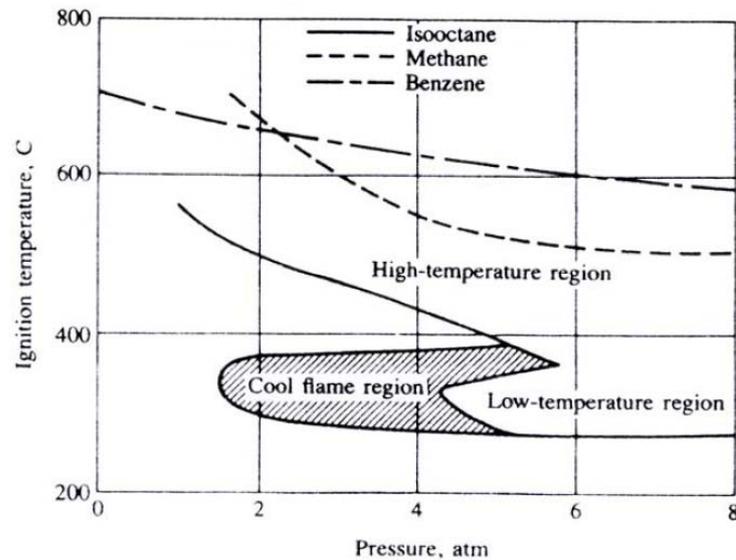


Fig. 3.3. Domaine d'auto-inflammation de l'isooctane, du méthane et du benzène [5]

3.2.2 Conséquences du cliquetis

a. Sur les performances du moteur

Un cliquetis léger peut permettre d'obtenir une légère amélioration du rendement moteur. Lee et Shaeffer [123], ont observé dans de telles conditions une augmentation de la PMI d'environ 2,5%. Un cliquetis intense s'accompagne au contraire d'une chute significative de ce rendement. La génération des ondes de pression viennent en outre modifier totalement le comportement des gaz et les conditions thermodynamique à l'intérieur de la chambre. D'après Syrimis et Assanis [131], la couche limite est fortement réduite, ce qui engendre un accroissement du coefficient de transfert thermique convectif et donc une augmentation des températures de parois. Ces pertes pariétales peuvent être multipliées par trois ou quatre [123]. L'augmentation de températures de parois provoque une dilatation thermique plus importante des gaz pendant l'admission, ce qui a pour effet de réduire le taux de remplissage du moteur. Ces pertes pariétales nuisent principalement au travail mécanique, mais engendre également une diminution des températures des gaz d'échappement. La chute de la puissance mécanique s'explique donc par l'augmentation des pertes pariétales et la diminution du remplissage [100,101].

b. Sur la tenue mécanique du moteur

Un cliquetis de faible, voire moyenne, intensité n'engendre pas nécessairement de dommages du moteur, tout au plus une usure prématurée de certaines pièces particulièrement sollicitées aux vibrations mécaniques. Cependant un cliquetis de forte intensité peut rapidement mener à la destruction du moteur [101]. Différents travaux ont mis en évidence l'effet combiné des ondes de pression et de l'augmentation de la température des parois du bloc moteur [129,123].

c. Sur les émissions polluantes

C'est d'abord pour ses effets sur le rendement et la tenue mécanique du moteur que le cliquetis doit être évité. De ce fait, peu d'études ont été consacrées aux effets du cliquetis sur les émissions de polluants. Lee et Shaeffer [123] ont toutefois montré qu'elles sont assez peu affectées par le cliquetis. Les émissions d'oxyde d'azote et de monoxyde de carbone augmentent légèrement. Néanmoins cette augmentation est contrebalancée par une diminution des émissions d'imbrûlés [100].

3.2.3 Facteurs influant sur l'apparition du cliquetis

D'une façon générale, tous les paramètres qui ont tendance à augmenter le niveau de température des gaz frais ou à augmenter leur temps de séjour dans la chambre de combustion favorisent l'apparition du cliquetis.

a. Paramètres critiques du moteur

Le tableau 3.1 répertorie les facteurs susceptibles d'avoir une action sur le phénomène du cliquetis. On dira qu'un paramètre a atteint son niveau critique si une augmentation de celui-ci implique nécessairement l'apparition du cliquetis, toutes choses restant égales par ailleurs.

Facteur	Variation	Tendance au cliquetis
Taux de compression	Accroissement	+
Avance à l'allumage	Avance	+
Charge moteur	Accroissement	+
Régime de rotation	Accroissement	-
Vitesse de combustion	Accroissement	-
Richesse du mélange	Pauvre	-
	Légèrement riche	+
	Très riche	-
Température d'admission	Accroissement	+
Pression d'admission	Accroissement	+
Dépôts	Présence	+
Température de refroidissement	Accroissement	+

Tableau 3.1- Paramètres moteur influençant la tendance au cliquetis [125].

b. Influence du gaz carburant

La nature du gaz carburant utilisé a une très grande importance sur l'auto-inflammation des gaz frais. Pour un moteur donné aux conditions opératoires et ambiantes fixées, le cliquetis ne dépend que du carburant consommé. En fonction de sa composition, un gaz naturel résiste plus ou moins bien à l'apparition du cliquetis. De tous les hydrocarbures présents dans le gaz naturel, le méthane est sans doute, le plus résistant à l'auto-inflammation et le pentane le

moins résistant. Le taux de gaz inertes a un rôle important dans l'apparition de l'auto-inflammation. L'inertie thermique vient réduire le niveau de température à l'intérieur de la chambre, et donc retarder l'apparition du cliquetis [101]. Parmi les gaz inertes étudiés, on retrouve principalement l'azote et le dioxyde de carbone. Plusieurs auteurs [132-134] constatent un effet supérieur du dioxyde de carbone qu'ils expliquent par sa chaleur spécifique massique plus élevée.

Afin de quantifier la propriété d'un carburant liquide à résister au cliquetis, l'indice d'octane (IO) est couramment utilisé. Pour les combustibles gazeux, on utilise l'indice de méthane (IM).

3.2.4 Détection du cliquetis : les moyens et indicateurs existants

On peut distinguer quatre grandes familles de capteurs utilisés pour la détection de cliquetis. Elles sont basées sur l'analyse des caractéristiques suivantes :

- Pression cylindre
- Vibrations du bloc moteur
- Courant d'ionisation
- Pertes pariétales

Les deux dernières techniques sont assez peu utilisées. Les deux premières sont nettement employées. L'accélérométrie se destine avant tout aux moteurs industriels où elle tire, au mieux avantage du coût réduit de son capteur. La mesure de la pression cylindre est principalement utilisée dans des applications de recherche pour la qualité de ses résultats [101]. Dans notre cas, pour notre étude, la première technique a été retenue et donc seule cette méthode sera détaillée.

a. Mesure de la pression cylindre

La mesure de la pression cylindre est la technique de détection de cliquetis la plus directe car la pression cylindre est directement liée au cliquetis par les ondes de pression qui l'accompagne. Liée à la nature même du phénomène, une détection reposant sur cette mesure est plus fiable que l'accélérométrie. Les capteurs sensibles aux variations rapides de la pression utilisent une technologie sophistiquée basée sur la sensibilité de matériaux piézo-électriques dont la nature électrique change avec le niveau de pression considéré. Mais ces capteurs sont coûteux. De plus, le caractère intrusif de cette mesure nuit à la tenue mécanique du moteur. De ce fait, ils restent avant tout un outil de recherche et sont peu employés pour des applications industrielles.

b. Indicateurs de cliquetis

A un capteur pouvant être utilisé pour la détection du cliquetis, il est nécessaire d'associer un indicateur servant à traduire l'information fournie par celui-ci afin de la rendre exploitable.

Un indicateur de cliquetis détermine sa présence et peut quantifier son intensité. De nombreux indicateurs ont été mis au point, en particulier dans le cas où la pression cylindre est mesurée. Ils peuvent être répertoriés suivant trois grands groupes :

- Evaluation directe à partir de la pression cylindre
- Pression analysée dans un domaine de fréquence
- Dérivation (simple ou multiple) de la pression

• Pression cylindre brute

La première catégorie d'indicateurs repose sur une analyse directe de la pression cylindre. Ces indicateurs sont dénommés *Indicateur de Pression cylindre Brute*, et notés IPB [100,101]. Ils sont élémentaires et faciles à calculer. Ces indicateurs reposent sur une simple mesure de la pression cylindre. L'indicateur le plus représentatif de cette catégorie est le pic de pression, valeur maximale de la pression sur l'ensemble du cycle moteur. Lorsque l'intensité du cliquetis augmente, les oscillations de pression deviennent de plus en plus intenses et impliquent une augmentation du pic de pression. Une comparaison de la valeur des pics peut donc aboutir à une comparaison relative de l'intensité de cliquetis entre les différents cycles considérés.

Cependant, la pression cylindre dépend étroitement du moteur et de ses paramètres de fonctionnement (richesse, remplissage, avance à l'allumage, etc.). Il est donc impossible, en pratique, de déterminer une valeur seuil de la pression cylindre qui permette de distinguer un cycle avec cliquetis des cycles sans cliquetis [100].

• Pression cylindre filtrée

La deuxième catégorie réunit les indicateurs obtenus à partir de l'exploitation du signal temporel de pression observé dans une fenêtre fréquentielle spécifique (*Indicateurs de Pression Filtrée*, IPF). Ces indicateurs sont directement liés aux oscillations de pression et sont couramment employés comme intensité de référence dans la littérature [100,101,135-137]. Néanmoins, de tels indicateurs nécessitent un niveau élevé de résolution et des moyens de calcul importants. Ils sont par ailleurs influencés par leurs paramètres de définition (largeur de la fenêtre de filtration), ainsi que par la localisation du capteur de pression.

L'indicateur représentant typiquement cette catégorie est l'amplitude maximale des oscillations de pression ou *MAPO* (pour Maximal Amplitude of Pressure Oscillation). Il s'exprime par la relation suivante :

$$MAPO = \frac{1}{N} \sum_I^N \max_{\theta_i, \theta_i+W} \left| \tilde{p} \right| \quad (3.1)$$

N représente le nombre de cycles observés, θ_i l'angle de vilebrequin correspondant au début de la fenêtre de calcul, W la largeur de la fenêtre de calcul et \tilde{p} la pression cylindre filtrée.

L'intégrale des oscillations de pression ou *IMPO* (Integral of Modulus of Pressure Oscillation) fait aussi partie des IPF. L'*IMPO*, lié à l'énergie moyenne contenue dans les oscillations de pression, se calcule comme suit :

$$IMPO = \frac{1}{N} \sum_I^N \int_{\theta_i}^{\theta_i+W} |p| d\theta \quad (3.2)$$

Ces indicateurs peuvent être calculés à l'issue de la mesure de la pression cylindre. Ce signal nécessite d'être filtré par un filtre numérique passe bande 4 kHz - 20 kHz. Les oscillations de pression provenant du cliquetis sont ainsi isolées et mesurées dans une fenêtre autour du PMH. Ce signal est ensuite rectifié pour obtenir uniquement un signal de valeur positive ce qui permet l'extraction de l'*IMPO* et du *MAPO*, comme illustré par la figure (3.4).



Fig. 3.4. Principe de mesure du MAPO et de l'IMPO

D'autres indicateurs appartenant à cette famille ont été répertoriés par Brecq [101] et Millo *et al.* [116] comme par exemple l'*IMPG* (Integral of Modulus of Pressure Gradient), l'*IETD* (Integral of Energy in Time Domain), l'*IEFTD* (Integral of Energy Flux in Time Domain), la *MSV* (Mean Square Value of band-pass filtered pressure). Retenons simplement que le *MAPO*, l'*IMPO*, l'*IMPG* et la *MSV*, fournissent des intensités de cliquetis très similaires pouvant être corrélées entre elles. L'*IETD* et l'*IEFTD* sont moins performants car ils offrent une plage de variation plus étroite [114].

- **Dérivation simple ou multiple de la pression cylindre**

La troisième catégorie d'indicateurs constitue ceux obtenus à partir d'une dérivation simple ou multiple du signal de pression (*Indicateur de Pression cylindre Dérivée IPD*). Parmi ceux-ci, citons la dérivée première de la pression cylindre qui est certes liée à la quantité de mélange s'auto-inflammant, mais qui peut être affectée par d'autres facteurs indépendant du cliquetis. Ceci limite son universalité. La dérivée seconde voire triple de la pression cylindre peut aussi faire office d'indicateur néanmoins leur signification physique n'est pas immédiate. Ils sont de ce fait très peu employés en pratique.

- **Indicateur de référence : le *MAPO***

Aucun des indicateurs énumérés jusqu'ici n'est universel. Si la dérivée du signal de pression est la base de l'indicateur utilisé pour la détermination de l'indice d'octane d'un carburant, le *MAPO* apparaît comme le plus employé comme indicateur de référence [100,101,136,137,138]. Deux principales caractéristiques expliquent son utilisation fréquente : il est physiquement compréhensible et donc facilement interprétable et il est directement lié aux effets de l'auto-inflammation sur la pression cylindre. Dans de nombreuses études, la valeur du *MAPO* fait office d'intensité de cliquetis. Pourtant, de nombreux désavantages, qui ne lui sont pas propres, nuisent à la généralisation de son emploi [100]:

- il est complexe à calculer,
- il est sensible au bruit,
- il dépend de la fréquence fondamentale du cylindre,
- le critère de cliquetis (ou niveau de seuil) n'est pas simple à déterminer,
- il peut être affecté par la présence de nœuds acoustiques à la localisation du capteur.

c. Méthodes de détection

La méthode de détection correspond, à technologie et indicateur donnés, au critère appliqué pour déterminer la limite de cliquetis, c'est-à-dire la frontière entre combustion normale et cliquetante. De la même façon qu'un indicateur peut être employé avec plusieurs technologies, une même méthode de détection peut être valable pour différents indicateurs. Il existe plusieurs méthodes pour déterminer la limite de cliquetis. Trois d'entre elles méritent d'être citées pour leur utilisation fréquente ou leur pertinence [101] :

- Dépassement d'un seuil constant,
- Dépassement d'un seuil réactualisé (méthode de Ferraro),
- Changement de tendance de l'indicateur (méthode de Nadjt).

La première méthode est la plus couramment utilisée. De plus amples détails sur ces méthodes, sont donnés dans les références [101,130].

3.3 Etude du cliquetis dans le cas de moteurs dual-fuel au gaz naturel

3.3.1 Description du phénomène

La figure (3.5) montre les diagrammes de la pression cylindre ainsi que sa composante oscillante due au cliquetis pour quatre cycles différents en mode dual-fuel au gaz naturel. Le premier est sans cliquetis. Le deuxième présente un cliquetis naissant, le troisième un cliquetis moyen et le dernier un cliquetis intense. Ils appartiennent à des régimes de fonctionnement dual-fuel de charges différentes pour une vitesse de rotation de 1500 tr/mn. Dans la figure (3.6), un exemple de cliquetis dans le cas d'un moteur à allumage commandé est présenté, pour des fins de comparaison.

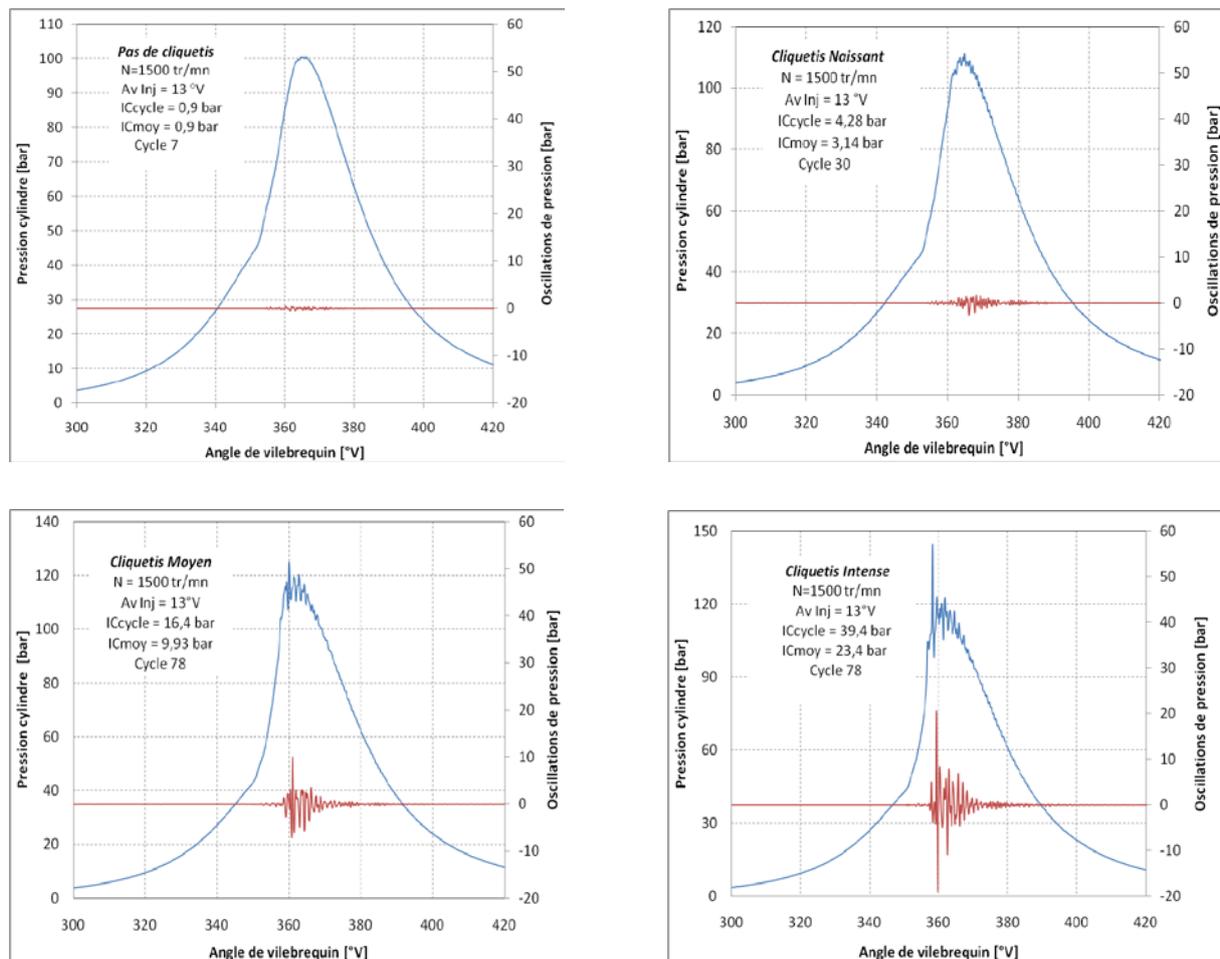


Fig. 3.5. Cycles avec diverses intensités de cliquetis en fonctionnement dual-fuel.

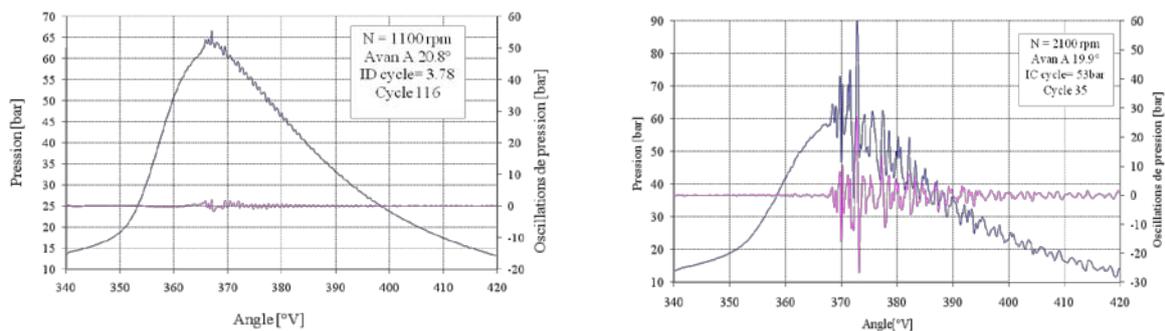


Fig. 3.6. Cycles avec cliquetis pour un moteur à allumage commandé [139].

Les figures (3.5) montrent que le diagramme de la pression cylindre ainsi que le signal filtré de cette mesure permettent de détecter visuellement le cliquetis et de le différencier en fonction de son intensité. On peut constater en comparant entre deux exemples de ce phénomène dans les moteurs dual-fuel (Fig. 3.5) et ceux à allumage commandé (Fig. 3.6), plusieurs disparités :

- Si pour le deuxième cas, le cliquetis apparaît après le PMH; dans le cas du fonctionnement dual-fuel, il se situe autour du PMH. Il avance vers celui-ci au fur et à mesure qu'il augmente d'intensité. Il est même situé juste avant le PMH dans le cas d'un cliquetis intense (Fig. 3.5). Ce qui revient à dire que le cliquetis dans le cas de moteurs dual-fuel, une fois les conditions de son apparition sont favorables, il se manifeste plus tôt sur le cycle moteur que pour le cas de moteurs à allumage commandé. Ceci pourrait être expliqué par la multiplicité des points d'allumage et donc des fronts de flammes et une vitesse de combustion plus importante. Pour les régimes fort cliquetant, caractérisés par une grande vitesse de combustion, il y a deux phénomènes antagonistes qui interviennent. D'une part, la température et la pression du mélange final, auront des valeurs plus importantes, ce qui favorise les réactions d'oxydation qui conduisent à l'apparition du cliquetis. D'autre part, la propagation rapide de flammes augmente la probabilité que les fronts de flammes normales se propagent dans le mélange final avant que le cliquetis apparaisse, ou du moins va diminuer la masse de mélange qui produit le cliquetis. On observe que pour la combustion du gaz naturel dans un moteur dual-fuel, l'augmentation de la vitesse de combustion ne diminue pas l'intensité du cliquetis (Fig. 3.5, 3.10) et les conditions le favorisant l'emportent.
- Pour le cas de moteur à allumage commandé, on peut remarquer que le cliquetis s'amortit lentement le long de la détente. Par contre, en mode dual-fuel, les amortissements sont plus rapides et ne durent pas longtemps dans la course de détente.
- Comme dans le cas de moteurs à allumage commandé, les oscillations de pression peuvent atteindre des dizaines de bar d'amplitude.

3.3.2 Indicateurs utilisés

Les indicateurs de cliquetis fréquemment utilisés pour le cas des moteurs à allumage commandé peuvent en général être adoptés pour le fonctionnement dual-fuel, puisque ce phénomène se manifeste presque de la même façon. Dans notre cas, deux indicateurs ont principalement été utilisés pour détecter et mesurer l'intensité du cliquetis. Le premier est la différence entre les valeurs maximale et minimale du diagramme de pression filtrée notée PTP. Le deuxième est le MAPO (Fig. 3.4). Ces deux indicateurs sont bien corrélés (Fig. 3.7).

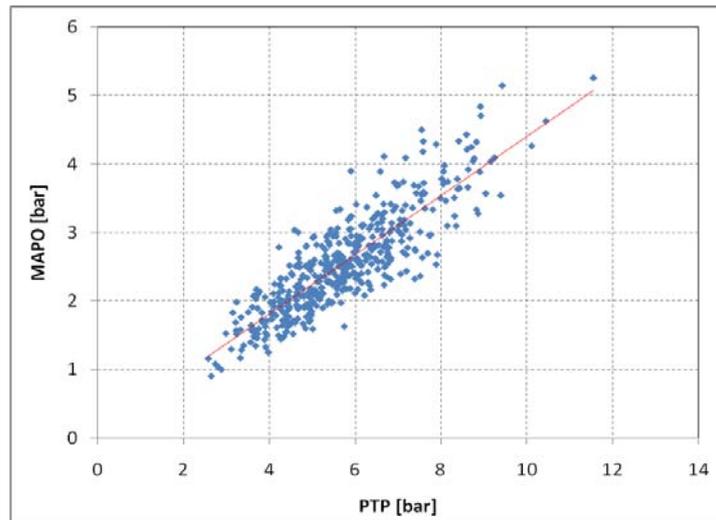


Fig. 3.7. MAPO en fonction de la dérivée maximale de la pression

De bonnes corrélations sont aussi observées entre la dérivée de la pression cylindre et l'intensité du cliquetis (MAPO) pour divers régimes de rotation et niveaux de cliquetis (Fig. 3.8).

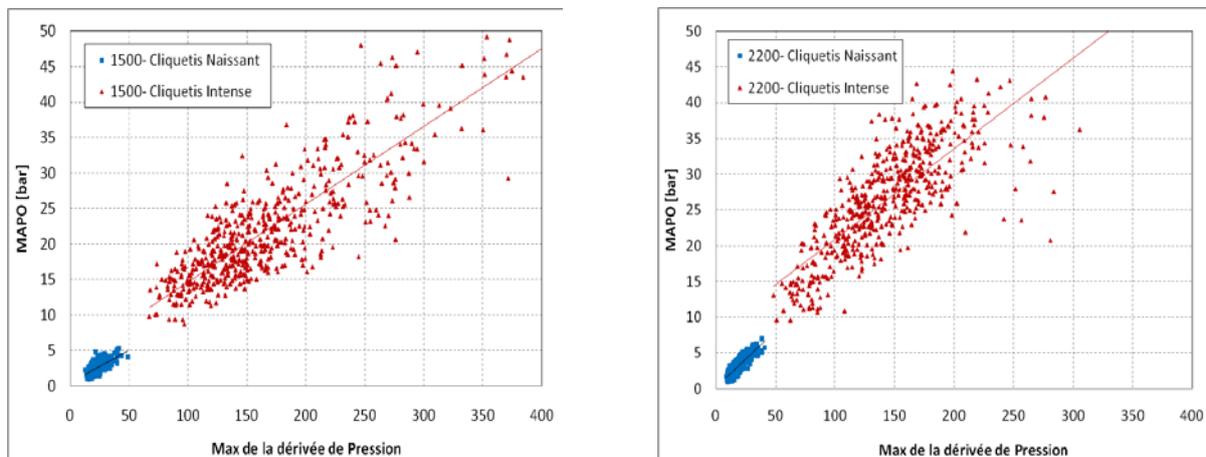


Fig. 3.8. Intensité du cliquetis (MAPO) en fonction de la dérivée maximale de la pression

3.3.3 Variabilité cyclique

Pour un même point de fonctionnement du moteur, il existe une grande variabilité d'un cycle à l'autre vis-à-vis du cliquetis (Fig. 3.9). Celle-ci est bien mise en évidence par la représentation des valeurs d'un indicateur de cliquetis pour différents cycles consécutifs [140]. En effet, cette variabilité est représentée par un nuage de points sur un diagramme (N, N+1) des valeurs de l'indicateur (Fig. 3.10, 3.11). La dispersion de ce nuage est d'autant plus importante que l'intensité du cliquetis est plus importante.

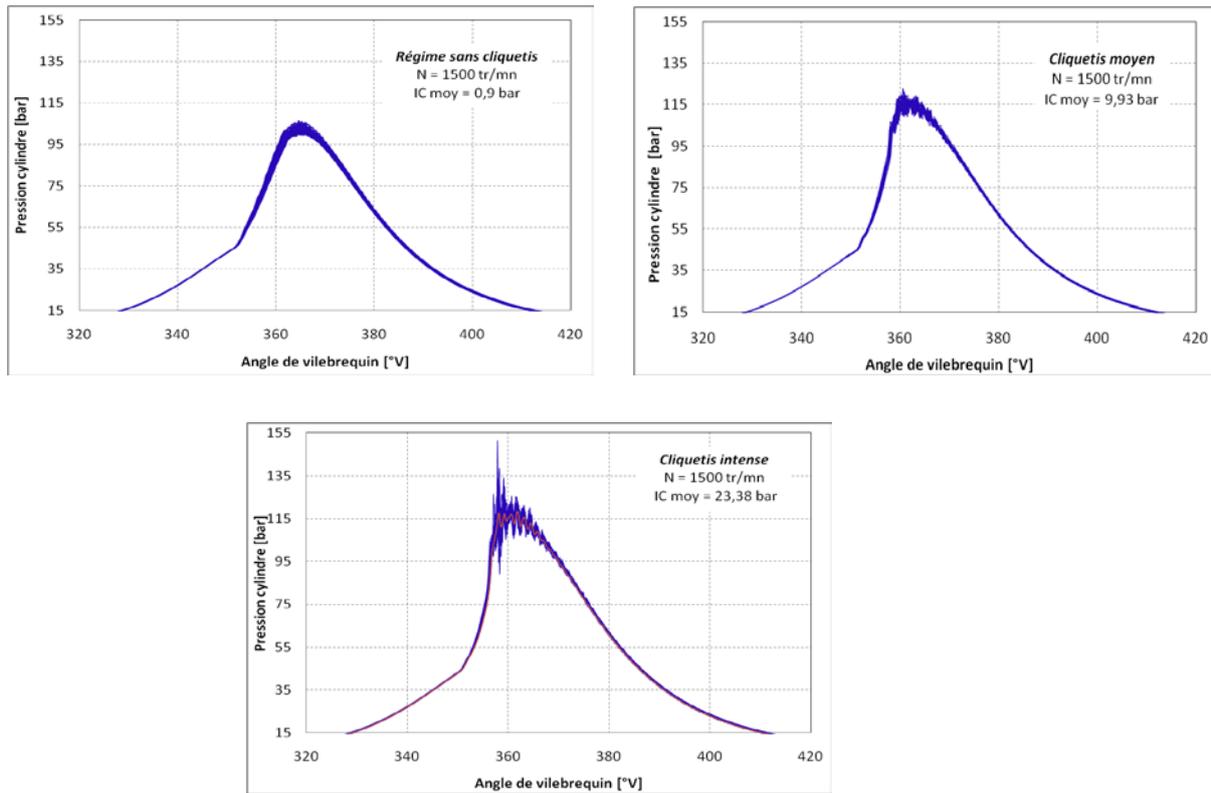
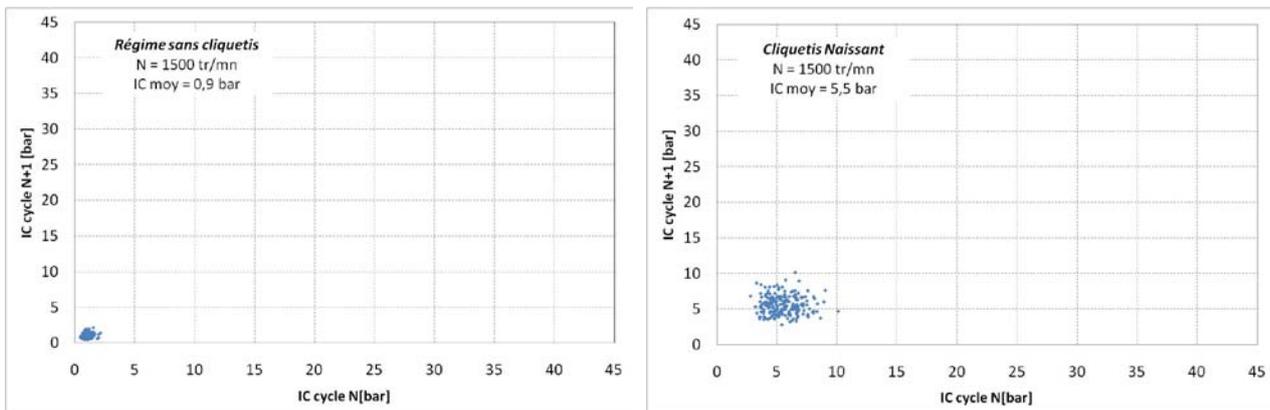


Fig. 3.9. Représentation simultanée de plusieurs cycles (30) pour diverses intensités de cliquetis en fonctionnement dual-fuel

Le coefficient de variabilité cyclique (COV) de l'indicateur MAPO (ou PTP) augmente avec l'intensité du cliquetis. Ainsi, pour 500 cycles consécutifs à 1500 tr/mn le COV MAPO=28,1% pour MAPO_{moy}=2,54 bar, et COV MAPO=37,9%, pour MAPO_{moy} =22,24 bar.

Le coefficient de variabilité cyclique pour MAPO étant défini par :

$$COV\ MAPO = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (MAPO_i - MAPO_{moy})^2 \right]^{0.5} / MAPO_{moy} \cdot 100 \quad [\%]$$



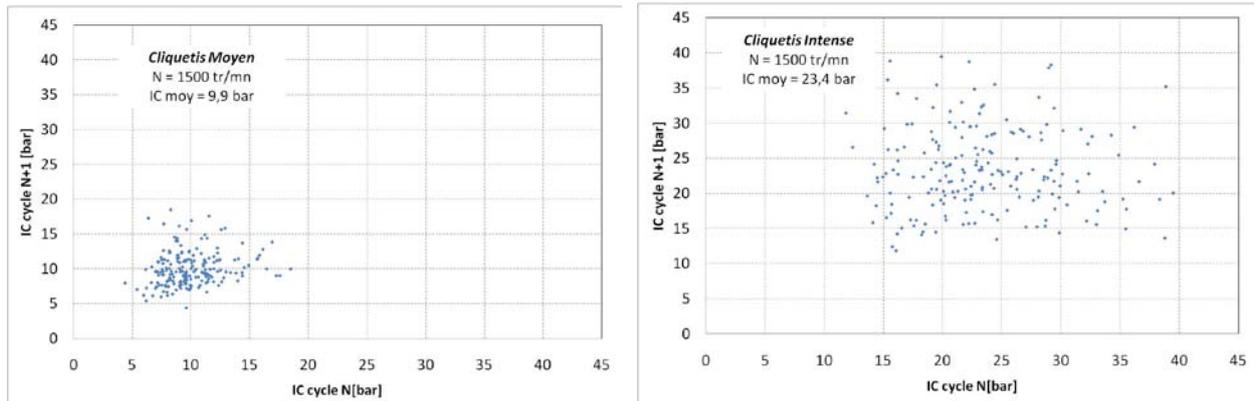


Fig. 3.10. Représentation de l'intensité de cliquetis (PTP) sur un diagramme (N, N+1) pour divers fonctionnements en mode dual-fuel.

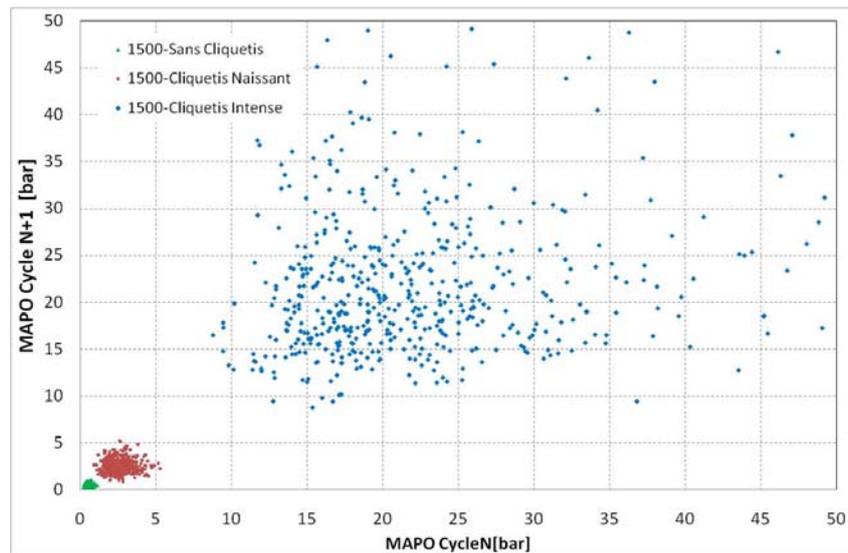


Fig. 3.11. Représentation de l'intensité de cliquetis (MAPO) sur un diagramme (N, N+1) pour divers fonctionnements en mode dual-fuel.

Par ailleurs, on constate sur la figure (3.12), que pour un cliquetis naissant, la valeur moyenne de l'intensité du cliquetis reste constante. Cependant, pour un cliquetis intense, la tendance d'évolution de cette valeur moyenne est croissante et le cliquetis n'est alors plus contrôlable. On remarque aussi que la pente de l'évolution est plus prononcée pour des vitesses supérieures. On peut expliquer ce comportement par le fait que ce type de cliquetis induit une augmentation importante de températures, qui à leur tour, favorisent ce phénomène. Les deux facteurs se fortifient mutuellement et la tendance est alors à la croissance.

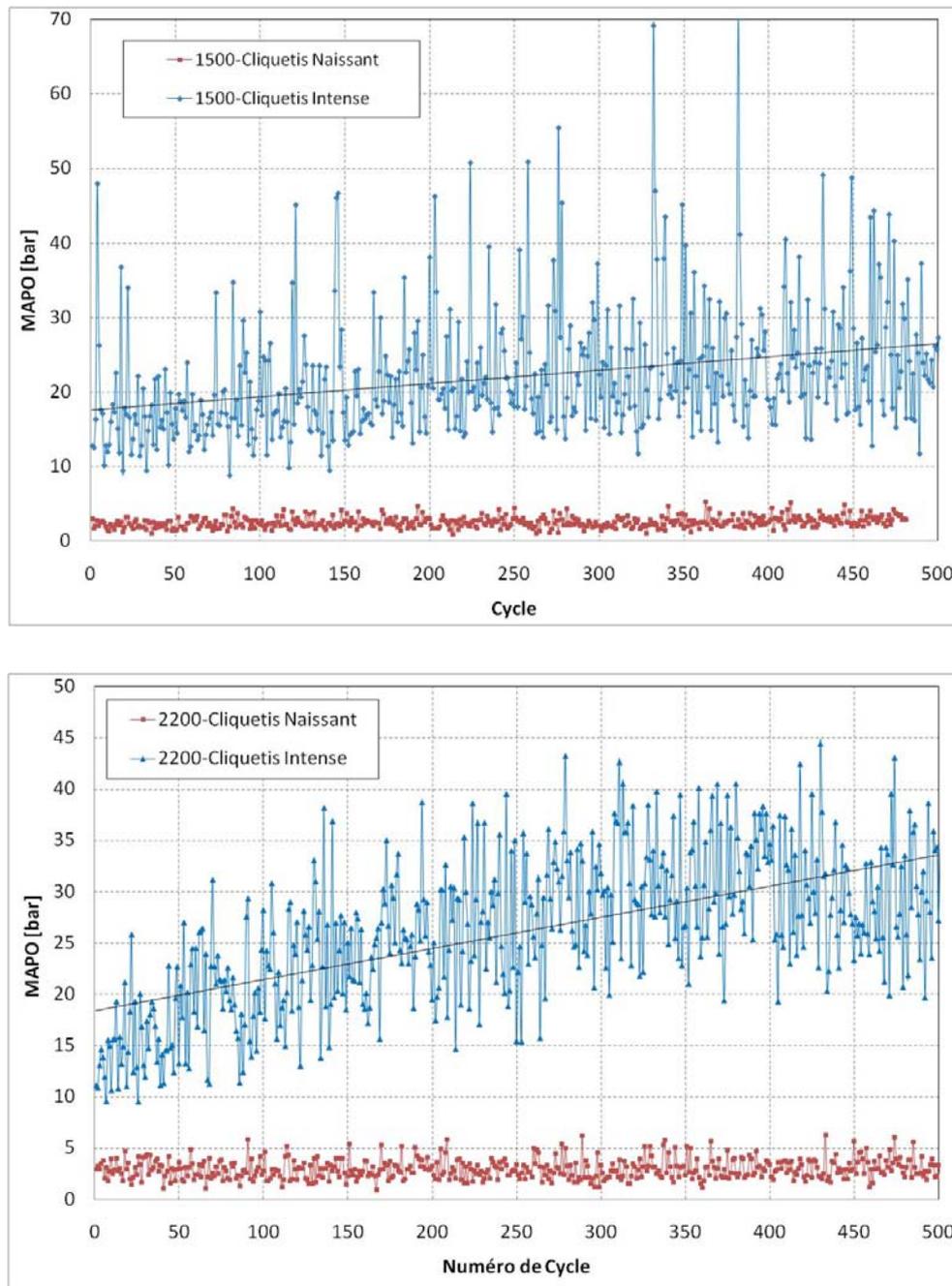


Fig. 3.12. Intensité de cliquetis (MAPO) pour 500 cycles consécutifs et deux régimes de rotation

3.3.4 Influence du cliquetis sur la courbe de dégagement de chaleur et la température de parois

Dans la figure (3.13) sont présentés les diagrammes de dégagement de la chaleur moyens, pour un cycle diesel en pleine charge à 1500 tr/mn et deux fonctionnements dual-fuel, un avec un cliquetis naissant et l'autre avec un cliquetis intense. On observe que la quantité maximale de chaleur dégagée pour le cas du diesel est plus réduite. La valeur maximale est atteinte après le PMH et la part de la combustion diffusive est plus importante que celle pré-mélangée (la deuxième parabole est plus importante que la première).

Pour le fonctionnement dual-fuel, la combustion pré mélangée est principale. La durée de la combustion est plus courte. Elle devient de plus en plus courte au fur et à mesure que le cliquetis s'intensifie. La valeur maximale du dégagement de chaleur augmente avec l'intensité du cliquetis et l'angle correspondant à cette valeur maximale se situe avant le PMH. Cette avance augmente au fur et à mesure que l'intensité du cliquetis augmente. La participation de la combustion diffusive est négligeable à cause de la quantité réduite du combustible pilote.

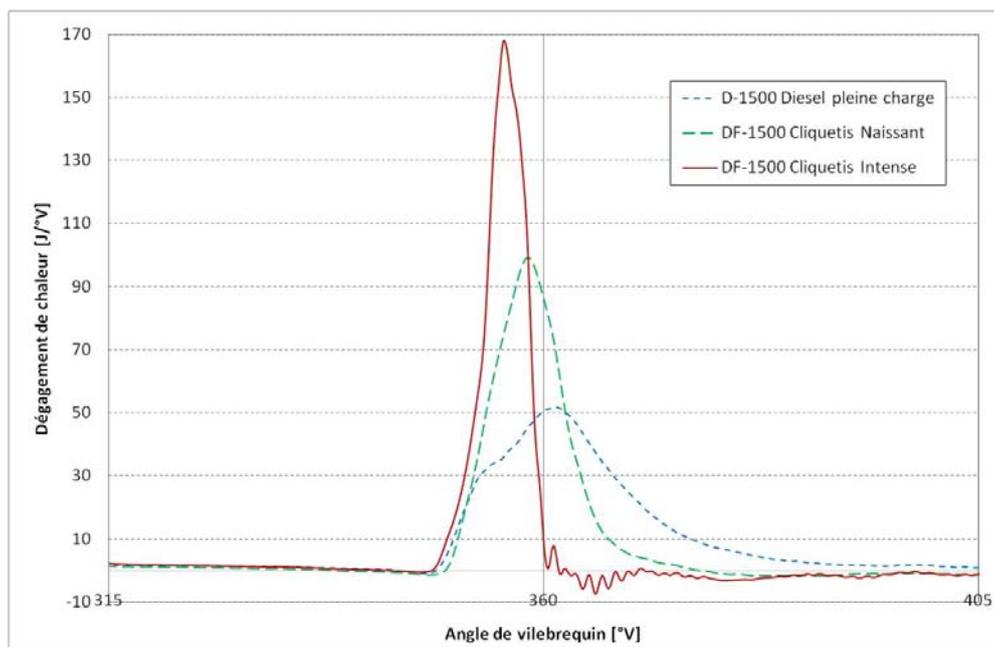


Fig. 3.13. Dégagement de la chaleur pour trois fonctionnements.

La figure (3.14) montre l'évolution de la température de cylindre en fonction du temps pour quatre fonctionnements différents. Le premier est en diesel à pleine charge, le deuxième, en dual-fuel sans cliquetis. Les deux derniers sont en dual-fuel avec cliquetis, l'un avec un cliquetis naissant, le dernier avec un cliquetis intense.

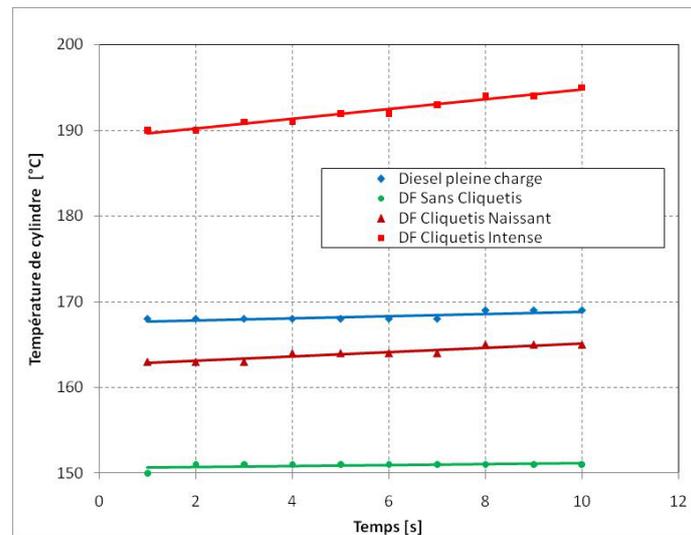


Fig. 3.14. Evolution de la température de parois (cylindre) pour quatre fonctionnements.

On constate qu'au moment où pour le mode dual-fuel sans cliquetis à un régime stable, la température reste pratiquement constante, pour les autres fonctionnements, l'évolution de cette température est remarquable. On relève en particulier pour le cliquetis intense, en plus du fait que le niveau des températures est bien supérieur à celui des autres fonctionnements, la vitesse d'augmentation de température est beaucoup plus élevée que dans les autres cas.

3.3.5 Interaction entre le cliquetis et certains paramètres moteurs

La figure (3.15) montre l'évolution de l'intensité du cliquetis mesurée par le PTP en fonction de la pression cylindre maximale (P_{max}) pour différents fonctionnements en dual-fuel. On constate une très bonne corrélation entre la pression maximale dans le cylindre et l'intensité du cliquetis. Il apparaît aussi que le coefficient de corrélation augmente avec l'augmentation du niveau du cliquetis. Pour un point de fonctionnement donné, et un nombre de cycles choisi, la pression maximale est proportionnelle au niveau du cliquetis. Le cliquetis fait augmenter le pic du dégagement de chaleur comme déjà signalé, ainsi que l'intensité des oscillations de pression. Ce qui fait accroître la pression maximale.

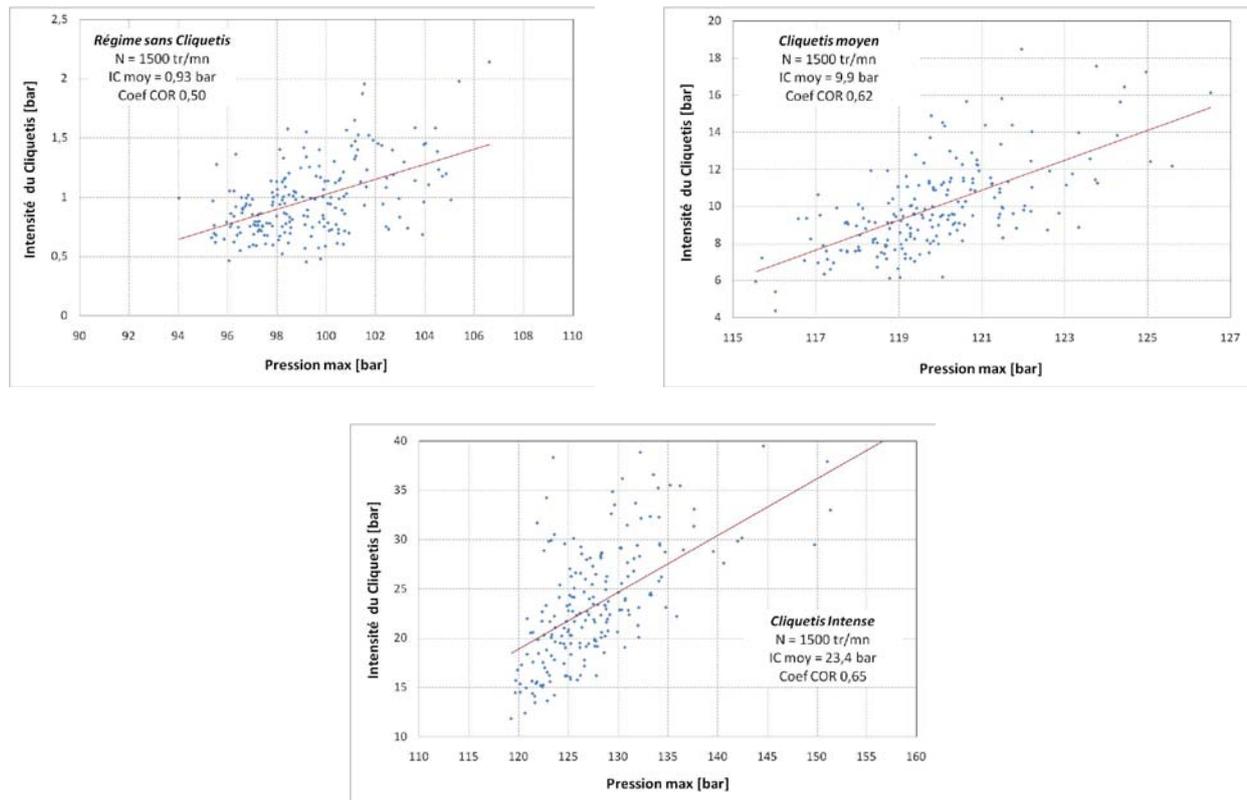


Fig. 3.15. Intensité de cliquetis (PTP) en fonction de Pmax du cylindre pour 200 cycles consécutifs.

En ce qui concerne la variation de la pression moyenne indiquée (PMI), les figures (3.16) et (3.17) montrent son évolution en fonction de la pression maximale du cycle, pour deux régimes de rotation (1500, 2200 tr/mn). Pour des fonctionnements sans cliquetis ou avec un faible cliquetis, la PMI augmente avec la pression maximale, ce qui est tout à fait normal.

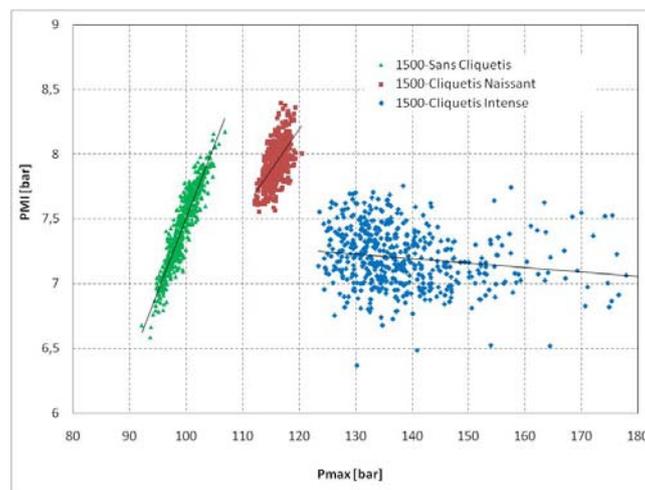


Fig. 3.16. Pression moyenne indiquée en fonction de Pmax sur 500 cycles consécutifs.

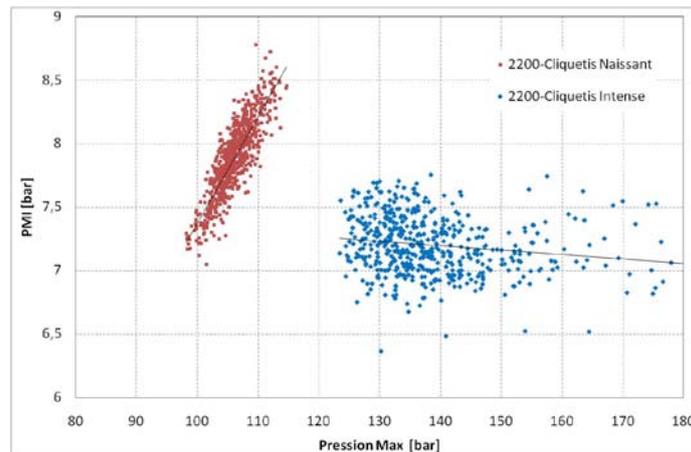


Fig. 3.17. Pression moyenne indiquée en fonction de Pmax sur 500 cycles consécutifs.

Par contre, en présence d'un cliquetis intense, indifféremment de la vitesse de rotation, on constate une diminution de la PMI avec l'augmentation de Pmax. Ce cliquetis fait augmenter les oscillations de pression ainsi que le pic de dégagement de chaleur, ce qui engendre l'augmentation de Pmax, comme déjà expliqué. En revanche, l'augmentation des pertes pariétales conduit à une diminution de la PMI et en conséquence du rendement.

Ces constatations sont aussi mise en évidence par le tracé de la variation de la PMI en fonction du numéro de cycle (figure 3.18). Ce qui revient à dire, en faisant aussi référence à la figure (3.12) :

- Pour un cliquetis naissant, la moyenne de l'intensité du cliquetis des cycles le constituant est constante. Par contre, la moyenne des PMI est croissante.
- Pour un cliquetis intense, l'intensité du cliquetis et Pmax augmentent. La PMI et le rendement diminuent.

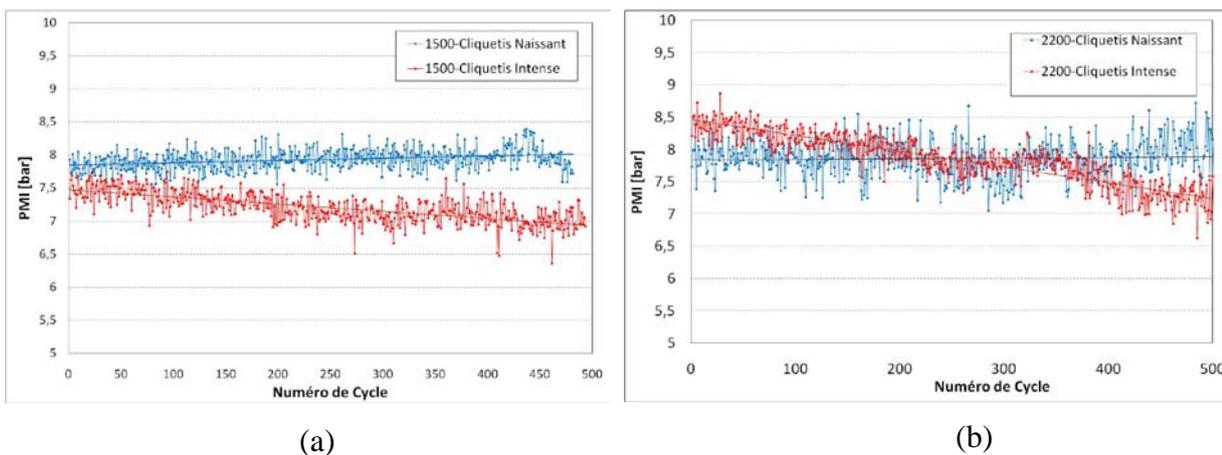


Fig. 3.18. Pression moyenne indiquée pour 500 cycles consécutifs

On peut constater dans la figure (3.18-b), que la PMI pour le cliquetis intense est initialement supérieure à celle du cliquetis naissant. Par contre, elle lui est inférieure dans la figure (3.18-a).

Cela est justifié par l'instant d'acquisition des cycles enregistrés. Ainsi, la PMI augmente pour un cycle en cliquetis naissant. Lorsque celui-ci devient intense, la PMI est initialement supérieure à celle du cliquetis naissant. Ensuite, elle diminue rapidement, devenant inférieure à celle-ci, et continue de diminuer.

Concernant le rendement, la figure (3.19) montre son évolution entre un fonctionnement en cliquetis naissant et celui en cliquetis intense pour trois vitesses de rotation du moteur (1500, 2000 et 2200 tr/mn). La tendance de diminution rapide du rendement avec l'augmentation du régime de cliquetis (mesuré par MAPO) est apparente pour tous les régimes de rotation examinés.

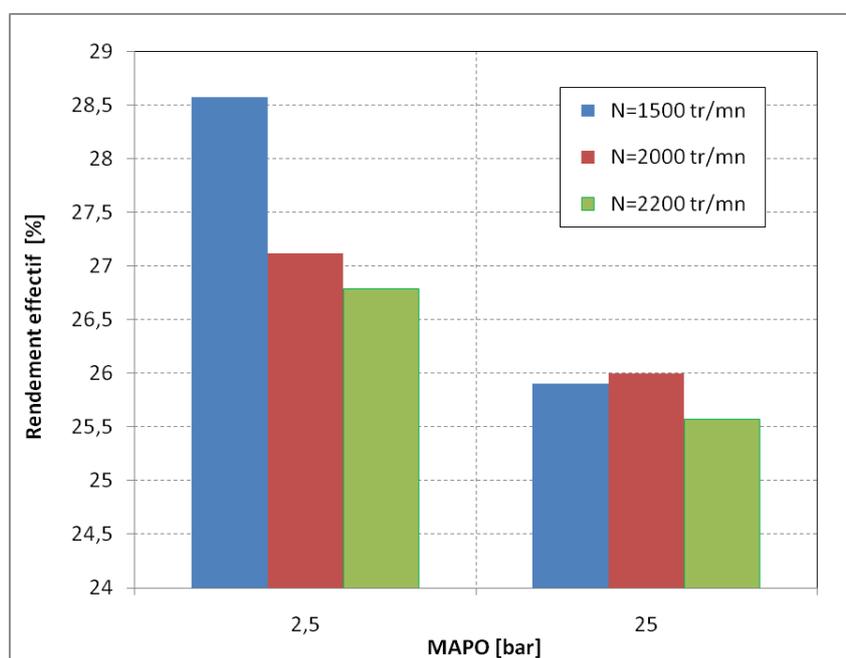


Fig. 3.19. Variation du rendement en fonction de l'intensité de cliquetis (MAPO) pour trois régimes de rotation du moteur

Une forte influence du cliquetis est aussi observée au niveau des émissions d'oxydes d'azote pour tous les régimes de rotation (Fig. 3.20-a). Cette influence est expliquée par l'augmentation de la température dans le cylindre. En revanche, les hydrocarbures imbrûlés diminuent considérablement lorsque l'intensité du cliquetis augmente (Fig. 3.20-b).

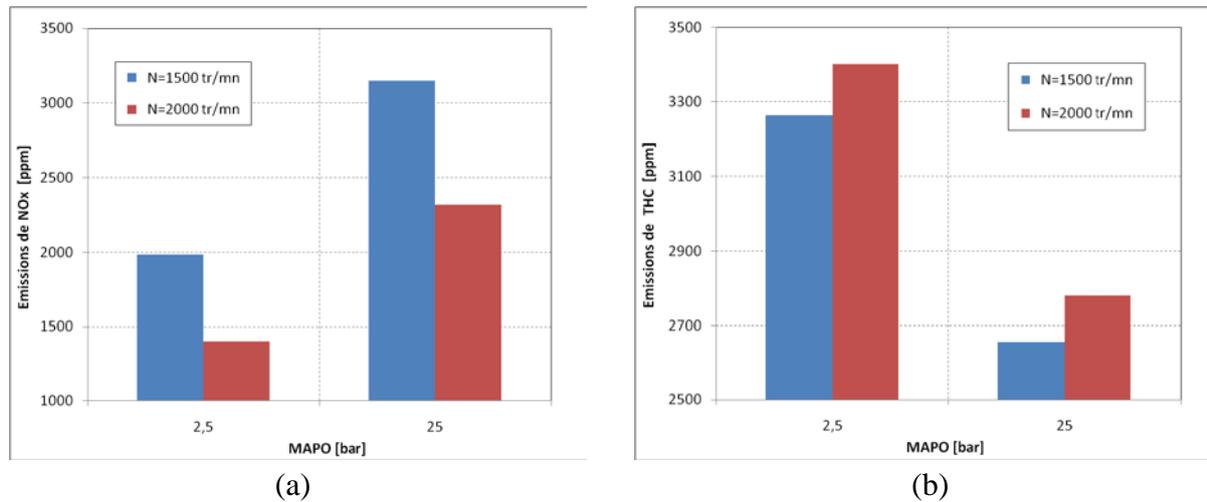


Fig. 3.20. Variation des émissions de NO_x (a) et de THC (b) en fonction de l'intensité de cliquetis (MAPO) pour deux régimes de rotation

3.3.6 Mise au point d'un nouvel indicateur de cliquetis

Le cliquetis peut être fatal pour le moteur. Sa détection rapide par des moyens simples peut s'avérer d'une importance capitale. C'est dans cette optique, qu'un nouvel indicateur de cliquetis est proposé. Il consiste en la dérivée de la pression cylindre maximale.

La mise au point de cet indicateur de cliquetis repose sur la constatation que les oscillations de la pression cylindre dues au cliquetis se situent, particulièrement pour le cas des moteurs dual-fuel autour de la pression maximale (Fig. 3.21).

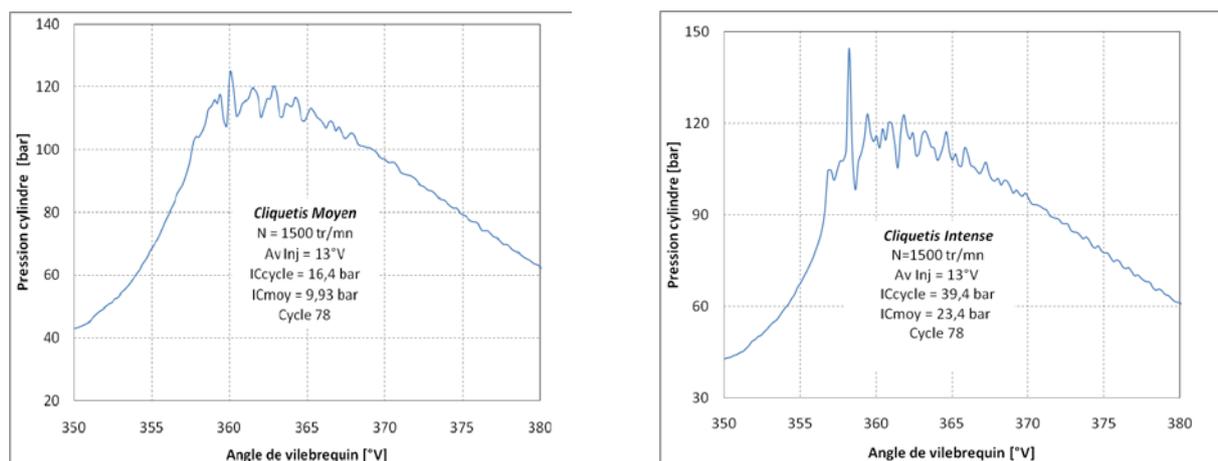


Fig. 3.21. Evolution de la pression autour de la pression maximale pour deux cycles cliquetants.

Dans le cas d'un cycle non cliquetant (Fig. 3.22), la valeur de la dérivée de cette pression est presque nulle. A l'apparition du cliquetis la valeur de cette dérivée augmente à cause des oscillations de pression autour de ce point. Au fur et à mesure que le cliquetis s'intensifie, les

ocillations de pression deviennent plus importantes, et la valeur de cette dérivé devient alors aussi plus élevée.

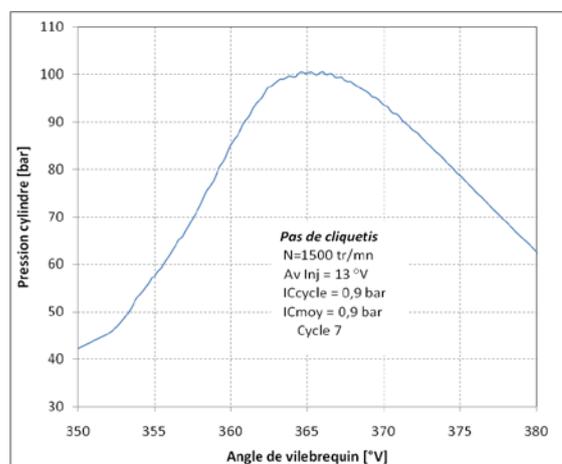


Fig. 3.22. Evolution de la pression autour de la pression max pour un cycle sans cliquetis.

Cet indicateur, baptisé (Derivate of Maximum pressure – DMP) se corrèle très bien (Fig. 3.23) avec l'indicateur (MAPO), fréquemment utilisé. Mais, il est d'un coût et d'un temps de calcul beaucoup plus inférieurs.

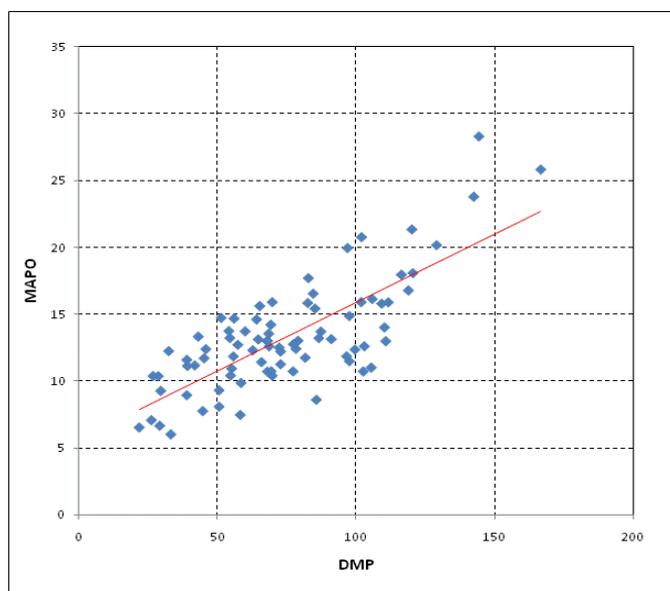


Fig. 3.23. Intensité de cliquetis (MAPO) en fonction du nouvel indicateur (DMP).

Avantages :

- Mise au point facile
- Coût de calcul faible (ne necessite pas de filtre et un seul calcul est effectué).
- Rapidité de calcul.

3.3.7 Influence de la quantité de pilote sur la limite d'apparition du cliquetis dans les moteurs dual-fuel au GN

La figure (3.24) montre la variation du couple limite de cliquetis en fonction du débit de pilote. On constate une grande influence de la quantité de pilote sur les limites d'apparition du cliquetis. En effet, une augmentation de 23 % du couple limite est enregistrée lorsque le pilote passe d'environ 0,08 g/s à environ 0,20 g/s. Alors que ce couple est inférieur au couple maximal en diesel d'environ 10% pour le premier cas (c.-à-d. 0,08 g/s), il devient supérieur à celui-ci d'environ 10% pour le deuxième cas (c.-à-d. 0,20 g/s). Ceci peut être expliqué par le fait que l'augmentation de la quantité de pilote permet une augmentation du nombre de points d'allumage et donc une diminution du temps de séjours des flammes et de la quantité de gaz frais susceptibles de s'auto-inflammer avant que les flammes principales les atteignent. Nous pouvons remarquer aussi sur la figure (3.24) que cette allure est plus prononcée au début de l'augmentation du pilote lorsque le nombre de points d'allumage est plus réduit.

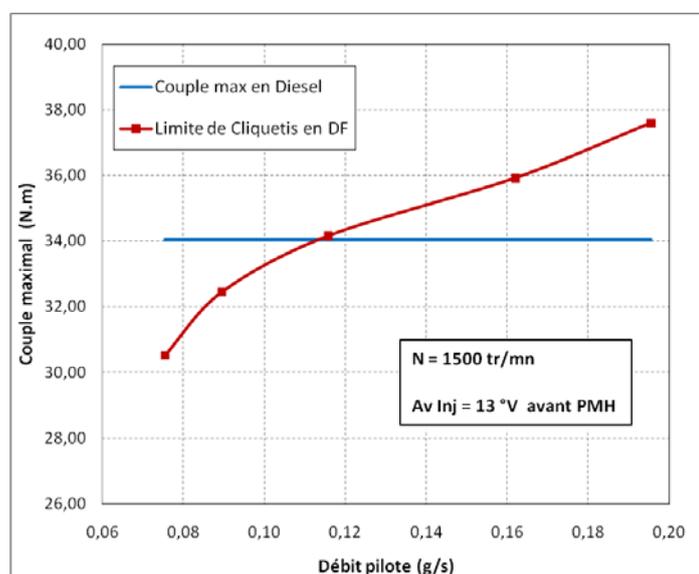


Fig. 3.24. Variation des limites de cliquetis en fonction du débit de pilote pour un moteur dual-fuel.

Ainsi, il ressort que l'augmentation de la quantité de pilote est un moyen efficace de retardement des limites d'apparition de cliquetis pour les moteurs dual-fuel fonctionnant au gaz naturel.

3.4 Synthèse et conclusions

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à l'étude du cliquetis dans les moteurs dual-fuel au gaz naturel. Quelques éléments bibliographiques concernant le cliquetis ont été d'abord exposés. Les résultats de cette étude ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- Dans les moteurs dual-fuel, le cliquetis se situe autour du PMH. Il avance vers celui-ci au fur et à mesure qu'il augmente d'intensité. Il est même situé juste avant le PMH dans le cas de cliquetis intense.
- En mode dual-fuel, les amortissements du cliquetis sont rapides et ne durent pas longtemps dans la course de détente.
- Comme dans le cas de moteurs à allumage commandé, les oscillations de pression peuvent atteindre des dizaines de bar d'amplitude.
- Pour un même régime cliquetant, il existe une grande variabilité d'un cycle à l'autre vis-à-vis du cliquetis.
- La variabilité cyclique de l'indice qui estime l'intensité du cliquetis augmente avec l'intensité du cliquetis.
- Pour un cliquetis naissant, la valeur moyenne de l'intensité du cliquetis reste constante. Cependant, pour un cliquetis intense, la tendance d'évolution de cette valeur moyenne est croissante et le cliquetis n'est alors plus contrôlable. La pente de cette évolution est plus prononcée pour des vitesses supérieures.
- Si Pour un cliquetis naissant, la moyenne de l'intensité du cliquetis des cycles le constituant est constante, la moyenne des PMI est croissante.
- Pour un cliquetis intense, l'intensité du cliquetis et la pression maximale augmentent. La PMI et le rendement diminuent.
- Pour le fonctionnement dual-fuel avec cliquetis, la combustion pré-mélangée est principale. La durée de la combustion devient de plus en plus courte au fur et à mesure que le cliquetis s'intensifie. La valeur maximale du dégagement de chaleur augmente avec l'intensité du cliquetis, et l'angle correspondant à cette valeur maximale se situe avant le PMH. Cette avance augmente au fur et à mesure que l'intensité du cliquetis augmente.
- Pour un fonctionnement en cliquetis intense, en plus du fait que le niveau des températures de parois est bien supérieur à celui des autres fonctionnements, la vitesse d'augmentation de ces températures est beaucoup plus élevée que dans les autres cas, ce qui peut rapidement nuire au moteur.
- Il existe une bonne corrélation entre la pression maximale dans le cylindre et l'intensité du cliquetis. Cette corrélation augmente avec l'augmentation du niveau du cliquetis.
- La dérivé de pression cylindre se corrèle très bien avec l'intensité du cliquetis.
- Un nouvel indicateur de cliquetis est proposé. Il consiste en la dérivée de la pression cylindre maximale. Cet indicateur, baptisé (Derivate of Maximum pressure – DMP) se corrèle très bien avec l'indicateur (MAPO), fréquemment utilisé. Seule la pression cylindre brute est nécessaire pour son calcul. Il ne nécessite donc pas de filtre de pression. Il est d'une mise au point facile, d'un coût et d'un temps de calcul beaucoup plus inférieurs que pour le MAPO. Il peut donc permettre une détection rapide par des moyens simples, ce qui peut s'avérer d'une importance capitale.

- Une forte influence du cliquetis est aussi observée au niveau des émissions d'oxydes d'azote.
- Il a été mis en évidence que l'augmentation de la quantité de pilote est un moyen très efficace de retardement des limites d'apparition de cliquetis pour les moteurs dual-fuel.

Chapitre 4

Valorisation des biogaz dans les moteurs dual-fuel

La valorisation des biogaz présente un grand intérêt tant sur le plan écologique qu'économique. Cependant, elle est confrontée à des problèmes qui peuvent compromettre leur utilisation industrielle. Dans ce chapitre, ces problèmes sont d'abord traités. Les moteurs dual-fuel ont été investigués comme une piste de valorisation de ces gaz et de recherche de solutions à ces problèmes. Ainsi, leurs performances et les émissions polluantes qu'ils engendrent, ont d'abord été évaluées. L'impact de la présence des particules de siloxanes dans ces gaz sur le moteur et particulièrement son comportement vis-à-vis du cliquetis ont été investigués. Des techniques de nettoyage des dépôts dus à ces particules dans le moteur ont été proposées et examinées.

4.1 Introduction

La valorisation énergétique du biogaz issus de déchets présente un intérêt à la fois écologique et économique. L'oxydation du méthane en dioxyde de carbone et l'eau permet de réduire le potentiel de réchauffement global (GWP) de ces biogaz : le potentiel (GWP) pour 100 ans du méthane est 25 fois supérieur à celui du dioxyde de carbone [145]. De plus, l'énergie produite à partir de biogaz est reconnue comme une forme d'énergie renouvelable [146].

Cependant, la valorisation de ces gaz est confrontée à des problèmes qui peuvent compromettre leur utilisation industrielle, ou du moins réduire leur rentabilité. D'abord, le contenu énergétique de ces gaz varie, puisque le pourcentage de méthane varie en fonction du temps et de la source du biogaz. La qualité d'un biogaz est directement influencée par les paramètres liés à sa production (nature, composition et degré de compactage des déchets, taux d'humidité, température, pH, ...). Le pouvoir calorifique peut ainsi être relativement faible et leur utilisation dans des moteurs à faible rendement thermique réduit de surcroît leur valorisation.

Le deuxième déficit de la filière consiste en la problématique dite des « Siloxanes ou COVSi ». Il s'agit d'un phénomène pas totalement maîtrisé, essentiellement pour des limitations analytiques. La présence croissante de ces COVSi constitue un véritable frein à la valorisation énergétique du biogaz notamment dans les moteurs à combustion interne. En effet, suite à la combustion, les siloxanes se transforment en dioxyde de silicium (SiO_2), qui peut se déposer sur les différents équipements en contact avec les gaz brûlés, sous forme de dépôt blanchâtre [147] apparenté à la céramique (Fig. 4.1). Ces dépôts, produisent l'abrasion des pièces en mouvement, la destruction des propriétés de l'huile de lubrification, le colmatage des injecteurs et pales des turbines pour les moteurs suralimentés.

En outre, ces dépôts peuvent favoriser l'apparition du phénomène de cliquetis, suite à la formation de points incandescents servant de points d'allumage secondaires. La formation de ces promoteurs de cliquetis, peuvent compromettre l'avantage d'une bonne résistance au cliquetis du biogaz due au pourcentage de méthane et de CO_2 présents dans ces gaz. Ce phénomène connu pour être néfaste, voire destructeur, aux moteurs, doit impérativement être évité.



Fig. 4.1. Dépôts sur les éléments d'un moteur fonctionnant au biogaz (siloxanes) [147].

Néanmoins, la valorisation de ces gaz bénéficie d'un grand intérêt. Les politiques de promotion de biogaz se sont étendues à la plupart des pays [145]. Par conséquent, la levée de ces freins est d'une grande importance.

Dans la présente étude, ces problèmes sont investiguées et des pistes de solutions sont proposées en vue d'une meilleure valorisation de ces gaz dans les moteurs à combustion interne.

4.2 Problématique des siloxanes

Les siloxanes sont des composés organiques produits par l'homme. Ils contiennent le silicium, l'oxygène et des groupes méthyliques [148]. Des siloxanes sont utilisés dans la fabrication de produits d'hygiène personnelle, de soins et des produits industriels. Comme résultat de leur vaste utilisation, ils sont trouvés dans les eaux usagées et les déchets solides. Dans les stations de traitement, les siloxanes de faible poids moléculaire se volatilisent dans le gaz produit par ces déchets. Le pourcentage de siloxane varie en fonction de la source de biogaz (Fig. 4.2).

Quand ce gaz est brûlé pour produire de l'énergie (comme dans des turbines à gaz, les chaudières ou des moteurs à combustion interne), des siloxanes sont convertis en dioxyde de silicium (SiO_2) [149], qui peut se déposer dans les organes de combustion et/ou d'échappement de l'équipement. Les traces des siloxanes dans le biogaz sont retrouvées

notamment sous forme de dépôts sur les surfaces en contact avec les gaz brûlés dans les moteurs à combustion interne, de poudre blanche dans des organes chauds de turbine à gaz.

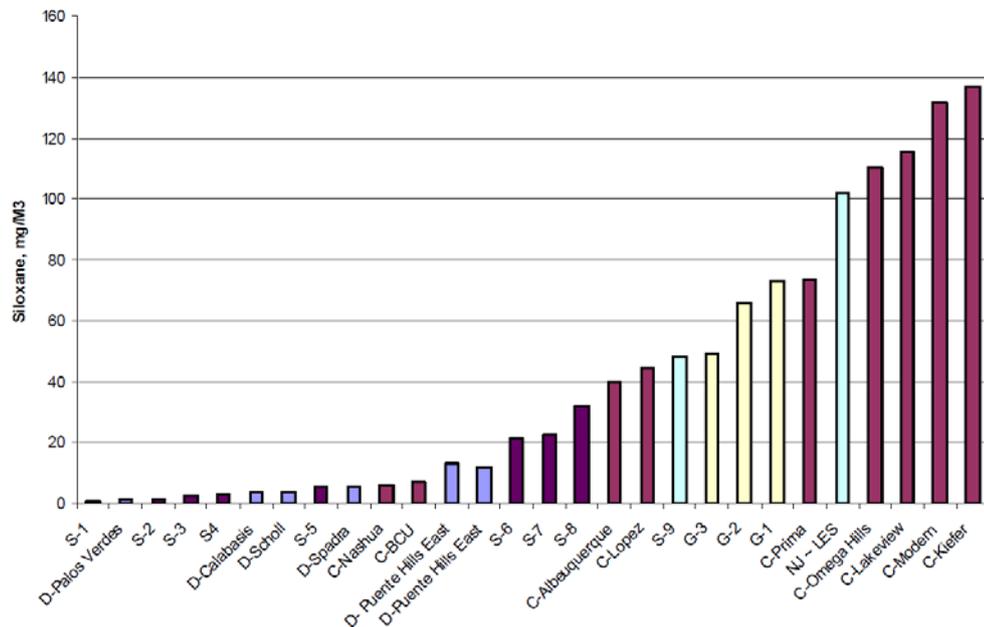


Fig. 4.2. Variation de la concentration du siloxane en fonction de la source de provenance du biogaz [148].

La présence des siloxanes (et des composés contenant du silicium, en général) dans le biogaz peut sérieusement endommager l'équipement de valorisation de ce gaz [150]. Durant la combustion, la silice microcristalline abrasive est formée, ce qui conduit à un encrassement important de toutes les surfaces exposées. Sa dureté mène à l'abrasion des pièces mobiles du moteur et comme isolateur thermique, il contribue à la surchauffe de pièces sensibles du moteur [151]. D'autres effets indésirables sont aussi constatés sur d'autres équipements. Ces effets négatifs sont associés à une hausse des coûts d'exploitation.

Ainsi, les fabricants de turbines à gaz et de moteurs à combustion interne expriment un désir croissant pour le contrôle des siloxanes.

Il n'y a aucun doute qu'un bénéfice en coût de maintenance peut être réalisé par l'élimination des siloxanes; cependant, il ne s'avère pas actuellement que l'opération d'épuration du biogaz des siloxanes soit rentable dans la plupart des cas [148].

4.3 Investigation de la combustion du biogaz en mode dual-fuel

Les moteurs dual-fuel sont une voie intéressante pour la valorisation des biogaz. Ces moteurs utilisent à la fois un mélange de biogaz et de gazole (ou de biodiesel). Le mélange gaz-air est allumé par un combustible pilote. Celui-ci est injecté directement dans la chambre de combustion, tandis que le gaz est introduit dans le conduit d'admission.

Les avantages de l'utilisation de ces gaz dans les moteurs diesel sont très prometteurs. Plusieurs aspects ont été étudiés. Ce type de moteurs a été investigué comme une piste de valorisation de ces gaz et de recherche de solutions aux problèmes susmentionnés.

4.3.1 Performances et émissions

La figure (4.3) présente l'évolution du rendement effectif et de la consommation spécifique d'un moteur dual-fuel au biogaz en fonction de la charge. Une comparaison est faite avec le fonctionnement diesel conventionnel.

Ces gaz sont principalement composés de méthane et de dioxyde de carbone. Par conséquent, ils ont un indice d'octane élevé, et donc, ils conviennent aux moteurs avec un taux de compression relativement élevé. Leur valorisation dans les moteurs diesel est alors adéquate. De plus, nos résultats (Fig. 4.3) montrent qu'à partir d'une certaine charge (environ 40% de la charge nominale dans notre cas), le rendement en dual-fuel devient supérieur à celui obtenu en fonctionnement diesel conventionnel. Ceci, sachant que les moteurs diesel ont déjà des rendements plus élevés que les moteurs à allumage commandé. Pour ce qui est de la consommation spécifique, bien qu'à charge élevée l'écart est beaucoup plus inférieur, elle est, dans tous les cas, plus importante en mode dual-fuel. Ceci est justifié par le faible pouvoir calorifique du biogaz.

Ainsi, les biogaz peuvent être valorisés dans les moteurs dual-fuel avec des rendements très intéressants.

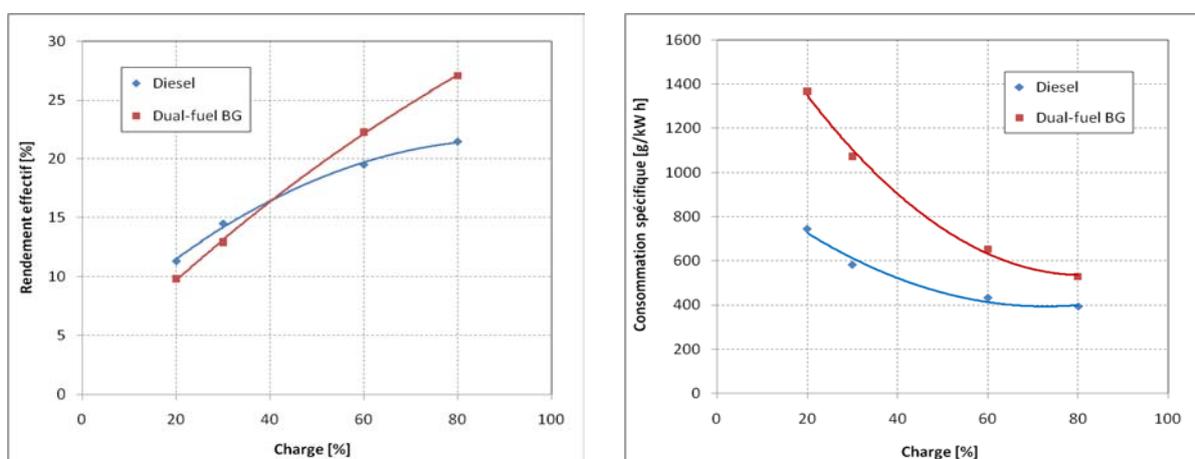


Fig. 4.3. Variation du rendement effectif et de la consommation spécifique en fonction de la charge.

Concernant les émissions polluantes, la figure (4.4) montre l'évolution des différentes émissions en mode dual-fuel au biogaz en fonction de la charge. Celles-ci sont comparées à celles du fonctionnement diesel conventionnel.

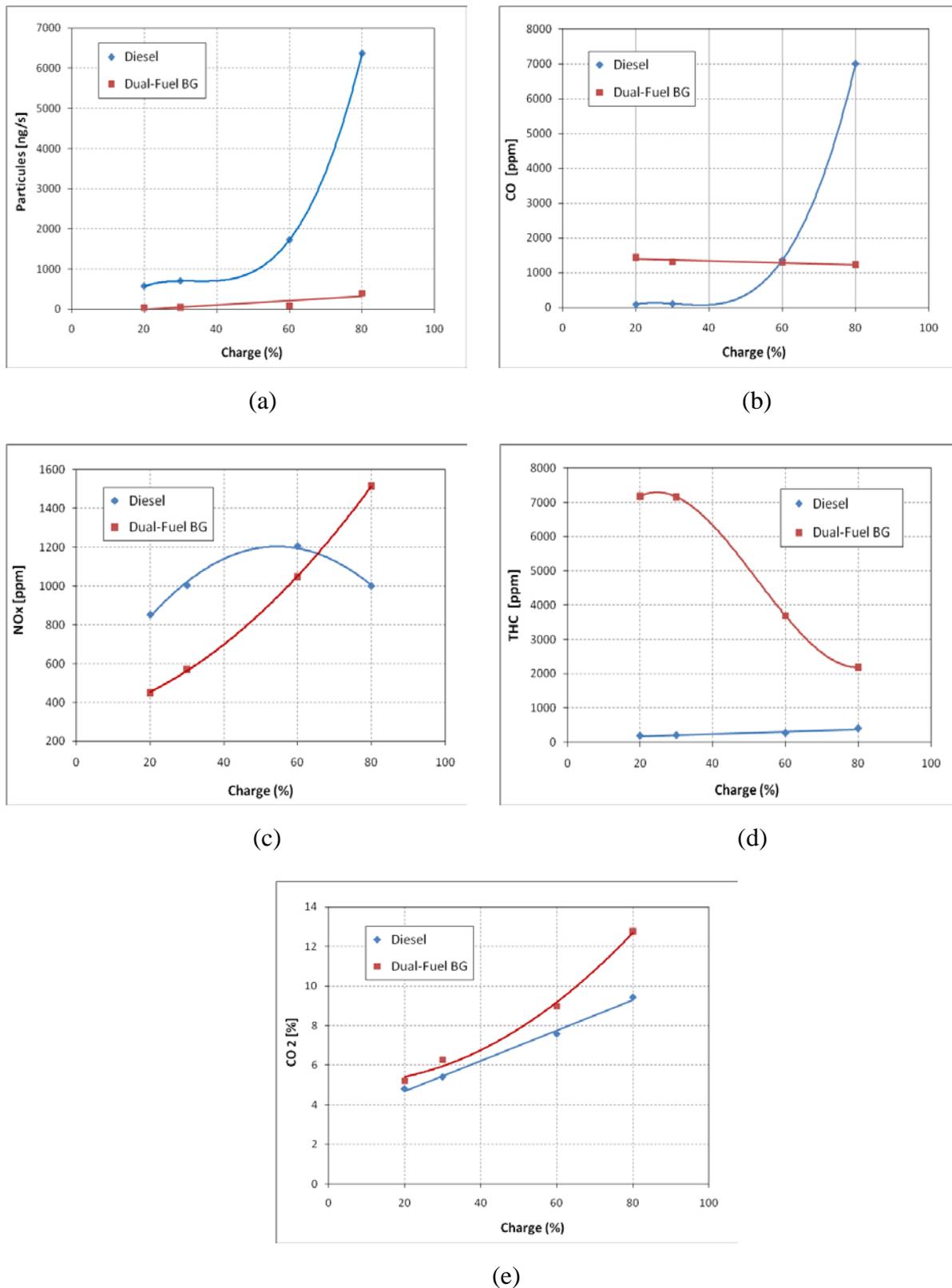


Fig. 4.4. Variation des émissions polluantes en fonction de la charge.

Le biogaz, étant principalement constitué de méthane et de dioxyde de carbone, a l'avantage de ne pas présenter de problèmes d'émissions de particules. Ainsi, il apparaît clairement (Fig. 4.4-a), surtout à charge élevée, le mérite de ces gaz concernant ce type d'émissions.

Avec l'augmentation de la charge, la qualité de la combustion de ces gaz devient meilleure. Ainsi, les émissions des hydrocarbures imbrulés, et de monoxyde de carbone deviennent plus faibles (Fig. 4.4-b, c). Par contre, les émissions d'oxydes d'azote sont plus importantes dans ces plages de fonctionnement.

Concernant le dioxyde de carbone, étant donné que ces gaz contiennent déjà un pourcentage de ce gaz à effet de serre, son émission est relativement importante et dépend du pourcentage initialement présent dans ces gaz. Néanmoins, en termes de potentiel de réchauffement global, le bénéfice est incontestable.

Ainsi, la valorisation des biogaz dans les moteurs dual-fuel est aussi intéressante du point de vue émissions polluantes surtout aux charges élevées. De plus, les moteurs au biogaz sont en général utilisés dans cette plage de fonctionnement.

Par ailleurs, comme déjà mentionné, le pourcentage de méthane dans ces gaz varie en fonction du temps et de la source du biogaz. Cependant, comme les moteurs dual-fuel utilisent deux carburants, un mélange approprié peut éventuellement compenser cette variation de composition. Toutefois, en France par exemple, l'arrêté du 2 octobre 2001 fixe la limite de la fraction d'énergie non renouvelable (gazole) qui peut être utilisée sur les installations dual-fuel à 20% de la quantité d'énergie électrique qu'elle produit (en moyenne annuelle). Cependant, le recours aux biocarburants permet de palier cette limitation.

4.3.2 Formation de dépôts en mode dual-fuel et impact sur l'apparition du cliquetis

La problématique dite des siloxanes est mise en évidence dans les moteurs au biogaz à allumage commandé. Des dépôts de siloxane se forment dans les organes en contact avec le biogaz brulé.

La formation et l'impact de ces dépôts dans les moteurs dual-fuel est sujet à investigation. Ainsi, la présente étude vise d'abord à investiguer la formation de ces dépôts dans ce type de moteur. L'étude de l'influence de la présence des siloxanes dans le biogaz sur l'apparition du cliquetis est un autre objectif. La recherche de solution à ce problème est bien évidemment une de nos préoccupations majeures. Dans cette optique, la démarche suivante a été adoptée :

1. Faire fonctionner le moteur en dual-fuel au biogaz sans siloxanes et voir son comportement vis-à-vis du cliquetis, notamment par la mesure du couple limite de cliquetis.
2. Refaire la procédure précédente avec trois concentrations différentes de siloxanes.
3. Faire fonctionner le moteur à une charge relativement élevée (environ 70%) et à une concentration élevée de siloxanes pendant une durée (5 heures), puis vérifier le comportement vis-à-vis du cliquetis.
4. Refaire la procédure précédente à différents intervalles de temps.

5. Après avoir consommé tout le siloxane disponible (environ 30 h de marche du moteur avec une concentration de 150 mg/m^3), le moteur a été ouvert pour vérification visuelle.

6. Des dépôts de siloxanes ont été constatés. Deux techniques de nettoyage ont été examinées.

a. Investigation de la formation de dépôts en mode dual-fuel

La combustion dans les moteurs dual-fuel est différente de celle des moteurs à allumage commandé. Par conséquent, la formation de dépôts de siloxanes dans ces moteurs n'est pas incontestable. Cependant, et après fonctionnement au biogaz, conformément à la démarche susmentionnée, la formation de ces dépôts a été mise en évidence dans les moteurs dual-fuel au biogaz (Fig. 4.5).



Fig. 4.5. Dépôts de siloxanes dans le moteur en mode dual-fuel.

Ces dépôts sont formés d'une substance en forme d'une poudre blanche (Fig. 4.6), fortement adhérente aux surfaces en contact avec les gaz brûlés.



Fig. 4.6. Echantillons des dépôts formés.

L'analyse par fluorescence X de l'échantillon prélevé de ces dépôts a permis de quantifier d'une façon approximative la composition de ces dépôts (tableau 4.1). Il a été donc confirmé la présence prédominante du silicium (Si).

Elément	Pourcentage [%]
Si	67,467
P	17,752
S	9,474
Ca	2,897
Zn	0,991
K	0,902
Fe	0,433
Cu+Ti	0,084

Tableau. 4.1. Analyse des dépôts.

b. Comportement du biogaz vis-à-vis du cliquetis

Le biogaz étant principalement formé de méthane et de dioxyde de carbone est pressentie avoir une bonne résistance au cliquetis. Afin de vérifier cet avantage, le comportement de différents biogaz vis-à-vis du cliquetis a été étudié. La figure (4.7) donne le couple limite de cliquetis pour trois biogaz et un gaz naturel. Le couple limite de cliquetis est le couple mesuré, pour une vitesse donnée, à l'apparition du cliquetis. Il permet d'évaluer le comportement d'un gaz vis-à-vis du cliquetis ou l'effet d'un paramètre sur l'apparition du cliquetis pour un gaz donné. La composition du gaz naturel est donnée dans le tableau (4.2). Les biogaz sont des gaz synthétiques composés de méthane et de dioxyde de carbone. Le premier est à 70% de méthane, le deuxième à 60% et le dernier à 50%. L'indice de méthane de chaque gaz est mesuré via le programme méthane d'AVL. Le couple limite est ensuite tracé en fonction de l'indice de méthane de chaque gaz.

Il ressort une bonne corrélation entre l'indice de méthane et le couple limite de cliquetis. Par ailleurs, ces résultats confirment la bonne résistance au cliquetis de biogaz en général. Cette résistance est d'autant plus élevée que le pourcentage de dioxyde de carbone est plus important. Chose tout à fait normale, puisque l'effet du dioxyde de carbone sur le retardement du cliquetis est prouvé.

Hydrocarbure	Pourcentage [%]
CH ₄	91,066
C ₂ H ₆	6,633
C ₃ H ₈	1,985
C ₄ H ₁₀	0,405
C ₅ H ₁₂	0,005
N ₂	0,100
CO ₂	0,092
O ₂	0,01

Tableau. 4.2. Composition volumique du gaz naturel utilisé.

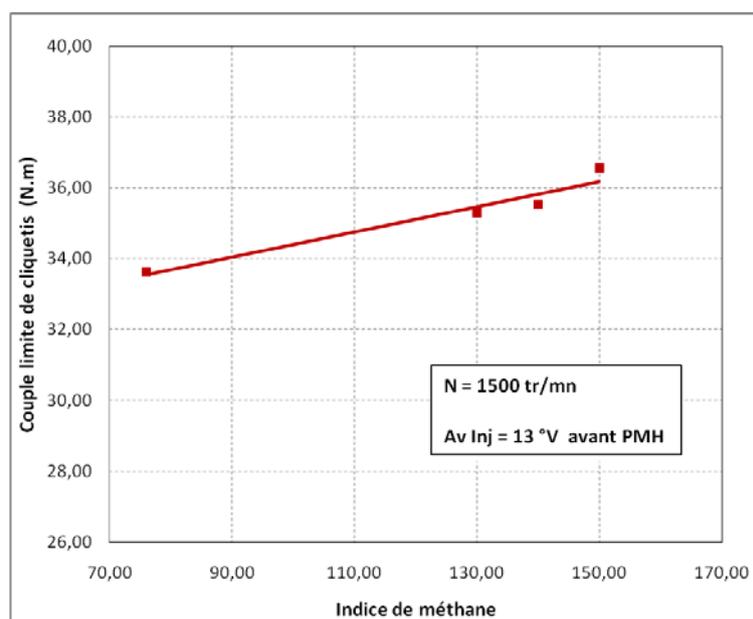


Fig. 4.7. Variation du couple limite de cliquetis en fonction de l'indice de méthane.

c. Influence des siloxanes sur l'apparition du cliquetis

Afin d'étudier l'influence des siloxanes sur l'apparition du cliquetis, deux pistes ont été investiguées. Tout d'abord, l'effet de la concentration de siloxane dans le biogaz a été étudié. Pour cela, le couple limite d'apparition de cliquetis a été mesuré pour différentes concentrations dans deux cas (Fig. 4.8). Le premier est au début de l'utilisation du biogaz.

Aucun dépôt n'est évidemment formé dans ce cas. Le deuxième cas est après un usage important du biogaz et la formation de dépôts

On constate que le couple limite de cliquetis est indépendant de la concentration de siloxanes dans le biogaz. Par conséquent, on peut conclure l'apparition du cliquetis n'est pas influencée par cette concentration.

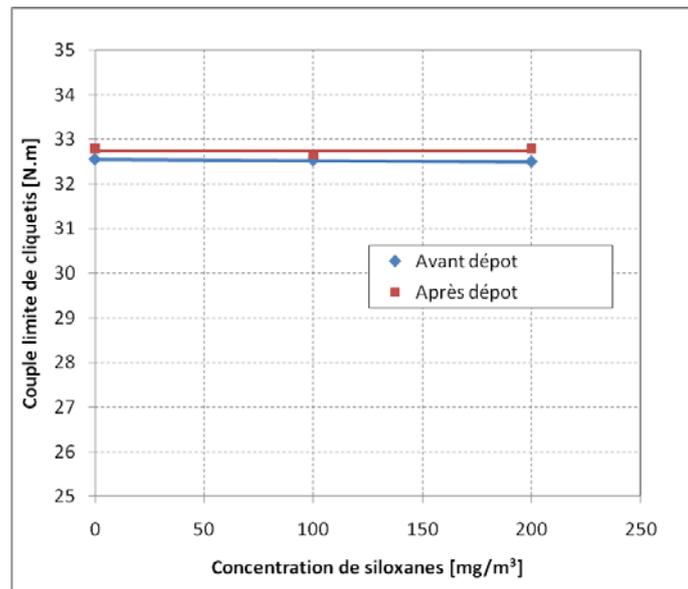


Fig. 4.8. Influence de la concentration de siloxanes sur l'apparition du cliquetis.

L'influence des dépôts de siloxanes sur l'apparition du cliquetis a ensuite été étudiée. Pour cela, le couple limite de cliquetis est mesuré après différents intervalles de fonctionnement au biogaz. Le dernier point (Fig. 4.9) est relevé après expiration de la quantité de siloxanes disponible et la formation des dépôts montrés sur la figure (4.5).

On constate que le couple limite de cliquetis n'est, en moyenne, pas influencé par les dépôts formés. On peut justifier cela par le fait que ces dépôts sont uniformes et donc ne forment pas de points incandescents. Ce résultat doit cependant être utilisé à juste valeur. En effet, il est probable qu'après un certain seuil de dépôts, l'apparition du cliquetis sera influencée.

On peut alors conclure de notre investigation, que jusqu'à un seuil de dépôt, la limite d'apparition du cliquetis n'est pas influencée par ces dépôts. Au-delà, notre étude ne peut se prononcer.

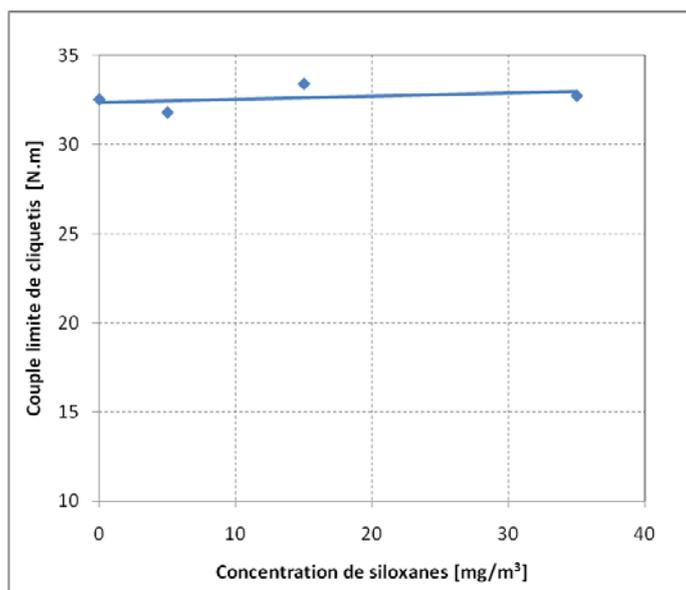


Fig. 4.9. Influence des dépôts de siloxanes sur l'apparition du cliquetis.

4.3.3 Mise au point d'une technique de nettoyage des dépôts de siloxanes

Les contraintes en termes de traitement du biogaz sont importantes. Si aucun traitement épuratoire n'est mis en œuvre, la fréquence des maintenances (vidanges, nettoyage,...) peut être multipliée par deux, ce qui pénalise lourdement les temps de retour sur investissement. Les moteurs (Jenbacher, Waukesha, Deutz et Caterpillar pour les plus courants) ne sont garantis que pour des taux d'impuretés inférieurs à des valeurs « seuil » (tableau 4.3).

Fabricant	Concentration de siloxanes dans le biogaz [mg/m ³]
Caterpillar	28
Jenbacher	10
Waukesha	25
Deutz	5
Solar turbines	0,1
IR Microturbines	0,06
Capstone Microturbines	0,03

Tableau. 4.3. Limites en siloxanes pour différents constructeurs [4].

Les exploitants d'installation de biogaz se trouvent devant un choix entre soit la mise en place d'équipement d'épuration du gaz ou l'appréhension du problème avec plus de maintenance.

La filière biogaz a bénéficié d'une bonne expérience avec les moteurs à combustion interne fonctionnant au biogaz. Dans les évaluations entreprises jusqu'ici, le coût estimé d'épuration dépasse celui d'une maintenance accrue de moteur provoquée par les dépôts de siloxanes. A fortiori, si les concentrations sont faibles, les siloxanes ne doivent pas nécessairement être éliminés du biogaz, car les coûts d'investissement et d'exploitation de l'installation de purification du gaz peuvent dépasser les coûts induits par les siloxanes. En outre, l'élimination quasi-totale de siloxane n'est probablement pas la mesure la plus rentable et techniquement pas complètement maîtrisée puisque déjà les moyens de mesures de concentrations de siloxanes ne sont pas très fiables [152]. Une épuration modérée ou le traitement d'une partie seulement du biogaz pour la mélanger à la partie non traitée pourrait être une approche intéressante afin de ramener les concentrations en siloxane à des niveaux, où ils induisent des coûts réduits.

La deuxième stratégie à adopter face à ce problème des siloxanes implique plus de maintenance, en particulier quand les concentrations sont relativement basses. Les moteurs ne doivent pas nécessairement fonctionner avec un biogaz épuré, si plus de maintenance est appliquée. Celle-ci pourrait inclure des changements d'huile plus fréquents, l'inspection endoscopique de la chambre de combustion, l'examen régulier des soupapes, des bougies d'allumage et du turbocompresseur.

Il apparaît donc que ce problème n'est pas totalement cerné et la recherche d'autres alternatives aux solutions susmentionnées, qui soient techniquement intéressantes et économiquement plus rentables pourrait être d'un grand apport.

Ainsi, le fonctionnement en mode dual-fuel a été investigué comme piste de recherche de solutions à ce problème de dépôts. Ceci nous a permis de mettre au point une technique très prometteuse en vue du nettoyage du moteur des dépôts de siloxanes, très néfastes au moteur. Nous estimons que cette technique est plus intéressante que les stratégies susmentionnées du point de vue économique, puisqu'elle ne nécessite pas l'arrêt du moteur. Un gain est réalisé en coûts de maintenance et en manque à gagner.

Nos premiers résultats (Fig. 4.10) sont très encourageants. Deux techniques de nettoyage de ces dépôts ont été examinées. La première est désignée technique de nettoyage au Diesel. La seconde est dite technique de nettoyage au gaz naturel. Les résultats de la première sont meilleurs. En effet, on constate qu'après application de la première technique, seules quelques dépôts subsistent (Fig. 4.10-a \rightarrow b, Fig. 4.10-a' \rightarrow b'). La deuxième technique a ensuite été appliquée. On constate que l'amélioration due à cette technique sur les dépôts résiduels n'est pas importante (Fig. 4.10-b \rightarrow c, Fig. 4.10-b' \rightarrow c'). En considérant aussi le temps d'application de chaque technique, il ressort que la première technique est bien meilleure. Ainsi, cette technique a été retenue. Cependant, pour confirmer ces premiers résultats, d'autres essais sont nécessaires.

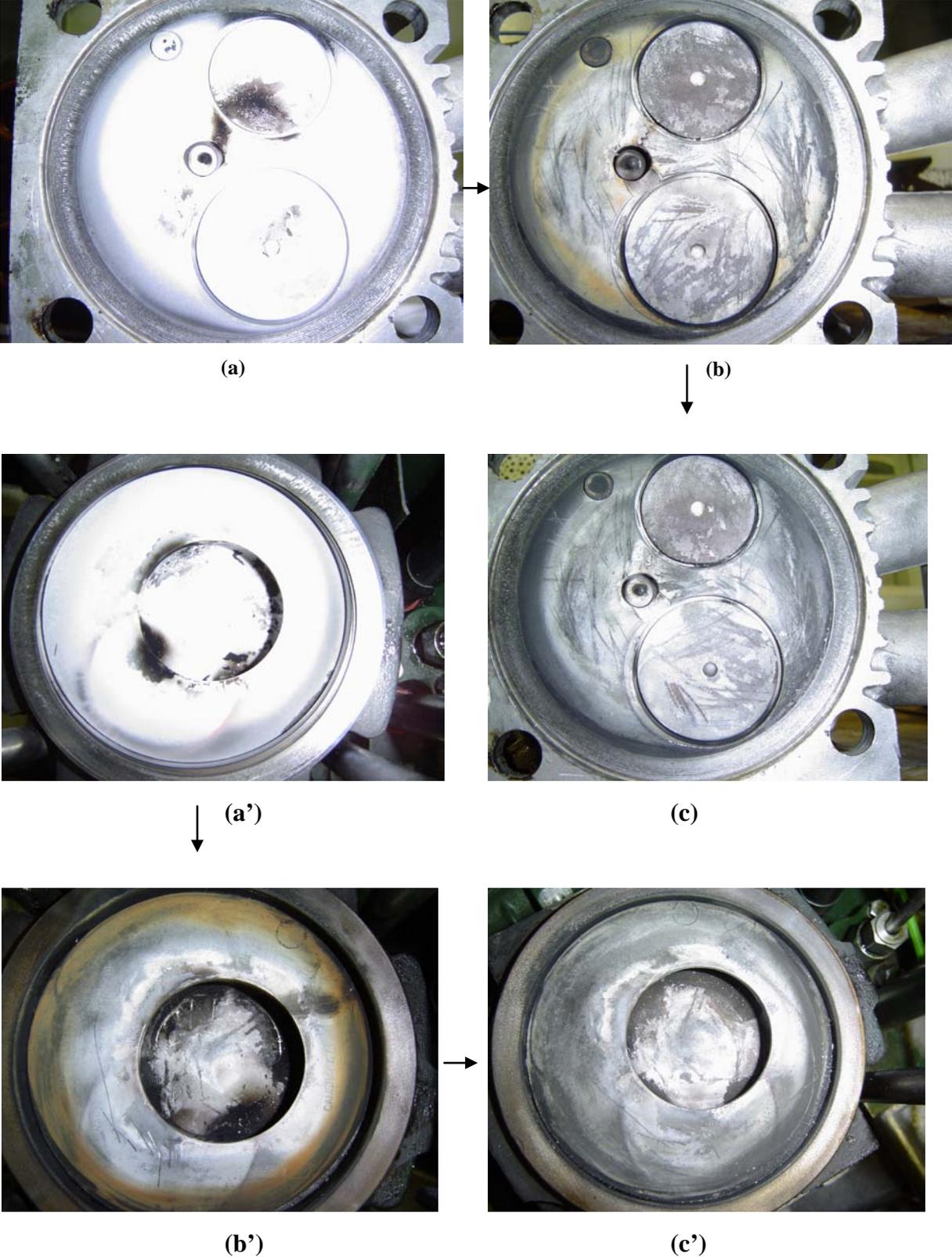


Fig. 4.10. Résultats d'une nouvelle technique de nettoyage de dépôts de siloxanes dus à l'utilisation de biogaz.

4.4 Synthèse et conclusions

La valorisation énergétique du biogaz issu de déchets présente un intérêt à la fois écologique et économique. Cependant, elle est confrontée à des problèmes qui peuvent compromettre leur utilisation industrielle. Dans la présente étude, ces problèmes sont d'abord traités. Les moteurs dual-fuel ont été investigués comme une piste de valorisation de ces gaz et de recherche de solutions à ces problèmes. Les résultats de cette étude ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- Les biogaz peuvent être valorisés dans les moteurs dual-fuel avec des rendements très attractifs.
- la valorisation des biogaz dans les moteurs dual-fuel est aussi intéressante du point de vue émissions polluantes surtout aux charges élevées.
- La formation de dépôts de siloxanes a été mise en évidence pour les moteurs dual-fuel fonctionnant au biogaz.
- L'apparition du cliquetis n'est pas influencée par la concentration de siloxanes dans le biogaz.
- Jusqu'à un certain seuil de formation de dépôts, les limites d'apparition du cliquetis ne sont pas influencées par ces dépôts. Au-delà, notre étude ne peut se prononcer.
- Deux techniques de nettoyage des dépôts de siloxanes, en mode dual-fuel, ont été examinées. Les premiers résultats de la première technique sont très encourageants.

Chapitre 5

Mise en œuvre d'un banc d'essai numérique pour moteur à allumage commandé au gaz naturel

La simulation numérique est un outil d'une grande importance pour le développement des moteurs. Elle est généralement préférée pour évaluer des conceptions initiales. Dans cette optique, et dans un souci de développement des moteurs au gaz naturel, un code de calcul conçu pour servir de banc d'essai numérique pour les moteurs au gaz naturel à allumage commandé, a été développé. Celui-ci est basé sur le modèle thermodynamique 2-zones. Dans ce chapitre, nous présenterons d'abord, les principaux éléments de ce modèle. Sur la voie de l'optimisation de cet outil, un volet d'une importance incontestable sur la pertinence de ce code a été exploré. Il s'agit de l'évaluation du transfert thermique gaz-parois. Ce code a ensuite été validé par les résultats d'essais moteurs.

5.1 Introduction

Depuis quelques décennies, 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 des émissions polluantes [16].

La simulation numérique est un outil d'une grande importance pour le développement des moteurs. Elle est généralement préférée pour évaluer des conceptions initiales et analyser les performances des moteurs. Elle permet l'exploration de plusieurs conceptions alternatives avec un coût minimal.

La modélisation de moteurs à combustion interne a suscité un effort continu sur plusieurs années. Divers modèles ont été ainsi développés. Certains d'entre eux adoptent des hypothèses pour simplifier les écoulements et la combustion ayant lieu dans les moteurs. D'autres utilisent des codes multidimensionnels d'écoulements réactifs pour la modélisation détaillée des écoulements et de la combustion, ce qui les rend très sophistiqués [109].

Les modèles mathématiques utilisés pour l'étude des moteurs à combustion interne peuvent être classés en deux grands groupes : les modèles dimensionnels et les modèles thermodynamiques appelés également zéro dimensionnels [16], car seul le temps intervient comme variable indépendante dans ce cas.

La précision du calcul des performances et des émissions dépend notamment du modèle d'écoulement dans la tubulure d'admission, du transfert de chaleur et des réactions chimiques

entre les espèces. La modélisation détaillée de tous ces processus est possible grâce à des codes de calcul d'écoulements multidimensionnels couplés aux mécanismes de la cinétique chimique avec un certain support de données expérimentales. La combinaison KIVA-CHEMKIN est un exemple de ce type de code de calcul [154].

Cependant, la modélisation multidimensionnelle de tous ces processus, de la tubulure d'admission à la tubulure d'échappement, nécessite des temps de calcul importants et des ordinateurs très puissants. Pour cette raison, leur utilisation par les concepteurs de moteur n'est pas très pratique. De plus, ces codes ne sont pas parfaits et nécessitent un calibrage utilisant des données expérimentales. Pour cette raison, les modèles thermodynamiques, sont parmi les outils préférés pour le développement de moteur à combustion interne [154]. Ils constituent une des techniques les plus simples et les plus rapides pour modéliser certains phénomènes liés au fonctionnement de moteurs. Si un modèle est développé sur la base de données expérimentale, il peut éventuellement être utilisé d'une façon prédictive pour de nouvelles conceptions.

Les modèles thermodynamiques, à leur tour, peuvent se décomposer en deux sous-groupes : les modèles à une zone et les modèles multizones. Ces modèles peuvent être utilisés soit pour prédire le fonctionnement du moteur (pression et température cylindre, puissance, rendement, éventuellement émissions polluantes) si une loi de combustion est spécifiée (modèle prédictif), soit pour analyser le dégagement de chaleur dû à la combustion à partir d'un diagramme expérimental de la pression cylindre (modèle d'analyse). [155]. Une schématisation graphique des modèles physiques est présentée sur la figure (5.1).

Dans la présente étude, afin de développer un code de calcul conçu pour servir de banc d'essai numérique pour les moteurs au gaz naturel à allumage commandé, le modèle 2-zones a été retenu. Ce modèle est l'un des outils de simulation les plus intéressants, particulièrement pour les moteurs à allumage commandé, en raison du type de combustion dans ce cas. En effet, le front de flamme sépare la chambre en deux zones, une zone chaude de gaz brûlés et l'autre, beaucoup moins chaude, de gaz non brûlés (gaz frais).

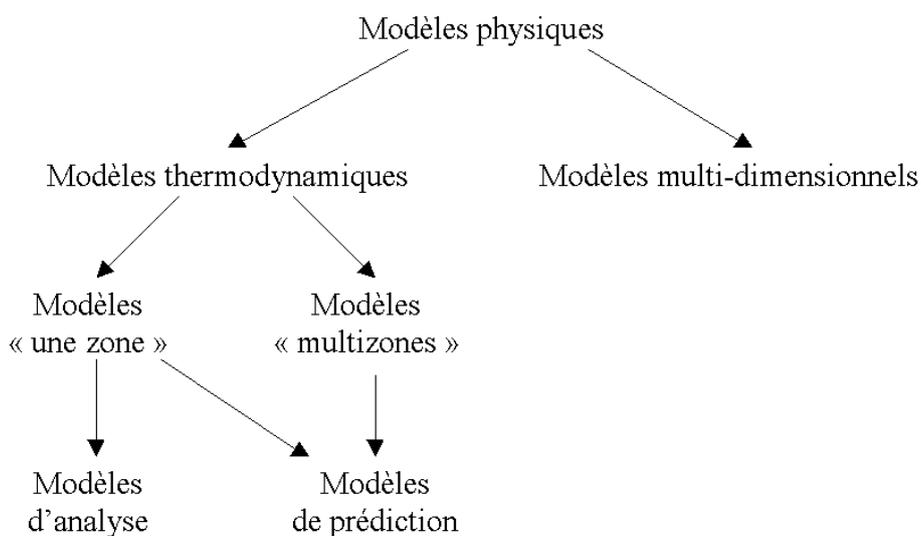


Fig. 5.1. Synthèse des modèles physiques utilisés dans les moteurs à combustion interne [16].

5.2 Développement du modèle thermodynamique 2-zones

5.2.1 Hypothèses du modèle

Les hypothèses et approximations suivantes sont adoptées :

1. Le contenu du cylindre est entièrement mélangé et spatialement homogène en termes de composition et propriétés pendant l'admission, la compression, la détente, et l'échappement.
2. Pour la phase de combustion, deux zones (chacune spatialement homogène) sont considérées. Les deux zones sont les zones brûlées et non brûlées. Elles sont séparées par une flamme d'épaisseur infinitésimale.
3. Jusqu'au début de la combustion, le modèle considère une seule zone qui ne subit aucune réaction de pré flamme.
4. Tous les gaz sont considérés comme des gaz parfaits pendant le cycle thermodynamique.
5. La pression cylindre est considérée identique pour les zones brûlée et non brûlée.
6. Le transfert de chaleur entre les deux zones est négligé.
7. La température de parois de cylindre est considérée uniforme et constante [8,82].
8. On assume que les tubulures d'admission et d'échappement sont les espaces infinis contenant des gaz à température et pression constantes.
9. Les fuites sont considérées nulles.
10. Le moteur est dans un état stationnaire tel que l'état thermodynamique au début de chaque cycle (deux tours de vilebrequin) est identique à celui de la fin du cycle.

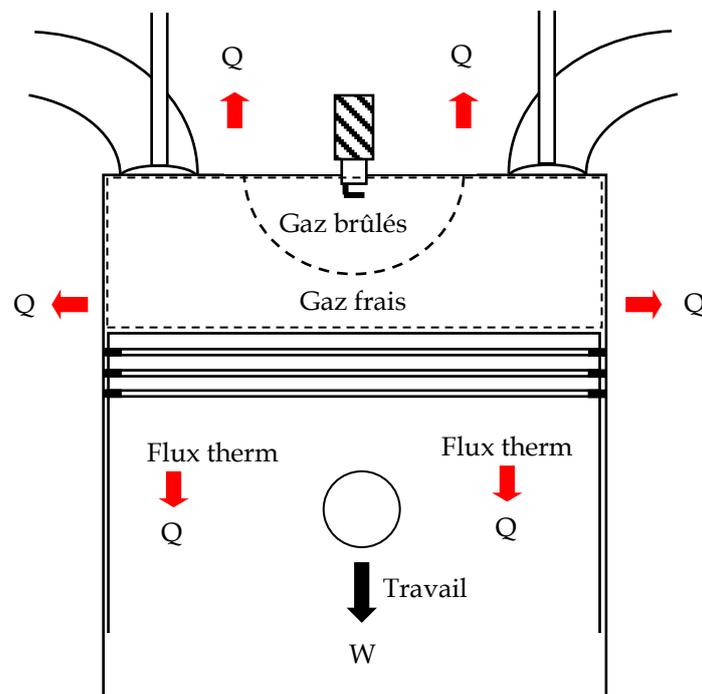


Fig. 5.2. Représentation schématique du modèle de combustion deux-zones.

5.2.2 Equations du modèle

Les équations régissant le modèle deux zones [8,155,156] sont l'équation de conservation d'énergie pour un système ouvert, appliquée aux zones (brûlée et non brûlée), la loi des gaz parfaits, la conservation de la masse, l'évolution des volumes et différents sous modèles permettant la simulation du cycle thermodynamique (sous modèles de combustion, du transfert thermique, du transfert de masse pendant les phases ouvertes de la chambre de combustion et de formation de polluants) (Fig. 5.3).

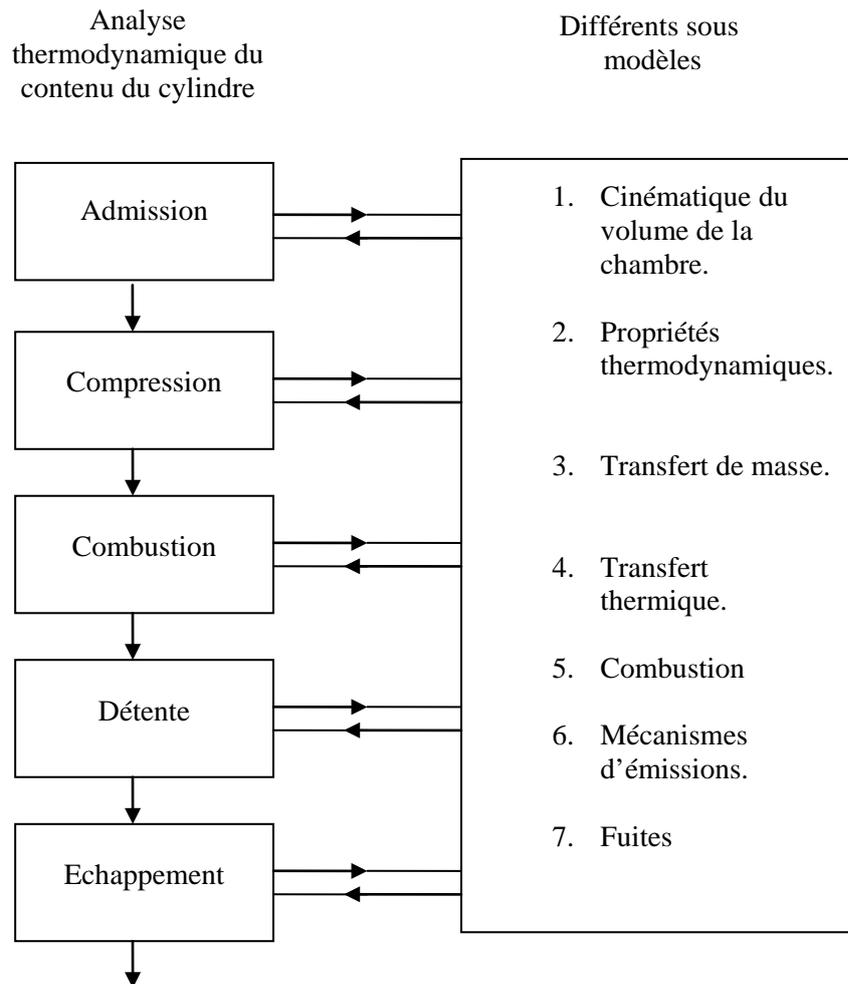


Fig. 5.3. Structure de la simulation de cycle moteur basée sur une modélisation thermodynamique [5]

La masse totale est considérée constante du fait que les fuites sont négligées.

$$m = m_u + m_b \quad (5.1)$$

Le volume des deux zones est égal à tout le volume du cylindre, qui est une fonction de la géométrie du cylindre et de l'angle de vilebrequin.

$$V = V_u + V_b \quad (5.2)$$

Pour chaque zone, en considérant le modèle gaz parfait et une pression identique, l'équation d'état donne.

$$P \cdot V_u = m_u \cdot R_u \cdot T_u \quad (5.3)$$

$$P \cdot V_b = m_b \cdot R_b \cdot T_b \quad (5.4)$$

L'équation de conservation d'énergie, est écrite pour chaque zone comme suit.

$$\frac{d(m_u u_u)}{d\theta} = -P \cdot \frac{dV_u}{d\theta} + \sum_i \frac{dQ_{ui}}{d\theta} - h_u \cdot \frac{dm_u}{d\theta} \quad (5.5)$$

$$\frac{d(m_b u_b)}{d\theta} = -P \cdot \frac{dV_b}{d\theta} + \sum_i \frac{dQ_{bi}}{d\theta} + h_u \cdot \frac{dm_u}{d\theta} \quad (5.6)$$

Après développement, on obtient :

$$m_u \cdot C_{vu} \cdot \frac{dT_u}{d\theta} + P \cdot \frac{dV_u}{d\theta} + (u_u - h_u) \cdot \frac{dm_u}{d\theta} = \sum_i \frac{dQ_{ui}}{d\theta} \quad (5.5bis)$$

$$m_b \cdot C_{vb} \cdot \frac{dT_b}{d\theta} + P \cdot \frac{dV_b}{d\theta} + (u_b - h_b) \cdot \frac{dm_b}{d\theta} = \sum_i \frac{dQ_{bi}}{d\theta} \quad (5.6bis)$$

La variable indépendante est l'angle de vilebrequin θ . A vitesse de rotation constante N (tr/min), une variation de degré de vilebrequin $d\theta$ est liée à une variation du temps de dt par la relation :

$$\frac{d\theta}{dt} = 6 \cdot N \quad (5.7)$$

a. Sous modèle Cinématique

Les calculs du cycle feront appel aux variations du volume de la chambre ainsi qu'à sa dérivée en fonction de l'angle vilebrequin. Le système classique bielle-manivelle est largement utilisé [157]. Le volume du cylindre s'exprime en fonction des caractéristiques géométriques du moteur et de l'angle vilebrequin, exprimé en degré, selon les relations (5.8) et (5.9) :

$$V(\theta) = V_m + \frac{C_u}{2} \left[1 + \lambda_v - \cos\left(\frac{\pi}{180} \theta\right) - \sqrt{\lambda_v^2 - \sin^2\left(\frac{\pi}{180} \theta\right)} \right] \quad (5.8)$$

Avec :

- V_m : volume mort de la chambre
- C_u : cylindrée unitaire de la chambre

- λ_v : rapport de la longueur de la bielle sur le rayon de manivelle du vilebrequin : $\lambda_v = \frac{L_b}{r_m}$

En dérivant (5.8) on obtient :

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi}{180} \cdot \frac{C_u}{2} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180} \theta\right) \cdot \left[1 + \frac{\cos\left(\frac{\pi}{180} \theta\right)}{\sqrt{\lambda_v^2 - \sin^2\left(\frac{\pi}{180} \theta\right)}} \right] \quad (5.9)$$

b. Sous modèle de combustion

La fonction de Wiebe est souvent utilisée pour déterminer la fraction de masse brûlée. Pour les moteurs à allumage commandé, une simple fonction avec quatre paramètres permet de décrire les différentes configurations d'application [5].

$$x_b = 1 - \exp\left[-a_w \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_b}\right)^{m_w+1}\right] \quad (5.10)$$

Où θ est l'angle de vilebrequin, θ_0 l'angle de début de combustion, $\Delta\theta_b$ la durée totale de combustion (de $x_b = 0$ à $x_b \approx 1$). a_w et m_w sont des paramètres ajustables déterminant l'allure de la courbe.

- L'angle de durée de combustion

Un modèle de propagation de flamme turbulente développé par Tabaczynski et al. [158] a été utilisé par Hires et al. [159] pour obtenir des relations explicites pour l'angle de développement de flamme $\Delta\theta_d$ et l'angle de combustion rapide $\Delta\theta_b$, en fonction des variables de fonctionnement et de conception du moteur:

$$\Delta\theta_d = C \left(\bar{S}_p \nu\right)^{1/3} \left(\frac{L}{S_l}\right)^{2/3} \quad (5.11)$$

$$\Delta\theta_b = C' \left(\frac{B}{L^*}\right) \left(\frac{\rho_i}{\rho_u^*}\right)^{10/9} \left(\bar{S}_p \nu^*\right)^{1/3} \left(\frac{L_i}{S_l^*}\right)^{2/3} \quad (5.12)$$

Où ν est la viscosité cinématique, L la distance entre la culasse et le piston, S_l est la vitesse laminaire de flamme, \bar{S}_p est la vitesse moyenne de piston, ρ est la densité, et B est le diamètre de cylindre. L'indice inférieur i dénote la valeur à l'allumage et l'indice inférieur u se rapporte au mélange non brûlé, tandis que l'indice supérieur (*) dénote la valeur aux conditions de cylindre, où $x_b = 0,5$. C et C' sont des constantes qui dépendent de la géométrie du moteur. La corrélation empirique de la vitesse laminaire de combustion du mélange gaz naturel-air-EGR a été déterminée à partir de la référence [160]:

$$S_l = S_{l0} \left(\frac{T_u}{300} \right)^\alpha \left(\frac{p}{100} \right)^\beta (3.4259x_{EGR}^2 - 3.6993x_{EGR} + 1.002) \quad (5.13)$$

$$S_{l0} = -177.43 \phi^3 + 340.77 \phi^2 - 123.66 \phi - 0.2297$$

$$\alpha = 5.75 \phi^2 - 12.15 \phi + 7.98$$

$$\beta = -0.925 \phi^2 + 2 \phi - 1.473$$

où S_{l0} est la vitesse de référence de combustion, en cm/s, T_u est la température du mélange non brûlée en K, p est la pression cylindre en kPa, α et β sont des coefficients d'interpolation, x_{EGR} est la fraction volumique d'EGR dans le mélange non brûlé, et ϕ est la richesse. La corrélation empirique de vitesse laminaire de flamme a été validée pour une plage de richesse de 0,49-1,43, et des pressions allant de 50 à 1000 kPa, une plage de fraction d'EGR entre 0 et 0,43, et la température examinée s'étend de 300 à 400 K [160].

Puisque la viscosité dynamique des produits de combustion des hydrocarbures dans l'air diffère peu de celle de l'air comme démontrée par Heywood [5], la viscosité dynamique du contenu du cylindre pourrait être exprimée en utilisant la corrélation de viscosité dynamique de l'air qui a la forme suivante [5]

$$\mu = 3.3 \times 10^{-7} T^{0.7}$$

où μ est la viscosité dynamique en kg/m.s, et T est la température en K. La viscosité cinématique peut alors être déterminée par la relation : $\nu = \frac{\mu}{\rho}$

Les deux équations (5.11) et (5.12) sont utilisées dans le présent modèle afin de calculer la durée de combustion ($\Delta\theta = \Delta\theta_d + \Delta\theta_b$) pour différentes conditions de fonctionnement. La durée de combustion est alors utilisée pour déterminer la fraction de masse brûlée en utilisant la loi de Wiebe.

c. Sous modèle de transfert de masse

Les débits à l'admission et à l'échappement sont déterminés par les équations d'écoulements monodimensionnelles quasi-stationnaires de fluides compressibles [5,8] :

$$\dot{m} = \frac{C_d A_R p_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{1/\gamma} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (5.14)$$

Où C_d est le coefficient de décharge, A_R est une surface de référence choisie pour être équivalente à la section de rideau (curtain area) comme proposé par Heywood [5] ($A_R = \pi \cdot d_v \cdot l_v(t)$, où d_v est le diamètre de soupape, $l_v(t)$ est la levée de soupape définie par une loi de levée en fonction du temps (ou de l'angle de vilebrequin) [8]).

Le coefficient de décharge basé sur cette section est une fonction du rapport de la levée sur le diamètre de soupape [5]. Cependant, pour les modèles zéro-dimensionnels, il est fréquent de

prendre une valeur constante. Plusieurs études [8,100,161] ont considéré ($C_d = 0,7$). C'est la valeur retenue dans notre travail. Cependant, une valeur égale à 0,6 a été examinée. Presque aucune différence dans les résultats n'est observée.

T_o et p_o sont la température de stagnation et la pression à l'amont de la soupape respectivement, p_t est la pression statique à l'aval de la soupape, γ et R sont respectivement le rapport de chaleurs spécifiques et la constante de gaz du mélange traversant la soupape.

Pour l'écoulement dans le cylindre à travers la soupape d'admission, p_o est la pression du collecteur d'admission, et p_t est la pression de cylindre. Pour l'écoulement à travers la soupape d'échappement, p_o est la pression de cylindre, et p_t est la pression d'échappement. Lorsque l'écoulement est tel que :

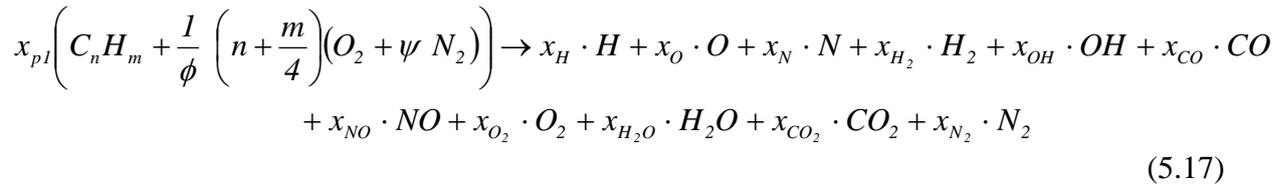
$$\frac{p_t}{p_o} \leq \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (5.15)$$

L'équation correspondante est:

$$\dot{m} = \frac{C_d A_R p_o}{\sqrt{RT_o}} \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}}} \quad (5.16)$$

d. Sous modèle de composition des gaz (dissociation)

La composition des produits de la combustion peut être estimée, prenant en compte la dissociation, en considérant que pour la zone de gaz brûlés, onze espèces (CO_2 , H_2O , CO , N_2 , O_2 , OH , NO , H , O , N et H_2) sont en équilibre chimique durant les phases de combustion et de détente. Ainsi, la réaction de combustion d'un carburant de composition $C_n H_m$ s'écrit :



Où les x_i sont les fractions molaires des différentes espèces chimiques des produits de combustion, ϕ la richesse du mélange

La conservation des espèces donne :

$$\text{Conservation du carbone C :} \quad x_{CO} + x_{CO_2} = x_{p1} \cdot n \quad (5.18)$$

$$\text{Conservation de l'hydrogène H :} \quad x_H + 2x_{H_2} + x_{OH} + 2x_{H_2O} = x_{p1} \cdot m \quad (5.19)$$

Conservation de l'oxygène O :

$$x_O + x_{OH} + x_{CO} + x_{NO} + 2x_{O_2} + x_{H_2O} + 2x_{CO_2} = 2 \cdot x_{p1} \cdot \frac{1}{\phi} \left(n + \frac{m}{4} \right) \quad (5.20)$$

Conservation de l'azote N :

$$x_N + x_{NO} + x_{CO} + 2x_{N_2} = 2 \cdot x_{p1} \cdot \frac{1}{\phi} \left(n + \frac{m}{4} \right) \cdot \psi \quad (5.21)$$

Le nombre x_{P1} étant le nombre de moles du combustible qui produit une mole de gaz brûlés, on a :

$$x_H + x_O + x_N + x_{H_2} + x_{OH} + x_{CO} + x_{NO} + x_{O_2} + x_{H_2O} + x_{CO_2} + x_{N_2} = 1 \quad (5.22)$$

L'équation (5.17) est associée aux réactions de dissociation qui fournissent les 7 équations supplémentaires provenant des lois d'action de masse appliquées à ces réactions:

$$\frac{1}{2} H_2 \leftrightarrow H \quad K_{P1} = \frac{x_H P^{0.5}}{x_{H_2}^{0.5}} \quad (5.23)$$

$$\frac{1}{2} O_2 \leftrightarrow O \quad K_{P2} = \frac{x_O P^{0.5}}{x_{O_2}^{0.5}} \quad (5.24)$$

$$\frac{1}{2} N_2 \leftrightarrow N \quad K_{P3} = \frac{x_N P^{0.5}}{x_{N_2}^{0.5}} \quad (5.25)$$

$$\frac{1}{2} H_2 + \frac{1}{2} O_2 \leftrightarrow OH \quad K_{P4} = \frac{x_{OH}}{x_{H_2}^{0.5} \cdot x_{O_2}^{0.5}} \quad (5.26)$$

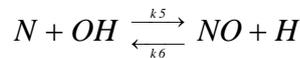
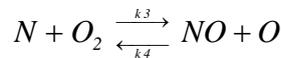
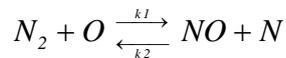
$$\frac{1}{2} N_2 + \frac{1}{2} O_2 \leftrightarrow NO \quad K_{P5} = \frac{x_{NO}}{x_{N_2}^{0.5} \cdot x_{O_2}^{0.5}} \quad (5.27)$$

$$H_2 + \frac{1}{2} O_2 \leftrightarrow H_2O \quad K_{P6} = \frac{x_{H_2O}}{x_{H_2} \cdot x_{O_2}^{0.5} \cdot P^{0.5}} \quad (5.28)$$

$$CO + \frac{1}{2} O_2 \leftrightarrow CO_2 \quad K_{P7} = \frac{x_{CO_2}}{x_{CO} \cdot x_{O_2}^{0.5} \cdot P^{0.5}} \quad (5.29)$$

- **Formation des NO_x**

La formation de NO est un phénomène qui n'est pas en équilibre. Les concentrations de NO peuvent être calculées via le mécanisme de Zeldovich étendu ou mécanisme thermique [155], comme suit :



Le taux de formation du NO peut être exprimé par l'équation :

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_1[N_2][O] - k_2[NO][N] + k_3[N][O_2] - k_4[NO][O] + k_5[N][OH] - k_6[NO][H] \quad (5.30)$$

Les termes entre crochets font référence à la concentration de chaque espèce en mole/cm³. 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. L'annexe (A.3), 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 [16].

La concentration des atomes de N étant très faible par rapport aux concentrations des autres espèces, l'hypothèse fréquemment admise est de considérer un état quasi stationnaire pour N [5].

$$\frac{d[N]}{dt} = k_1[N_2][O] - k_2[NO][N] - k_3[N][O_2] + k_4[NO][O] - k_5[N][OH] + k_6[NO][H] = 0 \quad (5.31)$$

NO se forme au front de flamme et à la zone post flamme. Cependant, dans les moteurs, la combustion a lieu à des pressions élevées de sorte que la zone de réaction de la flamme est extrêmement mince (~0.1 mm) et le temps de résidence au sein de cette zone est court. Aussi, la pression cylindre augmente durant la plupart du processus de combustion, alors les gaz brûlés produit tôt dans le processus de combustion sont comprimés à des températures plus élevées que celles atteintes juste après combustion. Ainsi, la formation de NO dans les gaz post flamme domine presque toujours la formation de NO au sein du front de flamme. Il est, par conséquent, approprié de considérer que la combustion et le processus de formation de NO sont découplés et approximer les concentrations de O, O₂, OH et H et N₂ par leurs valeurs à l'équilibre aux pressions et températures d'équilibre [5].

Par ailleurs, aux pressions et températures élevées, rencontrées dans les moteurs à allumage commandé, les réactions d'oxydation d'hydrocarbures vont rapidement à l'achèvement, et il est raisonnable de considérer que les espèces O, O₂, OH et H sont en équilibre. Cet équilibre est bien maintenu durant la phase de détente au-delà de l'angle de vilebrequin à partir duquel la concentration de NO n'évolue plus [155].

Après développement [5], on aboutit à :

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1(1 - ([NO]/[NO]_e)^2)}{1 + ([NO]/[NO]_e)R_1/(R_1 + R_2)} \quad (5.32)$$

Avec

$$\begin{aligned} R_1 &= k_1[O]_e[N_2]_e = k_2[N]_e[NO]_e \\ R_2 &= k_3[N]_e[O_2]_e = k_4[NO]_e[O]_e \\ R_3 &= k_5[N]_e[OH]_e = k_6[NO]_e[H]_e \end{aligned}$$

L'indice (e) se réfère à l'état d'équilibre.

e. Propriétés thermodynamiques des gaz

Des tables (JANAF) ou des équations (NASA source) fournissent pour chaque espèce un ensemble de propriétés thermodynamiques. Le mélange des différentes espèces aura des propriétés thermodynamiques calculées suivant l'hypothèse de gaz parfaits [157]. Les grandeurs caractéristiques utiles à la modélisation sont :

- Capacités thermiques massiques à pression et à volume constant

$$C_p(x,T) = \sum_i x_i C_{p_i}(T) \qquad C_v(x,T) = \sum_i x_i C_{v_i}(T)$$

- Masses molaires, constante du gaz et rapport des capacités calorifiques

$$M(x) = \sum_i x_i M_i \qquad r = \frac{R}{M} \qquad \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

- Enthalpie et énergie interne

$$h(x,T) = \sum_i x_i h_i(T) \qquad u(x,T) = \sum_i x_i u_i(T)$$

Où x_i représente la fraction massique de chaque espèce i contenue dans le mélange et R la constante universelle des gaz parfaits (8,314 J/mol/K)

- Formulation approchée de C_{p_i} , C_{v_i} , h_i et u_i

Pour chaque corps gazeux en fonction de la plage de température (annexe A.4), on a un développement qui est de la forme suivante:

$$C_{p_i}(T) = \frac{R}{M} (a_{1,i} + a_{2,i} T + a_{3,i} T^2 + a_{4,i} T^3 + a_{5,i} T^4) \quad (5.33)$$

La chaleur massique à volume constant C_{v_i} de chaque constituant i présent dans le mélange s'exprime en fonction de C_{p_i} de la manière suivante :

$$C_{v_i}(T) = C_{p_i}(T) - \frac{R}{M_i} \quad (5.34)$$

L'enthalpie de chaque espèce i contenue dans le mélange air-gaz, s'exprime selon la relation (5.35) :

$$h_i(T) = h_{i,0} + \int_{T_0}^T C_{p_i}(T) \quad (5.35)$$

Où $h_{i,0}$ est l'enthalpie de formation de l'espèce i à la température T_0

Enfin, l'énergie interne massique de chaque constituant i du mélange s'exprime :

$$u_i(T) = h_i(T) + \frac{R}{M_i} \cdot T \quad (5.36)$$

5.3 Intégration du Modèle

Les équations du modèle produisent un système d'équations différentielles du premier ordre de la forme : $M(t, y) \cdot y' = F(t, y)$. Pendant la phase de combustion, l'intégration numérique de ce système, par une méthode de type Runge-Kutta, permet de déterminer les inconnues suivantes: $m_u(\theta)$, $m_b(\theta)$, $V_u(\theta)$, $V_b(\theta)$, $P(\theta)$, $T_u(\theta)$ et $T_b(\theta)$. Un programme est développé pour simuler le fonctionnement moteur. Le programme permet l'utilisation d'un pas variable pour permettre une précision acceptable avec un temps de calcul réduit.

5.4 Validation du modèle

Une fois le modèle développé, et avant toute exploitation, il est impératif de le calibrer et le valider. Ainsi, on compare les résultats de la simulation à des relevés expérimentaux obtenus dans notre laboratoire par Ollivier [100].

5.4.1 Description du dispositif expérimental

L'installation expérimentale consiste en un banc d'essais moteur, équipé d'un moteur diesel mono cylindre Lister-Petter, adapté à la carburation à gaz (Fig. 5.4).



Fig 5.4. Banc d'essais moteur à gaz

Les caractéristiques du moteur sont données au tableau (5.1). Il est naturellement aspiré. Les essais ont été effectués à une vitesse constante (1500 tr/mn).

Tableau 5.1- Caractéristiques du moteur

Constructeur	LISTER-PETTER
Type de moteur	4 temps, allumage commandé
Nombre de cylindre	Monocylindre
Alésage x course	95,5 x 88,7 mm
Cylindrée	635 cm ³
Taux de compression	12,9:1
Longueur de bielle	165,3 mm
AOA	44 °V
RFA	69 °V
AOE	76 °V
RFE	32 °V

5.4.2 Validation

Pour calibrer et valider le modèle, nous comparons les résultats de la simulation à ceux obtenus expérimentalement. Les résultats du modèle reproduisent fidèlement les mesures expérimentales comme l'indique la figure (5.5).

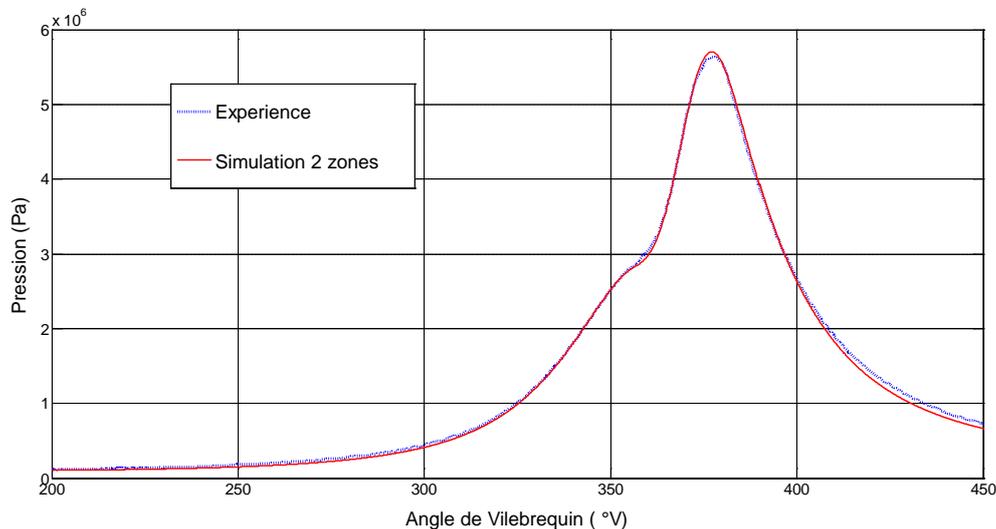


Fig. 5.5. Validation du modèle par des mesures expérimentales

5.5 Investigation de l'évaluation du transfert thermique pour une meilleure pertinence du modèle 2-zones, dans le cas des moteurs à AC au gaz naturel

Le transfert thermique aux parois est particulièrement important dans le bilan énergétique de la chambre de combustion. Les températures de gaz peuvent atteindre environ 2800 K et le flux de chaleur induit peut atteindre plusieurs dizaines de mégawatts par mètre carré pour certains moteurs. Les transferts thermiques occupent une place capitale dans le bilan énergétique de la chambre de combustion, puisqu'ils constituent approximativement 30 à 40 % des énergies mises en jeu [157]. Pour un moteur à AC deux temps de petite taille (125 cm³), Franco [162] a constaté qu'approximativement 50% de l'énergie du combustible est converti en pertes thermiques. Par conséquent, l'évaluation du transfert thermique a un effet significatif sur la pertinence du modèle de simulation.

Cependant, dans les études précédentes, utilisant le modèle deux zones, pour des moteurs à allumage commandé fonctionnant au gaz naturel, plusieurs choix ont été réalisés pour l'évaluation du transfert thermique. Par exemple, Ibrahim et al. [8,161] ont utilisé la corrélation de Woschni, Caillol et al. [18], celle de Hohenberg. Quant à Soylu et al. [82,154], la corrélation choisie est celle d'Annand. Aussi, pour l'évaluation de la section d'échange thermique pour les gaz brûlés et non brûlés, plusieurs méthodes ont été utilisées. Cependant, aucune justification pour le choix n'a été donnée dans la littérature. Ainsi, la présente investigation vise à étudier l'effet du choix de la corrélation du transfert thermique ainsi que du calcul de la section d'échange sur le modèle deux zones et fournir un choix optimisé pour une meilleure pertinence du modèle deux zones, dans le cas des moteurs à allumage commandé fonctionnant au gaz naturel.

5.5.1 Sous modèle de transfert thermique : Une revue

Les échanges de chaleur gaz-parois dans les moteurs à combustion interne sont de nature convective et radiative. Dans les moteurs à allumage commandé, les transferts radiatifs sont négligeables puisqu'ils ne représentent que seulement 3 à 4% du transfert de chaleur total [100]. Ceci ne peut être le cas dans les moteurs diesel où les transferts radiatifs peuvent représenter jusqu'à 10 % des échanges thermiques du fait de la formation de suie pendant la combustion [100].

Durant la combustion, la température des gaz brûlés augmente de manière significative, avec un maximum qui peut atteindre environ 2800 K. Ceci induit l'expansion de ces gaz et une augmentation de leur mouvement. C'est au cours de cette période que les transferts thermiques sont les plus importants. Le flux de chaleur induit, peut atteindre plusieurs dizaines de mégawatts par mètre carré pour certains moteurs [157].

Ces transferts de chaleur entre les gaz et les parois de la chambre sont non-uniformes et instationnaires. Par conséquent, ils sont généralement complexes à évaluer. Plusieurs approches peuvent être utilisées selon le type de résultat recherché. Cependant, il est fréquent de simplifier la formulation en utilisant la relation de Newton (5.37). C'est l'approche adoptée dans les modèles zéro-dimensionnels.

$$\dot{Q}_w = h_g \cdot S_w \cdot (T_g - T_w) \quad (5.37)$$

Où T_g représente la température des gaz, T_p la température de parois et h_g le coefficient d'échange gaz-paroi. De même que la température instantanée des gaz (T_g), le coefficient d'échange convectif (h_g) est supposé uniforme dans toutes les parties de la chambre avec le même gaz (brulé et non brulé).

Le paramètre principal à déterminer, afin d'évaluer les pertes pariétales durant un cycle moteur, est le coefficient de transfert de chaleur h_g .

Une littérature très riche a été publiée concernant le transfert de chaleur gaz-parois dans les moteurs à AC et AS, un certain nombre de corrélation a été proposé pour calculer le coefficient de transfert thermique instantané [163-170]. Ces corrélations fournissent un coefficient de transfert de chaleur représentant une moyenne spatiale pour le cylindre. Par conséquent, elle est généralement désignée sous le nom de coefficient global de transfert thermique [163]. Les plus connues ont été inventoriées par Trapy [169], Borman et Nishiwaki [170], Guibert [157] et Ollivier [100]. Ces corrélations peuvent être classées en deux catégories en fonction de l'hypothèse retenue sur la nature du transfert de chaleur. Cependant, seules celles qui seront examinées seront détaillées.

a. Hypothèse de convection naturelle

Les premières corrélations établies pour l'évaluation du transfert thermique dans les moteurs ont adopté l'hypothèse de la convection naturelle. Le coefficient de transfert de chaleur est alors écrit sous forme adimensionnelle selon la relation :

$$Nu = Cste \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad (5.38)$$

Le premier modèle remonte à 1923 et a été établi par Nüsselt. Il se compose d'une corrélation empirique établie par des essais effectués dans une bombe sphérique. Ce modèle a

été suivi et ajusté par Brillling et Eichelberg en utilisant les résultats d'essais expérimentaux effectués sur des moteurs à combustion interne [157].

Ces modèles ont eu l'avantage de décrire, pour la première fois, l'influence des paramètres du moteur tels que la température, la pression de gaz et la vitesse du moteur. Mais cette approche a rapidement atteint ses limites. Woschni [166] explique, en outre, pourquoi ces formules ne sont finalement que seulement très approximatives. Cette approche a été ainsi discutée jusqu'à être abandonnée en faveur de l'utilisation de l'analyse dimensionnelle considérant la convection forcée.

Cependant, la corrélation d'Eichelberg, bien que classée dans cette famille [100], donne une bonne estimation du transfert de chaleur.

- Corrélation d'Eichelberg (1939) [164]

$$h_g = 7.67 \cdot 10^{-3} (V_{mp})^{1/3} \cdot (P \cdot T_g)^{1/2} \quad (5.39)$$

b. Hypothèse de la convection forcée

En raison de l'inadéquation de l'hypothèse de la convection naturelle, les corrélations fondées sur cette hypothèse s'appliquent difficilement à d'autres moteurs. Ainsi, certains expérimentateurs (Annand, Woschni, Hohenberg,...) ont adopté l'hypothèse de la convection forcée [100]. Celle-ci est plus réaliste, car les mouvements de fluides dans la chambre sont la conséquence d'actions mécaniques externes. Ces études se sont généralement basées sur l'analyse dimensionnelle d'écoulements turbulents, corrélant les nombres de Nusselt, de Reynolds, et de Prandtl. En utilisant des résultats expérimentaux obtenus sur moteurs et en appliquant l'hypothèse de conditions quasi-stationnaires, des corrélations empiriques ont été établies pour le transfert thermique dans le cas de moteurs à AC et ceux à AS.

La formulation générale du nombre de Nusselt, considérant certaines hypothèses, s'écrit:

$$Nu = a \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (5.40)$$

En substituant Nu et Re par les propriétés physiques, le coefficient de transfert de chaleur global dépend de la longueur caractéristique, des propriétés de transport, de la pression, de la température, et de la vitesse caractéristique. Un facteur est utilisé pour calibrer le coefficient d'échange pour une géométrie de moteur spécifique. Différentes valeurs de l'exposant m ont été proposées par plusieurs auteurs, par exemple, $m = 0,5$ pour Elser et Oguri, $0,7$ pour Annand et Sitkei, $0,75$ pour Taylor et Toong, et $0,8$ pour Woschni et Hohenberg. A l'exception de la corrélation de Woschni, la plupart de ces corrélations utilisent une moyenne sur le temps de la vitesse de gaz, proportionnelle à la vitesse moyenne de piston. Cependant, Woschni a séparé la vitesse du gaz en deux parties : la vitesse de gaz sans combustion, qui est proportionnelle à la vitesse moyenne de piston, et une vitesse de gaz dépendant du temps, induite par la combustion, qui est une fonction de la différence entre les pressions avec et sans combustion.

Les corrélations de Woschni et de Hohenberg sont les plus connues de cette catégorie.

- Corrélation de Woschni (1965-68) [166]

$$h_g = C_0 \cdot \left[B^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot \left((C_1 \cdot V_{mp}) + C_2 \cdot \frac{V_d \cdot T_l}{P_l \cdot V_l} \cdot (P - P_{mot}) \right)^{0.8} \cdot T^{-0.53} \right] \quad (5.41)$$

P est la pression instantanée, en bar, $C_0 = 110-130$. C_1 et C_2 sont donnés au tableau (5.2).

Tableau 5.2- Coefficients C_1 et C_2 de la corrélation de Woschni

Phase	C_1 [-]	C_2 [m/s.K]
Admission, Echappement	6,18	0
Compression	2,28	0
Combustion-Détente	2,28	$3,24 \cdot 10^{-3}$

- Corrélation de Hohenberg (1979) [168]

$$h_g = C_1 \cdot C_u^{-0,06} \cdot P^{0,8} \cdot T^{-0,4} (C_2 + V_{mp})^{0,8} \quad (5.42)$$

Les valeurs numériques $C_1=130$ et $C_2=1.4$ figurant en (5.42) sont des constantes établies sur la base représentative de six moteurs diesel.

- Corrélation de Sitkei [167]

Cette corrélation appartient à la même famille que les corrélations de Woschni et de Hohenberg. Cette corrélation est également établie sur la base d'expériences sur moteur diesel. Elle est donnée par l'équation (5.43) :

$$h_g = 2,36 \times 10^{-4} \cdot (1 + b) \cdot \frac{(P \cdot V_{mp})^{0,7} A^{0,3}}{T^{0,2} \cdot (4V)^{0,3}} \quad (5.43)$$

Avec $b = 0 - 0,35$

c. Corrélations spécifique pour moteurs à AC

Les corrélations données précédemment sont typiquement établies sur la base d'expériences sur moteurs diesel. En conséquence, elles ne sont théoriquement pas appropriées pour modéliser le transfert de chaleur à l'intérieur du cylindre de moteurs à allumage commandé, du fait que la combustion dans ce cas, ainsi que les plages de fonctionnement sont très différentes. Cependant, plusieurs études ont utilisé ces corrélations pour des moteurs à AC. Par exemple, Oguri [171] a utilisé la corrélation d'Eichelberg pour estimer le transfert de chaleur dans un moteur à AC de cylindrée égale à 1400 cm^3 , obtenant ainsi des résultats conformes aux résultats expérimentaux pour la phase de détente, mais pas pour la phase de compression. Shayler [172] a calculé le transfert de chaleur en utilisant les corrélations de Woschni, d'Annand, et d'Eichelberg. Il a été constaté que le modèle d'Eichelberg pouvait fournir les estimations les plus proches des données expérimentales.

Des corrélations ont été établies particulièrement pour ce type de moteur, mais elles ne sont pas nombreuses. La corrélation de Trapy [169] est une de ces corrélations. À la

différence de celles définies précédemment, cette corrélation n'a pas un caractère universel et les coefficients constants qu'elle contient, diffèrent d'un moteur à l'autre.

Enfin, la corrélation d'Annand a été établie, à la fois, pour les moteurs à AC et ceux à AS, la constante b diffère en fonction du type de moteur.

- Corrélation d'Annand [165]

$$h_g = a \cdot \frac{k_g}{B} \cdot Re^{0.7} + b \cdot \frac{(T_g^4 - T_w^4)}{(T_g - T_w)} \quad (5.44)$$

Avec $a = 0,35-0,8$ et $b = 4,3 \cdot 10^{-9} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^{-4}$ pour les moteurs à allumage commandé.

Notons que lorsque l'expression des corrélations précédentes est différente selon la phase du cycle moteur, la formule appropriée est spécifiée. Autrement, l'expression est unique.

5.5.2 Choix de la corrélation de transfert thermique

Dans les études précédentes, utilisant le modèle deux zones, pour des moteurs à allumage commandé fonctionnant au gaz naturel, plusieurs choix ont été réalisés pour l'évaluation du transfert thermique. Cependant, aucune justification pour le choix n'a été donnée dans la littérature. Ainsi, la présente investigation vise à étudier l'effet du choix de la corrélation d'échange thermique sur le modèle deux zones et fournir un choix optimisé pour une meilleure pertinence du modèle deux zones, dans le cas des moteurs à AC au gaz naturel.

D'abord, afin d'étudier l'importance du choix de la corrélation de transfert de chaleur, l'influence de ce choix sur les performances calculées est étudiée. Ensuite, l'influence de la précision de la corrélation sur la pertinence du modèle deux-zones, par le choix de paramètres réalistes pour la loi de Wiebe, est montrée. Enfin, afin de fournir un choix de corrélation approprié pour les moteurs à AC, nos résultats expérimentaux sont d'abord utilisés. Ces résultats ont montré une même tendance pour tous les cas étudiés. Cependant, un seul moteur, à une seule vitesse de rotation, est utilisé pour cette comparaison. Par conséquent, afin d'obtenir des conclusions plus générales et plus fiables, une investigation bibliographique de plusieurs autres études [168,172-174], basées sur la mesure des taux de transfert de chaleur pour différents moteurs à AC, a été menée. Leurs résultats sont en concordance avec nos résultats expérimentaux. Par conséquent, des conclusions basées sur nos résultats et ceux trouvés dans la littérature, sont déduites.

a. Influence du choix de corrélation sur les performances calculées

Afin de montrer l'effet de la corrélation de transfert de chaleur sur les performances calculées, deux cas sont présentés (Fig. 5.6- a, b), le paramètre choisi est la pression cylindre. Ce choix n'est pas fortuit. Il est motivé par deux raisons. D'abord, elle constitue le premier résultat obtenu par un modèle deux zones, qui est l'objet de l'investigation. Aussi, elle est la base de calcul de plusieurs autres performances moteur. Le diagramme de pression moyen a été obtenu en faisant la moyenne de 100 cycles consécutifs [175]. De plus, une bonne simulation de la pression cylindre pendant la combustion peut être utilisée pour détecter le

risque de cliquetis. La température à l'intérieur du cylindre peut également être utilisée à cette fin.

Ainsi, Il apparaît clairement (Fig. 5.6, 5.7, 5.8), l'influence du choix de la corrélation de transfert thermique sur les performances moteur calculées. Pour expliquer cette influence, le coefficient de transfert thermique est tracé (Fig. 5.9- a, b). Les détails sont donnés ci-après, lors de la discussion de chaque corrélation séparément.

En outre, si le moteur est soumis à des charges mécaniques et thermiques élevées, il peut s'endommager. La prévision de tels risques est d'une grande importance. Le calcul de la pression et la température maximales peut être utilisé à cette fin. Ainsi, les cas présentés (Fig. 5.7, 5.8), montrent clairement l'influence du choix de la corrélation sur la pression et la température maximales calculées. En effet, la différence pour la pression maximale dépasse 5 bars, et est d'environ 100 °C pour la température maximale.

Par ailleurs, bien qu'il soit bien connu que les modèles 2-zones ne peuvent prétendre une grande précision de simulation, ils peuvent constituer un premier outil d'une valeur certaine, s'ils sont bien construits. Cependant, si les différences susmentionnées s'ajoutent aux imprécisions produites par les approximations du modèle, ceci diminuera considérablement sa valeur.

b. Influence de la précision de la corrélation sur la pertinence du modèle deux-zone

Le modèle deux-zones est l'un des outils de simulation basés sur l'expérience. Généralement, pour les moteurs à AC, la loi de Wiebe (Eq. 5.10) est utilisée pour l'évaluation du dégagement de chaleur. Dans cette fonction, a_w et m_w sont des paramètres ajustables qui fixent l'allure de la courbe [5]. Le paramètre a_w traduit le pourcentage de la masse de carburant brûlée comparée à la masse introduite. Considéré 99.9% du carburant introduit comme brûlé, donne une valeur de 6.908 pour a_w . La variation du facteur de forme m_w , implique une dissymétrie de la distribution, donc du dégagement de chaleur. Une faible valeur implique des démarrages de combustion très violents. L'augmentation de m_w engendre des combustions tardives et un décalage du pic de combustion [156].

Le calibrage du modèle implique le choix de ces paramètres. Le calibrage est plus efficace si ces paramètres sont réalistes. L'utilisation du modèle calibré, d'une façon prédictive, pour d'autres conceptions, afin de fournir certains résultats, ne seraient ce qualitatifs, est alors plus fiable. Cependant, ces paramètres sont plus réalistes quand le calibrage est mené tout en utilisant des modèles plus précis de transfert de chaleur. Par conséquent, la pertinence du modèle deux-zones dépend de la convenance de la corrélation de transfert thermique.

c. Optimisation du choix de corrélation de transfert thermique

Le choix de corrélation pour un meilleur modèle deux-zones doit certes prendre en compte la précision des résultats, mais également sa convenance pratique et le temps de calcul qu'elle nécessite.

En vue d'un choix de corrélation, et afin de tirer des conclusions plus générales et plus fiables, en plus de nos résultats, d'autres basés sur la mesure du transfert thermiques et tirés de la littérature sont aussi utilisés [168,172-174].

Chacune des corrélations sera discutée à part, prenant en considération plusieurs aspects.

- **Woschni** : Comme signalé par Hohenberg [168], cette corrélation sous-estime le coefficient de transfert thermique pendant la compression et le surestime durant la combustion (Fig. 5.9). Cependant, l'effet sur les performances du cycle est négligeable. La nécessité de la pression de motoring rend son usage difficile. Elle requiert également plus de temps de calcul comparativement aux autres corrélations.
- **Hohenberg** : Elle donne les résultats les plus proches de nos résultats expérimentaux. De plus, Hohenberg [168] a proposé cette corrélation, comme une amélioration, afin de remédier à quelques lacunes relevées dans la corrélation de Woschni. Aussi, l'imperfection de la corrélation d'Eichelberg pour la phase de compression n'est pas posée avec cette corrélation (Fig. 5.9- a, b). Elle est facile à utiliser, et le temps de calcul est réduit. Ce qui la rend notre premier choix.
- **Eichelberg** : A l'exception de la phase de compression (Fig. 5.9), comme mentionné par la référence [174], les résultats de cette corrélation sont acceptables. De plus, comme déjà signalé, Shayler [172] a calculé le transfert de chaleur utilisant les corrélations de Woschni, d'Annand, et d'Eichelberg. Il a été constaté que le modèle d'Eichelberg pouvait fournir les estimations les plus proches des données expérimentales. Comme la corrélation de Hohenberg, elle est facile à utiliser et le temps de calcul est réduit. Presque aucun calibrage ne doit être fait. C'est alors notre deuxième choix.
- **Annand** : Comparativement aux autres corrélations, cette corrélation fait intervenir le terme de rayonnement. Cependant, ce terme n'a pas un grand impact. Son paramètre de calibrage a une grande influence sur le coefficient de transfert thermique ainsi que sur les performances moteur correspondantes. En effet, si le paramètre (a) est fixé à 0.8, le coefficient de transfert thermique est surestimé (Fig. 5.9) et les performances du cycle moteur sont sous-estimées (Fig. 5.6, 5.7, 5.8). Ceci la rend peu intéressante pour un usage dans les modèles thermodynamiques.
- **Sitkei** : Le coefficient de transfert thermique est sous-estimé (Fig. 5.9) et les performances du cycle moteur sont par conséquent surestimées (Fig. 5.6, 5.7, 5.8). La précision n'est pas acceptable.

Le tableau suivant récapitule les éléments de comparaison précédents. Il peut être utilisé comme un guide pour le choix de corrélation, se basant sur plusieurs critères, pour les moteurs à allumage commandé.

Tableau 5.3- Comparaison des corrélations

	Précision	Utilisation	Temps de calcul	Calibrage
Hohenberg	+++	++	++	++
Eichelberg	++	++	++	++
Woschni	++	-	-	+
Annand	+	++	++	-
Sitkei	-	++	++	+

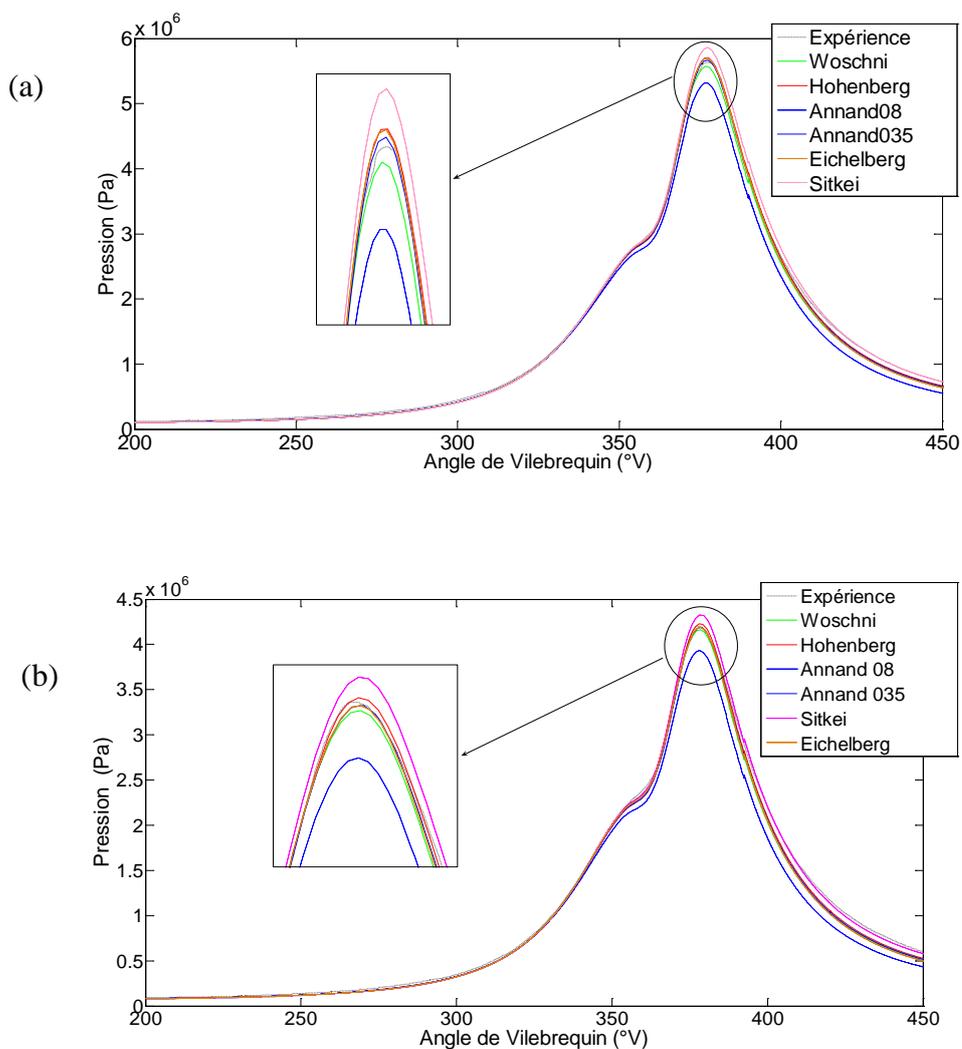


Fig. 5.6. Pressions cylindre obtenues avec différentes corrélations pour deux cas :
 (a) $\phi=1, \alpha=9^\circ V, \text{ Pleine charge}$ (b) $\phi=1, \alpha=9^\circ V, \text{ Charge partielle}$

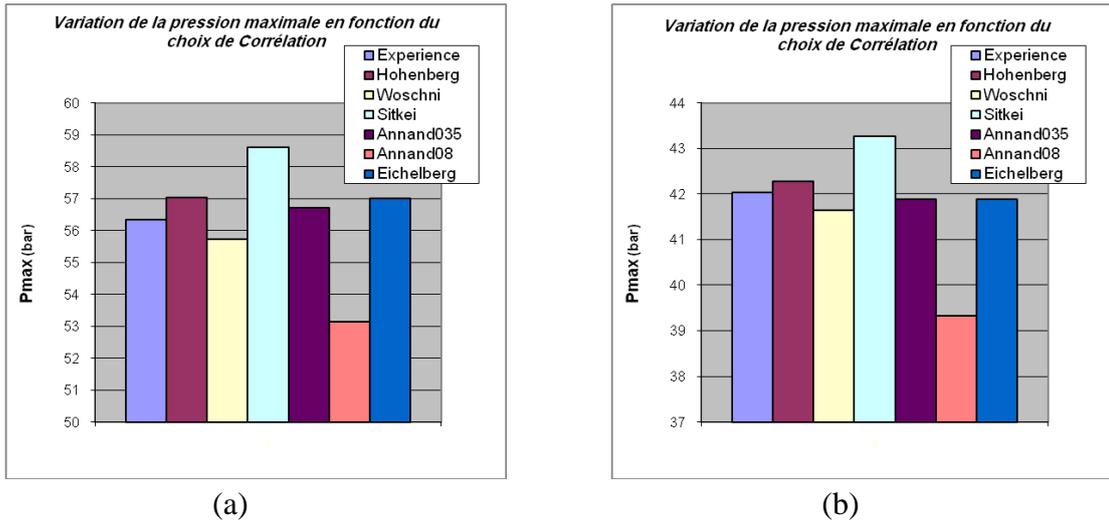


Fig. 5.7. Pressions maximales obtenues avec différentes corrélations
 (a) $\varnothing=1, \alpha=9^\circ V, \text{ Pleine charge}$ (b) $\varnothing=1, \alpha=9^\circ V, \text{ Charge partielle}$

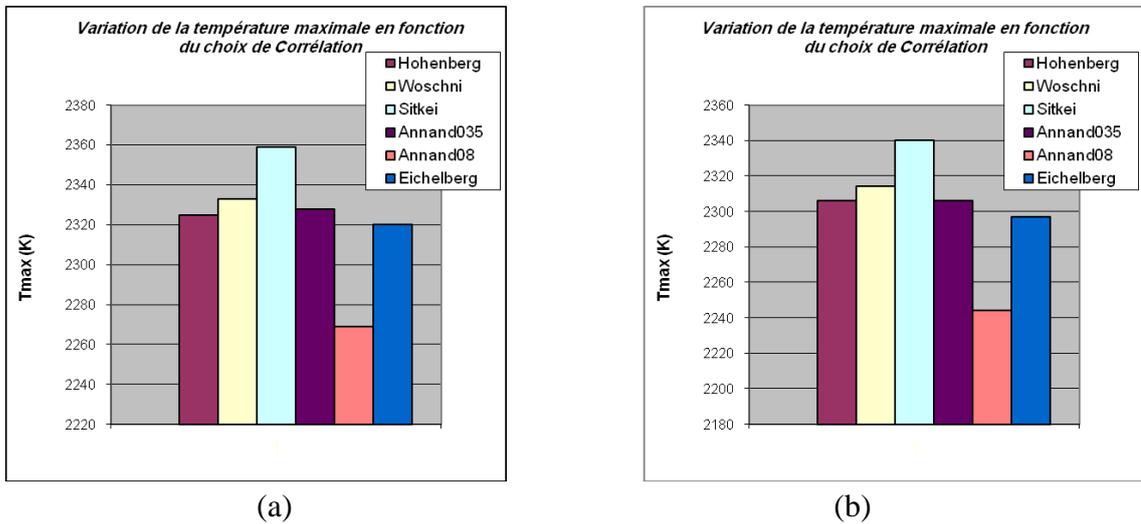


Fig. 5.8. Températures maximales obtenues avec différentes corrélations pour deux cas :
 (a) $\varnothing=1, \alpha=9^\circ V, \text{ Pleine charge}$ (b) $\varnothing=1, \alpha=9^\circ V, \text{ Charge partielle}$

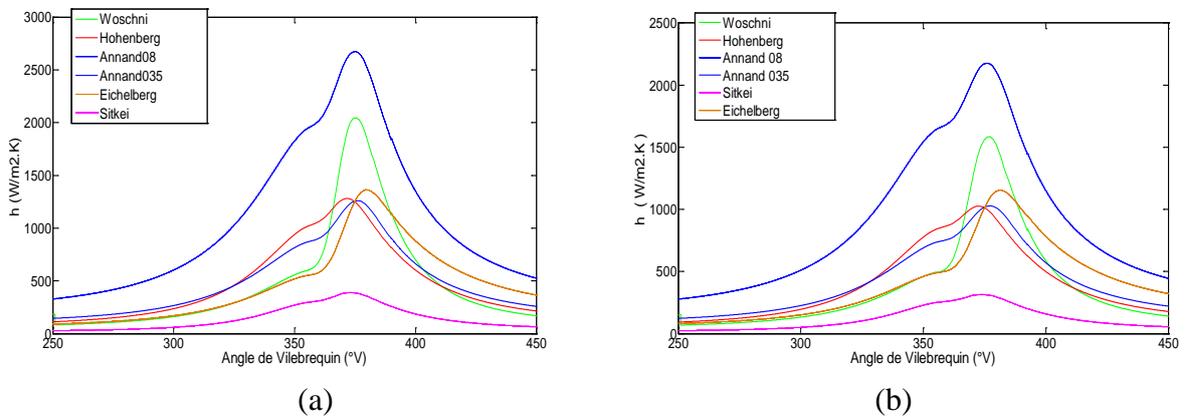


Fig. 5.9. Coefficients d'échange thermique obtenus avec différentes corrélations
 (a) $\varnothing=1, \alpha=9^\circ V, \text{ Pleine charge}$ (b) $\varnothing=1, \alpha=9^\circ V, \text{ Charge partielle}$

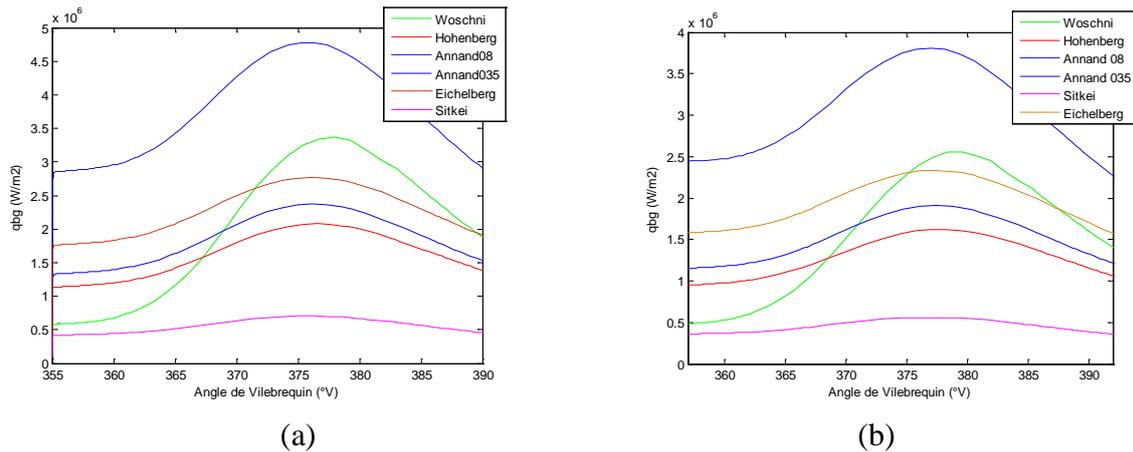


Fig. 5.10. Comparaison des densités de flux de chaleur dans la zone de gaz brûlés avec différentes corrélations pour deux cas :

(a) $\Phi=1$, $\alpha=9^\circ V$, Pleine charge (b) $\Phi=1$, $\alpha=9^\circ V$, Charge partielle

5.5.3 Influence de la méthode de calcul de la surface d'échange thermique

L'influence de la méthode de calcul de la surface d'échange de chaleur de chaque zone (zone de gaz brûlé et non brûlé) est étudiée. Deux méthodes de calcul utilisées dans les études précédentes sont comparées.

- Première méthode

Les taux de transfert de chaleur pour les deux zones sont déterminés comme si chacune des deux zones remplit entièrement le cylindre. Puis, le taux de transfert de chaleur est multiplié par la fraction volumique de cylindre de la zone considérée. Cette méthode de pondération volumique a été utilisée notamment par Shapiro et Van Gerpen [176] et par Soylu [154].

$$A_b = \frac{V_b}{V_u + V_b} \cdot A \quad (5.45) \quad A_u = \frac{V_u}{V_u + V_b} \cdot A \quad (5.46)$$

- Deuxième méthode

On assume que la section de parois de la chambre de combustion en contact avec les gaz brûlés est proportionnelle à la racine carrée de la fraction massique de gaz brûlé, ceci afin de prendre en considération le volume plus grand occupé par les gaz brûlés par rapport au volume de gaz non brûlés, comme proposé par Ferguson [17]. Cette méthode est adoptée, entre autres, par Ibrahim et Bari [8].

$$A_b = x_b^{1/2} \cdot A \quad (5.47) \quad A_u = (1 - x_b^{1/2}) \cdot A \quad (5.48)$$

Afin d'évaluer l'influence du choix de la méthode de calcul de la surface d'échange, les résultats des différentes méthodes sont comparés, pour plusieurs fonctionnements moteur. Deux cas sont présentés (Fig. 5.11, 5.12). La corrélation de transfert de chaleur adoptée est celle de Hohenberg. On constate que la différence du flux thermique est négligeable (Fig.

5.12). Presque aucun effet de la méthode d'évaluation sur les performances moteur n'est discernable (Fig. 5.11).

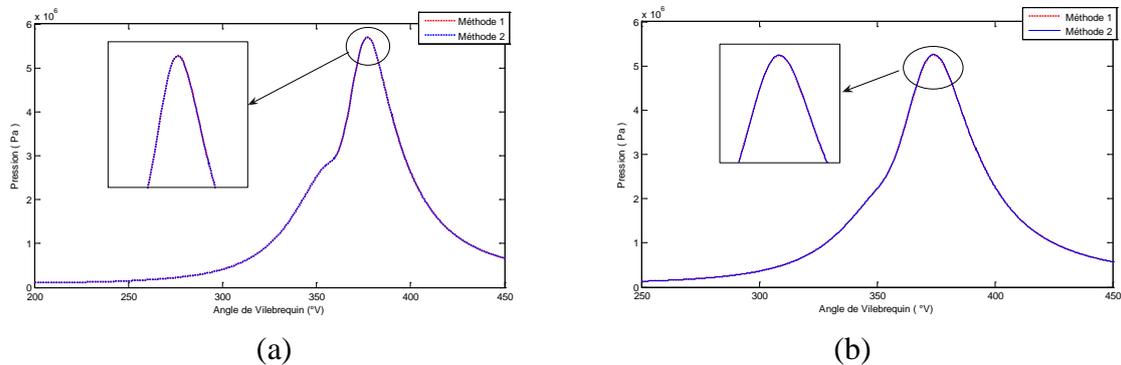


Fig. 5.11. Comparaison des pressions cylindre obtenues avec différentes méthodes d'évaluation de la surface d'échange, pour deux cas :

(a) $\varnothing=1$, $\alpha=9^\circ\text{V}$, Pleine charge (b) $\varnothing=0.85$, $\alpha=17^\circ\text{V}$, Charge partielle

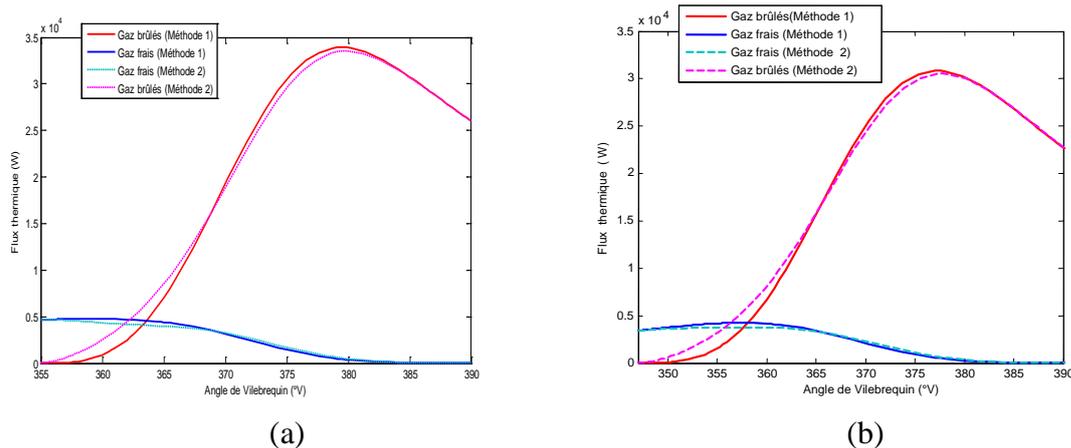


Fig. 5.12. Comparaison des flux de chaleur obtenus avec différentes méthodes d'évaluation de la surface d'échange, pour deux cas :

(a) $\varnothing=1$, $\alpha=9^\circ\text{V}$, Pleine charge (b) $\varnothing=0.85$, $\alpha=17^\circ\text{V}$, Charge partielle

5.6 Synthèse et conclusions

Un code de calcul conçu pour servir de banc d'essai numérique pour les moteurs au gaz naturel à allumage commandé, a été développé. Il est basé sur le modèle thermodynamique deux-zones. Il a été validé par des résultats expérimentaux.

Sur la voie de l'optimisation de cet outil, et dans un souci de fournir un outil de modélisation deux zones plus pertinent, pour les études futures concernant les moteurs fonctionnant au gaz naturel, une étude de choix de corrélation de transfert thermique a été menée. A cet effet, les corrélations les plus connues ont été examinées et comparées, considérant différents aspects, et utilisant des résultats expérimentaux. Il ressort que la

corrélation de Hohenberg est le meilleur choix. Elle donne les résultats les plus précis. Elle est facile à utiliser, et le temps de calcul est réduit. La corrélation d'Eichelberg est notre deuxième choix.

L'estimation de la surface d'échange thermique pour chacune des zones de gaz brûlé et non brûlé, a été étudiée. Deux méthodes utilisées dans la littérature, ont été examinées. Quoique la méthode de pondération volumique semble être plus logique, les résultats de comparaison montrent que l'influence de la méthode est négligeable.

Conclusion générale

La pollution atmosphérique et le réchauffement climatique provoqué par les émissions de gaz à effet de serre sont devenus un des sujets de première importance dans le monde entier. La contribution des moteurs à ce fléau est importante.

Un grand nombre de travaux de recherches ont été menés dans le but d'identifier des sources d'énergie de substitution plus écologiques que les produits pétroliers conventionnels. Le gaz naturel bénéficie d'un grand intérêt en tant que carburant alternatif propre. Son utilisation dans les moteurs et particulièrement ceux de véhicules est investiguée. Relever tous les défis liés à un usage de ce carburant, digne des avantages qu'il procure, nécessite des stratégies de promotion efficaces qui rattachent l'aspect technique à tous les autres aspects inhérents. Dans le but de contribuer à la promotion de ce carburant à l'échelle mondiale en général, et au niveau national en particulier, certains éléments pour une stratégie de sa promotion sont d'abord proposés sur la lumière d'une revue bibliographique ayant porté sur les différents types de motorisation au gaz naturel.

Le fonctionnement dual-fuel est une technique intéressante d'utilisation de ce carburant dans les moteurs, tant sur le plan économique qu'environnemental. Cependant, pour être plus attrayant, quelques aspects doivent être améliorés. La première partie de notre travail s'inscrit dans un effort de contribution à la caractérisation et l'amélioration du fonctionnement dual-fuel au gaz naturel. Une investigation expérimentale du fonctionnement dual-fuel au gaz naturel a été réalisée afin de caractériser la combustion, les performances ainsi que les émissions polluantes d'un moteur diesel conventionnel à injection directe.

Aux faibles charges du moteur, cette étude a confirmé les résultats rapportés par plusieurs auteurs; la consommation spécifique totale en fonctionnement dual-fuel est plus élevée que celle en diesel normal. Ceci révèle une faible utilisation du combustible gazeux. Elle est due principalement à la conjonction de basse température de charge et de mélange air-gaz naturel très pauvre à l'intérieur de la chambre de combustion, ayant pour conséquence une combustion lente et mauvaise du combustible gazeux.

Cependant, aux charges élevées et modérées, nos résultats montrent un comportement très intéressant du moteur en dual-fuel comparé au diesel normal. En effet, la consommation spécifique totale est inférieure en dual-fuel pour toutes les vitesses de rotation examinées. À ces charges, l'amélioration de l'utilisation du combustible gazeux due aux températures plus élevées et à des mélanges plus riches, engendre une amélioration conséquente de la consommation spécifique en dual-fuel. Par conséquent, le pic de la pression cylindre devient plus élevé en dual-fuel.

Concernant les émissions polluantes, nos résultats appuient le fait que l'utilisation du gaz naturel en fonctionnement dual-fuel est une technique très efficace pour réduire les émissions de suie particulièrement aux charges élevées où elles sont importantes en fonctionnement diesel. Concernant la concentration en oxydes nitriques, on observe également une réduction en fonctionnement dual-fuel pour les charges faibles et modérées. Cependant, pour des

charges plus élevées, nos résultats montrent que les émissions de NO_x en dual-fuel deviennent plus élevées que celles en diesel normal pour toutes les vitesses de rotation examinées.

En revanche, les émissions d'hydrocarbures (THC) sont considérablement plus élevées en fonctionnement dual-fuel. Les émissions de CO sont aussi plus élevées en dual-fuel pour les charges faibles et modérées.

Ainsi, cette étude a montré que l'utilisation du gaz naturel dans un moteur dual-fuel est une technique prometteuse pour contrôler les émissions de suie et d'oxydes nitriques, défis avérés de moteurs diesels. Aux charges élevées et modérées, nos résultats montrent un comportement très attrayant du mode dual-fuel comparé au diesel normal, même en ce qui concerne la consommation. De plus, cette technique peut être appliquée sur les moteurs diesel existants moyennant seulement de légères modifications. Une vérification de la pression maximale doit toutefois être faite.

Cependant, on relève quelques lacunes liées au fonctionnement dual-fuel notamment en ce qui concerne la consommation à faible charge et les émissions d'hydrocarbures et de monoxyde de carbone. Néanmoins, malgré que nous ayons confirmé cette dégradation de consommation, nous jugeons que les expressions utilisées dans la littérature sont exagérées, vu que la différence n'est pas si importante. Aussi, en plus du fait que le déficit en consommation puisse être partiellement compensé par le prix plus bas du gaz naturel, de notables améliorations peuvent être réalisées en faisant recours à quelques mesures d'optimisation.

L'effet de la quantité de combustible pilote a d'abord été étudié. Bien que dans un moteur dual-fuel, la tendance est pour un remplacement maximum du carburant liquide pétrolier par un carburant gazeux alternatif; l'influence positive de l'augmentation de la quantité de combustible pilote sur certaines émissions polluantes comme les hydrocarbures (THC) et celles négatives sur d'autres comme les NO_x et le CO_2 , incite à une étude d'optimisation de la quantité de combustible pilote pour chaque moteur dédié à un fonctionnement dual-fuel. D'autre part, l'effet du système d'alimentation en combustible gazeux a été démontré.

Sur la base de la présente investigation, des éléments pour une stratégie adaptée de contrôle du mode de fonctionnement moteur sont proposés.

Le risque de cliquetis aux charges élevées, requiert une attention particulière. Le cliquetis est un phénomène néfaste, voire fatal dans certains cas, pour les moteurs et notamment ceux en fonctionnement dual-fuel. Sa maîtrise est d'une importance capitale. Ainsi, nous nous sommes intéressés à l'étude de ce phénomène dans les moteurs dual-fuel au gaz naturel. Les résultats de cette étude ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- Dans les moteurs dual-fuel, le cliquetis se situe autour du PMH. Il avance vers celui-ci au fur et à mesure qu'il augmente d'intensité. Il est même situé juste avant le PMH dans le cas de cliquetis intense.
- En mode dual-fuel, les amortissements du cliquetis sont rapides et ne durent pas longtemps dans la course de détente.
- Comme dans le cas de moteurs à allumage commandé, les oscillations de pression peuvent atteindre des dizaines de bar d'amplitude.

- Pour un même régime cliquetant, il existe une grande variabilité d'un cycle à l'autre vis-à-vis du cliquetis.
- La variabilité cyclique de l'indice qui estime l'intensité du cliquetis augmente avec l'intensité du cliquetis.
- Pour un cliquetis naissant, la valeur moyenne de l'intensité du cliquetis reste constante. Cependant, pour un cliquetis intense, la tendance d'évolution de cette valeur moyenne est croissante et le cliquetis n'est alors plus contrôlable. La pente de cette évolution est plus prononcée pour des vitesses supérieures.
- Si Pour un cliquetis naissant, la moyenne de l'intensité du cliquetis des cycles le constituant est constante, la moyenne des PMI est croissante.
- Pour un cliquetis intense, l'intensité du cliquetis et la pression maximale augmentent. La PMI et le rendement diminuent.
- Pour le fonctionnement dual-fuel avec cliquetis, la combustion pré-mélangée est principale. La durée de la combustion devient de plus en plus courte au fur et à mesure que le cliquetis s'intensifie. La valeur maximale du dégagement de chaleur augmente avec l'intensité du cliquetis, et l'angle correspondant à cette valeur maximale se situe avant le PMH. Cette avance augmente au fur et à mesure que l'intensité du cliquetis augmente.
- Pour un fonctionnement en cliquetis intense, en plus du fait que le niveau des températures de parois est bien supérieur à celui des autres fonctionnements, la vitesse d'augmentation de ces températures est beaucoup plus élevée que dans les autres cas, ce qui peut rapidement nuire au moteur.
- Il existe une bonne corrélation entre la pression maximale dans le cylindre et l'intensité du cliquetis. Cette corrélation augmente avec l'augmentation du niveau du cliquetis.
- La dérivé de pression cylindre se corrèle très bien avec l'intensité du cliquetis.
- Un nouvel indicateur de cliquetis est proposé. Il consiste en la dérivée de la pression cylindre maximale. Cet indicateur, baptisé (Derivate of Maximum pressure – DMP) se corrèle très bien avec l'indicateur (MAPO), fréquemment utilisé. Seule la pression cylindre brute est nécessaire pour son calcul. Il ne nécessite donc pas de filtre de pression. Il est d'une mise au point facile, d'un coût et d'un temps de calcul beaucoup plus inférieurs que pour le MAPO. Il peut donc permettre une détection rapide par des moyens simples, ce qui peut s'avérer d'une importance capitale.
- Une forte influence du cliquetis est aussi observée au niveau des émissions d'oxydes d'azote.
- Il a été mis en évidence que l'augmentation de la quantité de pilote est un moyen très efficace de retardement des limites d'apparition de cliquetis pour les moteurs dual-fuel.

Par ailleurs, le méthane peut être considéré comme une source d'énergie renouvelable à travers la production de biogaz issus notamment de la dégradation anaérobie de déchets. La valorisation des biogaz présente un grand intérêt tant sur le plan écologique qu'économique. Cependant, elle est confrontée à des problèmes qui peuvent compromettre

leur utilisation industrielle. Les moteurs dual-fuel ont été investigués comme une piste de valorisation de ces gaz et de recherche de solutions à ces problèmes. Les résultats de cette étude ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- Les biogaz peuvent être valorisés dans les moteurs dual-fuel avec des rendements très attractifs.
- la valorisation des biogaz dans les moteurs dual-fuel est aussi intéressante du point de vue émissions polluantes surtout aux charges élevées.
- La formation de dépôts de siloxanes a été mise en évidence pour les moteurs dual-fuel fonctionnant au biogaz.
- L'apparition du cliquetis n'est pas influencée par la concentration de siloxanes dans le biogaz.
- Jusqu'à un certain seuil de formation de dépôts, les limites d'apparition du cliquetis ne sont pas influencées par ces dépôts. Au-delà, notre étude ne peut se prononcer.
- Une technique innovante de nettoyage des dépôts de siloxanes dans le moteur a été proposée.

La deuxième grande famille de moteurs au gaz naturel est celle à allumage commandé. D'abord sur la base d'une recherche bibliographique, des pistes d'optimisation de performances et d'émissions sont dégagés. Un code de calcul conçu pour servir de banc d'essai numérique pour les moteurs au gaz naturel à allumage commandé, a été développé. Il est basé sur le modèle thermodynamique deux-zones.

Sur la voie de l'optimisation de cet outil, et dans un souci de fournir un outil de modélisation deux zones plus pertinent, pour les études futures concernant les moteurs fonctionnant au gaz naturel, une étude de choix de corrélation de transfert thermique a été menée. Les corrélations les plus connues ont été examinées et comparées, considérant différents aspects, et utilisant des résultats expérimentaux. Il ressort que la corrélation de Hohenberg est le meilleur choix. Elle donne les résultats les plus précis. Elle est facile à utiliser et le temps de calcul est réduit. La corrélation d'Eichelberg est notre deuxième choix.

Par ailleurs, l'évaluation de la surface d'échange thermique pour chacune des zones de gaz brûlé et non brûlé, a été étudiée. Deux méthodes utilisées dans la littérature, ont été examinées. Quoique la méthode de pondération volumique semble être plus logique, les résultats de comparaison montrent que l'influence de la méthode est négligeable.

Le code de calcul a été validé par des résultats expérimentaux. Cet outil pourra servir comme premier moyen, afin d'étudier différentes techniques d'amélioration de ce type de moteur, en vue du développement de cette catégorie de motorisation au gaz naturel.

Perspectives

D'abord concernant le fonctionnement dual-fuel, et vu qu'il a été prouvé que les lacunes de ce mode, particulièrement aux faibles charges, sont dues à la mauvaise qualité de la combustion; des promoteurs de combustion peuvent être utilisés et examinés afin d'évaluer leur apport pour ces moteurs.

Concernant le fonctionnement au biogaz, une comparaison entre les moteurs dual-fuel et les MAC surtout concernant les émissions, est intéressante. D'autre part, et afin de confirmer nos résultats concernant la technique de nettoyage des dépôts de siloxanes, d'autres essais sont nécessaires.

Le code de calcul développé pour les moteurs à allumage commandé au gaz naturel, peut être utilisé afin d'étudier différentes techniques d'amélioration de ce type de moteur. L'éco-sur-alimentation au gaz naturel, avec une éventuelle dilution à l'EGR semble être un choix très prometteur pour de meilleures performances et émissions.

Annexes

Annexe A.1 : Complément de résultats

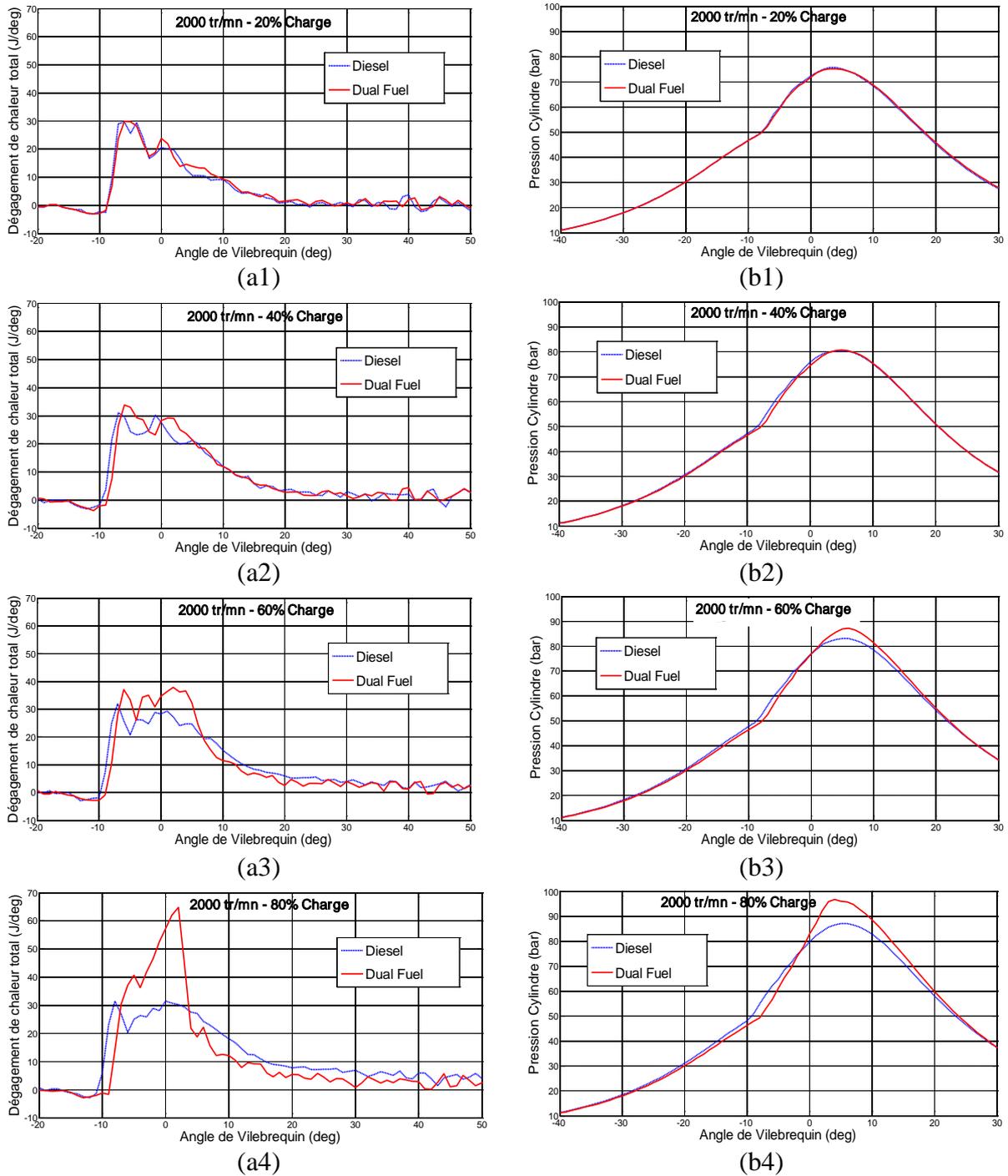


Fig. A.1. Evolution du dégagement total de chaleur et de la pression cylindre pour un fonctionnement diesel normal et celui en dual-fuel pour une vitesse de rotation de 2000 tr/mn et différentes charges du moteur.

Annexe A.2 : Mécanismes de formation du NO_x

Quatre mécanismes de formation de NO_x sont identifiés. Il s'agit du mécanisme thermique, du mécanisme prompt, le mécanisme intermédiaire N₂O et le mécanisme de formation à partir de l'azote du combustible [19, 180].

A.2.1 Mécanisme thermique

Il est initié par une consommation de l'azote de l'air par réaction avec les atomes d'oxygène. Le mécanisme thermique ou de Zeldovich consiste en deux réactions chimiques (A.1 et A.2) et il est couplé à la combustion à l'aide des espèces comme le O₂, le O et le OH. Une troisième réaction (A.3) a été ajoutée par Lavoie [16] dans le mécanisme.



De plus amples détails sont donnés au chapitre 5.

A.2.2 Mécanisme prompt ou précoce

La source de NO est aussi l'azote de l'air, mais la réaction d'initiation implique comme réactifs, des radicaux hydrocarbonés tels que CH. Fenimore a démontré qu'une quantité de NO se forme dans la zone de la flamme pré mélangée laminaire avant que le NO thermique apparaisse. Le CH, qui est formé comme un intermédiaire, juste au front de flamme, réagit avec l'azote de l'air pour former l'acide cyanhydrique [19] :



L'acide cyanhydrique ainsi formé est rapidement consommé par oxydation

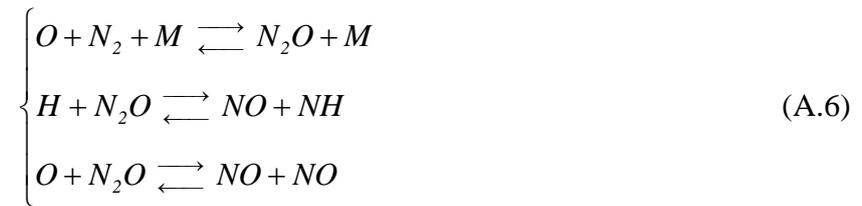


Les atomes d'azote conduisent ensuite à NO par les réactions (A.2) et surtout (A.3) du mécanisme thermique [180].

A.2.3 Mécanisme intermédiaire N₂O

Pour les mélanges pauvres (richesse inférieure à 0,8) et pour les températures modérées, une voie supplémentaire de formation de NO, à partir de l'azote de l'air, avec le protoxyde

d'azote comme intermédiaire a été identifiée. Le mécanisme intermédiaire N_2O peut être écrit comme suit [16] :



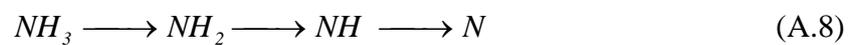
Où M désigne les radicaux libres.

A.2.4 Mécanisme de formation à partir de l'azote du combustible

Comme première étape de ce mécanisme, deux intermédiaires (HCN et NH_3), sont formés. Cette étape est complexe et recouvre en réalité un grand nombre de réactions, mais elle est rapide et ne conditionne donc pas la cinétique du processus de formation de NO à partir de l'azote du combustible. Elle est donc représentée par des réactions globales [180] :



Les réactions principales de formation de NO à partir de HCN sont les mêmes que celles mentionnées pour la voie précoce de formation. La transformation de NH_3 en NO repose sur des intermédiaires NH_i formés par une déshydrogénation progressive :



Ces radicaux NH_i produisent ensuite NO par réaction avec O_2 , O et OH .

Annexe A.3 : Constantes de vitesses de réaction du mécanisme de Zeldovich [16]

	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.

Annexe A.4 : Coefficients appliqués aux relations (5.33, 5.34, 5.35) [100]

O ₂ 300-1000K 1000-5000K	a ₁ 0,03212936 E+02 0,03697578 E+02	a ₂ 0,11274864 E-02 0,06135194 E-02	a ₃ -0,05756150 E-05 -0,12588420 E-06	a ₄ 0,13138773 E-08 0,01775281 E-09	a ₅ -0,08768554 E-11 -0,11364354 E-14	a ₆ -0,1005249 E+04 -0,1233930 E+04
N ₂ 300-1000K 1000-5000K	a ₁ 0,03298677 E+02 0,02926640 E+02	a ₂ 0,14082404 E-02 0,14879768 E-02	a ₃ -0,03963222 E-04 -0,05684760 E-05	a ₄ 0,05641515 E-07 0,10097038 E-09	a ₅ -0,02444854 E-10 -0,06753351 E-13	a ₆ -0,1020899 E+04 -0,0922797 E+04
CO ₂ 300-1000K 1000-5000K	a ₁ 0,02275724 E+02 0,04453623 E+02	a ₂ 0,09922072 E-01 0,03140168 E-01	a ₃ -0,1040911 E-04 -0,12784105 E-05	a ₄ 0,6866686 E-07 0,02393996 E-08	a ₅ -0,0211728 E-10 -0,16690333 E-13	a ₆ -0,0483731 E+06 -0,0489669 E+06
H ₂ O 300-1000K 1000-5000K	a ₁ 0,03386842 E+02 0,02672145 E+02	a ₂ 0,03474982 E-01 0,03056293 E-01	a ₃ -0,06354696 E-04 -0,08730260 E-05	a ₄ 0,06968581 E-07 0,12009964 E-09	a ₅ -0,02506588 E-10 -0,06391618 E-13	a ₆ -0,03020811E+06 -0,0298992 E+06
O 300-1000K 1000-5000K	a ₁ 0,02946428 E+02 0,02542059 E+02	a ₂ -0,16381665 E-02 -0,02755061 E-07	a ₃ 0,02421103 E-04 -0,03102803 E-07	a ₄ -0,16028431 E-08 0,04551067 E-10	a ₅ 0,03890696 E-11 -0,04368051 E-14	a ₆ 0,02914764 E+06 0,02923080 E+06
OH 300-1000K 1000-5000K	a ₁ 0,03637266 E+02 0,02882730 E+02	a ₂ 0,01850910 E-02 0,10139743 E-02	a ₃ -0,16761646 E-05 -0,02276877 E-05	a ₄ 0,02387202 E-07 0,02174683 E-09	a ₅ -0,08443144 E-11 -0,05126305 E-14	a ₆ 0,03606781 E+05 0,03886888 E+05
H 300-1000K 1000-5000K	a ₁ 0,02500000 E+02 0,02500000 E+02	a ₂ 0,0000000 E+00 0,0000000 E+00	a ₃ 0,0000000 E+00 0,0000000 E+00	a ₄ 0,0000000 E+00 0,0000000 E+00	a ₅ 0,0000000 E+00 0,0000000 E+00	a ₆ 0,0000000 E+00 0,0000000 E+00
CO 300-1000K 1000-5000K	a ₁ 0,03262451 E+02 0,03025078 E+02	a ₂ 0,15119409 E-02 0,14426885 E-02	a ₃ -0,03881755 E-04 -0,05630827 E-05	a ₄ 0,05581944 E-07 0,09169283 E-09	a ₅ -0,02474951 E-10 -0,06910951 E-13	a ₆ -0,1431053 E+05 -0,1426835 E+05
NO 300-1000K 1000-5000K	a ₁ 0,03376541 E+02 0,02991423 E+02	a ₂ 0,12530634 E-02 0,12691383 E-02	a ₃ -0,03302750 E-04 -0,05015890 E-05	a ₄ 0,05217810 E-07 0,09169283 E-09	a ₅ -0,02446262 E-10 -0,06275419 E-13	a ₆ 0,09817961 E+05 0,09800840 E+05
H ₂ 300-1000K 1000-5000K	a ₁ 0,03298124 E+02 0,02991423 E+02	a ₂ 0,08249441 E-02 0,07000644 E-02	a ₃ -0,08143015 E-05 0,05633828 E-05	a ₄ -0,09475434 E-09 -0,09231578 E-10	a ₅ 0,04134872 E-11 0,15827519 E-14	a ₆ -0,1012520 E+04 -0,0835034 E+04
CH ₄ 300-1000K 1000-5000K	a ₁ 0,07787415 E+01 0,01683478 E+02	a ₂ 0,01747668 E+00 0,10237236 E-01	a ₃ -0,02783409 E-03 -0,03875128 E-04	a ₄ 0,03049708 E-06 0,06785582 E-08	a ₅ -0,12139307 E-10 -0,04502423 E-12	a ₆ -0,0982522 E+05 -0,1008078 E+05
C ₂ H ₆ 300-1000K 1000-5000K	a ₁ 0,14625388 E+01 0,04825938 E+02	a ₂ 0,15494667 E-01 0,13840429 E-01	a ₃ 0,05780507 E-04 -0,04557258 E-04	a ₄ -0,12578319 E-07 0,06724967 E-08	a ₅ 0,0586267 E-10 -0,03598161 E-12	a ₆ -0,1123917 E+05 -0,1271779 E+05
C ₃ H ₈ 300-1000K 1000-5000K	a ₁ 0,08969208 E+01 0,07525217 E+02	a ₂ 0,02668986 E+00 0,01889034 E+00	a ₃ 0,05431425 E-04 -0,06283924 E-04	a ₄ -0,02126000 E-06 0,09179373 E-08	a ₅ 0,09243330 E-10 -0,04814410 E-12	a ₆ -0,1395491 E+05 -0,1646454 E+05
C ₄ H ₁₀ 300-1000K 1000-5000K	a ₁ 0,47558335 E+00	a ₂ 0,04464758 E-01	a ₃ -0,22047149 E-04	a ₄ 0,42073611 E-08	a ₅ -	a ₆ -0,1711093 E+05

Bibliographie

- [1] H. M. Cho, B.Q. He. Spark ignition natural gas engines-A review. *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, p. 608-618, 2007.
- [2] M. Neuberger, M. G. Schimek, F. J. Horak, H. Moshhammer, M. Kundi, T. Frischer , et al. Acute effects of particulate matter on respiratory diseases, symptoms and functions: epidemiological results of the Austrian Project on Health Effects of Particulate Matter (AUPHEP). *Atmos Environ* 38, p. 3971-3981, 2004.
- [3] P. Pinchon. Futures évolutions des motorisations dans l'automobile. L'automobile du future: les technologies de l'IFP, 6 mai 2004.
- [4] G.L. Borman. Modeling flame propagation and heat transfer in engines-an introductory overview. In: Mattavi JN, Amann CA, editors. *Combustion modeling in reciprocating engines*, Plenum, 1980.
- [5] J.B. Heywood. *Internal combustion engines fundamentals*, McGraw-Hill, 1988.
- [6] P. Lino, B. Maione, C. Amorese. Modelling and predictive control of a new injection system for compressed natural gas engines. *Engineering Practice*, Vol. 16, p. 1216-1230, 2008.
- [7] A. Rabl. Environmental benefits of natural gas for buses. *J Transport Res D*, Vol. 7, p. 391-405, 2002.
- [8] A. Ibrahim, S. Bari, Optimization of a natural gas SI engine employing EGR strategy using a two-zone combustion model, *Fuel*, Vol. 87, p. 1824-1834, 2008.
- [9] <http://www.iangv.org> : Sustainable Transport: NGVs Sourcebook for Policy-makers in Developing Cities, Report - GTZ Division 44, 2008.
- [10] R. L. Hoekstra, K. Collier, N. Mulligan, L. Chew. Experimental study of a clean burning vehicle fuel. *J. Hydrogen Energy*, Vol. 20, No. 9, p. 731-745, 1995.
- [11] W. L. Wong. Compressed natural gas as an alternative fuel in diesel engines. Report, University of Southern Queensland, 2005.
- [12] R. O. Geiss, W. M. Burkmyre, J. W. Lanigan. Technical highlights of the Dodge compressed natural gas ram van/wagon, *Future Transportation Technology Conf*, SAE Paper No. 921551, 1992.
- [13] <http://www.iangv.org>, 2010.
- [14] N.R. Banapurmath, P.G. Tewari, Comparative performance studies of a 4-stroke CI engine operated on dual fuel mode with producer gas and Honge oil and its methyl ester (HOME) with and without carburetor, *Renewable Energy* 34, 1009-1015, 2009.
- [15] K. Loubar. Caractérisation des propriétés énergétique du gaz naturel. Thèse de doctorat, ENSTIM de Nantes, 2006.
- [16] A. Bilcan. Contribution à l'étude du cycle thermodynamique de moteurs fonctionnant en dual-fuel. Thèse de doctorat, ENSTIM de Nantes, 2003.
- [17] C.R. Ferguson, *Internal combustion engines*, Wiley & Sons, 1986.
- [18] C. Caillol, G. Berardi, G. Brecq, M. Ramspacher, P. Meunier, A simulation tool for evaluating gas composition effects on engine performance. *International Gas Research Conference*, p. 1-19, 2004.
- [19] J. Warnatz, U. Maas, R.W. Dibble. *Combustion Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*. Springer, 2006.
- [20] http://fr.wikipedia.org/wiki/Fichier:Beijing_smog_comparison_August_2005.png.
- [21] D. Soete. Aspects fondamentaux de la combustion en phase gazeuse. Technip, Paris, 1991.

- [22] M. Barth, T. Younglove, G. Scora. Development of a Heavy-Duty Diesel Modal Emissions and Fuel Consumption Model, University of California, Riverside, California PATH Research Report, UCB-ITS-PRR-2005-1.
- [23] M. Frailey, P. Norton, N. Clark, D. W. Lyons. An evaluation of natural gas versus Diesel in medium-duty buses. SAE Paper 2000-01-2822, 2000.
- [24] S. R. Turns, An Introduction to Combustion: Concepts and Applications, McGraw-Hill, Singapore, 1996.
- [25] H. Ly. Effects of Natural Gas Composition Variations on the Operation, Performance, and Exhaust Emissions of Natural Gas-Powered Vehicles, International Association for Natural Gas Vehicles Inc., March 2005.
- [26] H.J. Schollmeyer, R. Wegener. Effect of gas properties on the operation of natural gas vehicles. 2001 International Gas Research Conference, Amsterdam, 2001.
- [27] Barbotti CNG 2002, Santa Fe, Argentina, viewed 17 March 2005, (<http://www.barbotti.com/cng/advantages.htm>).
- [28] G. Lewis. Compressed Natural Gas Vehicles, Surrey Health Borough Council, 2005.
- [29] AE. Catania, S. D'Ambrosio, A. Mittica, E. Spessa. Experimental investigation of fuel consumption and exhaust emissions of a 16V pent-roof engine fueled by gasoline and CNG. Society of Automotive Engineers, SAE paper no. 2001-01-1191, 2001.
- [30] K. Kato, K. Igarashi, M. Masuda, K. Otsubo, A. Yasuda, K. Takeda, et al. Development of engine for natural gas vehicle. SAE Paper 1999-01-0574, 1999.
- [31] T. Kato, K. Saeki, H. Nishide, T. Yamada. Development of CNG fueled engine with lean burn for small size commercial van. JSAE Rev, Vol. 22, p. 365–368, 2001.
- [32] R. Tilagone, S. Venturi. Development of natural gas demonstrator based on an urban vehicle with a down-sized turbocharged engine. Oil Gas Sci Technol–Rev IFP, Vol. 59(6), p. 581-591, 2004.
- [33] P. Einewall, P. Tunesta, B. Johansson. Lean burn natural gas operation vs. stoichiometric operation with EGR and a three way catalyst. SAE Paper 2005-01-0250, 2005.
- [34] M. Kojima, Breathing Clean: Considering the Switch to Natural Gas Buses, World Bank Technical Paper No. 516, p.1-50, 2001.
- [35] A. Sobiesiak, S. Zhang. The first and second law analysis of spark ignition engine fuelled with compressed natural gas. SAE Paper 2003- 01-3091, 2003.
- [36] D.S.K. Ting, Checkel MD. The effects of turbulence on spark-ignited, ultra lean, premixed methane–air flame growth in a combustion chamber. SAE Paper 952410, 1995.
- [37] T. Korakianitis, A.M. Namasivayam, R.J. Crookes. Review:Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions. Progress in Energy and Combustion Science Vol. 37, p. 89-112, 2011.
- [38] AP. Carlucci, A. Ficarella, D. Laforgia. Control of the combustion behavior in a diesel engine using early injection and gas addition. Applied Thermal Engineering, Vol. 26 (17-18), p.2279-86, December 2006.
- [39] J. Murray, B. Lane, K. Lillie, J. McCallum. An Assessment of the Emission Performance of Alternative and Conventional Fuels', viewed 15 March 2005. (http://www.cleanairnet.org/infopool/1411/articles-35613_assessment_emission.pdf).
- [40] R. Tilagone, S. Venturi, G. Monnier. Natural gas – an environmentally friendly fuel for urban vehicles: the SMART demonstrator approach. SAE Paper 2005-01-2186, 2005.
- [41] A. Das, H.C. Watson. Development of a natural gas spark ignition engine for optimum performance. Proc Inst Mech Eng, Part D: J. Automob Eng, Vol. 211, p. 361–78, 1997.
- [42] J.P. Chiu, J. Wegrzyn, K.M. Murphy. Low emissions class 8 heavy-duty, on-highway natural gas and gasoline engine. SAE Paper 2004-01-2982, 2004.
- [43] P. Corbo, M. Gambino, S. Iannaccone, A. Unich. Comparison between lean-burn and stoichiometric technologies for CNG heavy-duty engines. SAE Paper 950057, 1995.

- [44] N.J. Beck, R.L. Barkhimer, W.P. Johnson, H.C. Wong, K. Gebert. Evolution of heavy-duty natural gas engines-stoichiometric, carbureted and spark-ignited to lean-burn, fuel-injected and micro-pilot. SAE Paper 972665, 1997.
- [45] A. Manivannan, P. Tamil Porai, S. Chandrasekan, R. Ramprabhu. Lean burn natural gas spark ignition engine—An overview. SAE Paper 2003-01-0638, 2003.
- [46] S. Richardson, M.H. Mc Millian, S.D. Woodruff, D. McIntyre. Misfire, knock and NOx mapping of a laser spark ignited single cylinder lean burn natural gas engine. SAE Paper 2004-01-1853, 2004.
- [47] T. Sakurai, M. Iko, K. Okamoto, F. Shoji. Basic research on combustion chambers for lean burn gas engines. SAE Paper 932710, 1993.
- [48] R.L. Evans. Combustion chamber design for a lean-burn SI engine. SAE Paper 921545, 1992.
- [49] K. Olsson, B. Johansson. Combustion chambers for natural gas SI engines part 2: Combustion and emissions. SAE Paper 950517, 1995.
- [50] C. Zuo, K. Zhao. A study on the combustion system of a spark ignition natural gas engine. SAE Paper 981386, 1998.
- [51] C. Reynolds, R.L. Evans, L. Andreassi, S. Cordiner, V. Mulone. The effect of varying the injected charge stoichiometry in a partially stratified charge natural gas engine. SAE Paper 2005-01-0247, 2005.
- [52] SK. Chen, N J. Beck. Gas engine combustion principles and applications. SAE 2001-01-2489, 2001.
- [53] J. Klimstra, JE. Westing. Performance of natural-gas-fueled engines with variable intake-manifold temperature. SAE Paper 922364, 1992.
- [54] RL. Evans, J. Blaszczyk, P. Matys. An experimental and numerical study of combustion chamber for lean-burn natural gas engines. SAE Paper 961672, 1996.
- [55] JT. Kubesh, DJ. Podnar, CP. Colucci. Lean limit and performance improvements for a heavy-duty natural gas engine. SAE Paper 961939, 1996.
- [56] The Engine Manufacturers Association, USA. The use of exhaust gas recirculation systems in stationary natural gas engines.
(www.enginemakers.org/admin/library/upload/830.pdf), published in 2004.
- [57] FR. Zhang, K. Okamoto, S. Morimoto, F. Shoji. Methods of increasing the BMEP (power output) for natural gas spark ignition engines. SAE Paper 981385, 1998.
- [58] GA. Karim, MO. Khan. Examination of effective rates of combustion heat release in a dual-fuel engine. JSME, Vol.10, 1968.
- [59] A. Agarwal, DN. Assanis. Multidimensional modeling of natural gas ignition under compression ignition conditions using detailed chemistry, SAE Paper 980136, 1998.
- [60] O. Badr, GA. Karim, B. Liu. An examination of the flame spread limits in a dual fuel engine. Int J Appl Therm Eng, Vol. 19, p.1071–80, 1999.
- [61] GA. Karim. A review of combustion processes in the dual fuel engine-the gas diesel engine. Progr Energy Combust Sci, Vol. 6, p. 277–85, 1980.
- [62] R.G. Papagiannakis, C.D. Rakopoulos, D.T. Hountalas, D.C. Rakopoulos, Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions, Fuel, Volume 89, Issue 7, p. 1397-1406, July 2010.
- [63] B.B. Sahoo a, N. Sahoo b, U.K. Saha b, Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines-A critical review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 13, p. 1151–1184, 2009.
- [64] OMI. Nwafor. Effect of choice of pilot fuel on the performance of natural gas in diesel engines. Renewable Energy, Vol. 21(3/4), p. 495–504, 2000.

- [65] OMI. Nwafor. Effect of advanced injection timing on the performance of natural gas in diesel engine. *Sadhana*, Vol. 25(1), p.11–20, 2000.
- [66] MYE. Selim. Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition. *Energy Conversion and Management*, Vol. 45(3):411-25, 2004.
- [67] C. Mansour, A. Bounif, A. Aris, F. Gaillard. Gas–diesel (dual-fuel) modelling in diesel engine environment. *International Journal of Thermal Science*, Vol. 40(4):409-24, 2001.
- [68] MYE. Selim. Pressure–time characteristics in diesel engine fuelled with natural gas. *Renewable Energy*, Vol. 22(4):473–89, 2001.
- [69] GH. Abd Alla, HA. Soliman, OA. Badr, MF. Abd Rabbo. Effect of injection timing on the performance of a dual fuel engine. *Energy Conversion and Management*, Vol. 43(2), p.269-77, 2002.
- [70] GH. Abd Alla, HA. Soliman, OA. Badr, MF. Abd Rabbo. Effect of pilot fuel quantity on the performance of a dual fuel engine. *Energy Conversion and Management*, Vol. 41(6):559-72, 2000.
- [71] OMI. Nwafor. Knock characteristics of dual-fuel combustion in diesel engines using natural gas as primary fuel. *Sadhana*, Vol. 27(3):375–82, 2002.
- [72] J. Kusaka, T. Okamoto, Y. Daisho, R. Kihara, T. Saito. Combustion and exhaust gas emission characteristics of a diesel engine dual-fueled with natural gas. *Society of Automotive Engineers of Japan Review*, Vol. 21(4):489-96, 2000.
- [73] S. Bari. Effect of carbon dioxide on the performance of biogas/diesel dual-fuel engine. *Renewable Energy*, Vol. 9 (1-4):1007–10, 1996.
- [74] B. Maione, P. Lino, S. De Matthaëis, C. Amorese, D. Manodoro, R. Ricco. Modeling and control of a compressed natural gas injection system. *WSEAS Transactions on Systems*, Vol. 3(5), 2164–2169, 2004.
- [75] C. Amorese, S. De Matthaëis, O. De Michele, A. Satriano. The gaseous fuel option: LPG and CNG. In *Proceedings of the international conference on vehicles alternative fuel system & environmental protection*, Dublin, Ireland, 2004.
- [76] P. Lino, B. Maione, A. Rizzo. Nonlinear modelling and control of a common rail injection system for diesel engines. *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 9(31), 1770-1784, 2007.
- [77] D. Flowers, SM. Aceves, J. Martinez-Frias, JR. Smith. Operation of a four cylinder 1.9L propane fueled HCCI engine. In: *The Second Joint Meeting of the US Sections of the Combustion Institute*, Oakland, California, March 25–28, 2001.
- [78] SM. Acaves, DL. Flowers, CK. Westbrook, W. Pitz. A multi-zone model for prediction of HCCI combustion and emissions. *SAE paper 2000-01-0327*. 2000.
- [79] T. Ando, Y. Isobe, D. Sunohara, Y. Daisho, J. Kusaka. Homogenous charge compression ignition and combustion characteristics of natural gas mixtures; the visualization and analysis of combustion. *JSAE Rev 2003*, Vol. 24, 2003.
- [80] H. Suzuki, N. Koike, H. Ishii, M. Odaka. Exhaust purification of diesel engines by homogeneous charge with compression ignition part 1: experimental investigation of combustion and exhaust emission behavior under premixed homogeneous charge compression ignition method. *SAE paper 970313*. 1997.
- [81] M. Kaneko, K. Morikawa, J. Itoh, Y. Saishu. Study on homogenous charge compression ignition gasoline engine. In: *The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines (COMODIA 2001)*, Nagoya, July 1–4, 2001.
- [82] S. Soylu. Examination of combustion characteristics and phasing strategies of a natural gas HCCI engine. *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, p. 101-119, 2005.

- [83] J. Fulton, F. Lynch, R. Marmaro, B. Willson. Hydrogen for reducing emissions from alternative fuel vehicles, 1993 SAE Future Transportation Cone, SAE Paper No. 931813, 1993.
- [84] F. Ma, Y. Wang. Study on the extension of lean operation limit through hydrogen enrichment in a natural gas spark-ignition engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 33, p. 1416-1424, 2008.
- [85] K. Collier, R.L. Hoekstra, N. Mulligan et al. Untreated exhaust emissions of a hydrogen enriched CNG production engine conversion. SAE paper no. 960858, 1996.
- [86] M.R. Swain, M.J. Yusuf, Z. Dulger et al. The effects of hydrogen addition on natural gas engine operation. SAE paper no. 932775, 1993.
- [87] C.G. Bauer, T.W. Forest. Effect of hydrogen addition on the performance of methane-fuelled vehicles. Part I; effect on SI engine performance. *Int J Hydrogen Energy*, Vol. 26, p. 55–70. 2001.
- [88] R. Sierens, E. Rossel. Variable composition hydrogen/natural gas mixtures for increased engine efficiency and decreased emissions. *Trans ASME J Eng Gas Turbines Power*, Vol. 122, p. 135-40, 2000.
- [89] Z.H. Huang, B. Liu, K. Zeng et al. Experimental study on engine performance and emissions for an engine fuelled with natural gas-hydrogen mixtures. *Energy Fuels*, Vol. 20(5), p. 2131-6, 2006.
- [90] F. Ma, Y. Wang, H. Liu et al. Experimental study on thermal efficiency and emission characteristics of a lean burn hydrogen enriched natural gas engine. *Int J Hydrogen Energy*, Vol. 32, p. 5067–75, 2007.
- [91] Enrico Conte, Konstantinos Boulouchos. Influence of hydrogen- rich-gas addition on combustion, pollutant formation and efficiency of an IC-SI engine. SAE paper no. 2004-01-0972, 2004.
- [92] B. Nagalingam, F. Duebel and K. Schmillen, *Int. J. Hydrogen Energy* 8, 7 15, 1983.
- [93] M. J. Yusuf. In cylinder flame front growth rate measurement of methane and hydrogen enriched methane fuel in a spark ignited internal combustion engine, Unpublished Masters Thesis, University of Miami, 1990.
- [94] R. L. Hoekstra, K. Collier, N. Mulligan and L. Chew. Experimental study of a clean burning vehicle fuel. *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol. 20, No. 9, pp. 731 745, 1995.
- [95] M. Tazerout. Etude des possibilités d'amélioration du rendement à charge partielle des moteurs à allumage commandé, Thèse de Doctorat, Université Catholique de Louvain, 1991.
- [96] R. G. Papagiannakis, D. T. Hountalas Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot Diesel fuel and natural gas *Energy Conversion and Management*, Vol. 45, Issues 18-19, p. 2971-2987, November 2004.
- [97] M.S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrrou, M. Tazerout. Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, p. 319-328, 2011.
- [98] A. Kerihuel. Etude de la formulation et de la combustion de carburants alternatifs à base de graisses animales pour moteur à allumage spontané. Thèse de doctorat, ENSTIM de Nantes, 2006.
- [99] S. Rousseau. Contribution à l'Etude du Cycle Thermodynamique de Moteurs de Cogénération Fonctionnant au Gaz Naturel en Mélange Pauvre. PhD Thesis, Ecole des Mines de Nantes, 1999.
- [100] E. Ollivier. Contribution à la caractérisation des transferts thermiques dans les moteurs à allumage commandé. Application à la détection du cliquetis. PhD thesis ENSTIM de Nantes, 2006.

- [101] G. Brecq. Contribution à la caractérisation thermodynamique du cliquetis dans les moteurs à gaz : application à de nouvelles méthodes de détection, PhD Thesis, Ecole des Mines de Nantes, 2002.
- [102] Doug Woodyard, Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines, 9th ED Elsevier, 2009.
- [103] RS. Benson, ND. Whitehouse. Internal combustion engines. Oxford: Pergamon Press, 1973.
- [104] D. Bradley, G.T. Kalghatgi. Influence of autoignition delay time characteristics of different fuels on pressure waves and knock in reciprocating engines. Combustion and Flame, Vol. 156, p. 2307-2318, 2009.
- [105] K. Chen and G. A. Karim. The effects of charge non-uniformity on autoignition in a gas fuelled motored engine. SAE Technical Paper, (1999-01-1179), 1999.
- [106] G.A. Karim, J. Gao, A predictive model of knock in spark ignition engines, SAE technical paper N° 922366, 1992.
- [107] S. Ho, D. Amlee, and R. Johns. A comprehensive knock model for application in gas engines. SAE Technical Paper, (961938), 1996.
- [108] S.Y. Ho and T.W. Kuo. A hydrocarbon autoignition model for knocking combustion in SI engines. SAE Technical Paper, (971672), 1997.
- [109] Seref Soylu. Prediction of knock limited operating conditions of a natural gas engine. Energy Conversion and Management, Vol. 46, p. 121-138, 2005.
- [110] P. Eyzat, A. Douaud. Modélisation du fonctionnement des moteurs au voisinage du cliquetis. Revue de l'Institut Français du Pétrole, N°135, p.800-805, 1980.
- [111] K. Saikaly, O. Le Corre, C. Rahmouni, L. Truffet. Preventive knock protection technique for stationary SI engines fuelled by natural gas. Fuel Processing Technology, Vol. 91, P. 641-652, 2010.
- [112] C. Rahmouni. Contribution à la caractérisation de la qualité du gaz naturel à partir de ses propriétés physiques, PhD Thesis, Ecole des Mines de Nantes, 2003.
- [113] G. Brecq, J. Bellettre, M. Tazerout and T. Muller. Knock prevention of gas SI engine by adjunction of CO₂ and N₂ to the natural gas fuel. Applied Thermal Engineering, Vol. 23, N°11, p. 1359-1371, 2003.
- [114] S. Diana, V. Giglio, B. Iorio and G. Police. Evaluation of the effect of EGR on engine knock. SAE Technical Paper, (982479), 1998.
- [115] B. Grandin, H. E. Angström, P. Stalhammar and E. Olofsson. Knock Suppression in a turbocharged SI engine by using cooled EGR, SAE technical Paper, (982476), 1998.
- [116] F. Millo and C.V. Ferraro. Knock in S.I. Engines : A comparison between different techniques for detection and control. SAE Technical Paper, (982477), 1998.
- [117] C. F. Daniels, G. G. Zhu and J. Winkelman. Inaudible knock and partial-burn detection using in-cylinder ionization signal. SAE Technical Paper, (2003-01-3149), 2003.
- [118] Y. Wang, L. Zhou. Investigation of the detection of knock and misfire of a spark ignition engine with the ionic current method. In Proceedings of the institution of mechanical engineers. Part D, Journal of automobile engineering, Vol. 217, No 7, 2003.
- [119] N. Collings, S. Dinsdale, D. Eade. Knock detection by mean of the spark plug. SAE Technical Paper, (860635), 1986.
- [120] M. Abu-Qudais. Exhaust gas temperature for knock detection and control in spark ignition engine. Energy Conversion Management, Vol. 37, N°9, p.1383-1392, 1996.
- [121] M. Tazerout, B. Leduc. Détection et contrôle du cliquetis dans les moteurs à gaz de cogénération. European Journal of Mechanical Engineering, Vol. 44, N°4, p.229-233, ISSN 0035-3612, 2000.

- [122] Y. Takagi, T. Itoh, T. Iijima. An analytical study on knocking heat release and its control in a spark ignition engine, SAE Technical Paper (880196), 1988.
- [123] G W. Lee, H. J. Shaeffer. Analysis of local pressures, surface temperatures and engine damages under knock conditions. SAE Technical paper, (830508), 1983.
- [124] J. H. Lu, D. Ezekoye, A.Iiyama, R. Greif and Sawyer R. F., Effect of knock on time resolved engine heat transfer. SAE Technical paper, (890158), 1989.
- [125] A. Douaud. Eléments d'analyse du cliquetis et de ses effets. Revue de l'Institut Français du Pétrole, 38(5), 1983.
- [126] T. Hayashi, M. Taki, S. Kojima, T. Kondo. Photographic observation of knock with a rapid compression and expansion machine. SAE Technical paper, (841336), 1984.
- [127] U. Spicher, H.P Kollmeier. Detection of flame propagation during knocking combustion by optical fiber diagnostics. SAE Technical Paper, (861532), 1986.
- [128] J.C. Guibert. Carburant et moteurs. Technip, 1987.
- [129] J. Fitton, R. Nates. Knock erosion in spark-ignition engines. SAE Technical paper, (962102), 1996.
- [130] P. M. Najt. Evaluating threshold knock with a semi-empirical model - Initial results. SAE Technical paper, (872149), 1987.
- [131] M. Syrimis, D.N. Assanis. The effect of the location of knock initiation on heat flux into an SI combustion chamber. SAE Technical Paper, (972935), 1997.
- [132] T. J. Callahan, T.W. Ryan, J.P. Buckingham, R.J. Kakocksi, G. Sorge. Engine knock rating of natural gases – expanding the methane number database. In Proceedings of 18th. Annual Fall Technical Conference of ASME International Combustion Engine Division, Vol.27, N°4, p.59-64, 1996.
- [133] J. Klimstra, A.B. Hernaez, W.H. Bowman, A. Gerard, B. Karll, V. Quinto, G.H. Robertsand H.-J. Schollmeyer. Classification methods for the knock resistance of gaseous fuels- an attempt towards unification. In Fall Technical Conference of ASME, Vol. 33, N°1, p.127-137, 1999.
- [134] Kubesh, S.R King, W.E. Liss. Effect of gas composition on octane number of naturalgas fuels. SAE Technical Paper, (922359), 1992.
- [135] M. Leiker, K. Christoph, M. Rankl, W. Cartellieri, and U. Pfeifer. Evaluation of anti knocking property of gaseous fuels by means of methane number and its practical application to gas engines. Transaction of ASME, (72-DGP-4), 1972.
- [136] Y. Harigaya, F. Toda, S. Ohyagy and H. Tsuji. Surface temperature and wall heat flux in a spark-ignition engine under knocking and non-knocking conditions, SAE Technical paper, (891795), 1989.
- [137] Y. Enomoto, N. Kitahara, and M. Takai, Heat losses during knocking in a four-stroke gasoline engine. JSME International Journal , Series B, 37, 1994.
- [138] B. Grandin, I. Denbratt, J. Bood, C. Brackmann and P. E. Bengtsson. The effect of knock on the heat transfer in an SI engine : thermal boundary layer investigation using cars temperature measurements and heat flux measurements. SAE Technical paper, (2000-01-2831), 2000.
- [139] D. C. Niculescu, L'étude de la conversion d'un moteur diesel d'autobus dans un moteur alimenté en gaz pétrolier liquéfié, Thèse de doctorat, Université Polytechnique de Bucarest, 2003.
- [140] R. Chiriac, N. Apostolescu, D. C. Niculescu, An Experimental Study of Knock in a Spark Ignition Engine Fueled with LPG, SAE Paper 2004-01-0976, 2004.
- [141] T. Ishiyama, M. Shioji, S. Mitani, H. Shibata, M. Ikegami, Improvement of Performance and Exhaust Emissions in a Converted Dual-Fuel Natural Gas Engine, SAE Paper 2000-01-1866, 2000.

- [142] N. N. Mustafi, R. R. Raine. A Study of the Emissions of a Dual Fuel engine Operating with Alternative Gaseous Fuels, SAE Paper 2008-01-1394, 2008.
- [143] J. Kubesh, D.D. Brehob, Analysis of Knock in a Dual-Fuel Engine, SAE Paper 922367, 1992.
- [144] C. Rahmouni, G. Brecq, M. Tazerout, O. Le Corre. Knock rating of gaseous fuels in a single cylinder spark ignition engine, *Fuel*, Volume 83, Issue 3, p. 327-336, 2004.
- [145] M. Ajhar, M. Travesset, S. Yüce, T. Melin. Siloxane removal from landfill and digester gas – A technology overview. *Bioresource Technology*, Vol. 101, Issue 9, p. 2913-2923, May 2010.
- [146] R. Dewil, L. Appels, J. Baeyens, A. Buczynska, L.V. Vaeck. The analysis of volatile siloxanes in waste activated sludge. *Talanta*, Volume 74, Issue 1, p. 14-19, 2007.
- [147] Ch. Couturier, Techniques de production d'électricité à partir de biogaz et de gaz de synthèse, Rapport-Solagro n°07-0226/1A, 253 p, 2009.
- [148] Ed. Wheless, J. Pierce. Siloxanes in Landfill and Digester Gas Update. Los Angeles County Sanitation Districts Whittier, California, 2004.
- [149] D.R. Ortega. Étude du traitement des siloxanes par adsorption sur matériaux poreux : Application au traitement des biogaz Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Nantes, décembre 2009.
- [150] UK Environment Agency, Guidance on Gas Treatment Technologies for Landfill Gas Engines, Bristol, UK, 2002.
- [151] R. Dewil, L. Appels, J. Baeyens. Analysis of siloxanes in biogas *Energy Conv. Manag.* 47, p. 1711-1722, 2006.
- [152] M. Schweigkofler, R. Niessner. Removal of siloxanes in biogases, *Journal of Hazardous Materials B83*, p. 183–196, 2001.
- [153] P. Forster, V. Ramaswamy, P. Artaxo, T. Berntsen, R. Betts, D.W. Fahey, J. Haywood, J. Lean, D.C. Lowe, G. Myhre, J. Nganga, R. Prinn, G. Raga, M. Schulz, Van Dorland. *Climate Change: The Physical Science Basis. Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing.* Cambridge University Press, Cambridge 2007.
- [154] S. Soyulu, J.V. Gerpen, Development of empirically based burning rate sub-models for a natural gas engine, *Energy Conversion and Management*, Vol. 45, p. 467-481, 2004.
- [155] J.I. Ramos. *Internal Combustion Engine Modelling.* Number ISBN 0-89116-157-0. Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
- [156] P. Guibert, Modélisation du cycle moteur, approche zérodimensionnelle, *Technique de l'Ingénieur BM 2510 (2005) 1–16.*
- [157] P. Guibert, Modélisation du cycle moteur – Moteur à allumage commandé, *Technique de l'ingénieur BM 2511*, p. 1-28, 2005.
- [158] R.J. Tabaczynski, C.R. Ferguson, K. Radhakrishnan, A turbulent entrainment model for spark-ignition engine combustion. *SAE Transactions*, SAE paper no. 770647, 1977.
- [159] S.D. Hires, R.J. Tabaczynski, J.M. Novak. The prediction of ignition delay and combustion intervals for a homogeneous charge spark ignition engine. *SAE Transactions*, SAE paper no. 780232, 1978.
- [160] S.Y. Liao, D.M. Jiang, Z.H. Huang, Q. Cheng, J. Gao, Y. Hu. Approximation of flammability region for natural gas–air–diluent mixture. *J Hazard Mater*, A125:23–8, 2005.
- [161] A. Ibrahim, S. Bari, A comparison between EGR and lean-burn strategies employed in a natural gas SI engine using a two-zone combustion model, *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, p. 3129–3139, 2009.

- [162] A. Franco, L. Martorano, Evaluations on the heat transfer in the small two-stroke engines, SAE Paper No. 980762, 1998.
- [163] J. Chang, O. Guralp, Z. Filipi, D. Assanis, T. Kuo, P. Najt, New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux, SAE Paper No. 2004-01-2996, 2004.
- [164] G. Eichelberg, Some New Investigations on Old Combustion Engine Problems, Engineering, Vol. 148, p. 446-463, 1939.
- [165] W.J.D. Annand, Heat Transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines. Proc. Instn Mech. Engrs. Vol. 177, p. 973-990, 1963.
- [166] G. Woschni, A Universally Applicable Equation for the instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE Paper No. 670931, 1967.
- [167] G. Sitkei, G.V. Ramanaiah, Rational Approach for Calculation of Heat Transfer in Diesel Engines. SAE Paper No. 720027, 1972.
- [168] G.F. Hohenberg, Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations. SAE Paper No. 790825, 1979.
- [169] J.D. Trapy, Transferts thermiques dans les moteurs à combustion interne. Mesure et modélisation. Revue Générale de Thermique, Vol. 233, p. 385-390, 1981.
- [170] G. Borman, K. Nishiwaki, Internal combustion engine heat transfer, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 13, p. 1-46, 1987.
- [171] T. Oguri, On the coefficient of heat transfer between gases and cylinder walls of the spark-ignition engine, Bull. JSME, Vol. 11, p. 363-369, 1960.
- [172] P.J. Shayler, S.A. May, T. Ma, The determination of heat transfer from the combustion chambers of SI engines. SAE Paper No. 931131, 1993.
- [173] X. Wang, K. Deng, F. He, Z. Zhou, A thermodynamics model for the compression and expansion process during the engine's motoring and a new method for the determination of TDC with simulation technique, Appl. Thermal Eng., Vol. 27, p. 2003-2010, 2007.
- [174] Y.Y.Wu, B. Chen, F. Hsieh, Heat transfer model for small-scale air-cooled spark-ignition four-stroke engines. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, p. 3895-3905, 2006.
- [175] A.K. Sen, G. Litak, B.F. Yao, G.X. Li, Analysis of pressure fluctuations in a natural gas engine under lean burn conditions, Appl. Thermal Eng., Vol. 30, p. 776-779, 2010.
- [176] H.N. Shapiro, J.H. Van Gerpen, Two zone combustion models for second law analysis of internal combustion engines, SAE Paper No. 890823, 1989.
- [177] E. Ollivier, J. Bellettre, M. Tazerout, G.C. Roy, Detection of knock occurrence in a gas SI engine from a heat transfer analysis, Energy Conversion and Management, Vol. 47, p. 879-893, 2006.
- [178] D. Descieux, M. Feidt, One zone thermodynamic model simulation of an ignition compression engine. Applied Thermal Engineering, Vol. 27, p. 1457-1466, 2007.

- [179] C.D. Rakopoulos, D.C. Rakopoulos, G.C. Mavropoulos, E.G. Giakoumis, Experimental and theoretical study of the short-term response temperature transients in the cylinder walls of a Diesel engine at various operating conditions. *Appl. Thermal Eng.*, Vol. 24, p. 679–702, 2004.
- [180] C. Vovelle. Combustion & Emissions de NO_x, Technologies actuelles et futures de réduction des émissions, retours d'expériences. Journées d'études du CITEPA, 23 novembre 2004.