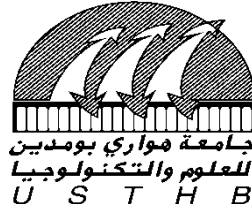


N° d'ordre : 06/2016-D/G.P

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de**  
**et de la Technologie Houari Boumediène la Recherche Scientifique**  
**Université des Sciences**

**Faculté de Génie Mécanique et Génie des Procédés**



**THESE**

Présentée pour l'obtention du **grade** de **DOCTEUR EN SCIENCES**

**En : GENIE DES PROCEDES**

**Spécialité : Cryogénie**

**Par : OULED SAID Amel**

**Sujet**

**Moteur à Gaz, Impact Environnemental, Modélisation**

Soutenue publiquement, le 22 / 11 / 2016 , devant le jury composé de :

|                    |                         |          |                     |
|--------------------|-------------------------|----------|---------------------|
| BELAADI Salah      | Professeur              | USTHB    | Président           |
| BENTAHAR Fatiha    | Professeur              | USTHB    | Directrice de thèse |
| HANINI Salah       | Professeur              | U. Médéa | Examineur           |
| BENYOUSSEF EL Hadi | Professeur              | ENP      | Examineur           |
| TOUIL Djamel       | Professeur              | U. Blida | Examineur           |
| RIHANI Rachida     | Maître de Conférences A | USTHB    | Examinatrice        |

## Remerciements

Ce travail de thèse a été réalisé au sein du laboratoire des phénomènes de transfert de la faculté de Génie Mécanique et de Génie des Procédés de l'Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediene (U.S.T.H.B) dirigé par le professeur Fatiha BENTAHAR que je tiens d'abord à remercier pour m'avoir accueilli au sein de son laboratoire et en tant que directrice de thèse, pour son soutien. Je lui adresse ma gratitude pour la confiance qu'elle m'a accordée et pour cette complète liberté qui m'a permis d'aborder pleinement et judicieusement quelques facettes de mon sujet. Je ne saurais jamais la remercier assez d'avoir mis à ma disposition son savoir, sa patience et ses conseils.

Ce travail de doctorat n'aurait pu s'effectuer sans la contribution et l'aide que m'a apportée l'équipe de recherche du laboratoire des Energies Propres de l'Institut des Sciences Appliquées (I.N.S.A) de Rouen, dirigée par Madame Florence Medaerts, reconnue pour sa gentillesse, sa disponibilité et son aide précieuse. Je tiens ici à remercier le professeur Mourad BOUKHELFA, responsable du centre de recherche CORIA de Rouen qui m'a donné l'opportunité de réaliser la partie expérimentale de cette thèse.

J'adresse également mes remerciements aux membres du jury qui ont bien accepté d'évaluer ce travail. Je remercie Monsieur le professeur Salah BELAADI de m'avoir fait l'honneur de présider ce jury. Je remercie Messieurs, Salah HANINI, professeur à l'Université de Médéa, EL Hadi BENYOUSSEF, professeur à l'Ecole Nationale de Polytechnique d'El Harrach, Djamel TOUIL professeur à l'Université de Blida et Mademoiselle Rachida RIHANI, maître de conférence à l'U.S.T.H.B. pour avoir accepté d'être les examinateurs de ce travail.

Je tiens à remercier tous mes collègues de travail aussi bien ceux appartenant au laboratoire LPDT que ceux partageant la même faculté GMGP pour leur gentillesse et leur perpétuel soutien. J'adresse une pensée particulière à toute mon équipe, celle du laboratoire de phénomènes de transfert de l'Université Houari Boumediene.

Un grand merci à mon mari pour m'avoir toujours encouragé et qui m'a particulièrement aidé dans les moments de faiblesse. Merci pour cette confiance sans laquelle je n'aurais jamais trouvé la force d'arriver à terme de ce long parcours.

Mes remerciements vont également à ma mère, mes sœurs sans oublier mes enfants Yasmine, Islam et Hamza.

*Amel DJOUADI*

*Je dédie ce travail :*

*A la mémoire de celui qui me manquera toujours,*

*... mon père ;*

*Que Dieu l'accueille dans son vaste paradis.*

*« Nul ne peut atteindre l'aube sans passer par le chemin de la nuit »*

*Gibran Khalil Gibran*

## BIBLIOGRAPHIE DE L'AUTEUR

### I- Publication dans une revue internationale de comité de lecture

1. Amel Djouadi; Fatiha Bentahar. « *Combustion study of a spark-ignition engine from pressure cycles*. **Energy** (2016), pp.211- 217

### II- Actes de congrès avec comité de lecture

1. A. Djouadi, F. Medaerts, F. Bentahar, Environmental impacts of hydrogen in pure methane in spark-ignition engine: experimental study, **Global Conference on Global Warming(GCGW)** ,Istanbul,Turkey, July 8-12, **2012**
2. Ouledsaid Amel, Medaerts Florence, Bentahar Fatiha, *An experimental study of combustion in spark ignition engine*, **International Renewable Energy Congress "IREC 2012"**, December, Sousse, Tunisia.
3. A. Djouadi, F. Medaerts, F. Bentahar, *Combustion characteristics of spark ignition engine fueled with hydrogen-methane mixture*, **Material and Renewable Energy**, Greece, July **2013**
4. A. Djouadi, F. Bentahar, “*Modelisation of an experimental spark-ignition combustion chamber from pressure cycles*”. **13th International Conference on Clean Energy (ICCE2014)**, Istanbul, Turquie, **2014**.
5. Djouadi, F. Bentahar, “*Comparative study on catalytic methods for reducing vehicle exhausts gases*”, **Journées Internationales de Cinétique, Catalyse et Calorimétrie**, Alger **2015**

## RESUME

Les objectifs de cette thèse de doctorat sont tout d'abord d'étudier les caractéristiques expérimentales de la combustion du moteur à allumage commandé fonctionnant avec trois carburants alternatifs gazeux: le gaz naturel, le méthane et un mélange hydrogène-méthane avec 15% en hydrogène et 85% en méthane, en volume, à différentes charges du moteur, sous différents aspects: *La consommation spécifique et L'impact environnemental*, établir une première comparaison entre le gaz naturel et le mélange à hydrogène pour faire valoir l'intérêt de l'ajout d'hydrogène dans l'hydrocarbure gazeux, puis une seconde comparaison globale entre ces trois carburants pour déterminer les rôles des composants minoritaires comme l'éthane et le propane dans la combustion du gaz naturel. Le choix du carburant à traiter dans cette étude s'est porté sur le mélange gazeux hydrogène- méthane.

Une étude expérimentale sur le même moteur a été effectuée avec le mélange à hydrogène, en mélange pauvre, à différentes valeurs de la richesse, 0,67; 0,75 et 0,81, fonctionnant à vide et à pleine charge. Cette étude a conduit à optimiser les caractéristiques performantes de cette combustion. Ensuite, une modélisation de la combustion du moteur à partir des cycles de pressions et de deux modèles, l'un zéro dimension, représenté par la théorie de Rassweiler et Withrow et l'autre à une dimension, basé sur le premier principe de la thermodynamique impliquant le rapport des chaleurs spécifiques du mélange comme une valeur constante ou une variable dépendante de l'évolution de la température du cylindre lors du processus de combustion a été étudiée. Les caractéristiques du comportement de la combustion quel que soit le modèle traité ont été obtenus à partir du langage Fortran 77. Enfin, une simulation du moteur fonctionnant au méthane a été construite dans le logiciel Amsim, sous deux modes d'injection, l'un direct et l'autre indirect permettant de relever leurs différences et leurs similitudes.

Le moteur à combustion interne est celui du moteur à allumage commandé: c'est un moteur expérimental appartenant au laboratoire des Energies Propres de l'Institut National des Sciences Appliquées (INSA) de Rouen en France. Les résultats obtenus concordent parfaitement avec ceux de la littérature: Les mélanges gazeux sont recommandés pour une combustion interne d'un moteur à allumage commandé, plus précisément, en mélange pauvre.

L'ajout du vecteur énergétique hydrogène dans le méthane gazeux donne un rendement électrique proche de celui du méthane seul car il favorise sa propre combustion au dépend de

celle du méthane. La présence d'hydrogène dans la combustion diminue fortement les émissions d'oxydes d'azote et celles du dioxyde de carbone. Pour une modélisation rigoureuse du comportement de la combustion, les valeurs du rapport des chaleurs calorifiques doivent être prises dépendamment de la température de combustion. La simulation du fonctionnement du moteur expérimental dans le logiciel Amsim confirme certains paramètres du moteur.

## ABSTRACT

The objectives of this doctoral thesis is first to study the experimental characteristics of combustion ignition engine fueled with three gaseous alternative fuels: natural gas, methane, and finally the hydrogen-methane mixture with 15% in hydrogen and 85% methane by volume, at different engine loads, under different aspects: the specific consumption and the environmental impact, establish a first comparison between the natural gas and hydrogen mixture to assert the interests of the adding hydrogen in hydrocarbon gas, and a second overall comparison between these three fuels for determining the roles of minor components such as ethane and propane in the natural gas combustion. The choice of fuel treated in this study then stopped on the hydrogen-methane gas mixture.

An experimental study on the same engine was carried out with the hydrogen mixture, lean, with different values of wealth, 0.67; 0.75 and 0.81, running empty and full load. This study led to optimize the performance characteristics of this combustion. Next, a modeling of the combustion engine from the pressure cycles and two models, a zero dimension represented by the theory of Rassweiler and Withrow and the other one-dimensional, based on the first law of thermodynamics involving the ratio of specific heats of the mixture as a constant value or a variable dependent changes in the cylinder temperature in the combustion process has been studied. The characteristics of the combustion behavior regardless of the model treaty were obtained from Fortran language 77. Finally, a simulation of the engine fueled by methane was built in Amsim software, two injection modes, one Direct and another indirect to meet their differences and similarities.

The internal combustion engine is that of the spark ignition engine: this is an experimental engine belonging to the Clean Energy Laboratory of the National Institute of Applied Sciences (INSA) de Rouen in France. The results perfectly agree with those of the literature: the gas mixtures are recommended for internal combustion of a spark-ignition engine, specifically lean. The addition of hydrogen energy carrier in the methane gas provides an electrical efficiency close to that of methane alone as it promotes its own combustion at the expense of that of methane. The presence of hydrogen in the combustion greatly reduces the emissions of nitrogen oxides and that of carbon dioxide. For rigorous modeling of the combustion behavior, the values of the calorific heat ratio must be taken depending on the combustion temperature. The simulation of the functioning of the experimental engine in the Amesim software confirms some motor parameters.

## ملخص

اهداف هذه أطروحة الدكتوراه هي أولا دراسة الخصائص التجريبية لمحرك احتراق داخلي يعمل بثلاثة وقود غازية منها الغاز الطبيعي غاز الميثان وخليط من الحجم من غاز الهيدروجين و الحجم من الميثان وهذا تحت عدة قيم من حمل المحرك درست مقارنة ما بين الغازين الغاز الطبيعي والخليط وذلك لإيجاد دور غاز الهيدروجين في احتراقه لهذا الخليط. هناك مقارنة ثانية ما بين الوقود الثلاثة لاستخراج ودور كل من الايثان و البروبان في احتراق الغاز الطبيعي

توقف الاختيار في هذا العمل على الوقود الذي يتمثل في الخليط الهيدروجين والميثان و ذلك تحت قيم مختلفة من الثروة التي تتمثل في عندما يعمل المحرك فارغا او حاملا

النواتج البيانية تعطي دراسة دقيقة على نوعية احتراق هذا المحرك التجريبي ومنه الحصول على تصميمه تحت ثلاثة نماذج.

الأول يتمثل في دورة الضغط الثاني نظرية و أخيرا نظرية صفر منطقة و نظرية واحد منطقة التي تحتوي على عامل مهم و هو القيمة الحرارية الخاصة لهذا الخليط التي تقدر كقيمة ثابتة او تختلف حسب ارتفاع درجة الحرارة لهذا المحرك خلال عملية الاحتراق و أخيرا محاكاة على هذا المحرك التجريبي مصنوعة تحت برنامج علما ان المحرك التجريبي موجود في مركز مخبر الطاقة النقية

## TABLE DES MATIERES

|                        | Page |
|------------------------|------|
| Nomenclature.....      | i    |
| Liste de figures.....  | ii   |
| Liste de tableaux..... | v    |

## INTRODUCTION GENERALE

## CHAPITRE I- REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

|                                                                                 |           |
|---------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>I. Transport automobile et Pollution atmosphérique.....</b>                  | <b>5</b>  |
| I.1. Moteur thermique.....                                                      | 5         |
| I.1.1. Cycle de Carnot.....                                                     | 8         |
| I.1.2. Cycle de Beau de Rochas .....                                            | 8         |
| I.1.3. Besoins de la combustion du moteur.....                                  | 12        |
| I.1.4. Principaux polluants .....                                               | 16        |
| I.2. Normes européennes d'émissions de gaz polluants.....                       | 17        |
| I.3. Travaux antérieurs.....                                                    | 18        |
| I.4. Etat de l'art.....                                                         | 20        |
| <b>II. Modélisation de la combustion .....</b>                                  | <b>21</b> |
| II.1. Modèle à zéro zone : Fraction de masse brûlée.....                        | 22        |
| II.2. Modèle à une zone: Fraction de masse brûlée et dégagement de chaleur..... | 22        |

## CHAPITRE II- MATERIELS, CALCULS ET METHODES

|                                                                                                 |           |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>I. Dispositif expérimental : Moteur à allumage commandé.....</b>                             | <b>27</b> |
| I.1. Description du moteur expérimental.....                                                    | 27        |
| I.2. Méthodes d'analyse de la pression dans le cylindre du moteur expérimental.....             | 28        |
| I.2.1. Capteur de pression.....                                                                 | 28        |
| I.2.2. Roue dentée.....                                                                         | 28        |
| I.2.3. Capteur optique top tour.....                                                            | 29        |
| I.2.4. Amplificateur de charge.....                                                             | 29        |
| I.2.5. Carte d'acquisition.....                                                                 | 29        |
| <b>II. Méthode d'analyse des polluants dans les gaz d'échappement .....</b>                     | <b>30</b> |
| II.1. Analyseur par absorption infrarouge non dispersif : Polluants CO et CO <sub>2</sub> ..... | 30        |
| II.2. Analyseur par ionisation de flamme : Polluants HC.....                                    | 30        |
| II.3. Analyseur par chimie-luminescence : Polluants NO <sub>x</sub> .....                       | 31        |
| II.4. Analyseur paramagnétique : Polluants O <sub>2</sub> .....                                 | 32        |
| <b>III. Calculs.....</b>                                                                        | <b>32</b> |

---

|                                                                                          |           |
|------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| III.1. Gaz naturel.....                                                                  | 33        |
| III.1.1. Calcul de la richesse.....                                                      | 33        |
| III.1.2.Evaluation des performances du moteur au gaz naturel.....                        | 34        |
| III.2. Hydrogène/méthane.....                                                            | 34        |
| <br><b>CHAPITRE III- RESULTATS ET DISCUSION</b>                                          |           |
| <b>I. Caractéristiques de fonctionnement du moteur expérimental.....</b>                 | <b>37</b> |
| <b>II. Etude du moteur fonctionnant au gaz naturel.....</b>                              | <b>39</b> |
| II.1. Caractéristiques du moteur fonctionnant au Gaz Naturel .....                       | 39        |
| II.2. Les polluants du gaz naturel.....                                                  | 42        |
| II.2.1. Imbrûlés $C_xH_y$ .....                                                          | 42        |
| II.2.2. Oxydes d'azote.....                                                              | 43        |
| II.2.3. Dioxyde de carbone.....                                                          | 46        |
| II.2.4. Monoxyde de carbone.....                                                         | 48        |
| <b>III. Etude comparative entre le gaz naturel et le mélange hydrogène –méthane.....</b> | <b>50</b> |
| III.1. Caractéristiques du moteur fonctionnant aux GN et $H_2+CH_4$ .....                | 50        |
| III.2. Polluants des gaz d'échappement.....                                              | 51        |
| III.2.1. Polluants de CO et de NO.....                                                   | 51        |
| III.2.2. Teneurs en $O_2$ et $CO_2$ dans les fumées.....                                 | 52        |
| <b>IV. Comparaison entre gaz naturel, méthane et mélange hydrogène/méthane.....</b>      | <b>54</b> |
| IV.1. Caractéristiques des carburants.....                                               | 54        |
| IV.1.1. Débits volumiques des carburants.....                                            | 54        |
| IV.1.2. Consommations spécifiques.....                                                   | 55        |
| IV.1.3. Pressions du cylindre.....                                                       | 55        |
| IV.1.4. Rendements électriques des combustibles.....                                     | 57        |
| IV.1.5. Température des gaz d'échappement.....                                           | 57        |
| IV.1.6. Pourcentages de carbone dans les combustibles.....                               | 58        |
| IV.2. Polluants des gaz d'échappement.....                                               | 58        |
| IV.2.1. Imbrûlés $C_xH_y$ .....                                                          | 59        |
| IV.2.2. Oxydes d'azote.....                                                              | 59        |
| IV.2.3. Monoxyde de carbone.....                                                         | 60        |
| IV.2.4. Dioxyde de carbonique.....                                                       | 61        |
| IV.3. Temps de combustion.....                                                           | 62        |
| <b>V. Etude du phénomène de combustion.....</b>                                          | <b>65</b> |
| V.1. Etude de la combustion à partir des cycles enveloppes.....                          | 67        |
| V.1.1. Effet de la richesse sur la combustion.....                                       | 67        |

|                                                                           |           |
|---------------------------------------------------------------------------|-----------|
| V.2. Etude de la combustion à partir des modèles prédictifs.....          | 75        |
| <b>VI. Simulation du moteur expérimental sous le logiciel Amesim.....</b> | <b>84</b> |
| VI.1. Système d'injection directe .....                                   | 85        |
| VI.2. Système d'injection indirecte .....                                 | 87        |

## **CONCLUSION GENERALE**

|                                          |            |
|------------------------------------------|------------|
| <b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....</b>  | <b>97</b>  |
| <b>ANNEXES.....</b>                      | <b>103</b> |
| Annexe A- Démonstration des modèles..... | 103        |
| Annexe B – Calculs Préliminaires .....   | 107        |
| Annexe C- Logiciel Amesim.....           | 110        |

## NOMENCLATURE

| Paramètres              | Définition                                     | Unités                                     |
|-------------------------|------------------------------------------------|--------------------------------------------|
| $A_{\text{paroi}}$      | Surface de la paroi                            | $\text{m}^2$                               |
| $A_{\text{piston}}$     | Surface du piston                              | $\text{m}^2$                               |
| $A_{\text{tête}}$       | Surface de la tête du piston                   | $\text{m}^2$                               |
| $C$                     | couple moteur                                  | $\text{N} \cdot \text{m}$                  |
| $C_u$                   | Cylindrée unitaire                             | $\text{m}^3$                               |
| $hc$                    | Coefficient de transfert de chaleur convective | $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ |
| IR                      | Infrarouge                                     |                                            |
| $n_{\text{cs}}$         | Nombre de cycle /seconde                       |                                            |
| $P(\theta)$             | Pression instantanée du cylindre               | atm                                        |
| $P_e$                   | Puissance effective                            | atm                                        |
| $P_f$                   | Puissance due aux frottements                  | atm                                        |
| $P_i$                   | Puissance indiquée                             | atm                                        |
| $P_m$                   | Pression moteur sans combustion                | atm                                        |
| PMB                     | Point Mort Bas                                 |                                            |
| PME                     | Pression moyenne effective                     | atm                                        |
| PMF                     | Pression moyenne dû aux frottements            | atm                                        |
| PMH                     | Point Mort Haut                                |                                            |
| PMI                     | Pression Moyenne Indiquée                      | atm                                        |
| $P_r$                   | Pression de référence                          | atm                                        |
| $Q$                     | Quantité de chaleur                            | Joules                                     |
| $r$                     | Taux de compression                            |                                            |
| $T$                     | Température du cylindre                        | K                                          |
| $T_r$                   | Température de référence                       | K                                          |
| $U$                     | Energie interne du mélange                     | Joules                                     |
| $U_p$                   | Vitesse moyenne du piston                      | (m/s)                                      |
| $V$                     | Volume du cylindre                             | $\text{m}^3$                               |
| $V_M$                   | Volume de la cylindrée                         | $\text{m}^3$                               |
| $V_m$                   | Volume mort                                    | $\text{m}^3$                               |
| $V(\theta)$             | Volume instantané du cylindre                  | $\text{m}^3$                               |
| $^\circ\text{V}$        | Unité du vilebrequin                           |                                            |
| $V_d$                   | Volume déplacé                                 | $\text{m}^3$                               |
| $V_r$                   | Volume de référence                            | $\text{m}^3$                               |
| $w(\theta)$             | Vitesse du gaz                                 | m/s                                        |
| $W_i$                   | Travail unitaire                               | Joules                                     |
| <b>Lettres Grecques</b> |                                                |                                            |
| $\varepsilon$           | Rapport volumétrique de compression            |                                            |
| $\phi$                  | Richesse du mélange                            |                                            |
| $\gamma$                | Rapport des chaleurs calorifiques spécifiques  |                                            |
| $\lambda$               | Facteur d'air                                  |                                            |
| $\Omega$                | vitesse angulaire                              | rd/s                                       |
| $\theta$                | Angle du vilebrequin                           | $^\circ\text{V}$                           |
| $\eta_{\text{th-th}}$   | Rendement thermique théorique                  | %                                          |
| <b>Indices</b>          |                                                |                                            |
| $i$                     | Etat initial                                   |                                            |
| $f$                     | Etat final                                     |                                            |
| $p$                     | Piston                                         |                                            |

# LISTE DES FIGURES

|                                                                                                                                         | Page |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| Figure I. 1 Cylindre du moteur.....                                                                                                     | 5    |
| Figure I. 2 Cycle du moteur .....                                                                                                       | 6    |
| Figure I. 3 Transformation <b>irréversible</b> .....                                                                                    | 8    |
| Figure I. 4 Diagrammes (TS) du cycle de Carnot.....                                                                                     | 8    |
| Figure I. 5 Diagrammes (PV) du cycle de Carnot.....                                                                                     | 9    |
| Figure I. 6 Diagrammes (TS) du cycle de Beau de Rochas.....                                                                             | 9    |
| Figure I. 7 Diagrammes (PV) du cycle de Beau de Rochas.....                                                                             | 10   |
| Figure I. 8 Cycle (PV).....                                                                                                             | 10   |
| Figure I. 9 Comparatifs des normes d'émissions de polluants par les véhicules<br>en vigueur en Europe, au Japon et aux Etats Unis ..... | 19   |
| Figure I. 10 Limites d'inflammabilité des carburants .....                                                                              | 21   |
| Figure I. 11 Schéma de la chambre de combustion.....                                                                                    | 23   |
| Figure I. 12 Surfaces de transfert thermique à travers le cylindre.....                                                                 | 25   |
| Figure II. 1 Roue et capteur optique.....                                                                                               | 28   |
| Figure II. 2 Analyseur à ionisation de flamme.....                                                                                      | 31   |
| Figure III. 1 Cycle de pression.....                                                                                                    | 37   |
| Figure III. 2 Décalage de la pression pour un moteur sans charge.....                                                                   | 38   |
| Figure III. 3 Pression du moteur en fonction de la charge du moteur.....                                                                | 39   |
| Figure III. 4 Puissances chimiques et électriques du moteur.....                                                                        | 39   |
| Figure III. 5 Durée de combustion.....                                                                                                  | 39   |
| Figure III. 6 Effet de la charge du moteur sur les émissions d'O <sub>2</sub> .....                                                     | 41   |
| Figure III. 7 Effet de la richesse sur les émissions d'O <sub>2</sub> .....                                                             | 41   |
| Figure III. 8 Effet de la charge du moteur sur les émissions de C <sub>x</sub> H <sub>y</sub> .....                                     | 42   |
| Figure III. 9 Effet de la richesse sur les émissions de C <sub>x</sub> H <sub>y</sub> .....                                             | 43   |
| Figure III. 10 Effet de la charge du moteur sur les émissions de NO <sub>x</sub> .....                                                  | 44   |
| Figure III. 11 Effet de la richesse sur les émissions de NO <sub>x</sub> .....                                                          | 44   |

|                                                                                                   |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure III. 12 Effet de la température sur les émissions de $\text{NO}_x$ .....                   | 45 |
| Figure III. 13 Effet de la charge du moteur sur les émissions $\text{CO}_2$ .....                 | 47 |
| Figure III. 14 Effet de la richesse sur les émissions de $\text{CO}_2$ .....                      | 47 |
| Figure III. 15 Effet de la charge du moteur sur les émissions $\text{CO}$ .....                   | 48 |
| Figure III. 16 Effet de la richesse sur les émissions de $\text{CO}$ .....                        | 49 |
| Figure III. 17 Proportions de $\text{CO}$ par rapport aux produits carbonés.....                  | 49 |
| Figure III. 18 Puissances chimiques et électriques du gaz naturel et<br>du mélange hydrogène..... | 50 |
| Figure III. 19 Rendements électriques pour le gaz naturel et le mélange à hydrogène.....          | 50 |
| Figure III. 20 Débit molaire de $\text{CO}$ dans les fumées.....                                  | 52 |
| Figure III. 21 Débit molaire de $\text{NO}$ .....                                                 | 52 |
| Figure III. 22 Taux d' $\text{O}_2$ dans les fumées.....                                          | 53 |
| Figure III. 23 Débit de $\text{CO}_2$ dans les fumées.....                                        | 53 |
| Figure III. 24 Débits volumiques des trois carburants.....                                        | 54 |
| Figure III. 25 Consommations spécifiques des carburants.....                                      | 55 |
| Figure III. 26 Pressions maximales sans charge.....                                               | 56 |
| Figure III. 27 Puissances électriques des carburants .....                                        | 56 |
| Figure III. 28 Rendements électriques des carburants.....                                         | 57 |
| Figure III. 29 Températures des fumées.....                                                       | 58 |
| Figure III. 30 Production des imbrûlés en fonction de la charge du gaz.....                       | 59 |
| Figure III. 31 Production de $\text{NO}_x$ en fonction de la charge du moteur.....                | 60 |
| Figure III. 32 Production de $\text{CO}$ en fonction de la charge du moteur.....                  | 61 |
| Figure III. 33 Production de $\text{CO}$ en fonction des émissions carbonées.....                 | 61 |
| Figure III. 34 Production de $\text{CO}_2$ en fonction de la charge du moteur.....                | 62 |
| Figure III. 35 Caractéristiques de la combustion des trois carburants.....                        | 63 |
| Figure III. 36 Effet de la richesse sur la pression du cylindre à 100% de charge.....             | 68 |
| Figure III. 37 Effet de la richesse sur le diagramme (PV) à 100% de charge.....                   | 69 |
| Figure III. 38 Effet de la richesse sur $\ln P$ en fonction de $\ln V$ à 100% de charge.....      | 70 |
| Figure III. 39 Effet de la richesse sur la fraction de masse brûlée à 100% de charge.....         | 70 |
| Figure III. 40 Effet de la richesse sur la hauteur de la loi de combustion à 100%                 |    |

|                                                                                                                                     |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| de charge.....                                                                                                                      | 71 |
| Figure III. 41 Effet de la richesse sur la pression du cylindre à 50% de charge.....                                                | 72 |
| Figure III. 42 Effet de la richesse sur le diagramme (PV) à 50 % de charge.....                                                     | 72 |
| Figure III. 43 Effet de la richesse sur Ln P en fonction de Ln V à 50% de charge.....                                               | 73 |
| Figure III. 44 Effet de la richesse sur la fraction de masse brûlée à 50% de charge.....                                            | 73 |
| Figure III. 45 Effet de la richesse sur la hauteur de loi de combustion à 50% de charge...                                          | 74 |
| Figure III. 46 Effet de la pression sur la fraction de masse brûlée à 0 zone .....                                                  | 76 |
| Figure III. 47 Effet de la température sur le taux de dégagement de chaleur à 0 zone.....                                           | 78 |
| Figure III. 48 Effet de la température sur la fraction de masse brûlée à 0 zone.....                                                | 78 |
| Figure III. 49 Effet de la pression sur la température à 0 zone.....                                                                | 79 |
| Figure III. 50 Effet de la température du cylindre sur le coefficient<br>de transfert de chaleur à 0 zone.....                      | 80 |
| Figure III. 51 Evolution de la fraction de masse brûlée dans les trois modèles prédictifs..                                         | 82 |
| Figure III. 52 Schéma du monocylindre.....                                                                                          | 85 |
| Figure III. 53 Evolution de la température du cylindre en fonction<br>de l'angle du vilebrequin.....                                | 86 |
| Figure III. 54 Evolution de la pression et du débit de méthane dans<br>le cylindre en fonction du vilebrequin.....                  | 86 |
| Figure III. 55 Système de l'injection indirecte couplée au monocylindre.....                                                        | 87 |
| Figure III. 56 Evolution de la pression dans le cylindre en fonction<br>de l'angle du vilebrequin avec injection indirecte.....     | 89 |
| Figure III. 57 Evolution de la température dans le cylindre en fonction<br>de l'angle du vilebrequin avec injection indirecte.....  | 90 |
| Figure III. 58 Evolution des masses d'air, de méthane et<br>des gaz brûlés avec $\phi=0,67$ en fonction du vilebrequin.....         | 91 |
| Figure III. 59 Evolution des masses d'air, de méthane et<br>des gaz brûlés avec $\phi=1$ en fonction de l'angle du vilebrequin..... | 92 |
| Figure III. 60 Evolution des masses d'air, de méthane et<br>gaz brûlés avec $\phi=1,5$ en fonction de l'angle du vilebrequin.....   | 93 |
| Figure III. 61 Débit massique du mélange en sortie du monocylindre.....                                                             | 93 |



## LISTE DE TABLEAUX

|                                                                                                      | Page |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| Tableau I. 1 Paramètres impactant sur le pré-allumage.....                                           | 14   |
| Tableau I. 2 Normes européennes d'émission de gaz polluants pour les motorisations essences<br>..... | 17   |
| Tableau I. 3 Propriétés d'hydrogène comparées à celles du méthane et de l'isooctane .....            | 21   |
|                                                                                                      |      |
| Tableau II. 1 Dimensions du moteur expérimental E2866E.....                                          | 27   |
| Tableau II. 2 Caractéristiques du capteur de pression.....                                           | 28   |
| Tableau II. 3 Composition moyenne du gaz naturel provenant de Russie .....                           | 32   |
|                                                                                                      |      |
| Tableau III. 1 Récapitulatif des travaux .....                                                       | 35   |
| Tableau III. 2 Caractéristiques du cycle de pression.....                                            | 37   |
| Tableau III. 3 Richesses des carburants pour le moteur à vide .....                                  | 49   |
| Tableau III. 4 Richesses des carburants pour le moteur à plein charge .....                          | 49   |
| Tableau III. 5 Pourcentages de carbones dans les carburants .....                                    | 58   |
| Tableau III. 6 Propriétés des carburants .....                                                       | 58   |
| Tableau III. 7 Caractéristiques de la combustion des trois carburants à 100% de charge.....          | 71   |
| Tableau III. 8 Caractéristiques de la combustion des trois carburants à 50% de charge .....          | 74   |
| Tableau III. 9 Caractéristiques de la combustion suivants les modèles proposés.....                  | 79   |

## INTRODUCTION GENERALE

Aujourd'hui, selon la Révision Statistique du Monde Energétique de 2006 (Statistical Review of World Energy June 2006), près de la moitié des réserves de pétrole ont été épuisées. Un problème énergétique se pose donc pour les transports qui sont à 98% dépendants du pétrole. Un premier challenge à relever concerne le développement de solutions pour réduire la consommation des véhicules. Il en va ainsi avec les véhicules hybrides qui couplent un moteur à combustion interne et un moteur électrique ce qui permet de considérablement réduire la consommation. D'autres solutions moins coûteuses existent sur le marché comme le "stop and start" qui coupe le moteur à combustion interne quand le véhicule est à l'arrêt. Un deuxième challenge que doivent relever aujourd'hui les constructeurs est celui de la réduction des émissions de polluants [1]. Ce défi fait l'objet de contraintes législatives qui deviennent de plus en plus restrictives. Par exemple, le passage de la norme EURO 5 à EURO 6 [2] impose de fortes réductions des polluants nuisibles pour la santé, en particulier sur les oxydes d'azote ( $\text{NO}_x$ ) avec une réduction de plus de 50%. Le dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ) est entré également dans la réglementation étant donné qu'il contribue à l'effet de serre. L'industrie des transports au niveau mondial représente 27% de son émission [3] et les constructeurs automobiles sont ainsi amenés à la réduire. Au niveau européen, ceci se traduit par le projet de régulation de 2012 qui vise à atteindre sur l'ensemble de leurs gammes une moyenne de 130 mg/km de  $\text{CO}_2$  (~ 5,6 l pour 100 km) [4]. En 2007, sur l'ensemble des constructeurs européens, l'écart moyen à cette cible correspondait à 17% [5]. En 2020, l'objectif à atteindre est encore plus exigeant avec une cible de 95 mg/km de  $\text{CO}_2$ . Pour répondre aux exigences du projet de régulation et de la future norme Euro 6, plusieurs moyens sont mis en œuvre pour réduire les émissions de polluants et le  $\text{CO}_2$ . Une première stratégie consiste à les piéger (filtre à particules ou FAP) ou à les recycler en molécules inoffensives (traitement catalytique pour le CO, SCR ou piège à  $\text{NO}_x$ ) dans la ligne d'échappement [6-9]. Une deuxième solution consiste à intervenir directement à leur source (la combustion) en développant des stratégies pour les moteurs qui utilisent des modes de combustion qui limitent leur formation [10-13]. En moteur essence, la combustion d'un mélange carburé pauvre (excédant d'air par rapport au carburant) sera alors recherchée puisque ce mode de combustion ne forme pratiquement pas de CO et d'hydrocarbures imbrûlés HC [14, 15]. Ce mode de combustion est obtenu en moteur essence par de l'injection directe stratifiée qui mène à des écoulements stratifiés globalement pauvres. Cependant la stratification mène localement à des combustions avec de hautes températures qui accélèrent la cinétique de

formation des  $\text{NO}_x$ . Pour abaisser la température de la combustion, une stratégie de recirculation des gaz brûlés ou EGR (Exhaust Gas Recirculation) consiste à diluer fortement le mélange carburé par des gaz brûlés. Ce procédé est réalisé en prélevant des gaz à l'échappement et en les réinjectant dans la ligne d'admission. Pour le  $\text{CO}_2$ , son émission par unité d'énergie produite peut être réduite en jouant sur la nature du combustible : des carburants comme du méthane ( $\text{CH}_4$ ) en comparaison à de l'isooctane ( $\text{C}_8\text{H}_{18}$ ) émettent moins de  $\text{CO}_2$  puisque le rapport d'atomes H/C est plus grand. La diminution des émissions de  $\text{CO}_2$  passe également par la réduction de la consommation des moteurs.

Le développement du contrôle moteur a débuté dans les années 1970, suite à l'introduction en Californie des premières normes anti-pollution pour les véhicules. Initialement, seulement les émissions du monoxyde de carbone (CO) et des hydrocarbures imbrûlés (HC) étaient visées. Avec le temps, ces normes sont devenues de plus en plus strictes et la liste des espèces chimiques polluantes dans les gaz d'échappement a été progressivement élargie pour y inclure les oxydes d'azote ( $\text{NO}_x$ ) et les particules de matière (PM) [16, 17]. Récemment, les constructeurs d'automobile se sont également engagés à réduire la quantité de dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ) libéré dans l'atmosphère par les moteurs des véhicules, en raison de sa contribution à l'effet de serre [18]. Parallèlement, les prévisions pessimistes sur l'épuisement des ressources de combustibles fossiles, combinées aux fluctuations spéculatives du prix du pétrole, ont fait de la réduction de la consommation une autre priorité des fabricants de voitures. Par conséquent, les constructeurs automobiles ont concentré leurs efforts sur l'amélioration du processus de combustion en optimisant les caractéristiques des cycles thermodynamiques moteurs à combustion interne notamment en utilisant des biocarburants, carburants alternatifs dont le pouvoir énergétique est important.

Au vu des prévisions concernant les ressources dites "fossiles", de moins en moins abondantes sur notre planète, il nous faut également nous préoccuper de trouver de nouvelles énergies primaires qui pourraient remplacer, à long terme, les énergies fossiles que l'on surexploite [19, 20]. Pour répondre à la problématique de la pollution due au transport, mais aussi de la dépendance énergétique face au besoin en pétrole, il est nécessaire: d'une part, d'améliorer les systèmes de motorisation; d'autre part, de prospecter également de nouveaux carburants, pour se diversifier énergétiquement, et ainsi s'affranchir de la raréfaction du pétrole et gagner une indépendance énergétique. Une des solutions pour répondre à cette problématique est d'utiliser des biocarburants [21, 22]. Ce virage a déjà commencé à être pris par l'Union Européenne entre autre, dont la consommation des biocarburants dans les transports n'a cessé

d'augmenter depuis les années 2000. Il existe aussi une autre alternative qui voit le jour, c'est l'utilisation des carburants gazeux qui répondent au mieux aux exigences imposées par la réglementation [23-25].

Les objectifs de cette thèse de doctorat sont tout d'abord d'étudier les caractéristiques expérimentales de la combustion du moteur à allumage commandé fonctionnant avec trois carburants alternatifs: le gaz naturel, le méthane et enfin le mélange hydrogène-méthane avec 15% en hydrogène et 85% en méthane en volume, à différentes charges du moteur, sous différents aspects: *La consommation spécifique et L'impact environnemental*, établir une première comparaison entre le gaz naturel et le mélange à hydrogène pour faire valoir l'intérêt de l'ajout d'hydrogène dans l'hydrocarbure gazeux, puis une seconde comparaison globale entre ces trois carburants pour déterminer les rôles des composants minoritaires comme l'éthane et le propane dans la combustion du gaz naturel. Le choix du carburant à traité dans cette étude s'est arrêté alors sur le mélange gazeux hydrogène- méthane. Une étude expérimentale sur le même moteur a été effectuée avec le mélange à hydrogène, en mélange pauvre, à différentes valeurs de la richesse, 0,67 ; 0,75 et 0,81, fonctionnant à vide et à pleine charge. Cette étude a conduit à optimiser les caractéristiques performantes de cette combustion. Ensuite, une modélisation de la combustion du moteur à partir des cycles de pressions et de deux modèles, l'un zéro dimension, représenté par la théorie de Rassweiler et Withrow et l'autre à une dimension, basé sur le premier principe de la thermodynamique impliquant le rapport des chaleurs spécifiques du mélange comme une valeur constante ou une variable dépendante de l'évolution de la température du cylindre lors du processus de combustion a été étudiée. Les caractéristiques du comportement de la combustion quel que soit le modèle traité ont été obtenus à partir du langage Fortran 77. Enfin, une simulation du moteur fonctionnant au méthane a été construite dans le logiciel Amesim, sous deux modes d'injection, l'un direct et l'autre indirect permettant de relever leurs différences et leurs similitudes. Le moteur à combustion interne est celui du moteur à allumage commandé : c'est un moteur expérimental appartenant au laboratoire des Energies Propres de l'Institut National des Sciences Appliquées (INSA) de Rouen en France.

Ce document est structuré en trois parties :

Le **chapitre 1** rappelle les notions de base du fonctionnement des moteurs à combustion interne et notamment des moteurs à allumage commandé ainsi qu'il présente l'état de l'art de ce travail.

Le **chapitre 2** présente le déroulement expérimental de cette thèse en exposant les appareils utilisés ainsi que les méthodes exploitées pour les modèles prédictifs.

Le **chapitre 3** repose sur les résultats obtenus pour chaque étude expérimentale ou analytique suivis de leurs interprétations.

Enfin une conclusion sur le travail est fournie.

## CHAPITRE I

### REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

#### I. Transport automobile et Pollution atmosphérique

##### I.1. Moteur thermique

L'industrie automobile a vu le jour grâce à l'invention du moteur thermique au 19ème siècle qui repose sur la réaction chimique de « combustion » pour produire de l'énergie, c'est le moteur à « combustion interne ». Il existe deux types de moteurs à combustion interne [26]:

→ *Les moteurs à allumage commandé* (Essence) pour lesquels un mélange d'air et de carburant (essence) est introduit dans la chambre de combustion du cylindre (Figure I.1) avant d'être enflammé par l'étincelle d'une bougie lors de la compression du mélange par un piston,

→ *Les moteurs à allumage par compression* (Diesel) qui fonctionnent par auto inflammation du carburant (gazole) lorsque celui-ci est injecté dans la chambre de combustion du cylindre, en fin de compression de l'air par le piston.

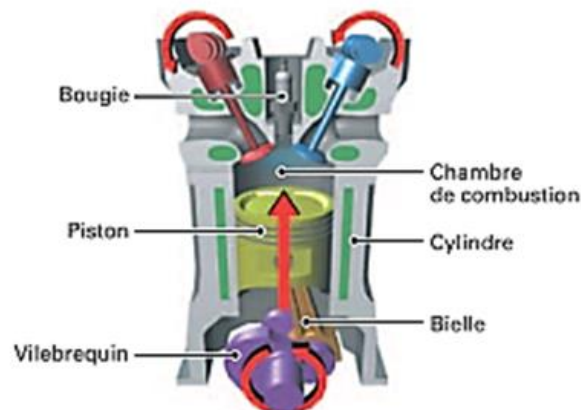


Figure I. 1 Cylindre du moteur

Le principe du moteur à « combustion interne » repose sur le cycle d'Otto, équivalent au cycle de Beau de Rochas, pour les moteurs essence, et sur le cycle de diesel pour les moteurs diesel, suivant le schéma général suivant: Admission → Compression → Combustion/Détente → Echappement.

Les quatre phases du cycle sont décrites comme suit :

**Admission :** Le piston passe du point mort haut (PMH) au point mort bas (PMB), créant ainsi une dépression dans le cylindre et permettant à l'air frais de remplir le volume découvert par son mouvement descendant. Pour augmenter la quantité d'air aspiré, la soupape

d'admission s'ouvre peu avant que le piston commence sa course et se ferme peu après que le piston ait atteint le PMB. La soupape d'échappement est fermée pendant la majeure partie de la phase d'admission.

**Compression :** Les soupapes étant fermées, le piston remonte vers le PMH et comprime le mélange gazeux dans le cylindre à une fraction de son volume initial. L'injection du combustible se produit vers la fin de cette phase, et est presque immédiatement suivi par le début de la combustion.

**Détente :** La combustion qui se déroule sur une grande partie de cette phase, libère l'énergie chimique du combustible sous forme de chaleur, ce qui fait augmenter la température et la pression des gaz dans le cylindre. Sous l'effet de cette pression, le piston est repoussé vers le PMB forçant le vilebrequin à tourner. Le travail fourni pendant cette phase est environ cinq fois plus important que celui consommé pour comprimer la charge fraîche. Lorsque le piston approche le PMB, la soupape d'échappement s'ouvre initiant l'évacuation des gaz de combustion. Celle-ci est accompagnée par une baisse de la pression dans le cylindre jusqu'à une valeur presque égale à celle dans le collecteur d'échappement.

**Échappement :** L'évacuation des gaz brûlés continue sous la poussée du piston qui remonte vers le PMH. L'ouverture de la soupape d'admission commence pour les raisons mentionnées précédemment, juste avant que le piston atteigne la position limite supérieure. La fermeture de la soupape d'échappement se produit peu après le PMH. Ce délai permet d'évacuer davantage les gaz brûlés encore présents dans le cylindre sous la pression de l'air frais qui est aspiré.

Les quatre phases sont représentées dans la figure I.2 :

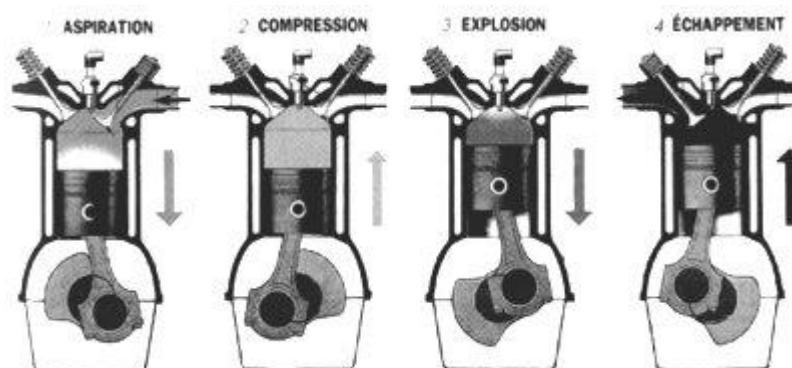
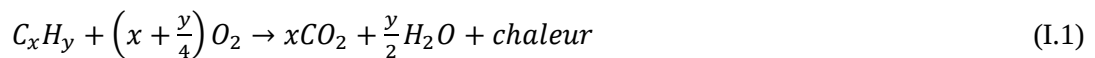


Figure I. 2 Cylindre du moteur

Les moteurs automobiles utilisent un ou plusieurs cylindres pour effectuer la combustion. Dans chaque cylindre, un piston effectue un mouvement rectiligne alternatif qui est transformé en rotation par un vilebrequin relié au piston par une bielle. L'arrivée du mélange air/carburant et l'échappement des gaz brûlés sont gérés par deux soupapes dans la chambre de combustion du cylindre.

L'allumage commandé pour les moteurs à combustion interne est constitué d'un ou plusieurs cylindres dans lesquels ont lieu les combustions. Ce sont ces combustions qui permettent de libérer l'énergie contenue dans le carburant : l'allumage du mélange air-carburant est assuré par une étincelle électrique (arc électrique entre les électrodes de la bougie) qui permet d'élever la température du mélange au-delà de sa température d'inflammation (initiation de la combustion). Seuls les moteurs à allumage commandé (essence) nécessitent l'emploi d'un système d'allumage pour enflammer le carburant. Les moteurs d'automobile fonctionnent selon un cycle à quatre temps, qui se déroule sur deux tours moteur.

La réaction complète de combustion ne produit que du dioxyde de carbone et de l'eau dans les conditions stœchiométriques et aux conditions correspondantes de température et de pression, selon l'équation (I.1) :



Le mélange idéal comburant/carburant est dit « stœchiométrique » et ne devrait émettre que du gaz carbonique et de la vapeur d'eau à l'échappement d'un véhicule. Cependant, il est difficile de maintenir la stœchiométrie du mélange air/carburant à cause de l'imperfection de la mécanique du moteur et des changements rapides de régime moteur provoqués par le « comportement du conducteur » qui rendent difficile un dosage parfait du carburant et de l'air admis dans les cylindres. Seuls les moteurs à essence fonctionnent dans des conditions oscillant aux alentours de la stœchiométrie, les moteurs diesel, eux, fonctionnent en excès d'air. Les différences entre un moteur à essence et un moteur diesel engendrent donc des émissions de gaz polluants différentes et donc des stratégies de post-traitement différentes.

La caractérisation des performances d'un cycle théorique se fait grâce à la notion de deux grandeurs essentielles : la puissance et le rendement. *La puissance est une fonction du couple et de la vitesse de rotation ; elle est en fait le couple que peut fournir le moteur à une certaine vitesse de rotation (travail par unité de temps). Le rendement caractérise l'efficacité du procédé de conversion de l'énergie introduite par le combustible en travail mécanique sur l'arbre.* Le terme cycle n'est pas tout à fait approprié dans le cadre des machines à combustion interne

réelles, sachant que les gaz ne subissent pas un cycle au sens thermodynamique. Dans les études théoriques, les produits de combustion, après avoir cédé de la chaleur à l'échappement, sont considérés réintroduits à l'admission (figure I.3).

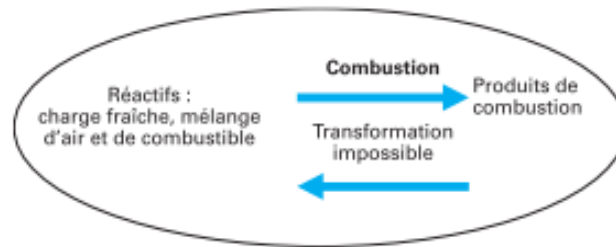


Figure I. 3 Transformation irréversible

### I.1.1. Cycle de Carnot

Un cycle de Carnot comporte deux isothermes et deux adiabatiques réversibles (figures I.4 et I.5). Le rendement thermodynamique théorique ( $\eta_{th,th}$ ) est écrit comme le rapport du travail du cycle ( $W_{cycle} < 0$ ) sur l'énergie ( $Q_2 > 0$ ) déployée pour obtenir ce travail. L'expression finale est écrite en fonction des températures des sources froide  $T_1$  et chaude  $T_2$ . Le niveau de la température maximale joue un rôle important dans les performances pures du cycle de Carnot.

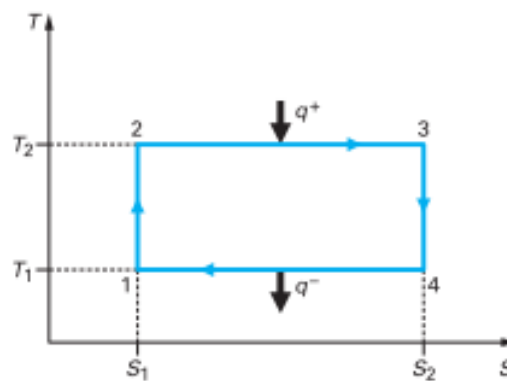


Figure I. 4 Diagrammes (TS) du cycle de Carnot

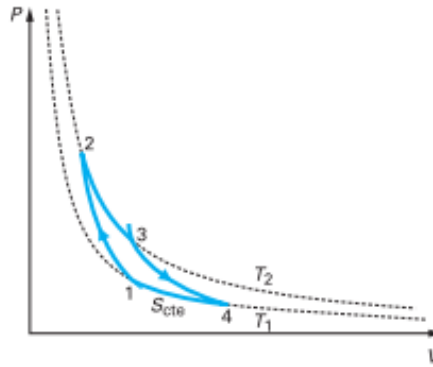


Figure I. 5 Diagrammes (PV) du cycle de Carnot

### I.1.2. Cycle de Beau de Rochas ou d'Otto

Le cycle de Beau de Rochas donne une représentation théorique de l'évolution du cycle pour un moteur à allumage commandé. La combustion suit une évolution plutôt isochore. La compression et la détente sont deux adiabatiques réversibles. L'échappement est isochore (figure I.6). Le cycle à volume constant peut être assimilé à une juxtaposition de cycles élémentaires de Carnot entre les températures  $T_{1i}$  et  $T_{2i}$  et qui, pour chaque cycle élémentaire, sont dans le rapport  $V_M / V_m = \varepsilon$  avec  $T_{2i} / T_{1i} = \varepsilon^{\gamma-1}$ . Le rendement du cycle s'écrit alors :

$$\eta_{th,th} = 1 - \varepsilon^{\gamma-1} \quad (I.2.)$$

Ainsi, dans le cas du cycle de Beau de Rochas (figures I.6 et I.7), le rendement théorique dépend simplement de la conception géométrique du moteur par le rapport volumétrique de compression  $\varepsilon$  et de la nature du fluide par le rapport des capacités thermiques massiques  $\gamma$ .

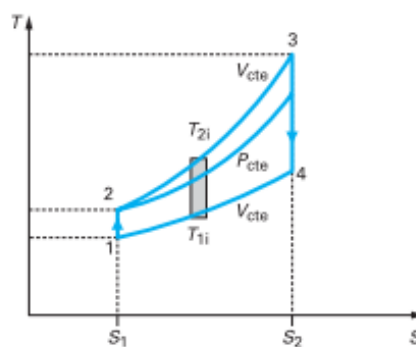


Figure I. 6 Diagrammes (TS) du cycle de Beau de Rochas

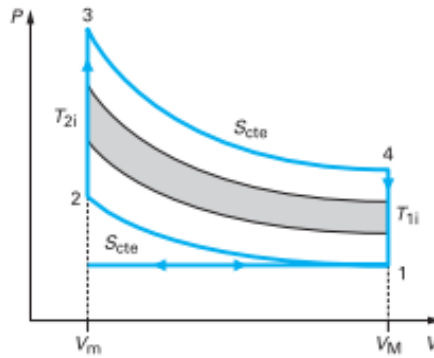


Figure I. 7 Diagrammes (PV) du cycle de Beau de Rochas

## a) Paramètres caractéristiques du cycle

L'étude des cycles permet de fournir le détail de l'évolution des grandeurs thermodynamiques et des caractéristiques des gaz mais permet aussi de calculer des grandeurs plus globales issues de bilans comme le travail, la puissance ou bien le rendement.

- Travail indiqué. Puissance indiquée

Si l'on trace la courbe de pression du gaz dans le cylindre en fonction du volume balayé par le piston (figure I.8), on obtient un diagramme en coordonnée P,V. mélange hydrogène et méthane

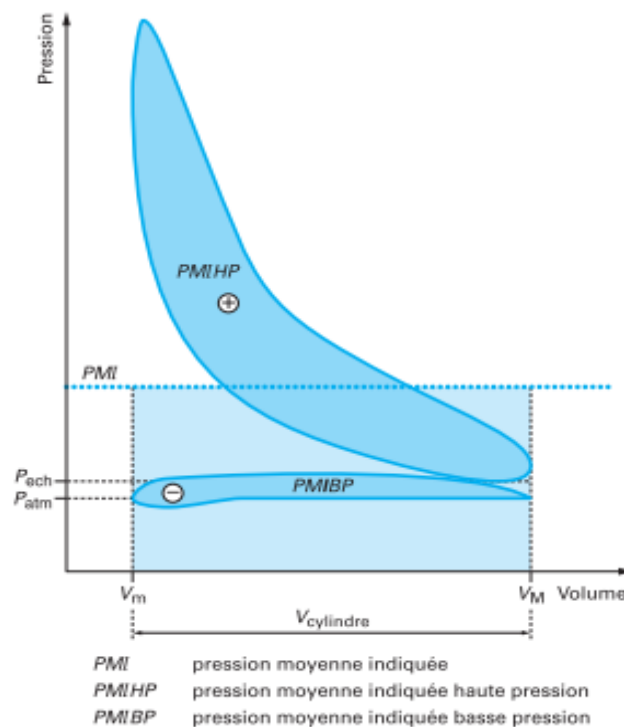


Figure I. 8 Cycle (PV)

Le travail indiqué est obtenu par intégration de la courbe sur tout le cycle :

$$W_i = \oint P dV \quad (I.3)$$

La puissance totale développée dans les cylindres est la puissance indiquée  $P_i$  (W):

$$P_i = W_i * n_{cs} \quad (I.4.)$$

Avec:  $n_{cs}$ , Nombre de cycle par seconde

- Puissance effective

La puissance effective est la puissance disponible développée sur l'arbre moteur. Elle est égale à :

$$P_e = C * \omega \quad (I.5)$$

Avec :  $P_e$ , puissance effective (W)

$C$ , couple moteur (N\* m)

$\omega$ , vitesse angulaire (rd/s)

Pour chaque type de mesure, cette puissance au frein peut être mesurée suivant différentes normes : prise en compte des auxiliaires, correction à apporter suivant les conditions atmosphériques.

- Puissance perdue par frottement

Une partie de cette puissance est dissipée au sein du moteur lui-même (frottement, auxiliaire tel que pompe, allumage, injection...). On peut assimiler cet ensemble de pertes à une puissance « perdue par frottement »  $P_f$ . La puissance effective mesurée au frein peut donc s'écrire :

$$P_e = P_i - P_f \quad (I.6)$$

- Pressions moyenne indiquée et effective

La pression moyenne indiquée (PMI) est la pression constante théorique qui, appliquée sur le piston pendant sa course motrice, fournirait le même travail indiqué. Selon la figure I.7, la surface équivalente donnant une pression constante est égale à la PMI :

$$PMI = W_i / C_u \quad (I.7)$$

Avec :  $C_u$ , Cylindrée unitaire de la chambre de combustion

$$C_u = V_M - V_m \quad (I.8)$$

La PMI est le travail spécifique (travail par unité de cylindrée) ; cette grandeur permet de comparer la capacité de travail de moteurs de cylindrées différentes. Elle est exprimée en bars. La puissance effective  $P_e$  d'un moteur peut être associée à un paramètre de pression moyenne effective définie de manière analogue à celle de la PMI par :

$$PME = 1200 * P_e / N C_u \quad (I.9)$$

La PME est en fait directement liée au couple développé par le moteur sur l'arbre de sortie, de même que  $P_e = P_i - P_f$ , et que  $PME = PMI - PMF$  avec la pression moyenne de frottement.

$$PME = 4 * \pi * C / C_u \quad (I.10)$$

▪ Richesse. Excès d'air

Le rapport air/carburant ou son inverse carburant/air (sur une base massique) servent à caractériser le mélange. Toutefois, ces données ne tiennent pas compte de la composition du combustible et des conditions dans lesquelles s'opère la combustion (préparation du mélange). Il s'agit bien souvent d'une valeur globale qui ne traduit pas localement des stratifications des diverses espèces mises en jeu. La notion de richesse (Equivalence Air/Fuel Ratio ) répond à l'équation (I.11) [27]:

$$\phi = \frac{\left( \frac{\text{masse de combustible}}{\text{masse d'air}} \right)_{\text{réel}}}{\left( \frac{\text{masse de combustible}}{\text{masse d'air}} \right)_{\text{stoech}}} \quad (I.11)$$

Les différentes valeurs de la richesse sont:

$\phi = 1$  : mélange stœchiométrique ;

$\phi < 1$  : mélange avec excès d'air ou mélange pauvre ;

$\phi > 1$  : mélange avec excès de combustible ou mélange riche qui donnera nécessairement lieu à une combustion incomplète. Pour des conditions où l'air est vraiment en excès le coefficient excès d'air est égal à l'inverse de la richesse :

$$\lambda = 1/\phi \quad (I.12)$$

### **I.1.3. Besoins de la combustion du moteur**

Le dispositif d'allumage doit permettre d'enflammer le mélange air-carburant comprimé à un moment donné, et ce quelles que soient les conditions de fonctionnement du moteur (rapport air-carburant, mouvement du mélange). L'inflammation du mélange air- carburant dans un moteur à gaz doit être initiée par un apport énergétique permettant d'élever une partie du

mélange jusqu'à sa température d'inflammation : cette énergie est fournie par une étincelle grâce au système d'allumage du moteur.

#### a) Types de combustion anormale

Le pré-allumage est dû à un allumage spontané du mélange par point chaud (zones chaudes telles que soupapes d'échappement ou résidus carbonés de la combustion) et se caractérise par une élévation rapide de la température de la bougie. L'allumage du mélange air-carburant intervient prématurément. Un allumage par point chaud est absolument incontrôlable et est capable de provoquer de graves dommages mécaniques. En effet, comme le piston est poussé vers le haut sous l'action de la bielle, la combustion prématurée essaie de repousser le piston vers le bas. Si le piston ne peut monter (sous l'impact de la combustion prématurée) ni descendre (en raison du mouvement ascendant de la bielle), il est secoué de gauche à droite. L'onde de choc cause un cognement audible, car la vitesse du front de flamme devient supérieure à la célérité du son : c'est la détonation.

La plupart des dommages mécaniques qu'un moteur subit au moment d'une détonation sont causés par la chaleur excessive. Les caractéristiques influant sur le pré-allumage sont variables d'un moteur à l'autre. L'indice thermique (plage de température de fonctionnement) de la bougie doit être adapté : il est nécessaire de trouver un compromis entre le pré-allumage et l'encrassement. Lors de la combustion, de nombreux dépôts chimiques sont dégagés et viennent se déposer sur l'ensemble des surfaces exposées à l'intérieur de la chambre de combustion. La tête de l'isolateur de la bougie est par conséquent directement concernée. Si la température de la bougie est adaptée à la température dans la chambre de combustion, le carbone et les dépôts venant se déposer autour de l'électrode centrale sont brûlés et ne gênent pas la création de l'étincelle. Si la température de la tête de l'isolateur est inférieure à 450 °C, les dépôts issus de la combustion ne peuvent être brûlés et viennent engendrer des encrassements puis des ratés d'allumage, d'où une diminution du couple moteur. Si elle est supérieure à 850 °C, deux effets peuvent se produire [6].

Tout d'abord une surchauffe de la bougie, ce qui aura pour conséquence de créer des criques (fêlures) entre le puits de bougie et les sièges de soupape (effet de dilatation thermique). Elle peut aussi créer des points chauds dans la chambre de combustion, à l'origine de phénomènes de pré-allumage, de détonation et de graves dommages au moteur. Le pré-allumage est lié à différents paramètres : design moteur, système de refroidissement, taux de compression, régime et modes d'utilisation du moteur (avance à l'allumage, richesse), indice thermique de la bougie, indice d'octane du carburant. Le tableau I.1 donne une liste de facteurs

externes qui peuvent influencer la température de la tête de bougie d'allumage. La conception de la bougie doit donc tenir compte de tous ces facteurs de variation thermique afin de diminuer les risques de casse du moteur.

Tableau I. 1 Paramètres impactant sur le pré-allumage

|                            |                                                                                                                                                                                                                   |
|----------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Avance à l'allumage        | Trop grande : une avance à l'allumage de 10° fait augmenter la température de la pointe d'une bougie d'environ 70 °C à 100 °C                                                                                     |
| Bougie (indice thermique)  | Trop chaude                                                                                                                                                                                                       |
| Indice d'octane            | Trop faible : il est nécessaire de faire varier le degré thermique de la bougie et la distance entre les électrodes selon que le moteur fonctionne au mélange hydrogène et méthane, au méthane ou au gaz naturel. |
| Richesse                   | Mélange pauvre : un mélange air- hydrogène et méthane peut faire tomber la température de la pointe de la bougie                                                                                                  |
| Taux de compression        | Trop important : une augmentation du taux de compression fait grimper la température de la pointe de la bougie et de l'intérieur du cylindre                                                                      |
| Refroidissement du moteur  | Insuffisant                                                                                                                                                                                                       |
| Régime et charge du moteur | Trop importants : l'augmentation de température de la pointe de la bougie est proportionnelle au régime et à la charge du moteur                                                                                  |
| Température ambiante       | Trop importante : la température dans le cylindre augmente et la pointe de la bougie voit aussi sa température augmenter                                                                                          |
| Humidité                   | Trop faible : l'augmentation de l'humidité a pour effet de diminuer le volume d'air aspiré. La pression et la température dans le cylindre sont plus basses et la température de la bougie diminue                |
| Pression atmosphérique     | Trop importante : plus l'altitude est élevée plus la pression du cylindre diminue, entraînant une diminution de la température de la pointe de bougie                                                             |

### b) Cliquetis

Le mélange non brûlé est chauffé par radiation et comprimé par la combustion ; il peut s'enflammer avant même d'avoir été atteint par le front de flamme. Ce processus est beaucoup plus rapide qu'une combustion normale et s'apparente à une réaction en chaîne, ce qui va provoquer une augmentation très rapide de la pression. Les vibrations du piston et des parois de la chambre de combustion qui en sont la conséquence sont directement audibles, c'est le cliquetis. Le cliquetis est principalement lié à l'avance à l'allumage appliquée : en effet, une trop forte avance à l'allumage entraîne une élévation de la pression dans la chambre de combustion à l'origine du phénomène observé. Les dommages liés au cliquetis peuvent aller jusqu'à la perforation du piston. Afin d'éviter la casse du moteur, on applique une garde pour empêcher le cliquetis. Cette garde correspond à la marge entre l'avance à l'allumage appliquée et le cliquetis : plus précisément, la marge doit être prise par rapport au seuil de cliquetis naissant. La garde au cliquetis doit être suffisante pour éviter tout allumage spontané du mélange.

### c) Ratés d'allumage ou ratés de combustion

Lorsque l'étincelle entre les électrodes de la bougie n'est pas suffisante pour enflammer tout le carburant présent dans la chambre de combustion au bon moment (quelques degrés avant le point mort haut), il s'agit de ratés d'allumage. Différents paramètres peuvent favoriser les ratés d'allumage : bobine défectueuse, trop de compression, écartement des électrodes trop important, encrassement ou temps d'allumage insuffisant. De faibles ratés d'allumage réduisent le rendement du moteur. Des ratés d'allumage importants augmentent la consommation, dégradent l'agrément de conduite et peuvent endommager le moteur (déséquilibre mécanique entre les cylindres) et le catalyseur (postcombustion du mélange imbrûlé dans le catalyseur)[6].

### d) Principe de l'allumage

L'allumage consiste à enflammer le mélange air-carburant comprimé dans la chambre de combustion du moteur à un instant voulu pour initier la combustion dans le cylindre. Pour s'enflammer, une partie au moins du mélange air-carburant doit subir une élévation de température permettant de la porter au-delà de sa température d'auto-inflammation. L'énergie nécessaire pour cette élévation de température est apportée par une étincelle. L'étincelle est créée par une différence de potentiel entre deux électrodes présentes sur la bougie. Pour créer cette étincelle, la bougie est alimentée en haute tension par une bobine d'allumage. L'alimentation et la commande de la bobine d'allumage sont issues du calculateur de contrôle

moteur. Le pic de pression dans le cylindre (combustion du mélange air-carburant) doit être en phase avec la position de la bielle, pour transmettre le maximum d'efforts au vilebrequin. Pour cela, il faut déclencher l'étincelle avant que le piston n'atteigne son point mort haut. Cette « avance » à l'allumage, variable en fonction du régime moteur, est donc à prendre en compte dans le développement du système global l'allumage de tous les moteurs à allumage commandé. Les principales difficultés d'allumage ont lieu lors des accélérations et lors du démarrage à froid, ainsi que lors d'un fonctionnement en pleine charge à très haut régime où la régularité et la qualité de l'allumage sont menacées par les très fortes pressions et températures régnant dans la chambre de combustion. C'est pourquoi, depuis plus d'un siècle, les technologies d'allumage n'ont cessé d'évoluer et évoluent encore avec, pour objectif, d'assurer la régularité de l'allumage dans toutes les conditions de fonctionnement du moteur. Aujourd'hui, les véhicules neufs sont tous équipés d'un système d'allumage électronique intégral, géré par le calculateur de contrôle moteur, permettant d'obtenir un allumage sur mesure à chaque tour du moteur.

#### e) Physique de l'étincelle

Afin de comprendre le mécanisme de déclenchement de l'étincelle, regardons de plus près ce qui se passe entre les électrodes de la bougie. Le gaz compris dans l'espace inter-électrode est un isolant composé de molécules neutres. Pour qu'un courant puisse passer entre les deux électrodes, il doit se créer un canal conducteur composé de molécules ionisées ; c'est ce phénomène que l'on appelle « claquage » ou « percement du gaz ». Il s'agit d'un phénomène très complexe pouvant prendre plusieurs formes et dont la durée est de l'ordre de 1 à 2 ns. Le scénario le plus probable conduisant au claquage est celui de « l'électron germe » au niveau de la cathode. L'accélération de cet électron par le champ électrique va le faire entrer en collision avec les molécules du gaz, et générer différents chocs selon la nature de la molécule et l'énergie cinétique emmagasinée par « l'électron germe ».

#### ***1.1.4. Principaux polluants***

La composition des gaz polluants émis à l'échappement dépend principalement de celle du carburant utilisé et de celle de l'air admis. Malgré les progrès techniques des moteurs et la mise en œuvre d'un post-traitement des gaz d'échappement, les véhicules automobiles d'aujourd'hui continuent à émettre une certaine quantité de polluants et la pollution liée au transport reste donc une problématique. Les principaux polluants émis par les véhicules à moteur « à combustion interne » sont :

→ *Le dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ )* qui, avec l'eau, est le principal produit de la combustion Complète des carburants. Le  $\text{CO}_2$  est un gaz à effet de serre et n'est pas réglementé à l'heure actuelle.

→ *Le monoxyde de carbone ( $\text{CO}$ )*, résultant de la combustion incomplète du carburant due à un apport d'air insuffisant, est un gaz toxique, mortel à faible dose.

→ *Les hydrocarbures ( $\text{HC}$ )*, principaux composés des carburants, sont issus de la combustion incomplète des carburants. Certains provoquent des irritations ou sont cancérigènes.

→ *Les oxydes d'azote  $\text{NO}_x$  ( $\text{NO}$  et  $\text{NO}_2$ )* : le monoxyde d'azote ( $\text{NO}$ ) se forme lors des combustions à température élevée puis s'oxyde lentement au contact de l'air aux plus faibles températures pour former le dioxyde d'azote ( $\text{NO}_2$ ). Ces polluants, en particulier le  $\text{NO}_2$ , sont irritants pour le système respiratoire. Ils jouent aussi un rôle dans la formation de l'ozone.

→ *Le dioxyde de soufre ( $\text{SO}_2$ )*, dû à de faibles quantités de soufre dans les carburants.

→ *Les particules diesel carbonées*, provenant de la combustion incomplète du gazole. Elles accroissent les risques de maladies respiratoires et probablement de cancer.

Les normes d'émissions de polluants ne concernent actuellement que le monoxyde de carbone ( $\text{CO}$ ), certains hydrocarbures ( $\text{HC}$ ), les oxydes d'azote ( $\text{NO}_x$ ) et les particules. La quantité de gaz polluants générée par la combustion du carburant varie très sensiblement avec l'écart à la stœchiométrie du mélange air/carburant. Un mélange riche en carburant ( $R > 1$  ou  $\lambda < 1$ ) produit du monoxyde de carbone et des hydrocarbures, alors qu'un mélange pauvre en carburant ( $R < 1$  ou  $\lambda > 1$ ) produit des oxydes d'azote [28] .

## I.2. Normes européennes d'émissions de gaz polluants

Depuis le début des années 1990, l'union européenne a mis en place des normes règlementaires d'émissions des gaz polluants pour les véhicules. Les réglementations concernent le monoxyde de carbone, les hydrocarbures, les oxydes d'azote et les particules et sont actuellement définies à partir d'un cycle de conduite normalisé appelé « NEDC » (New European Divins Cycle). Ce cycle simule un parcours typique comprenant un roulage urbain et extra-urbain. Les normes dépendent essentiellement du type de motorisation (Tableau. I.2).

Tableau I. 2 Normes européennes d'émission de gaz polluants pour les motorisations essences

| <i>mg/km</i>                    | Euro1<br>(1993) | Euro 2<br>(1996) | Euro 3<br>(2000) | Euro 4<br>(2005) | Euro 5<br>(2010) | Euro 6<br>(2015) |
|---------------------------------|-----------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| Oxyde d'azote ( $\text{NO}_x$ ) |                 |                  | 150              | 80               | 60               |                  |

|                               |      |      |      |      |      |  |
|-------------------------------|------|------|------|------|------|--|
| Monoxyde de carbone(CO)       | 2720 | 2200 | 2200 | 1000 | 1000 |  |
| Hydrocarbures non méthaniques |      |      |      |      | 68   |  |
| Hydrocarbures totaux          |      |      | 200  | 100  | 100  |  |
| Particules                    |      |      |      |      | 5*   |  |

(\*) Réglementation uniquement pour les voitures à essence à injection directe fonctionnant en mélange pauvre

Ce sont les Etats-Unis, et plus particulièrement la Californie, qui ont en premier mis en place des lois drastiques sur les émissions de gaz polluants. Les premiers systèmes de dépollution ont vu le jour avec le pot catalytique au milieu des années 1970 pour respecter les normes américaines. L'Europe, puis le Japon à moindre mesure, ont également adopté des normes d'émissions de polluants (Figure I.9).

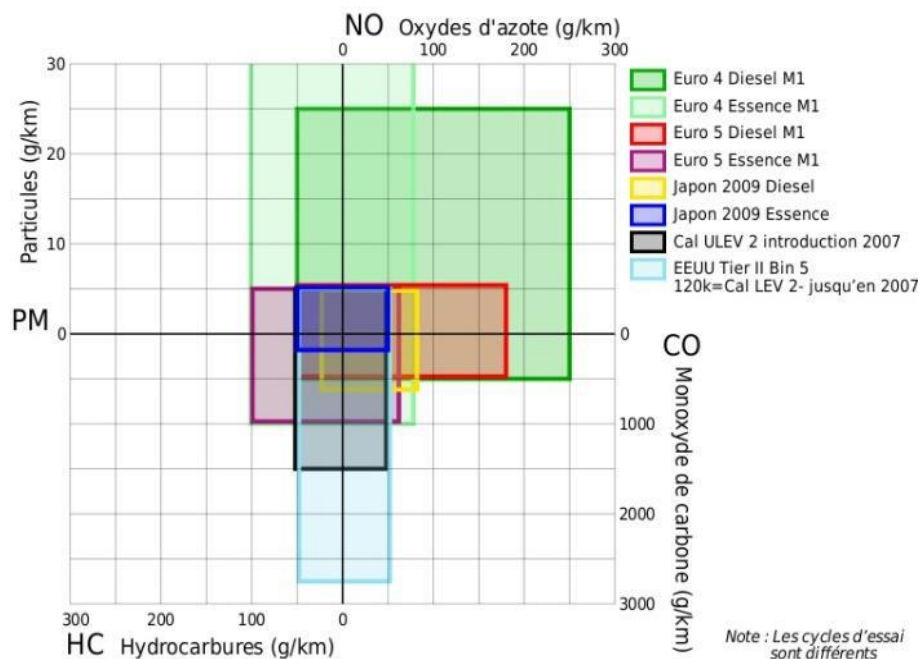


Figure I. 9 Comparatifs des normes d'émissions de polluants par les véhicules en vigueur en Europe, au Japon et aux Etats Unis

### I.3. Travaux antérieurs

Au cours des dernières années, il y a eu un intérêt croissant dans l'augmentation de l'utilisation de gaz carburant dans les moteurs à allumage commandé pour véhicules légers et lourds [19, 29-33]. Moteurs industriels et ceux de transport sont une source importante des

émissions de gaz à effet de serre ( $\text{CO}_2$ ) et des polluants (HC,  $\text{NO}_x$  et de CO) [34-36]. Dans de nombreux pays, l'une des réponses à court terme à des lois anti-pollution seraient l'utilisation du CNG (gaz naturel comprimé) ou au GPL (gaz de pétrole liquéfié) comme carburant alternatifs [22]. Les limites caractéristiques du GPL sont bien connues (pétrole plus lourd que l'air, etc.). Le choix de passer au GNC est devenu stratégique [37]. Au cours des dernières années il y a eu intérêt croissant pour l'utilisation de combustibles gazeux dans les moteurs à allumage commandé pour les véhicules légers et lourds [37-39] parce que les règlements sur les émissions de gaz sont de plus en plus strictes sur les polluants ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$ , HC et CO) [4, 5]. En plus d'être en phase gazeuse à des températures ambiantes et des pressions atmosphériques, certaines caractéristiques physiques et chimiques du gaz naturel lui permettent d'être un carburant attrayant pour les moteurs à allumage commandé par rapport à l'essence.

Le rapport de compression critique des moteurs à combustion interne alimenté au méthane est approximativement égal à 12:8 [10]. Le gaz naturel étant encore disponible dans le monde ; la méthode la plus prometteuse est la combustion pauvre [11-14]. Elle présente néanmoins une difficulté dans le fonctionnement du moteur à combustion car la combustion méthane-air se fait avec une faible vitesse de flamme [15]. Karim *et al.* [40] dans une étude expérimentale, ont montré que la performance d'un moteur monocylindre à allumage commandé alimenté par le méthane peut être améliorée de façon significative par l'addition d'hydrogène dans le méthane. Bade Shrestha et Karim [41] ont démontré que la production d'hydrogène par électrolyse de l'eau est peu efficace même si la présence de plus d'oxygène produit, en principe, tend à améliorer les performances du moteur. Pour analyser l'effet de l'addition de l'hydrogène au gaz naturel sur le rendement thermique et les émissions du moteur, Fanhua Ma *et al.* [42] ont mené une étude expérimentale sur un moteur à allumage commandé avec un mélange à compositions variables. Ils ont noté que l'ajout d'hydrogène pourrait étendre les limites d'inflammabilité, améliorer le fonctionnement du moteur, réduire la durée d'allumage et augmenter les oxydes d'azote ( $\text{NO}_x$ ) dans les conditions pauvres. Akansu *et al.* [43] ont étudié expérimentalement les effets d'un mélange d'hydrogène et de méthane à 0%, 10%, 20% et 30% en volume d'hydrogène à différentes richesses et dont la vitesse de rotation avoisine 2000 tr/mn. Les résultats montrent que l'augmentation des émissions de NO, HC, de CO et  $\text{CO}_2$  et l'abaissement des valeurs d'efficacité (BTE) a augmenté avec l'ajout d'hydrogène.

Dimopoulos *et al.* [44] ont expérimentés des voitures fonctionnant au mélange gaz naturel enrichi d'hydrogène dilué dans des gaz d'échappement gaz (EGR). Optimisation sur l'avance à l'allumage suivi du taux de recyclage des gaz d'échappement ont conduit à des

avancées importantes : une augmentation marquée de l'efficacité du moteur accompagnée de faibles niveaux de NO<sub>x</sub> ainsi que de CO. L'efficacité augmente de 3% à faible charge, et plus de 5% à moyennes charges. L'augmentation de l'hydrogène dans le mélange accélère l'efficacité de la combustion. Thurnheer et al. [45] ont mené des expériences pour étudier la performance avec différents combustibles utilisés dans les moteurs à combustion interne : l'essence, le méthane et les mélanges de méthane avec 5%, 10% et 15% en volume d'hydrogène. Le moteur à aspiration naturelle a une capacité de deux litres fonctionnant en régime stœchiométrique. Une combinaison d'une optimisation à l'avance à l'allumage avec une optimisation de l'efficacité du moteur a été réalisée. Les expériences ont été menées à 2000 tr/m et une pression moyenne effective de freinage de 2 bars. Kahraman *et al.* [46] ont étudié les émissions de gaz d'un moteur à allumage commandé alimentées par un mélange de méthane- hydrogène fonctionnant à grandes vitesses tout en variant la richesse du mélange. Les résultats ont montré que la vitesse excessive et l'augmentation de la dilution de l'air réduisent les émissions de CO. L'addition d'hydrogène au gaz naturel réduit les émissions de CO et de HC dans les conditions de fonctionnement pauvres. L'augmentation de l'excès d'air réduit également la pression maximale dans le cylindre.

#### I.4. Etat de l'art

L'hydrogène se caractérise par une réactivité élevée et une vitesse de combustion jusqu'à cinq fois plus importante que celle du méthane ou du gaz naturel (tableau. I.3) [47-49]. De plus, l'hydrogène présente un domaine d'inflammabilité plus étendu que celui des autres carburants (figure.I.10). Grâce à ces caractéristiques, l'ajout d'une faible quantité d'hydrogène dans le mélange carburant-air permet d'augmenter les vitesses de combustion et de rendre la combustion plus stable en réduisant la durée de combustion et en diminuant les variations cycle-à-cycle. En plus de ces avantages, l'ajout d'une certaine quantité d'hydrogène permet toutefois d'améliorer la résistance du mélange carburant/air au cliquetis [20, 39, 49-51]. Shinagawa et al. [52] ont étudié l'effet de l'ajout d'hydrogène dans un moteur à allumage commandé et son influence sur le cliquetis. Ils en ont conclu que l'ajout d'hydrogène permettait de diminuer l'occurrence du cliquetis. Ceci est possible non seulement grâce à la réduction de la durée de combustion, mais aussi en défavorisant la décomposition du carburant et la production des radicaux hydroxyles. Topinka et al. [53] ont ajouté de l'hydrogène et du monoxyde de carbone aux carburants car le CO (RON = 106) et l'H<sub>2</sub> (RON >130) sont caractérisés par des indices d'octane de recherche supérieurs à ceux des carburants essences ce qui permet une meilleure résistance au cliquetis. Ainsi, en transformant 15% du carburant en CO et H<sub>2</sub>, l'indice d'octane

du mélange carburant augmente de 10. Cette augmentation défavorise l'occurrence du cliquetis en ralentissant la chimie d'auto-inflammation et en augmentant la vitesse de flamme [54].

Tableau I. 3 Propriétés de combustion d'hydrogène comparées à celles du méthane et de l'isooctane

| P=1 bar ; T=300K<br>Stœchiométrie             | Hydrogène | Méthane | Isooctane |
|-----------------------------------------------|-----------|---------|-----------|
| Vitesse laminaire de combustion (cm/s)        | 226       | 37      | 32        |
| Energie minimale d'allumage (mJ)              | 0,02      | 0,29    | 0,28      |
| Distance minimale de coincement (mm)          | 0,6       | 2       | 3,5       |
| Valeur calorifique inférieur (MJ/kg)          | 120       | 50      | 44,3      |
| Rapport stœchiométrique air/carburant (kg/kg) | 34,2      | 17,1    | 15        |
| Recherche du nombre d'octane (RON)            | >130      | 120     | 100       |

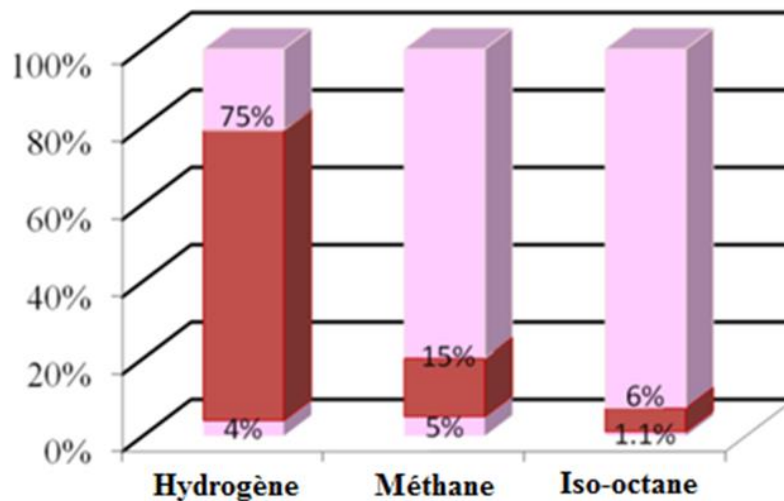


Figure I. 10 Limites d'inflammabilité des carburants

## II. Modélisation de la combustion

L'étude de la combustion est basée sur trois modèles, l'un est celui des cycles enveloppes détaillé dans la partie résultats et les deux autres sont le modèle à zéro dimension dit modèle de Rassweiler et Withrow et le modèle à une zone basé sur le premier principe de la

thermodynamique impliquant le rapport des chaleurs spécifiques comme une valeur constante ou une valeur variable. Le système de combustion est basé sur les hypothèses suivantes :

- La charge du cylindre au cours de la phase de combustion est un produit de combustion. Il est considéré à une zone,
- Les composants du mélange contenu dans le cylindre sont bien mélangés et sont homogènes en termes de compositions et de propriétés durant la phase d'admission, de compression, de détente et d'échappement,
- La température des parois du cylindre est supposée uniforme et constante. La variation de la température de la paroi interne du cylindre durant le cycle thermodynamique est faible comparée à la variation de température des gaz de combustion,
- Tous les effets dus aux interstices, aux crevasses sont ignorés et le refoulement du mélange est supposé zéro,
- Le moteur fonctionne en régime permanent, chaque début de cycle thermodynamique est défini sur deux tours du vilebrequin et fini aussi sur deux tours du vilebrequin.

#### IV.1. Modèle à zéro zone : Fraction de masse brûlée

Les modèles zéro-dimensionnels nommés aussi des modèles thermodynamiques permettent une approche simplifiée des différents phénomènes intervenant au cours de la combustion dans le cylindre. En effet, ils ne font intervenir aucune grandeur liée à l'espace, donc à la propagation (dans certains cas, il pourra être introduit indirectement des grandeurs en fonction des variables d'espace). Ce type de modèle permet de considérer uniquement l'évolution des variables thermodynamiques dans le temps. Dans le cadre de la modélisation zéro-dimensionnelle le choix d'une seule zone impose comme hypothèse d'avoir l'ensemble des grandeurs thermodynamiques (pression, température, concentration...) uniformes. Ces modèles permettent d'obtenir par un chemin indirect le début du temps de combustion ainsi que la fin du temps de combustion[55]. La fraction de masse brûlée ainsi prédite utilise la pression moyenne du cycle, décrite préalablement selon l'équation :

$$f_{mb} = (P V^\gamma - P_i V_i^\gamma) / (P_f V_f^\gamma - P_i V_i^\gamma) \quad (I.13)$$

Le début de la combustion est estimé à 348 °V. La fin du procédé de combustion correspond à la valeur maximale de la fonction  $P V^\gamma$ . Le rapport des chaleurs spécifiques du mélange composé de 15% en hydrogène et 85% en méthane en volume, est égal à 1,356 obtenu à partir des propriétés des mélanges. En l'absence de mesures de pressions, la fonction Wiebe

est généralement appliquée pour prédire la valeur réelle de la fraction de masse brûlée, basée sur des configurations géométriques du moteur.

#### IV.2. Modèle à une zone : Fraction de masse brûlée et dégagement de chaleur

Dans le cas de la modélisation à une seule zone, la pression, la température et la composition de la charge dans le cylindre sont considérées comme uniformes. Ce modèle ne distingue pas les gaz brûlés des gaz frais. La difficulté majeure réside dans la caractérisation du mélange puisqu'il est considéré comme homogène. Le modèle à une zone a pour avantage d'avoir une formulation plus simple des phénomènes de transfert de masse et de chaleur. La combustion dans ces modèles peut être considérée comme un simple système qui subit un apport de chaleur de l'extérieur[56].

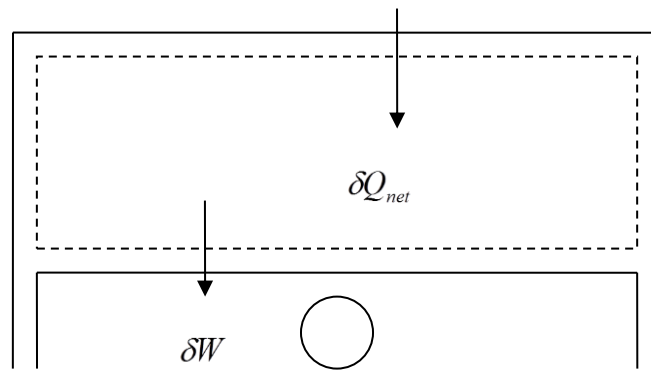


Figure I. 11 Schéma de la chambre de combustion

L'équation de conservation de l'énergie, plus particulièrement le premier principe de la thermodynamique est appliquée. L'écriture du premier principe se fait dans le cadre d'un système ouvert (figure I.11). L'écriture ne pose aucune difficulté supplémentaire par rapport à un système fermé si ce n'est qu'il est nécessaire de connaître l'expression des sous-modèles spécifiques de transfert de masses. L'énergie totale est considérée réduite à l'énergie interne, l'énergie cinétique du gaz est négligée du fait des faibles vitesses considérées dans la chambre et aussi l'énergie potentielle. Le dégagement de chaleur estimé à partir de la première loi de la thermodynamique peut être directement déterminé à partir de la mesure de la pression moyenne du cycle. Les pertes de chaleur dues aux crevasses, aux interstices peuvent-être incorporées dans la mesure de la pression moyenne ou tout simplement calculées à l'aide des formules empiriques. Le dégagement de chaleur et le taux de dégagement de chaleur ( $dQ(\theta)/d\theta$ ) représentent les paramètres majeurs dans l'analyse de la combustion. Dans cette étude, le modèle d'élément fini est employé pour additionner la chaleur dégagée le long de l'évolution du vilebrequin. Le principe du modèle du dégagement de chaleur est de générer la courbe de la

fraction de masse brûlée en concordance avec la courbe de pression moyenne du cycle. Pour la combustion interne, le système considéré est adiabatique, il est compris entre la fermeture de la soupape d'admission et l'ouverture de la soupape d'échappement. Le dégagement de chaleur d'élément fini peut- être donné par la formule suivante :

$$dQ - dW = dU \quad (I.14)$$

Le mélange introduit est considéré comme un gaz parfait :

✓ La valeur de la pression du cylindre, le long du cycle sur les quatre phases est considérée comme faible car sa valeur dans la phase d'admission, début de compression et à la fin de l'échappement est bien au-dessous de la valeur de 10 atm qui représente la pression maximale d'un gaz parfait. La pression produite par la combustion atteint la valeur maximale de 36,09 atm, elle augmente uniquement sur un temps très court de 32°V faible comparativement à 720 °V du temps du cycle.

✓ Le moteur est considéré fonctionnant à une pression constante effective de 7,5 atm représentant le rapport du travail effectué sur tout le cycle par unité de la cylindrée unitaire.

Les différentes variables évaluées sont  $dW = P dV$ ,  $dU = m C_v dT$ ,  $dT = d(PV)/m R$  avec  $\gamma$  égal à  $R/C_v + 1$ . La masse totale du mélange est considérée constante durant la phase de combustion. Il est donc raisonnable de supposer que la masse molaire et la constante spécifique pour les réactifs et les produits sont égales. Après un réarrangement des termes ci-dessus, le dégagement net de la chaleur est calculé à partir du modèle à une zone basé sur le premier principe de la thermodynamique [27, 57] selon l'équation (II.15).

$$\frac{dQ_{Net}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (I.15)$$

Durant le procédé de combustion, la pression interne du cylindre change lors du déplacement du piston. Cette pression varie périodiquement en fonction de l'angle du vilebrequin selon l'équation (II.16) :

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{P_i - P_{i-1}}{\theta_i - \theta_{i-1}} \quad (I.16)$$

Le volume instantané du cylindre  $V(\theta)$  et la variation du volume ( $dV/d\theta$ ) sont évalués à partir de la géométrie du moteur [58] donnée par la formule (I.17):

$$V(\theta) = V_c \left[ 1 + \frac{1}{2} (r-1)(r+1 - \cos \theta - \sqrt{(r^2 - \sin^2 \theta)}) \right] \quad (I.17)$$

La valeur du rapport des chaleurs spécifiques  $\gamma$  peut-être prédit à partir de l'équation II.18 sélectionnée parmi d'autres équations dû aux valeurs approchées du début et de la fin de combustion obtenues à partir du graphe  $\gamma(T)$ . Il dépend uniquement de la température du cylindre. Une valeur faible de  $\gamma$  produit un grand taux de dégagement de chaleur qui redevient négatif après une complète combustion.

$$\gamma(T) = 1.3926 - 1.0718(10^{-4.43})T - 2.5(10^{-8})T^2 + 1.3814(10^{-11})T^3 \quad (\text{I.18})$$

Pour,  $298K < T < 2500K$

La température du mélange de gaz est estimée selon la loi des gaz parfaits appliquée au système fermé compris entre la fermeture de la vanne d'admission et l'ouverture de la vanne d'échappement, selon l'équation :

$$T(\theta) = \frac{T_r(\theta)P(\theta)V(\theta)}{P_r(\theta)V_r(\theta)} \quad (\text{I.19})$$

Les paramètres  $T_r$ ,  $P_r$ , et  $V_r$  représentent les paramètres de références à la fermeture de la vanne d'admission. Le dégagement de chaleur total est évalué à partir de la conservation d'énergie dans le cylindre. Les pertes de chaleur dues à la radiation sont souvent négligées dans la plupart des cas.

$$\frac{dQ_{\text{Gross}}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_w}{d\theta} \quad (\text{I.20})$$

L'équation standard de Woshni est utilisée pour prédire le transfert de chaleur entre les gaz brûlés et les parois du cylindre selon l'équation :

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = h_c A (T - T_w) \quad (\text{I.21})$$

La surface instantanée de la chambre de combustion décrite dans la figure (I.12) dépend de trois surfaces et correspond à la valeur de :

$$A(\theta) = A_{\text{paroi}} A_{\text{tete}} A_{\text{piston}} \quad (\text{I.22})$$

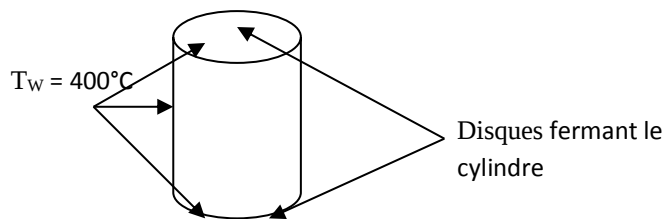


Figure I. 12 Surfaces de transfert thermique à travers le cylindre

Pour un piston à sommets plats, sa surface correspond à  $A_{\text{piston}} = (\pi/4) (B^2)$ .  $A_{\text{tête}}$  est considérée égale à la surface du piston.  $A_{\text{paroi}}$  est la surface latérale du cylindre.  $T_{\text{paroi}}$  est la température moyenne des parois du cylindre égale à 400 °C. Le coefficient de transfert de chaleur instantanée  $h_c$  est prédit par le modèle de Woschni.

$$h_c = 3.26D^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.55} w^{0.8} \quad (\text{I.23})$$

Avec  $w(\theta)$ , la vitesse des gaz brûlés est donnée par la formule (I.24):

$$w(\theta) = C_1 U_p + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} [P(\theta) - P_m] \quad (\text{I.24})$$

$P_m$  est la pression moteur à la même position du vilebrequin mais sans combustion. Pour la phase de compression,  $C_1=2,28$  ;  $C_2=0$  et pour la phase de combustion et détente,  $C_1= 2,28$  ;  $C_2=0,00324$ .  $U_p$  est la vitesse moyenne du piston (m/s) calculée selon l'équation (II.25). La course est considérée en mm et le régime en nombre de tour par minute.

$$U_p = \text{course} \times N / 30000 \quad (\text{I.25})$$

A partir du modèle à une zone, la fraction de masse brûlée peut- être calculée aussi bien avec le dégagement de chaleur net ou brut et selon l'équation (I.26):

$$\text{mbf} = \int_{\theta_{si}}^{\theta} \delta Q / \int_{\theta_i}^{\theta_f} \delta Q \quad (\text{I.26})$$

La fraction de masse brûlée a été calculée avec un coefficient  $\gamma$  constant égal à 1,356 et un  $\gamma$  variable dépendant de la température du cylindre.

## CHAPITRE II

### MATERIELS, CALCULS ET METHODES

#### I. Dispositif expérimental : Moteur à allumage commandé

##### I.1. Description du moteur expérimental

Le moteur expérimental est un moteur MAN E2866E à six cylindres placés en série. Son architecture est celle d'un moteur diesel modifié pour fonctionner au gaz naturel (ce qui explique le E à la fin de son numéro de modèle qui signifie « Erdgas », gaz naturel). Les spécifications de ce moteur sont données dans le tableau II.1.

Tableau II. 1 Dimensions du moteur expérimental E2866E

|                            |            |
|----------------------------|------------|
| Course                     | 155mm      |
| Alésage (B)                | 128mm      |
| Cylindrée unitaire (Vd)    | 1,9945L    |
| Cylindrée totale           | 11,9670L   |
| Volume mort (Vc)           | 0,1734L    |
| Taux de compression r      | 12,5 :1    |
| Rapport bielle/manivelle R | 4          |
| Régime de fonctionnement   | 1500 tr/mn |

La mesure de pression des cycles est récupérée à partir d'un banc d'essai. Chaque composant intervenant dans cette mesure est détaillé ci-dessous.

##### I.2. Méthodes d'analyse de la pression dans le cylindre du moteur expérimental

###### *I.2.1. Capteur de pression*

Le capteur de pression utilisé est intégré à une bougie d'allumage. Ce choix permettra de réaliser les études sur différents cylindres du moteur. Il a été fourni par la société AVL. Il s'agit du modèle de capteur (pressure transducer) GU13 Z-24, monté sur l'adaptateur de bougie (spark plug adapter) ZF42.

Les caractéristiques de ce capteur de pression peuvent-être résumées dans le tableau II.2

Tableau II. 2 Caractéristiques du capteur de pression

|                      |             |
|----------------------|-------------|
| Sensibilité          | 15,55pC/bar |
| Linéarité            | <+/- 0,3%   |
| Gamme de pression    | 200 bars    |
| Gamme de température | 400°C       |
| Fréquence            | 130kHz      |

Il s'agit d'un capteur piézo-électrique. Lorsqu'il est soumis à une force, la pression, une différence de potentiel se crée, c'est ce signal électrique qui est mesuré. Le capteur est étalonné et il a un comportement linéaire dans le domaine d'étude. Les pressions enregistrées sont relatives.

### ***1.2.2. Roue dentée***

Le signal de vitesse est créé par une roue de 160 dents positionnée sur l'axe du moteur (figure II.1). Elle a été installée par le constructeur et est instrumentée de manière à ce que l'on puisse récupérer, au niveau du boîtier de commande du moteur, un signal en «dents de scie», où chaque « dent » correspond à un pic de tension créé par une des 160 dents de la roue. Cette roue dentée permet de connaître l'angle vilebrequin avec précision. Chaque pic de tension correspond à un décalage de 2,25°V, et nous pouvons interpoler les angles des valeurs acquises entre deux pics. L'autre condition requise pour connaître l'angle vilebrequin est de disposer d'un signal référence indiquant un angle connu du cycle.

### ***1.2.3. Capteur optique top tour***

C'est un capteur optique fixé sur l'axe vilebrequin qui détecte la fente à chaque tour du moteur (figure II.1).



Figure II. 1 Roue et capteur optique

#### **I.2.4. Amplificateur de charge**

L'amplificateur de charge Piezo Amplifier 03 fourni par AVL permet de transformer le signal électrique du capteur piézo-électrique qui est en pC (pico Coulombs) pour obtenir un signal -10/+10V. Dans le cas de la mesure de pression cylindre, on n'enregistre pas d'importantes pressions négatives, l'amplificateur de charge possède donc une fonction permettant de décaler le signal de -8 V et d'utiliser ainsi au maximum la gamme -10/+10V.

#### **I.2.5. Carte d'acquisition**

La carte d'acquisition utilisée est distribuée par National Instrument, il s'agit du modèle PCI-MOI-16E. Cette carte PCI interne à l'ordinateur est reliée à un bornier BNC 2110, qui permet de connecter les câbles sortant de l'amplificateur de charge. La version Labview 7.0 est utilisée pour réaliser l'interface d'acquisition de pression. Il s'agit d'une version du logiciel. Il existe en outre un partenariat entre l'INSA de Rouen et la société National Instrument qui distribue ce logiciel.

### **II. Méthode d'analyse des polluants dans les gaz d'échappement**

La mesure des polluants à l'échappement du moteur expérimental a été réalisée avec l'analyseur TESTO 360. C'est un analyseur automatique qui intègre les paramètres de calcul en fonction du type de combustible sélectionné. *La précision des mesures de O<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub>, HC, NO<sub>x</sub> correspondent respectivement à  $\leq 1,2\%$ ,  $\leq 2,0\%$ ,  $\leq 1,5\%$ ,  $\leq 1,5\%$ ,  $\leq 3,8\%$ .* L'entrée de la sonde doit être située assez loin en aval pour garantir que l'échantillon est représentatif des émissions moyennes des gaz d'échappement provenant de tous les cylindres. L'appareil utilisé est un analyseur complet pour les mesures de polluants. Il comprend :

#### **II.1. Analyseur par absorption infrarouge non dispersif : Polluants CO et CO<sub>2</sub>**

C'est une méthode spectrométrique, le faisceau IR traverse deux cuves en parallèle, dont l'une est remplie par le mélange à analyser et l'autre remplie par un gaz de référence. Les deux faisceaux inégalement absorbés sont reçus dans un récepteur à deux compartiments, qui sont remplis du composé à doser et absorbent donc l'énergie IR résiduelle. Ceci se traduit par un échauffement différent du gaz de chaque compartiment, donc par une pression différentielle, qui est prise en compte par un amplificateur, et traduite en concentration.

Cette méthode est utilisée pour doser CO, CO<sub>2</sub> en fonction de l'intensité du pouvoir absorbant et de la composition du polluant à mesurer. Les longueurs de cuve varient de quelques millimètres à 300 mm, avec si nécessaire, possibilité de trajets optiques de plusieurs mètres au moyen de cuves à réflexions multiples. Cette méthode n'est pas totalement

spécifique, puisque les composés qui absorbent à la même longueur d'onde (ou au voisinage) que le composé à mesurer vont interférer : différentes astuces permettent de pallier ces inconvénients, en améliorant la spécificité, en interposant sur les faisceaux IR des filtres optiques interférentiels qui vont absorber totalement les longueurs d'onde pour lesquelles une interférence est redoutée.

## II.2. Analyseur par ionisation de flamme : Polluants HC

C'est une méthode électronique, la quasi-totalité des composés organiques, lorsqu'ils brûlent dans une flamme air-hydrogène, émettent des ions en nombre quasi proportionnel au nombre d'atomes de carbone brûlés. Ces ions sont collectés dans un détecteur à ionisation de flamme. La quantité d'électricité correspondante est alors mesurée au moyen d'un électromètre. En injectant dans une flamme air-hydrogène des molécules contenant des atomes de carbone, on obtient des ions dont on peut mesurer la concentration en recueillant le courant sur une électrode placée au-dessus de la flamme. Le courant recueilli est proportionnel au nombre d'atomes de carbone présents dans la flamme, ce qui permet d'en mesurer la concentration. Le coefficient de proportionnalité dépend de la famille des molécules : hydrocarbures, alcools, cétones, etc.

Le plus usuel des détecteurs en analyse organique est le détecteur à ionisation de flamme (figure II.4). L'éluât pénètre dans une flamme obtenue par combustion d'hydrogène et d'air. Les composés organiques forment alors des ions collectés par deux électrodes, entre lesquelles est appliquée une différence de potentiel. Il en résulte un courant électrique recueilli par un électromètre qui le transforme en courant que l'on peut enregistrer. Le détecteur n'est pas spécifique et répond à la quasi-totalité des composés organiques présentant des liaisons carbone-hydrogène. Il s'agit d'analyseur d'hydrocarbures totaux. Le calibrage des appareils est effectué au moyen de mélanges étalons air-méthane sous pression.

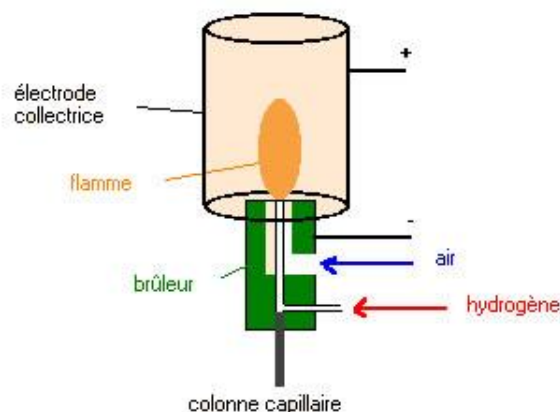


Figure II. 2 Analyseur à ionisation de flamme

### II.3. Analyseur par chimie-luminescence : Polluants NO<sub>x</sub>

C'est une méthode spectrométrique, la chimiluminescence est une émission d'énergie lumineuse résultant d'une réaction chimique avec l'ozone [59].

Cette baie de mesures permettra de déterminer les teneurs des fumées sèches en oxydes d'azote. Elle comporte plusieurs chambres, chacune servant à analyser un oxyde d'azote particulier. Les molécules de NO en présence d'ozone se transforment en NO<sub>2</sub> selon les réactions :



Il y a alors émission de lumière. Celle-ci est captée par un photomultiplicateur, et le signal électrique recueilli est directement proportionnel à la concentration de NO. Pour mesurer les concentrations des NO<sub>x</sub>, l'échantillon est d'abord détourné vers un four convertisseur au molybdène qui transforme le NO<sub>2</sub> en NO. Le signal récupéré est proportionnel à la concentration de NO<sub>x</sub> qui rentre dans le convertisseur. Cette technique de mesure répond aux normes NF X43-018 et ISA 7996. 7.2.2. On analyse les oxydes d'azote NO<sub>x</sub>, constitués essentiellement de NO et de NO<sub>2</sub>. En fait, seul NO donne la réaction de chimiluminescence ; NO<sub>2</sub> doit donc être préalablement réduit en NO pour être dosé. Cette réduction se fait dans un four métallique chauffé qui réduit quantitativement NO<sub>2</sub> et les autres oxydes d'azote éventuellement présents en NO, sans que le NO présent ne soit modifié. Une mesure de la concentration totale des oxydes d'azote est réalisée. On peut faire un premier dosage

directement de NO puis un second dosage des NO<sub>x</sub> après passage dans le four en molybdène. La concentration en NO<sub>2</sub> peut être déduite en faisant la différence des concentrations entre NO<sub>x</sub> et NO. Il existe aussi des analyseurs à deux chambres : une chambre NO et une chambre NO<sub>x</sub>.

#### II.4. Analyseur paramagnétique : Emission O<sub>2</sub>

Parmi tous les gaz, seul l'oxygène a une forte sensibilité paramagnétique (NO, NO<sub>2</sub> et deux des oxydes de chlore sont paramagnétiques). Les autres ont une sensibilité diamagnétique. L'effet physique est le suivant : sous l'effet du champ, il y a courant de circulation de l'oxygène (les molécules paramagnétiques sont attirées dans la région où le champ magnétique est maximum). La force de courant est fonction de la concentration en oxygène. L'effet physique est lui-même sélectif, les molécules paramagnétiques étant entraînées à contre-courant des molécules diamagnétiques. Le courant de gaz rencontre un fil chauffé électriquement, et refroidit ce fil. Le refroidissement est fonction de la force de courant. La variation de résistance électrique du fil est elle-même fonction de sa variation de température. Ainsi réalise-t-on la transformation de l'effet physique en signal électrique.

### III. Calculs

Un calcul préliminaire pour l'estimation de la richesse et des performances du gaz naturel, du mélange à hydrogène et du méthane.

#### III.1. Gaz naturel

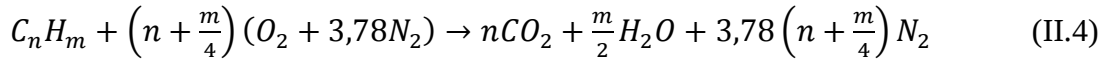
Sachant que les tests ont été réalisés en France, le gaz naturel est celui provenant de Russie. Son analyse a donné les compositions volumiques représentées dans le tableau II.3.

Tableau II. 3 Composition moyenne du gaz naturel provenant de Russie

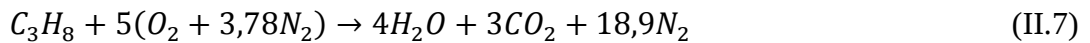
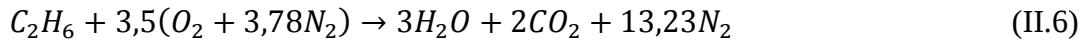
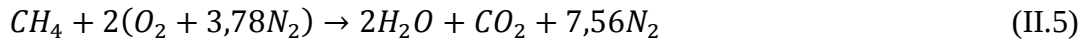
| Composants                    | Composition du gaz (%) |
|-------------------------------|------------------------|
| CH <sub>4</sub>               | 91,91                  |
| C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> | 4,8                    |
| C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> | 1,2                    |
| CO <sub>2</sub>               | 0,79                   |
| N <sub>2</sub>                | 1,3                    |

### III.1.1. Calcul de la richesse

Pour estimer la valeur de la richesse du mélange à combustible, des calculs préliminaires sont nécessaires. Pour ce moteur expérimental, la combustion se déroule en excès d'air, le mélange est alors dit pauvre. L'équation générale de la combustion en proportions stœchiométriques s'écrit :



Pour le gaz naturel, nous obtenons trois réactions :



Le nombre de mole d'oxygène nécessaire pour la combustion complète du gaz naturel et dans les conditions stœchiométrique est de :

$$n_{O_2} = 2(\%CH_4) + 3,5(\%C_2H_6) + 5\%(C_3H_8) \quad (II.8)$$

Le pouvoir comburivore  $V_a$  caractérise la quantité d'air nécessaire à la combustion théorique du combustible. Il est donné par  $Nm^3$  d'air par  $Nm^3$  de carburant.

$$V_a = \frac{[O_2]_{stoe}}{21} \quad (II.9)$$

Le volume des fumées sèches  $V_o$  ou le pouvoir fumigène sec est le volume des gaz issus de la combustion par unité de volume de carburant introduit. Il est estimé en  $Nm^3$  de produit sec par  $Nm^3$  de carburant. A la stœchiométrie on a :

$$V_o = \%C_n H_m \times [n(CO_2) + n(N_2)] \quad (II.10)$$

Le volume des fumées humides  $V_f$  ou le pouvoir fumigène humide est le volume des gaz issus de la combustion (eau prise à l'état liquide) par unité de volume de carburant introduit. Il est estimé en  $Nm^3$  de produit humide par  $Nm^3$  de carburant. A la stœchiométrie, nous avons :

$$V_f = \%C_n H_m \times [n(CO_2) + n(N_2) + n(H_2O)] \quad (II.11)$$

L'excès d'air est donné par :

$$e = \frac{V_o}{V_a} \times \frac{x}{21-x} \quad (II.12)$$

La teneur en oxygène est exprimée en pourcentage dans les fumées. Pour 100% de charge de carburant,  $x=7,4\%$ ,  $e=0,442$ . Par définition, l'excès d'air est le rapport entre le volume d'air

réel et le volume d'air nécessaire à la combustion stœchiométrique. La relation entre l'excès d'air et le facteur d'air  $\lambda$  est  $e = \lambda - 1$ .

### III.1.2. Evaluation des performances du moteur au gaz naturel

Les performances du moteur sont évaluées à partir de la puissance chimique, de la puissance électrique et du rendement électrique. Le débit de gaz relevé dans les conditions normales de température et de pression est une valeur moyenne, au minimum de six tests, égale à 6,626 N.L/s.

#### a) Puissance électrique

La puissance électrique du moteur est directement recueillie sur une armoire liée au moteur expérimental. La moyenne de quatre tests est considérée dans les calculs. La puissance électrique prend la valeur de 70,8 kW.

#### b) Pourcentage de carbone dans le gaz naturel

Ce pourcentage de carbone correspond à 75,64% calculé à partir de la formule suivante :

$$\%C = \frac{\%C_{CH_4} + \%C_{C_2H_6} + \%C_{C_3H_8}}{m_{GN}} \quad (II.12)$$

### III.2. Hydrogène/méthane

Les caractéristiques du mélange hydrogène-méthane sont nettement différentes de celles du gaz naturel. La procédure de calcul est la suivante :

#### a) Richesse du mélange $CH_4 + H_2$

Le calcul de la richesse suit les mêmes étapes que précédemment mais fait intervenir l'équation suivante :



L'excès d'air est donnée en terme de teneur en oxygène,  $x$ , est égal à :

$$e = \frac{7,56 * x}{1,775 - 8,485 * x} \quad (II.14)$$

#### b) Performances du moteur fonctionnant au mélange hydrogène

Après avoir calculé le pouvoir calorifique mélange à hydrogène, le rendement électrique du moteur fonctionnant à l'hydrogène est calculé à différentes charges en utilisant la formule suivante :

$$Rdt = 100 * \frac{P_{\text{électrique}}}{PCI * \text{Débit molaire}} \quad (II.14)$$

### CHAPITRE III

#### RESULTATS ET DISCUSSION

Le choix du carburant à traiter dans cette étude s'est arrêté alors sur le mélange gazeux hydrogène- méthane. Une étude expérimentale sur le moteur a été effectuée avec le mélange à hydrogène, en mélange pauvre, à différentes valeurs de la richesse, 0,67 ; 0,75 et 0,81, fonctionnant à vide et à pleine charge. Le moteur à combustion interne est celui du moteur à allumage commandé : c'est un moteur expérimental appartenant au laboratoire des Energies Propres de l'Institut National des Sciences Appliquées (INSA) de Rouen en France.

Cette étude a conduit à optimiser les caractéristiques performantes de cette combustion. Ensuite, une modélisation de la combustion du moteur à partir de deux modèles, l'un zéro dimension, représenté par la théorie de Rassweiler et Withrow et l'autre à une dimension, basé sur le premier principe de la thermodynamique impliquant le rapport des chaleurs spécifiques du mélange comme une valeur constante ou une variable dépendante de l'évolution de la température du cylindre lors du processus de combustion a été étudiée. Les caractéristiques du comportement de la combustion quel que soit le modèle traité ont été obtenus à partir du langage Fortran 77. Enfin, une simulation du moteur fonctionnant au méthane a été construite dans le logiciel Amsim, sous deux modes d'injection, l'un direct et l'autre indirect permettant de relever leurs différences et leurs similitudes. Le tableau III.1 englobe les travaux expérimentaux et analytiques ainsi que la simulation réalisée sur ce moteur.

Tableau III. 1 Récapitulatif des travaux

| Série | Combustion                       | Indirecte          | mélange pauvre            |
|-------|----------------------------------|--------------------|---------------------------|
|       | Type de carburant                | Richesse           | %Volume en H <sub>2</sub> |
| A     | GN                               | 0,619- 0,686       | 0                         |
| B     | CH <sub>4</sub>                  | 0,577- 0,639       | 0                         |
| C     | H <sub>2</sub> / CH <sub>4</sub> | 0,644- 0,668       | 15                        |
| D     | H <sub>2</sub> / CH <sub>4</sub> | 0,67 ; 0,75 ; 0,81 | 15                        |
|       |                                  | cycles             | enveloppes                |
| E     | Modélisation                     | Zéro               | zone                      |
|       |                                  | Une                | zone                      |
| F     | Simulation                       |                    |                           |
|       | CH <sub>4</sub>                  | Directe            | 0                         |
|       | CH <sub>4</sub>                  | Indirecte          | 0                         |

## I. Caractéristiques de fonctionnement du moteur

Dès que les valeurs de pressions ont été enregistrées dans un fichier texte, le cycle de pressions est représenté en fonction des degrés du vilebrequin dans la figure (III.1). Il a été ainsi possible de repérer les différents événements du cycle caractéristiques du fonctionnement du moteur.

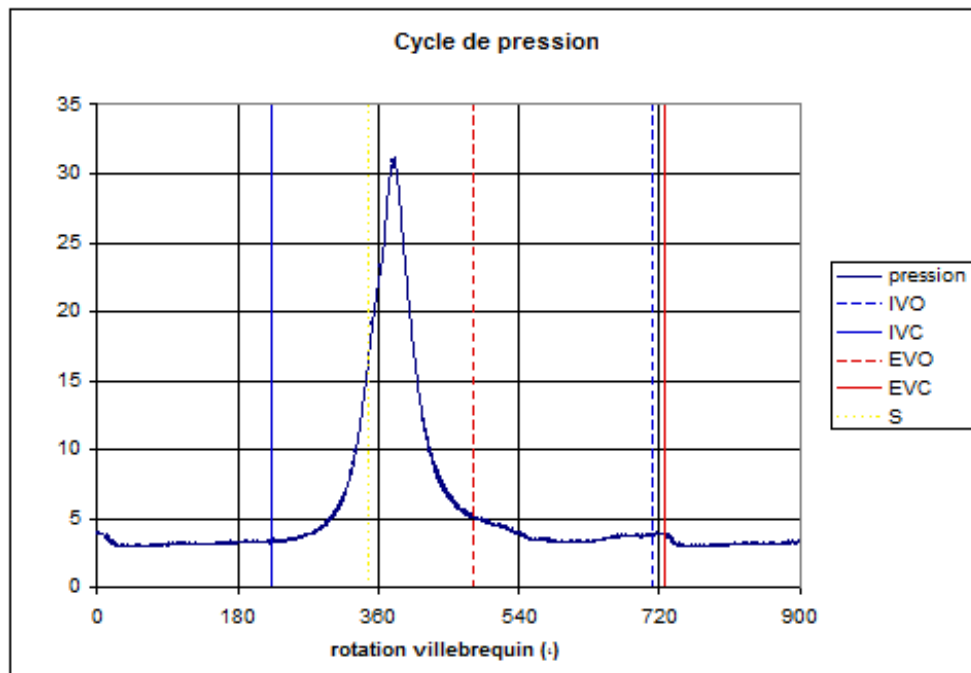


Figure III. 1 Cycle de pression

A partir de la figure III.1 il a été constaté qu'il est possible de repérer l'ensemble des événements caractéristiques du fonctionnement. Il suffit d'effectuer une supposition pour un événement et de baser tous les autres sur celui-ci. Il a été choisi de fixer comme repère la fermeture de la soupape d'admission caractérisée par un parasite dans l'enregistrement. Une fois le recalage du premier cycle effectué, le signal est découpé en un ensemble de 1440 points par cycle, puisque l'acquisition a été réalisée à une fréquence correspondant à chaque demi-degré de rotation du vilebrequin. Le moteur fonctionne à un régime de 1500 tours par minutes; soit une fréquence de 25Hz. Il faut réaliser  $720 \times 25 = 18000$  acquisitions par seconde.

L'hypothèse est que le moteur tourne à un régime constant de 1500 tours/min, or cette valeur est régulée par un système de contrôle et oscille très légèrement autour de cette valeur moyenne. Le calage du signal dépendra de cette hypothèse. Pour un fonctionnement en charge, le moteur est couplé à l'alternateur et le régime est très régulier, en revanche, à vide le fonctionnement est soumis à de plus amples variations du régime. Le calage sera plus imprécis

à faible charge. Nous pouvons retenir que le signal de pression est relevé pour chaque demi-degré du vilebrequin. Nous constatons dans le tableau III.2 les conditions d'ouvertures et de fermetures des soupapes du moteur, et dans la figure III.2, le décalage des cycles de pression pour un fonctionnement sans charge.

Tableau III. 2 Caractéristiques du cycle de pression

|     |                                       |                       |           |      |
|-----|---------------------------------------|-----------------------|-----------|------|
| IVO | Ouverture de la soupape d'admission   | Input valve opening   | 8°av.PMH  | 712° |
| IVC | Fermeture de la soupape d'admission   | Input valve closing   | 42°ap.PMB | 222° |
| EVO | Ouverture de la soupape d'échappement | Exhaust valve opening | 59°av.PMB | 481° |
| EVC | Fermeture de la soupape d'échappement | Exhaust valve closing | 8°av. PMH | 8°   |
| S   | Étincelle d'allumage                  | Spark ignition        | 12°av.PMH | 348° |

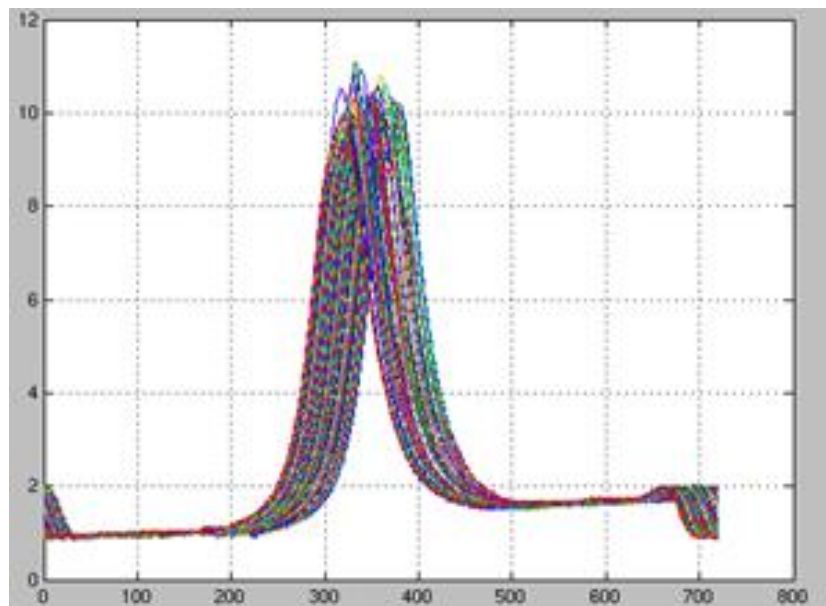


Figure III. 2 Décalage de la pression pour un moteur sans charge

La principale grandeur calculée lors de l'analyse de combustion est la pression moyenne indiquée PMI. Cette valeur obtenue pour un cycle moyen d'environ 200 cycles de pression illustre le travail récupéré au niveau du piston sur un cycle. La comparaison de la PMI pour différentes conditions de fonctionnement permettra de déterminer quel combustible, quelle richesse ou bien quelle avance à l'allumage produit le plus de travail. Cette indication sera à nuancer au vu des mesures d'émission de polluants dans chacun des cas étudiés. D'autres paramètres comme le cliquetis seront également à prendre en compte.

## II. Etude du moteur thermique fonctionnant au Gaz Naturel

Le gaz naturel étudié est celui présenté dans le chapitre II.

### II.1. Caractéristiques du moteur fonctionnant au gaz naturel

La figure III.3 montre l'évolution de la pression du moteur lorsque la charge du moteur augmente. La puissance mécanique augmentant avec la charge, le travail fourni doit donc être plus important et la pression maximale supérieure. L'évolution des puissances chimiques et électriques en fonction de la charge du moteur apparaît dans la figure III.4. Lorsque la puissance chimique produite par le carburant augmente, la puissance électrique augmente aussi ce qui entraîne une augmentation du rendement électrique du moteur. Sa valeur varie de 20,34 % pour une charge de 40% allant jusqu'à 28,18% lorsque le moteur fonctionne à pleine charge.

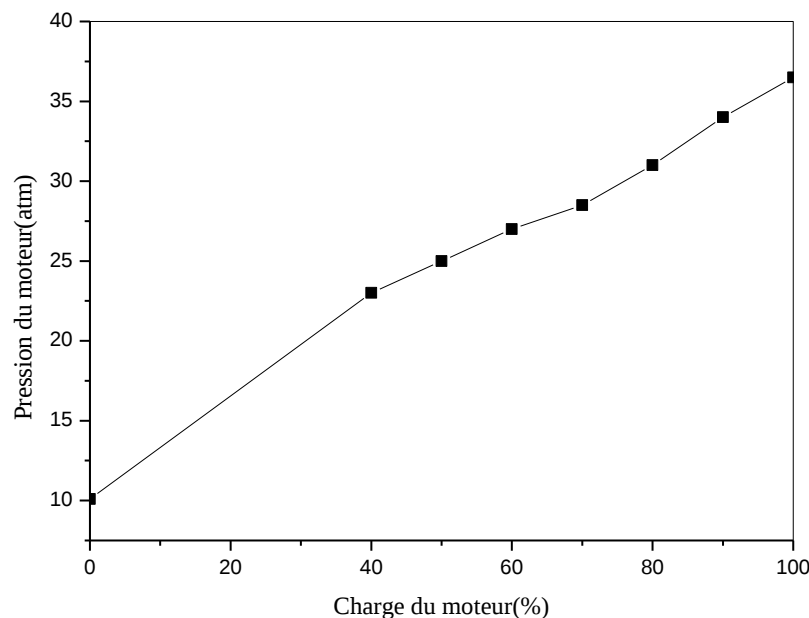


Figure III. 3 Pression du moteur en fonction de la charge du moteur

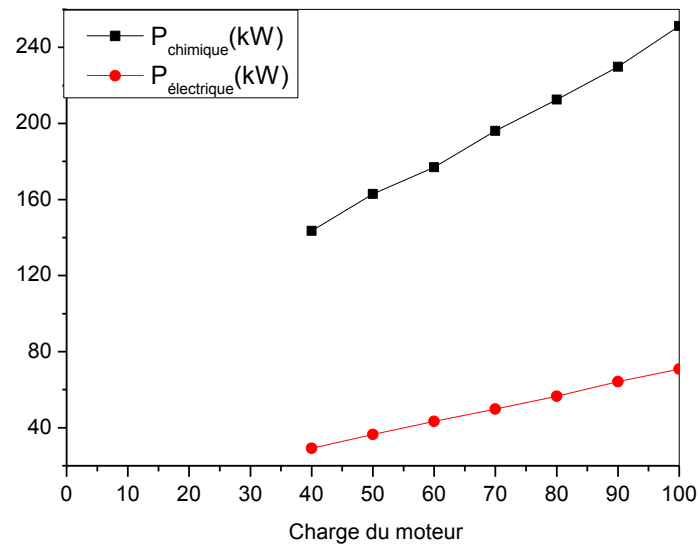


Figure III. 4 Puissances chimiques et électriques du moteur

La durée de combustion du gaz naturel dépend étroitement de la charge du moteur comme le montre la figure III.5. Plus la charge est importante et plus le temps de combustion est court. Ce paramètre est calculé entre le début d'allumage et la fin de combustion représenté par la fonction  $PV^\gamma$  maximale.

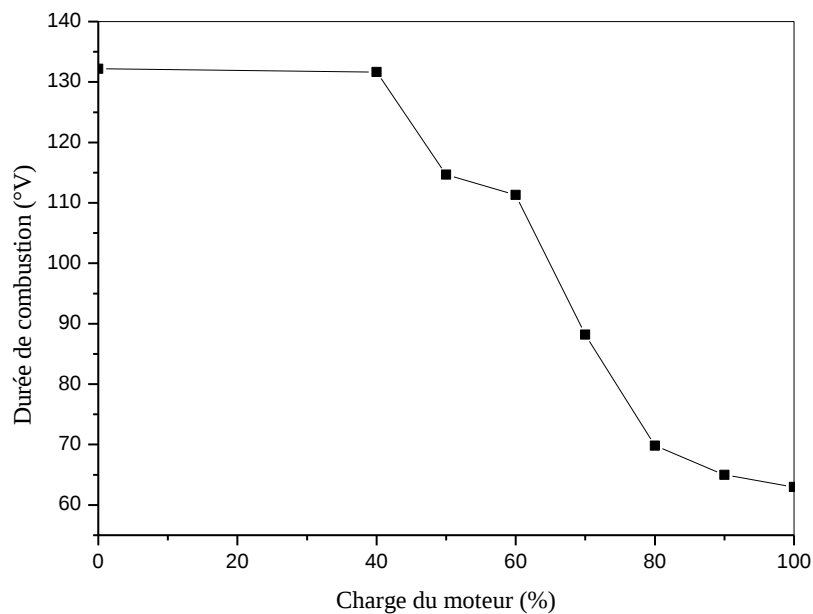


Figure III. 5 Durée de combustion

La présence d'oxygène dans les émissions des gaz d'échappement représente un élément clé dans le phénomène de combustion. L'évolution du taux d'oxygène en fonction de la charge

du moteur et son abaissement en fonction de sa richesse selon les figures III.6 et III.7 renforcent les résultats obtenus sur la durée de combustion.

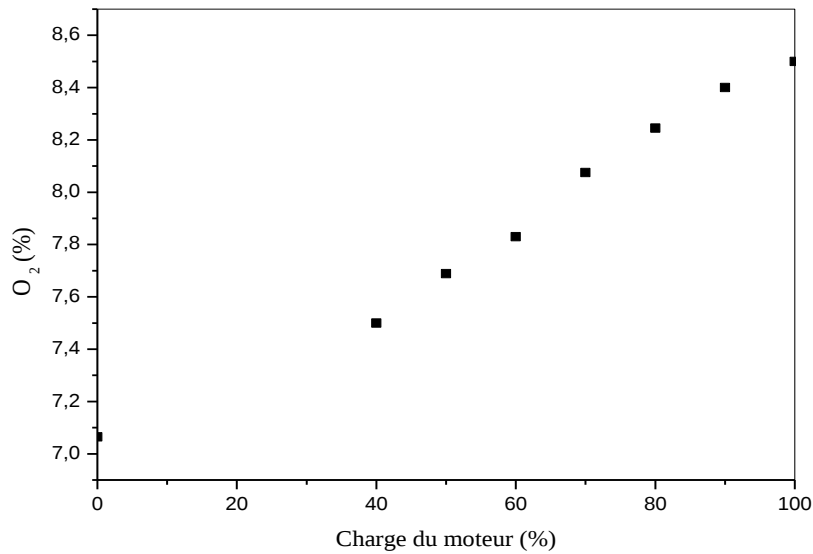


Figure III. 6 Effet de la charge du moteur sur les émissions d' $O_2$

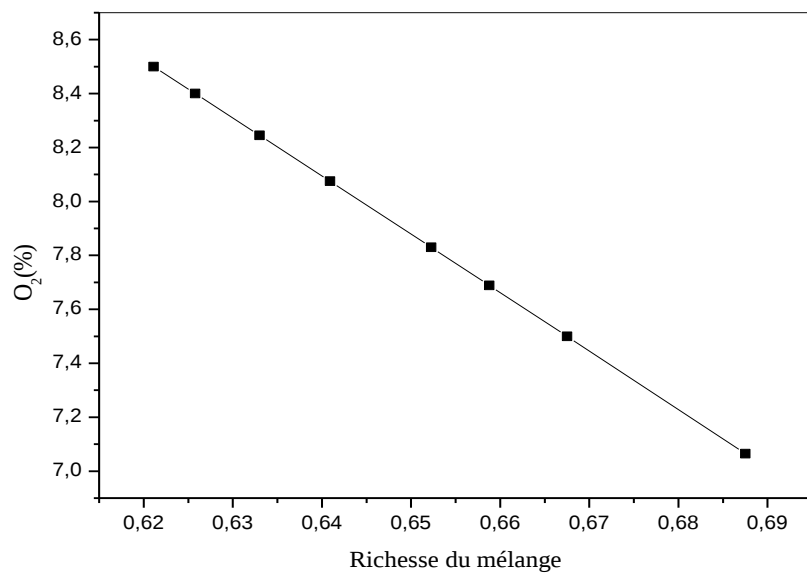


Figure III. 7 Effet de la richesse sur les émissions d' $O_2$

## II.2. Polluants du gaz naturel

### II.2.1. Imbrûlés $C_xH_y$

Les principales sources de présence de HC dans les gaz d'échappement sont des mauvaises conditions de combustion, et une richesse mal adaptée. Parmi ces causes, il y a les interstices, crevasses servant à la lubrification du piston, autour des sièges des soupapes, dans le filet du pas de vis des bougies, dans l'espace autour de l'électrode centrale de la bougie, etc...). Quand la pression augmente pendant la phase de compression, une partie du mélange carburé est forcé dans ces interstices. Comme ces espaces ont un rapport surface/volume très important, les échanges thermiques y sont favorisés, ce qui contribue à refroidir le gaz infiltré. Pendant la phase de combustion, la pression continue d'augmenter et une nouvelle fraction du mélange carburé rentre dans les interstices. Ainsi, lorsque la flamme parvient au niveau de chaque interstice, il y a deux possibilités : elle y pénètre en brûlant tout ou une partie du gaz qui s'y trouve, ou elle subit un phénomène de trempe à l'orifice des interstices : c'est la mise en place, le long des parois, d'une couche perturbée où les frottements diminuent considérablement les vitesses de mélange, ce qui crée un gradient de température sur une faible épaisseur. Dans cette épaisseur, la combustion se trouve bloquée, ce qui augmente les rejets de HC. Une richesse trop importante. La quantité d'air introduite dans la chambre est insuffisante pour que la combustion soit complète. Un mélange hétérogène ou trop pauvre, dans les deux cas, la détérioration de la qualité de la combustion peut empêcher l'allumage d'avoir lieu. A la fin d'un cycle moteur sans combustion, le mélange carburé d'entrée est rejeté intact. Les imbrûlés sont peu importants car le mélange est pauvre (les richesses varient de 0,62 à 0,69). Le taux reste sensiblement constant pour toutes les charges, sauf pour 0% où les imbrûlés sont inférieurs à 10% (figure III.8).

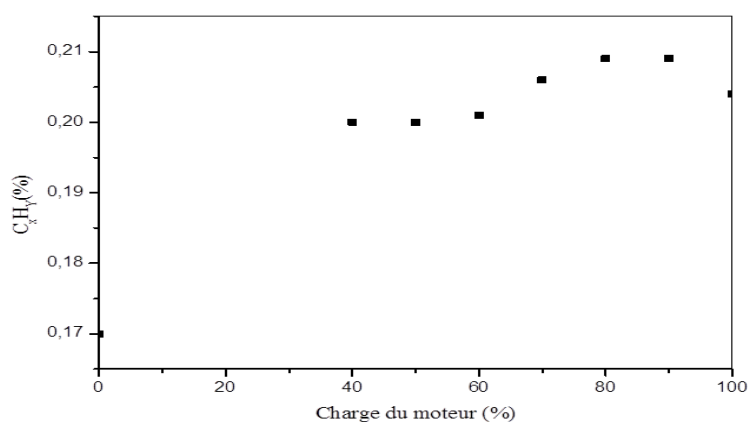


Figure III. 8 Effet de la charge du moteur sur les émissions de  $C_xH_y$

La formation des imbrûlés est générée par une mauvaise combustion dans les crevasses ou au niveau des parois du cylindre et du piston. Cette pollution est donc due à la géométrie du cylindre et est faiblement influencée par la charge. Ces émissions diminuent avec la richesse du moteur (figure III.9).

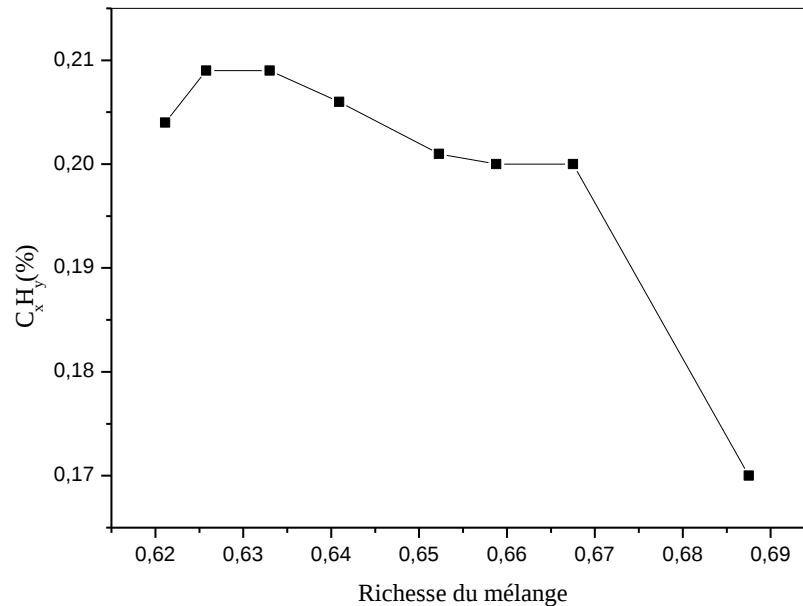


Figure III. 9 Effet de la richesse sur les émissions de  $C_xH_y$

### II.2.2. Oxydes d'azote

La figure III.10 montre que les émissions des  $NO_x$  ont tendance à augmenter avec la charge et la figure III.11 révèle l'influence de la richesse sur ses émissions. En les mettant en relation avec les températures de fumées à la sortie du moteur, on s'aperçoit que plus la température dans la chambre de combustion est élevée plus les émissions de  $NO_x$  sont importantes (figure III.12). Ce terme désigne les oxydes d'azote ( $NO$  et  $NO_2$  et plus). Ceux-ci se forment derrière le front de propagation de flamme, à haute température. En effet, les atomes d'oxygène et d'azote qui n'ont pas atteint l'équilibre thermique se combinent alors pour former des oxydes d'azote. Lors de la réaction, il s'effectue un complexe équilibre entre plusieurs réactions de dissociations ( $NO$ ,  $NO_2$ ,  $N_2O_3$ , ...) Ceux-ci ont été étudiés plus en détails par Zeldovich. Les appareils de mesures permettent de mesurer les concentrations en  $NO$  et  $NO_2$ . La formation de ces polluants peut s'expliquer comme suit.



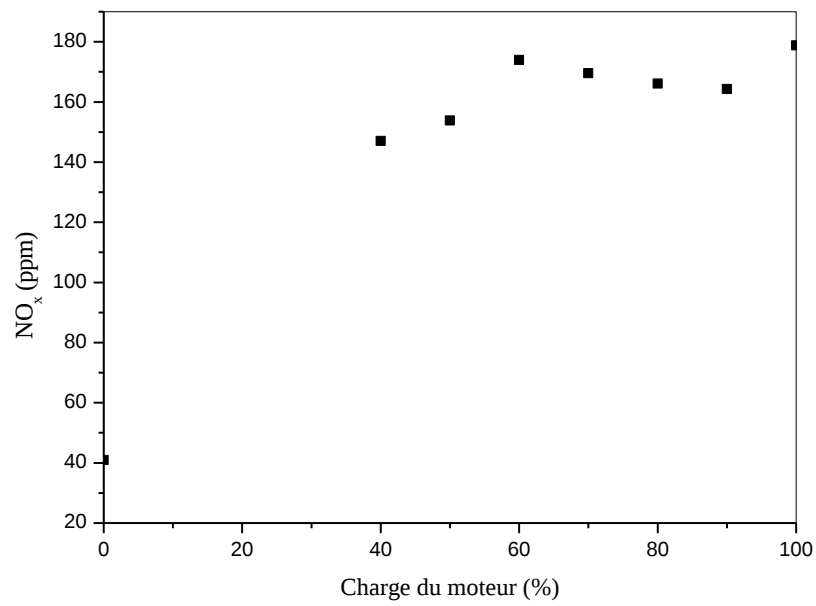


Figure III. 10 Effet de la charge du moteur sur les émissions de NO<sub>x</sub>

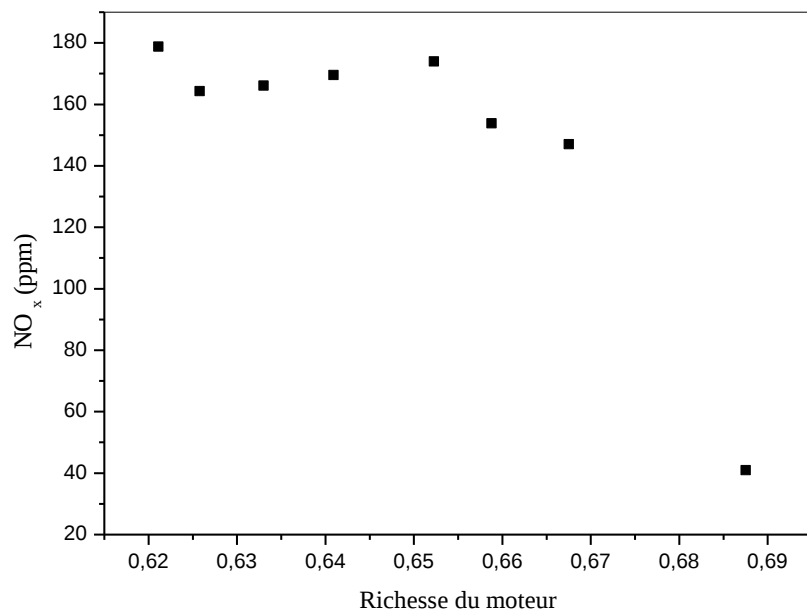


Figure III. 11 Effet de la richesse sur les émissions de NO<sub>x</sub>

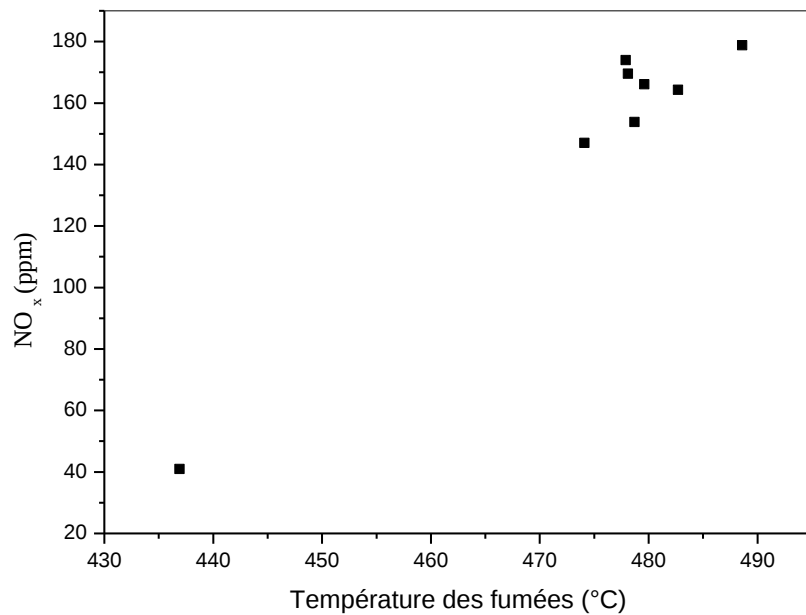


Figure III. 12 Effet de la température sur les émissions de NO<sub>x</sub>

Il convient de noter que la cinétique de la réaction est lente par rapport au temps caractéristique du moteur. Pour une combustion à 1500 K et pour une durée très courte, le degré d'avancement de la réaction reste inférieur à 50%. Influence de différents paramètres liés au moteur sur la formation de NO. Tout d'abord, le nombre de molécules des produits est égal au nombre de molécules des réactifs. La pression n'a pas d'influence sur la formation de NO. La loi empirique pour déterminer la constante  $K_{NO}$  de dissociation de NO nous donne :

$$K_{NO} = 1,82 \cdot 10^{14} \exp \frac{-38370}{T} \quad (\text{III.2})$$

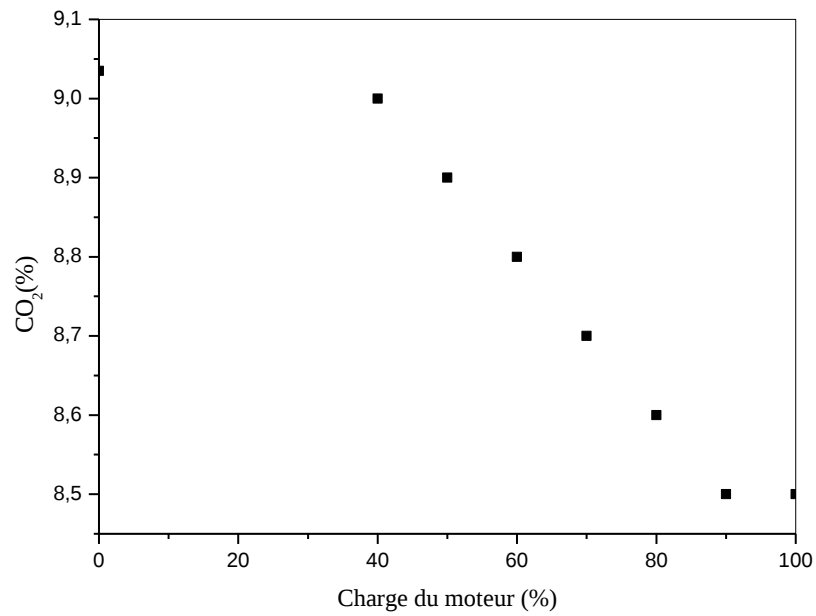
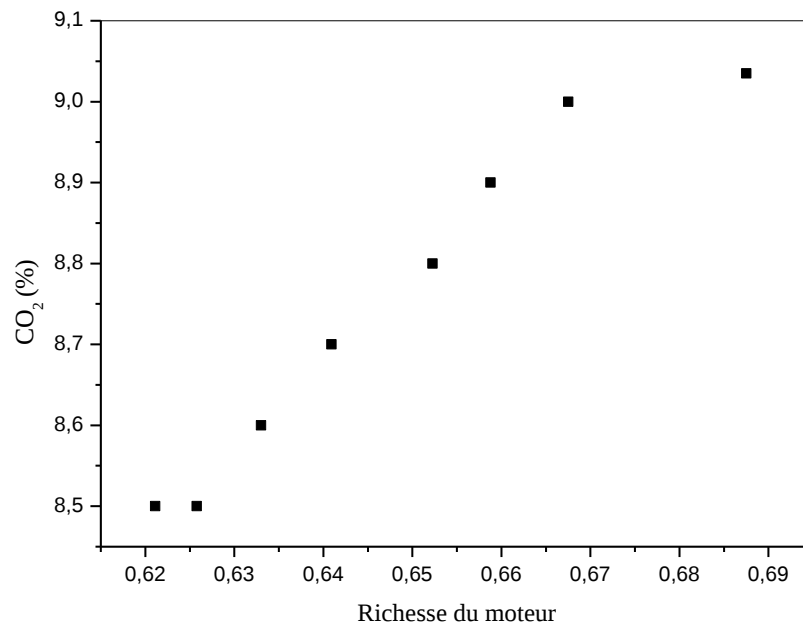
Nous constatons que la formation de NO est une fonction croissante de la température. Plus la température est élevée, plus la concentration en NO sera importante. L'ajout d'O<sub>2</sub> dans le milieu réactionnel augmente lui aussi la formation de NO (figure III.10). En effet, afin de palier l'excès d'O<sub>2</sub>, l'équilibre va se déplacer de manière à consommer le surplus de dioxygène, c'est-à-dire en formant du monoxyde d'azote. Ainsi, nous pouvons déduire que l'augmentation de la richesse et de l'avance à l'allumage provoque une augmentation des émissions de NO<sub>x</sub>. En effet une hausse de la concentration en combustible entraînera inévitablement une hausse de la température adiabatique de combustion. Inversement, un retard à l'allumage permettra de brûler tardivement le combustible pendant la détente avec des températures plus faibles, limitant ainsi les émissions de NO<sub>x</sub>. Le taux de NO<sub>x</sub> dépend principalement de deux paramètres : la température de combustion, et la concentration en O<sub>2</sub> du milieu réactionnel. Pour des richesses

légèrement inférieures, la forte concentration en  $O_2$ , malgré des températures de combustion relativement faibles, provoque la formation d'un fort taux de  $NO_x$ . Si nous diminuons encore la richesse ( $\phi < 0,7$ ), l'effet de la concentration en  $O_2$  ne compense pas les faibles températures de combustion, ce qui diminue la concentration de  $NO_x$  (figure III.7). De même pour des richesses légèrement supérieures à 0,9, la haute température provoquée par une combustion riche provoque une forte concentration de  $NO_x$  malgré des concentrations en  $O_2$  plus faibles. Si nous augmentons encore la richesse, les fortes températures n'arrivent plus à pallier le manque d' $O_2$  ce qui provoque une baisse des émissions de  $NO_x$ . Afin de limiter les émissions de  $NO_x$ , il faut réaliser une combustion avec des températures maximales de cycle aussi faibles que possible et en présence d'une faible concentration d'oxygène. Pour y parvenir, nous pouvons soit retarder l'injection, recirculer les gaz d'échappement. Ceux-ci présentant une faible concentration en  $O_2$  et un plus fort taux de gaz inertes (réduisant la température de combustion). Cette recirculation permettra de diminuer les émissions des gaz  $NO_x$ . Fractionner la chambre revient à utiliser un moteur à préchambre qui démarre la combustion dans un petit volume contenant qu'une faible fraction de l'air lorsque la température maximale est atteinte. Le monoxyde et le dioxyde d'azote sont les deux oxydes d'azotes dégagés lors de la combustion, les autres étant négligeables. Le monoxyde d'azote représente le plus souvent 80 à 90% des émissions totales de  $NO_x$  mesurées directement à la sortie du moteur. Du fait qu'une partie importante du monoxyde d'azote s'oxyde spontanément en dioxyde d'azote dans l'atmosphère, les normes introduisent la notion de  $NO_x$ , qui suppose que cette oxydation est complète.

### II.2.3. Dioxyde de carbone

Selon la figure III.13, les émissions de  $CO_2$  diminuent quand la charge augmente. Cependant, plus nous apportons du carbone plus nous formerons du dioxyde de carbone. Il est logique que les émissions de  $CO_2$  augmentent avec la richesse (figure III.14). Lors d'une combustion totale, l'ensemble des combustibles carbonés est transformé en eau et en dioxyde de carbone, le  $CO_2$  est un témoin de la bonne combustion du mélange.



Figure III. 13 Effet de la charge du moteur sur les émissions CO<sub>2</sub>Figure III. 14 Effet de la richesse sur les émissions de CO<sub>2</sub>

Lors d'une combustion incomplète, il y a apparition de monoxyde de carbone et donc diminution de la quantité de dioxyde de carbone. Les quantités de CO<sub>2</sub> rejetées sont directement liées aux quantités de combustible fossile brûlé dans le moteur. Le souci de limitation du CO<sub>2</sub> remet en cause les solutions émises pour réduire les émissions de NO<sub>x</sub>. Pour résumer les

mécanismes de formation de CO et de CO<sub>2</sub>, nous pouvons étudier plus précisément la combustion du carbone. Celle-ci donne lieu aux réactions (III.4 à 6):



Les constantes de vitesses  $k_1$ ,  $k_2$ , et  $k_3$  représentent les vitesses de réaction respectivement des équations III.4 à 6. Elles sont relativement élevées,  $k_1 > k_2 > k_3$ . Avec un excès d'air suffisant et des températures de l'ordre de 1000°C, le CO est totalement transformé en CO<sub>2</sub>.

#### II.2.4. Monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone intervient à deux titres comme gaz polluant et comme élément perturbateur des réactions chimiques de combustion, tant sur l'aspect libération d'énergie que sur l'utilisation de l'oxygène. En effet la formation de CO dégage moins de chaleur que la réaction formant du CO<sub>2</sub>. De plus cette réaction utilise un seul atome d'oxygène et favorise ainsi la formation des NO<sub>x</sub>, friands d'oxygène. Comme pour le dioxyde de carbone, nous constatons que les émissions de CO diminuent avec la charge (figure III.15) et augmentent aussi avec la richesse (figure III.16). Pour pouvoir comparer l'efficacité de la combustion selon la charge, il est plus intéressant de suivre l'évolution de la proportion de CO dans les produits de combustion carbonés (CO, CO<sub>2</sub> et imbrûlés) suivant la figure III.17.

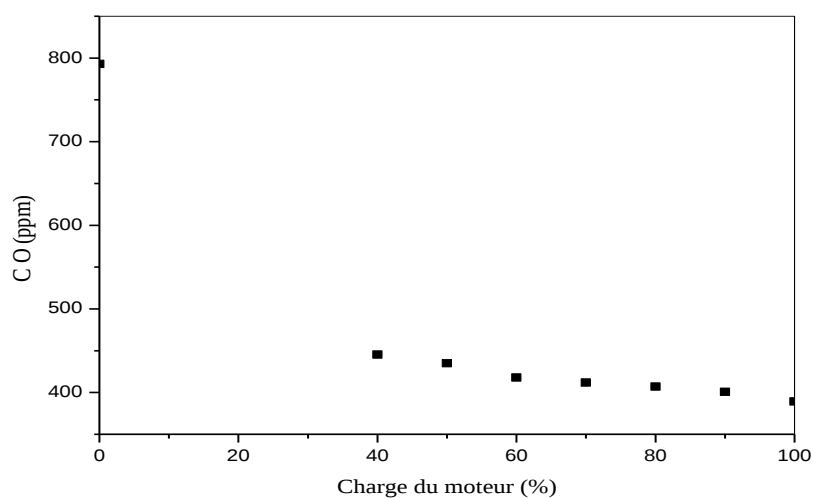


Figure III. 15 Effet de la charge du moteur sur les émissions CO

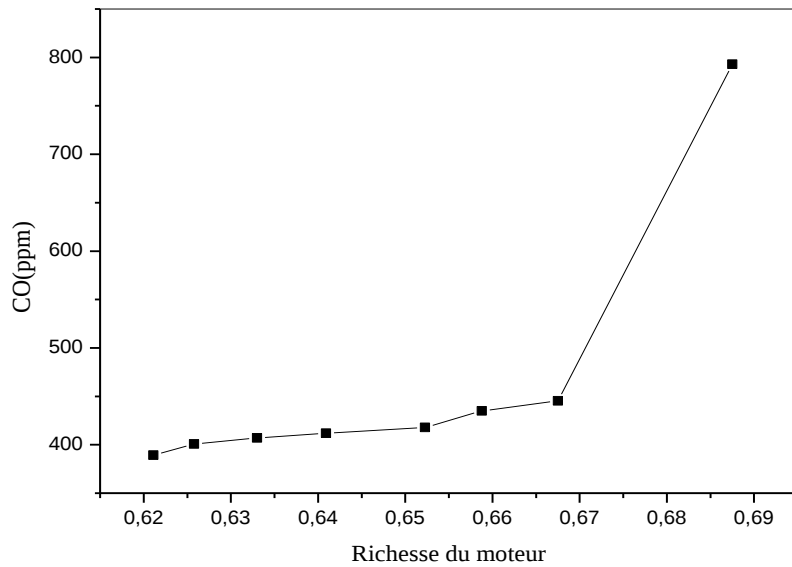


Figure III.16 Effet de la richesse sur les émissions de CO

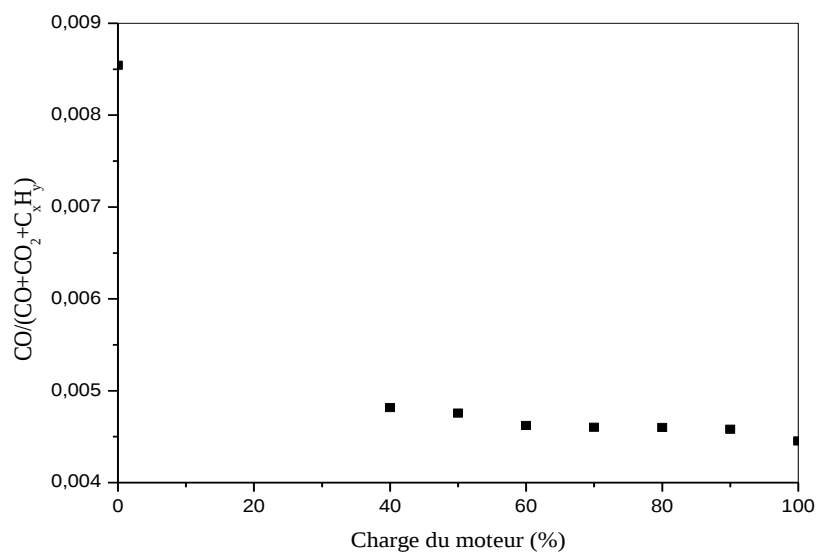


Figure III. 17 Proportions de CO par rapport aux produits carbonés

Nous constatons que les proportions de CO baissent sensiblement quand la charge augmente. Cela indique que les combustibles sont plus transformés en CO<sub>2</sub>, à pleine charge et que la combustion est meilleure et moins polluante. Nous remarquons aussi que la combustion sans charge émet beaucoup de monoxyde. La formation de CO est une étape intermédiaire essentielle du processus d'oxydation des hydrocarbures conduisant au produit final CO<sub>2</sub>. Le paramètre principal influençant les émissions de CO est la richesse. Ainsi, en mélange riche, les émissions de CO sont élevées et augmentent avec la richesse. L'oxygène introduit ne suffit

alors pas à oxyder complètement le carbone pour donner du CO<sub>2</sub>, ce qui donne du CO. En mélange pauvre, les concentrations de CO sont généralement faibles et varient peu avec la richesse. Cependant, nous pouvons aussi observer la formation de CO en mélange pauvre: si la température est très élevée, il y a dissociation d'une partie du CO<sub>2</sub> formé, ce qui produit du monoxyde de carbone.



La dissociation de CO<sub>2</sub> en CO étant endothermique, la constante d'équilibre K<sub>p</sub> (T) est une fonction croissante de la température. La dissociation d'une molécule de CO<sub>2</sub> donnant 1,5 molécule de produits CO + 1/2 O<sub>2</sub>. Le terme K<sub>p</sub> (T) est une fonction décroissante de la pression. La dissociation thermique de CO<sub>2</sub> en CO a donc comme conséquences, un effet d'auto-limitation des températures de flamme, qui tend à réduire la production d'oxydes d'azote; une utilisation partielle de l'oxygène disponible qui tend au contraire à favoriser la formation des oxydes d'azote; un retard sur la libération de l'énergie chimique du combustible qui réduit le rendement du moteur. De plus, il est à noter que l'énergie libérée par l'oxydation du carbone en CO est beaucoup moins élevée que celle dégagée lors d'une oxydation complète.

### III. Etude comparative entre le gaz naturel et le mélange hydrogène –méthane

Cette comparaison va permettre d'étudier les performances des deux combustibles sur la qualité de la combustion et la pollution environnementale.

#### III.1. Caractéristiques du moteur fonctionnant aux GN et H<sub>2</sub>+CH<sub>4</sub>

Les valeurs expérimentales sont relevées sur un moteur fonctionnant à vide, à pleine charge et en mélange pauvre. Les tableaux III.3 et III.4. présentent un récapitulatif de la valeur de la richesse du moteur les deux types de combustibles, gaz naturel et mélange à hydrogène sans charge et à pleine charge.

Tableau III. 3 Richesses des carburants pour le moteur à vide

| Type de gaz                             | Richesse |
|-----------------------------------------|----------|
| Gaz naturel                             | 0,702    |
| Mélange CH <sub>4</sub> +H <sub>2</sub> | 0,681    |

Tableau III. 4 Richesses des carburants pour le moteur à plein charge

| Type de gaz                             | Richesse |
|-----------------------------------------|----------|
| Gaz naturel                             | 0,626    |
| Mélange CH <sub>4</sub> +H <sub>2</sub> | 0,669    |

La richesse étant inférieure à 1, le mélange brûle en excès d'air, le mélange est donc pauvre. Le fonctionnement du moteur au mélange hydrogène /méthane augmente les performances du moteur : toutes les caractéristiques sont meilleures que celles produites par le gaz naturel (figure.III.18). Plus la charge augmente, plus l'écart des paramètres caractéristiques augmente. Le rendement du mélange à hydrogène est supérieur à celui du gaz naturel selon la figure III.19.

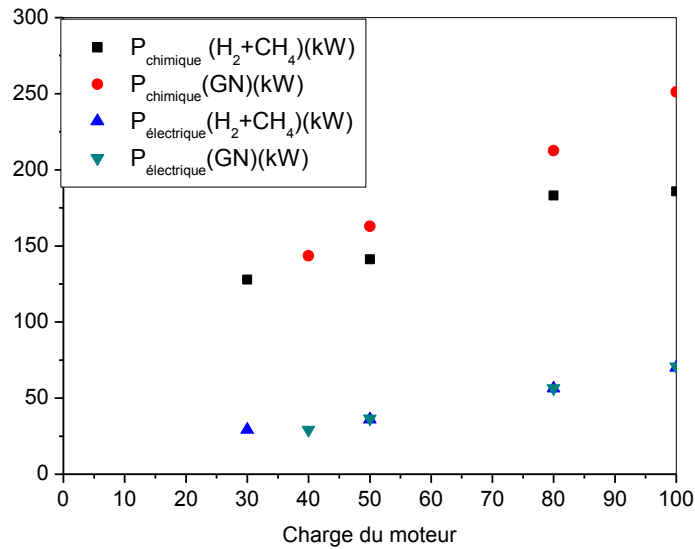


Figure III. 18 Puissances chimiques et électriques du gaz naturel et du mélange à hydrogène

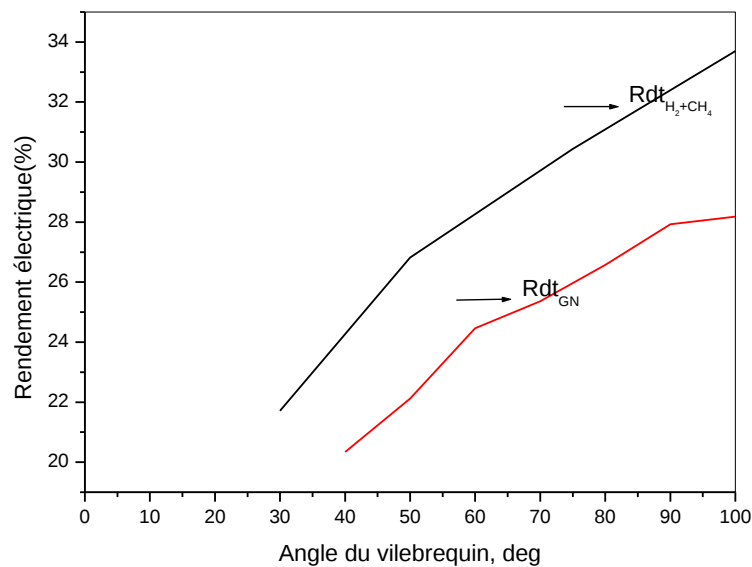


Figure III. 19 Rendements électriques du gaz naturel et du mélange à hydrogène

### III.2. Polluants des gaz d'échappement

### III.2.1. Polluants de CO et de NO

Les mesures des gaz CO et NO sont données en ppm. Mais pour une meilleure comparaison des deux gaz étudiés, c'est-à-dire le gaz naturel et le mélange  $\text{CH}_4+\text{H}_2$ , les émissions ont été traduites de ppm en débit molaire.

Selon la figure III.20, plus le moteur monte en charge, plus le débit molaire de CO augmente. Pour un même régime de fonctionnement du moteur, nous constatons que le débit molaire de CO du gaz naturel est plus important que celui du mélange  $\text{CH}_4+\text{H}_2$ .

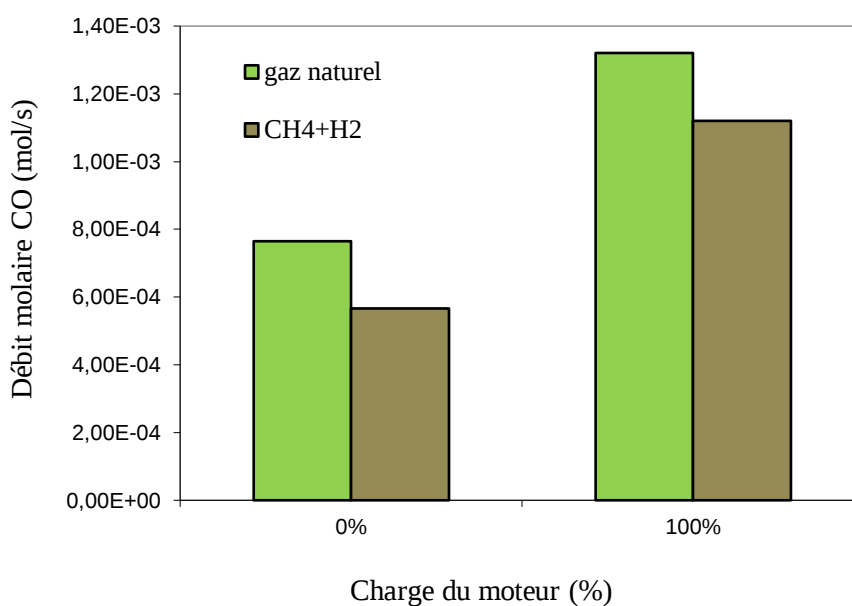


Figure III. 20 Débit molaires de CO dans les fumées

D'après la figure III.21, nous constatons que le débit molaire de NO augmente lorsque la charge augmente. La formation de NO est favorisée par la température élevée de combustion. Le gaz naturel émet plus de NO que le mélange  $\text{CH}_4+\text{H}_2$ .

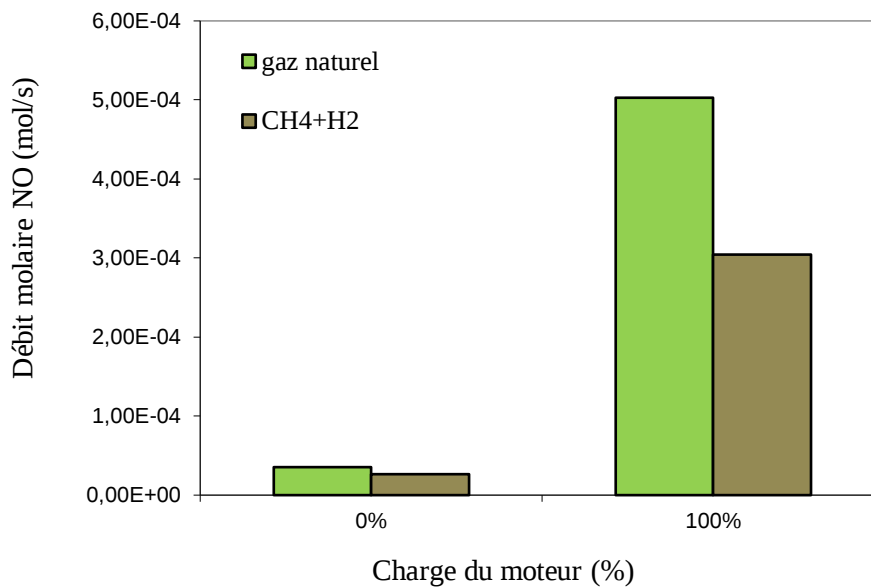
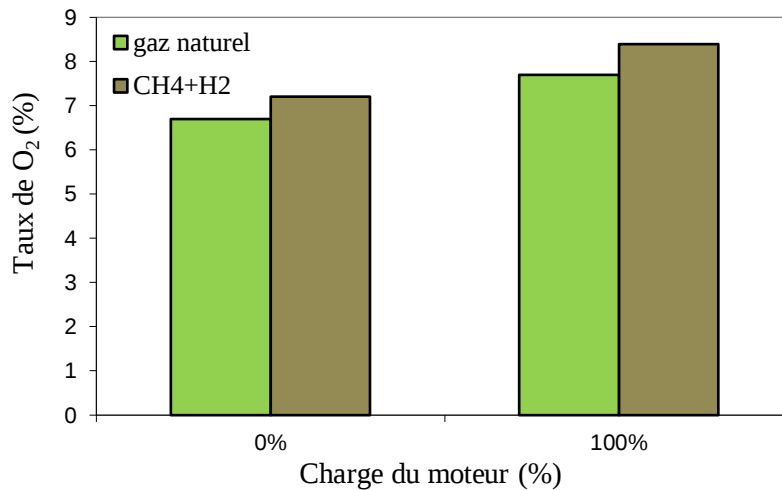


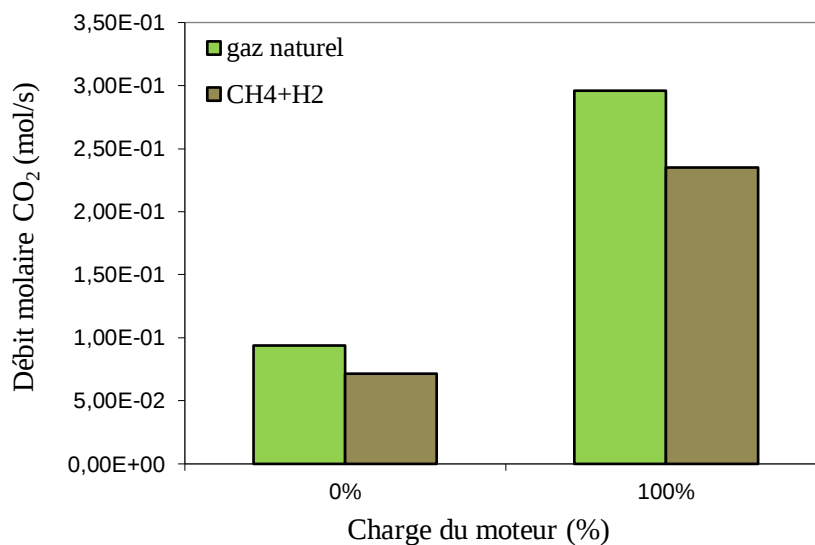
Figure III. 21 Débit molaire de NO

### III.2.2. Teneurs en $O_2$ et $CO_2$ dans le fumées

La combustion du gaz naturel consomme plus d'oxygène que le mélange à hydrogène (figure III.22) ce qui est compréhensible puisqu'il contient plus d'atomes de carbone qui nécessiteront automatiquement plus d'oxygène pour brûler. Par ailleurs, les concentrations d' $O_2$  augmentent avec la charge du moteur. Les émissions d'oxygène diminuent quand la richesse augmente. Etant donné la définition de la richesse, lorsque la quantité de carburant augmente, la richesse avoisine l'unité (1), et la concentration en  $O_2$  diminue. Nous pouvons conclure que les mécanismes de formation de  $CO_2$  et de  $NO_x$  nécessitent de l'oxygène,  $O_2$ . Ces réactions ont lieu à hautes températures, donc à richesse élevée, la consommation d' $O_2$  est alors plus importante.

Figure III.22 Taux d'O<sub>2</sub> dans les fumées

La figure III.23 montre que le débit molaire des fumées de CO<sub>2</sub> augmente quand la charge augmente. Le mélange (CH<sub>4</sub>+H<sub>2</sub>) émet moins de CO<sub>2</sub> que le gaz naturel. Il est normal de constater que lorsque le moteur tourne à pleine charge, il émet plus de CO<sub>2</sub>.

Figure III. 23 Débit de CO<sub>2</sub> dans les fumées

#### IV. Comparaison entre gaz naturel, mélange hydrogène/méthane et méthane

Cette comparaison est intéressante pour déterminer l'influence de l'hydrogène et l'influence des composés minoritaires du gaz naturel, l'éthane (4,80%), l'azote (1,30%), le propane (1,20%) et le dioxyde de carbone (0,79%). En le comparant au méthane pur, nous pourrions étudier l'influence de ces composés. Néanmoins l'azote et le dioxyde de carbone étant

en faible quantité par rapport aux proportions dans l'air injecté, les différences de propriétés entre le méthane et le gaz naturel existent donc principalement à cause de l'éthane et du propane.

#### IV.1. Caractéristiques des carburants

Les moteurs thermiques sont performants lorsque certains paramètres comme la consommation spécifique du carburant, la pression moyenne indiquée du moteur ainsi que la température des gaz d'échappement sont optimisés. La combustion se déroule en mélange pauvre.

##### IV.1.1. Débits volumiques des carburants

Selon la figure III.24, le débit molaire du carburant augmente avec la charge du moteur. Celui du mélange hydrogène est le plus élevé de quelque pourcent par rapport aux deux autres combustibles. Le volume molaire du méthane dépend de la charge du moteur, il est le plus faible lorsque la charge est importante mais non pas à pleine charge. Un nouveau paramètre est employé pour évaluer ce débit : c'est la consommation spécifique du carburant qui s'exprime en termes de masse du carburant par unité d'énergie.

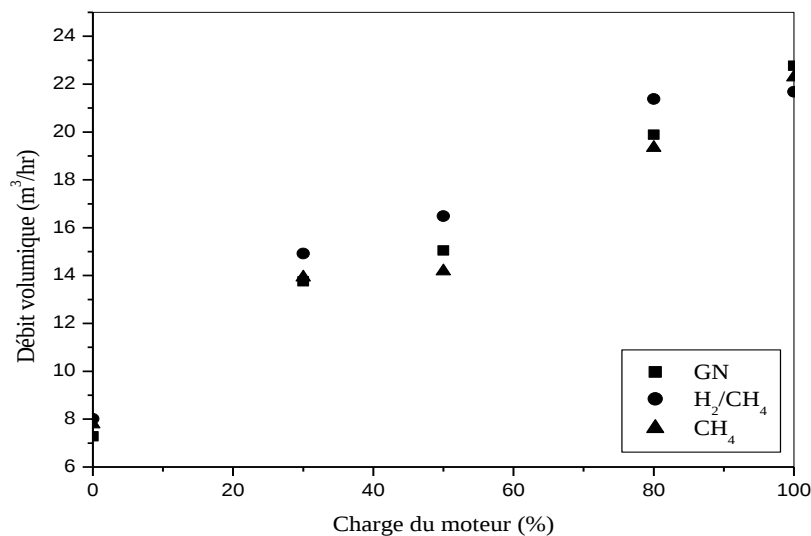


Figure III. 24 Débits volumiques des trois carburants

##### IV.1.2. Consommations spécifiques

La consommation spécifique est un nouveau paramètre représentant le mieux la quantité de masse du carburant brûlée lors de la combustion. Son unité est le (kg/kWh). Elle représente l'image inversée du rendement au pouvoir calorifique près. Selon la figure III.25, cette consommation diminue avec l'augmentation de la charge du moteur. Elle dépend fortement du

pouvoir calorifique du carburant et de sa masse volumique. Elle est la plus élevée pour le méthane.

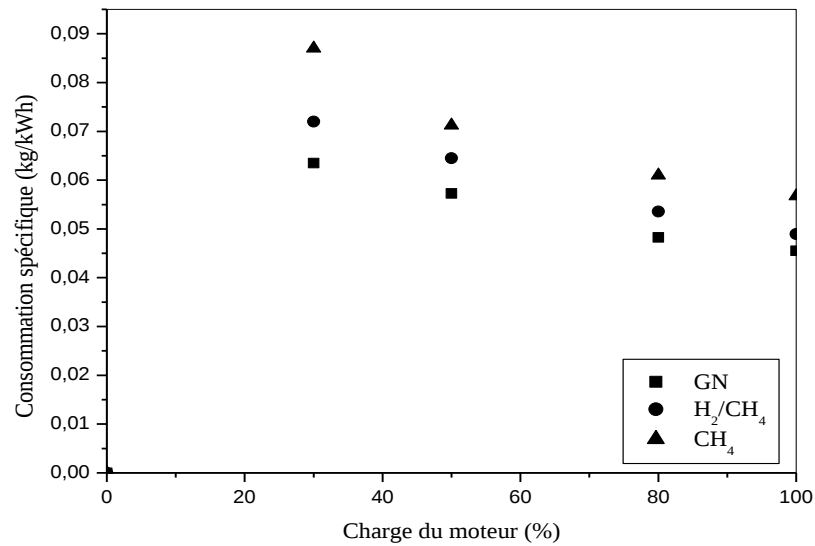


Figure III. 25 Consommations spécifiques des carburants

#### IV.1.3. Pressions du cylindre

Selon la figure III.26, la pression est supérieure pour le mélange méthane/hydrogène, ce qui indique que le travail fourni sera plus important. Celle du méthane est aussi plus élevée que celle du gaz naturel.

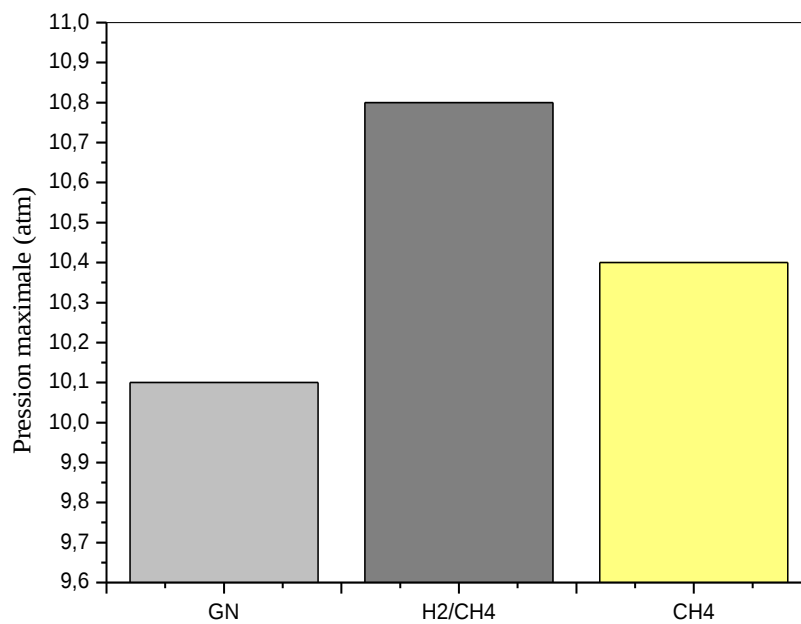


Figure III. 26 Pressions maximales sans charge

Les puissances électriques augmentent avec la charge du moteur selon la figure III.27. Elles sont d'autant plus importantes que le mélange possède un pouvoir calorifique plus important. Le pouvoir calorifique du méthane est le plus élevé.

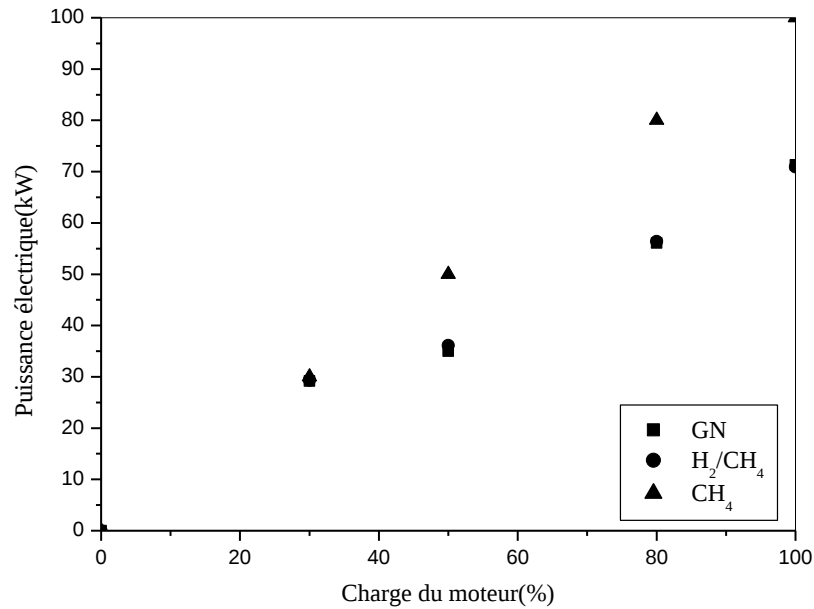


Figure III. 27 Puissances électriques des carburants

#### IV.1.4. Rendements électriques des combustibles

La figure III.28 représente le rendement électrique de chaque carburant. Le plus intéressant est celui du mélange hydrogène-méthane. Il possède une composition molaire en hydrogène dans le méthane qui lui permet d'augmenter le pouvoir calorifique du carburant puisqu'il devient proche de celui du méthane seul.

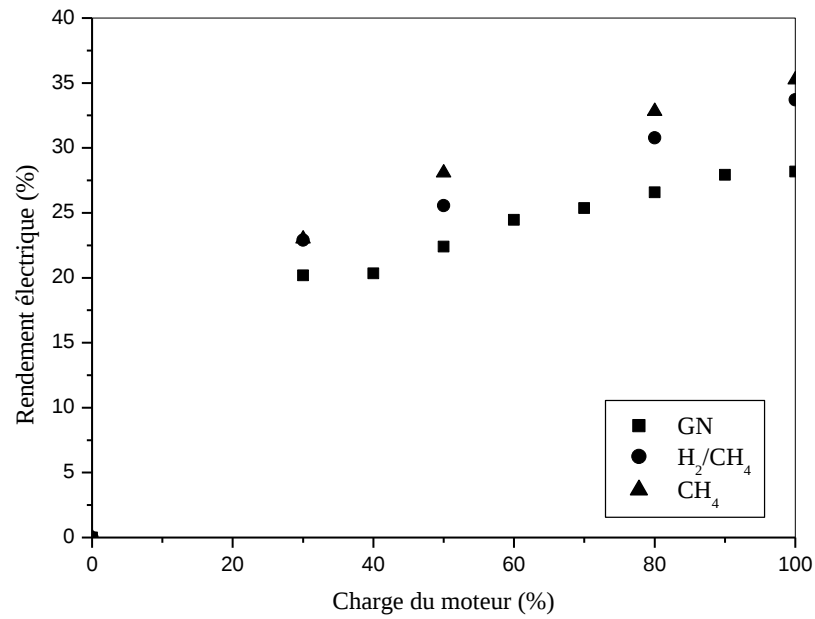


Figure III. 28 Rendements électriques des carburants

#### IV.1.5. Température des gaz d'échappement

Les gaz d'échappement présentent des températures dépendantes de la charge du moteur puisqu'elles augmentent au fur et à mesure que la charge augmente (figure III.29). Une nette baisse de la température des fumées est présente dans la combustion du mélange hydrogène-méthane qui s'explique par un très grand dégagement de chaleur lors de la réaction d'hydrogène qui conduira à un fort transfert thermique à travers les parois du cylindre qui entrainera l'abaissement de la température des fumées. Pour ce qui est du gaz naturel et du méthane, la différence dans la variation de la température des fumées va en diminuant lorsque la charge du moteur augmente.

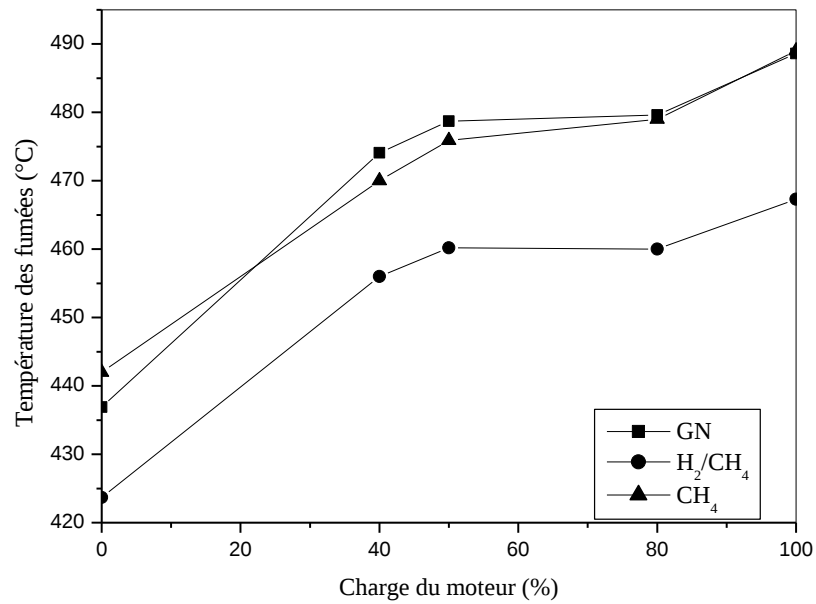


Figure III. 29 Températures des fumées

#### IV.1.6. Pourcentages de carbone dans les combustibles

La combustion des mélanges est sensible à la présence de carbone dans le combustible. Les différentes valeurs présentées dans les tableaux III.5 et III.6 expliquent souvent certains résultats : Plus de carbone, plus de pollution quel que soit la nature de la combustion riche ou pauvre, moins de pouvoir calorifique, moins de travail fourni.

Tableau III. 5 Pourcentages de carbones dans les carburants

|           | GN    | H <sub>2</sub> +CH <sub>4</sub> | CH <sub>4</sub> |
|-----------|-------|---------------------------------|-----------------|
| % Carbone | 75,64 | 73,38                           | 75,0            |

Tableau III. 6 Propriétés des carburants

| Paramètre                                  | Gaz naturel | Hydrogène /méthane | Méthane |
|--------------------------------------------|-------------|--------------------|---------|
| Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> , CNTP) | 0,754       | 0,4645             | 0,65    |
| Pouvoir calorifique inférieur (kJ/kg)      | 47141       | 60531              | 50000   |

#### IV.2. Polluants des gaz d'échappement

#### IV.2.1. Imbrûlés $C_xH_y$

Selon la figure III.30, nous trouvons plus d'imbrûlés carbonés dans les gaz d'échappement pour le mélange  $CH_4/H_2$  alors que c'est le mélange qui contient le moins de combustible à base de carbone. Nous pouvons conclure que l'hydrogène a tendance à favoriser sa combustion au détriment de celle du méthane. Le taux d'imbrûlés est légèrement supérieur pour le gaz naturel que pour le méthane, cela est probablement dû à l'éthane et au propane qui sont plus difficilement oxydables.

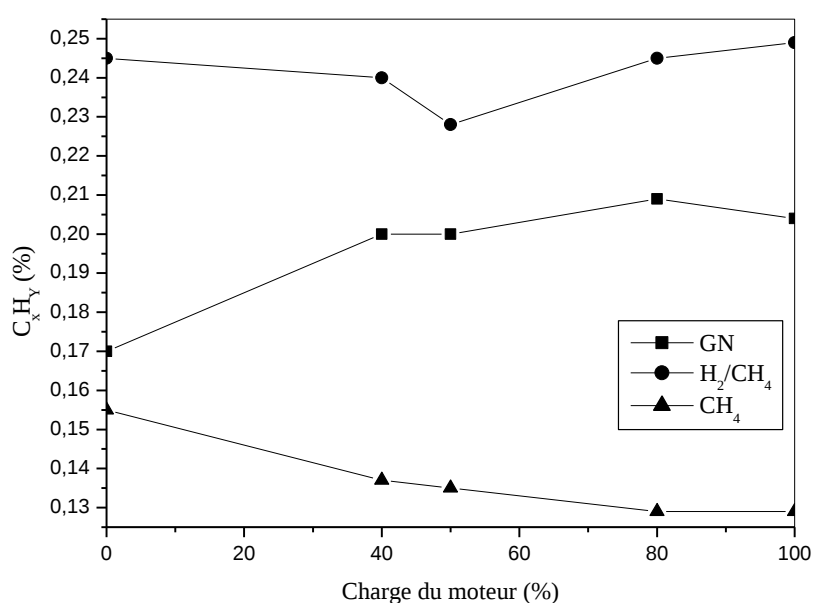


Figure III. 30 Production des imbrûlés en fonction de la charge du gaz

#### IV.2.2. Oxydes d'azote

Le monoxyde et le dioxyde d'azote sont les deux oxydes d'azote dégagés lors de la combustion, les autres étant négligeables. Le monoxyde d'azote représente le plus souvent 80 à 90% des émissions totales de  $NO_x$ , mesurées directement à la sortie du moteur. Du fait qu'une partie importante du monoxyde d'azote s'oxyde spontanément en dioxyde d'azote dans l'atmosphère, les normes introduisent la notion de  $NO_x$ , qui suppose que cette oxydation est complète. Nous remarquons que les  $NO_x$  ont tendance à augmenter avec la charge. Le gaz naturel en émet environ autant que le méthane pur mais beaucoup plus que le mélange méthane/hydrogène. Les mécanismes réactionnels de la combustion sont différents pour l'hydrogène et pour les chaînes carbonées, il est probable que la réaction d'oxydation de l'hydrogène soit concurrente de celle formant les oxydes d'azote (figure III.31).

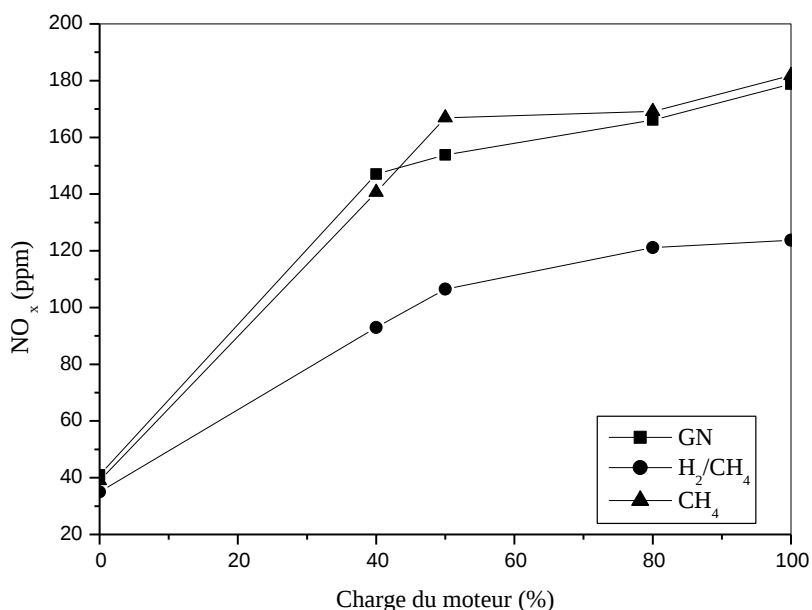


Figure III. 31 Production de NO<sub>x</sub> en fonction de la charge du moteur

En évaluant l'évolution des émissions de NO<sub>x</sub> en fonction de la température de sortie du moteur, nous nous apercevons que plus la température est importante, et plus les émissions le sont aussi.

#### IV.2.2. Monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone intervient à deux titres : comme gaz polluant et comme élément perturbateur des réactions chimiques de combustion, tant sur l'aspect libération d'énergie que sur l'utilisation de l'oxygène. En effet la formation de CO dégage moins de chaleur que la réaction formant du CO<sub>2</sub> (figure III.32). De plus, cette réaction utilise un seul atome d'oxygène et favorise ainsi la formation des NO<sub>x</sub>, friands d'oxygène. Comme pour le dioxyde de carbone, nous constatons que les émissions de monoxyde de carbone ont tendance à diminuer avec l'augmentation de la charge. Néanmoins, nous remarquons que les émissions sans charge sont deux fois plus importantes qu'en charge. Pour les mêmes raisons que le dioxyde de carbone, les émissions de CO augmentent avec la richesse. Pour pouvoir comparer l'efficacité de la combustion selon la charge, il est plus intéressant de suivre l'évolution de la proportion de CO dans les produits de combustion carbonés (figure III.33). Nous remarquons que le gaz naturel est le plus polluant quel que soit la charge et que les émissions de monoxyde de carbone sont deux fois plus importantes sans charge. Nous remarquons également que le mélange méthane/hydrogène émet plus de monoxyde que le méthane pur. Ce résultat est intéressant car

l'ajout d'hydrogène a pour but de réduire les oxydes de carbone, or dans notre cas il les augmente. L'hydrogène a donc bien un rôle néfaste sur la combustion du méthane.

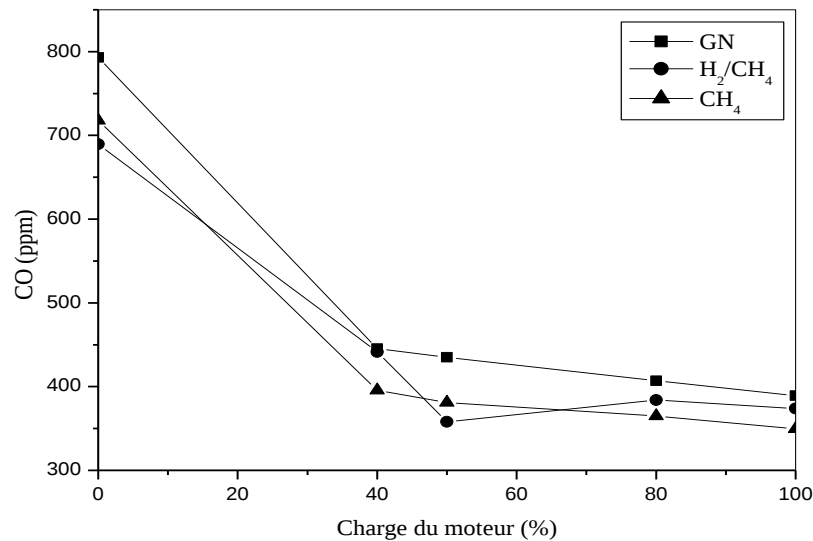


Figure III. 32 Production de CO en fonction de la charge du moteur

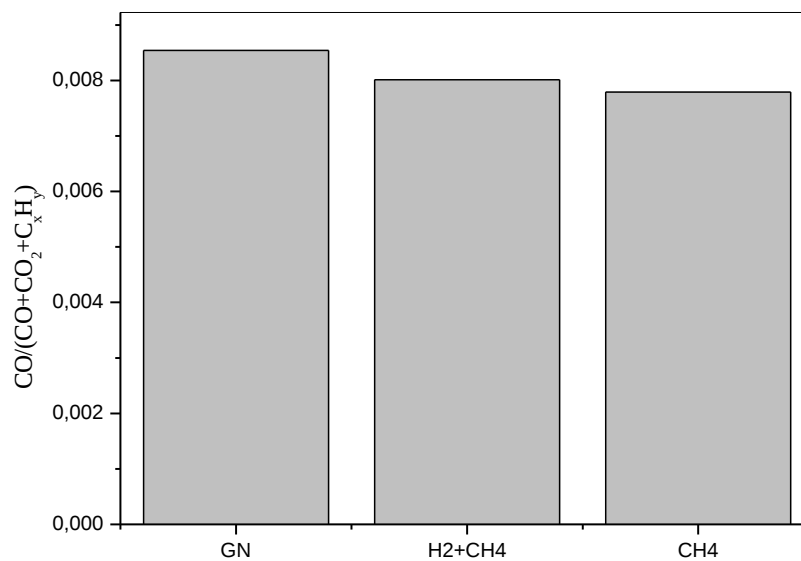


Figure III. 33 Production de CO en fonction des émissions carbonées

#### IV.2.4. Dioxyde de carbone

Les émissions de gaz carbonique à partir de la combustion du mélange méthane/hydrogène sont nettement inférieures (figure.III.34). Ceci est facilement explicable par le fait que la combustion de l'hydrogène ne rejette que de l'eau. Ces émissions sont uniquement dues au méthane qui n'est présent qu'à 85%. En comparant les émissions du méthane et du gaz naturel,

nous remarquons que le dioxyde de carbone est légèrement plus présent pour la combustion au gaz naturel puisqu'il possède des composés à plusieurs carbones (éthane, propane) et doit former plus de dioxyde de carbone.

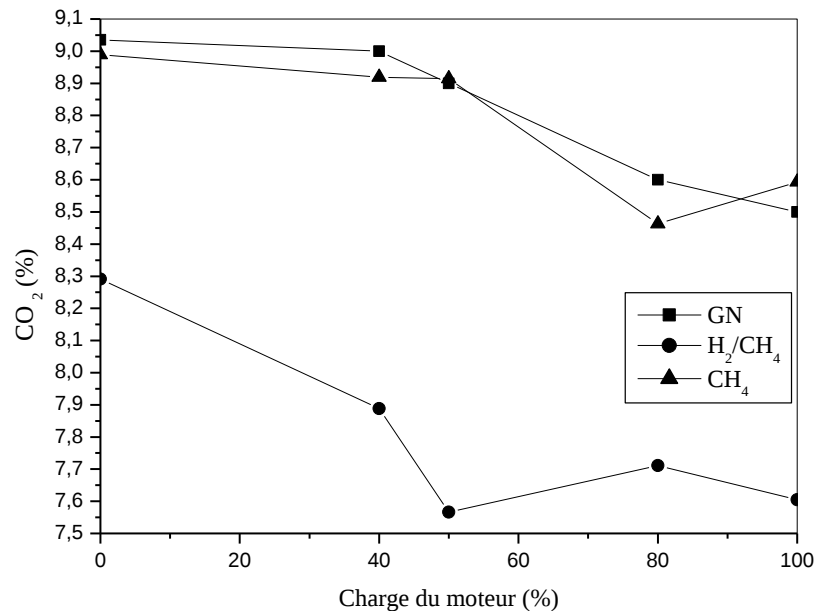


Figure III. 34 Production de CO<sub>2</sub> en fonction de la charge du moteur

#### IV.3. Temps de combustion

Le temps de combustion est un paramètre très important dans la classification d'une combustion par rapport à une autre. A partir de la fraction de masse brûlée, nous pouvons décrire très fréquemment la loi de combustion par deux paramètres notés et explicités respectivement :

- CA50 : Angle de rotation du vilebrequin pour lequel 50% de l'énergie totale de la charge ont été dégagés ;
- HLC : Hauteur associée à la loi de combustion, exprimée en degrés de vilebrequin (°V). C'est la valeur maximale de la courbe décrivant la dérivée de la fraction de masse brûlée, en d'autres termes, la vitesse de dégagement d'énergie.

Le paramètre CA50 renseigne sur le calage de la combustion dans le cycle tandis que le HLC fournit un mode d'expression de la vitesse de combustion. Selon les graphes décrits précédemment, le point CA50 est enregistré après la PMH. La fin de la combustion est déterminée au maximum de la fonction  $PV^\gamma$ .

La figure III.35 représente l'évolution de la durée de combustion selon les différents carburants.

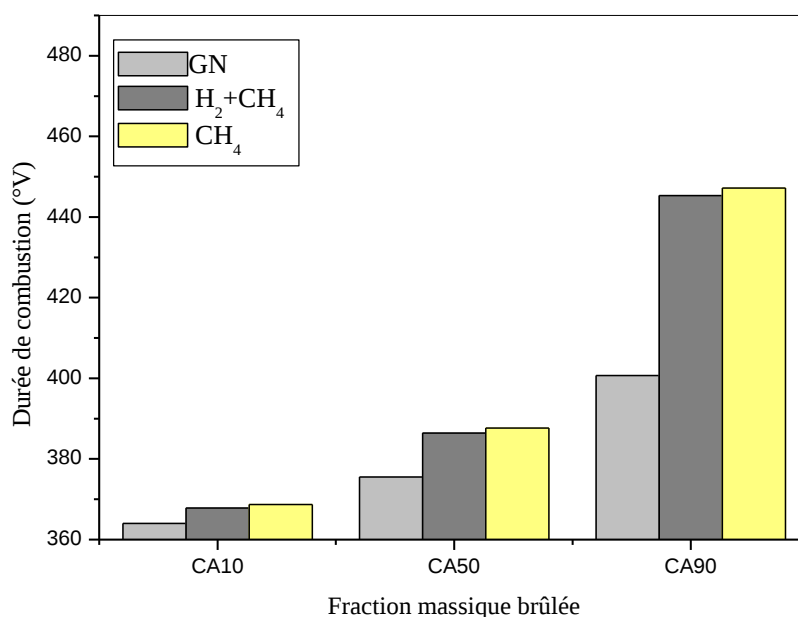


Figure III. 35 Caractéristiques de la combustion des trois carburants

Le gaz naturel a une combustion beaucoup plus rapide que le mélange et le méthane. Nous pouvons conclure que l'éthane et le propane accélèrent la combustion et réduisent le délai d'auto inflammation. Concernant le mélange méthane/hydrogène et le méthane pur, nous remarquons qu'ils ont le même délai d'auto inflammation mais que la combustion du mélange est un peu plus rapide. Les 15% d'hydrogène du mélange favorisent légèrement ou faiblement l'avancement de la réaction.

En prenant le méthane comme référence, nous avons pu remarquer l'influence d'une part de l'ajout de 15% d'hydrogène et d'autre part de l'ajout de 5% d'éthane et 1% de propane. L'ajout d'hydrogène a pour but de réduire les émissions polluantes. Effectivement, nous avons réduit les émissions de dioxyde de carbone car l'apport en carbone était moins important, ainsi que les oxydes d'azote car les mécanismes réactionnels de l'hydrogène sont probablement concurrents à ceux de ces oxydes. Cependant avec cet ajout de 15% d'hydrogène, nous avons constaté une augmentation des imbrûlés et du monoxyde de carbone. Le méthane a donc une meilleure combustion seule car l'hydrogène empêche sa bonne combustion. L'ajout d'hydrogène accélère très légèrement la vitesse de combustion. Par contre il augmente considérablement la pression maximale. Pour l'ajout d'éthane et propane, nous avons constaté que le délai d'auto inflammation était plus faible et que la réaction était beaucoup plus rapide.

Ce qui a pour conséquence d'augmenter les émissions de monoxydes de carbone et légèrement celles d'oxydes d'azote. Nous retrouvons aussi plus d'imbrûlés et légèrement plus de dioxyde de carbone à cause de l'éthane et du propane qui possèdent plus de carbone. Cette accélération de la réaction et cette mauvaise combustion engendrent une diminution de la pression maximale.

L'ajout de 15% d'hydrogène est dans l'ensemble plutôt néfaste pour la combustion, il serait donc intéressant de diminuer cette proportion afin d'étudier si cet ajout permet de conserver une faible émission d'oxyde d'azote tout en diminuant les monoxydes de carbones et imbrûlés. Les oxydes d'azote NO<sub>x</sub> concernent uniquement le monoxyde d'azote et le dioxyde d'azote puisque l'oxydant est de l'air dans la proportion (N<sub>2</sub>/O<sub>2</sub>)= 3,76. Le principal constituant est NO. La figure III.30 montre une grande concentration de NO dans les fumées de la combustion du méthane. Il existe deux types de NO, le thermique formé par l'oxydation de l'azote contenu dans l'air qui requiert une grande énergie donc une température élevée pendant le procédé de combustion pour briser la triple liaison de N<sub>2</sub>. La formation de NO est une combinaison entre l'oxygène et l'azote à l'état atomique ou moléculaire dans le gaz brûlé. Elle suit le système d'équations (III.8), (III.9), and (III.10) correspondant au mécanisme de Zeldovitch [17]:



Une quatrième réaction est ajoutée par Lavoie et al. [21] et exprimée par:



Les molécules de NO<sub>2</sub> proviennent de la réaction directe de NO avec le radical peroxy RO<sub>2</sub> ou tout simplement avec le radical hydroxyl HO<sub>2</sub> qui sont formés à partir de la dégradation du composant photo volatil formé durant l'ouverture de la vanne d'échappement. Ces radicaux existent dans le combustible.



Au niveau de la troposphère, la molécule  $\text{NO}_2$  est dissociée en  $\text{NO}$  et  $\text{O}_2$  et son état fondamental sous les rayons du soleil suivant l'équation III.17 :



Le dioxygène réagit avec l'atome d'oxygène pour produire l'ozone.



Les radicaux hydroxyyles résultent de la destruction de l'ozone pour produire de l'atome oxygène excité.



Les  $\text{NO}_x$  participe partiellement à la destruction de l'ozone avec le cycle catalytique suivant :



Ainsi, ils sont dissociés à travers les gouttes de vapeur se trouvant dans l'atmosphère et sont transformés en ion  $\text{NO}_3^-$  qui donne de l'acidité à la pluie.

## V. Etude du phénomène de combustion

Avant l'étincelle, Le carburant sous forme gazeux est préalablement mélangé avec l'air dans une pré- chambre pour une homogénéisation du mélange puis injecté dans la chambre à combustion. L'étincelle jaillit dans un milieu supposé homogène. Le remplissage et les turbulences imposent à l'ensemble du mélange un mouvement complexe dont la vitesse d'écoulement varie considérablement d'un cycle à l'autre, aussi bien en termes d'amplitude que de direction (variation de 0 à 15 m/s, sur  $360^\circ$ ) et dont la vitesse moyenne est stable sur un grand nombre de cycles. Malheureusement, c'est la vitesse instantanée locale qui sera déterminante lors du développement de l'étincelle au début de la combustion. Le début de la combustion se situe dans l'espace inter-électrodes, dans un rayon d'environ 1 cm autour de la tête de bougie, et concerne environ 1% de la charge [60, 61]. La combustion est initiée par un petit noyau de flamme : le déclenchement de la combustion nécessite une énergie et un volume minimal du noyau de flamme. Cette énergie est de l'ordre de 0,5 mJoule lorsque la limite de la richesse est la plus faible possible (mélange le plus pauvre faisant fonctionner le moteur) [62].

L'énergie d'initiation de la combustion est très faible. Le volume du noyau de flamme est caractérisé par son rayon de courbure. Tant que ce noyau n'atteint pas une taille comparable à l'échelle de la turbulence, il ne se propage pas dans le mélange non brûlé. En outre, même si le rayon de courbure critique est atteint, il faut encore que l'amorce de flamme survive à la convection par l'aérodynamique sur les parois du cylindre. Cette première phase de combustion est donc laminaire et dure entre 1 et 2 ms, soit de 15 à 30° vilebrequin à 1500 tours [63]. Environ 10% de la masse de carburant est brûlée à la fin de cette première phase. C'est dans la deuxième phase qu'a lieu l'essentiel de la combustion, et l'on considère qu'elle recouvre approximativement l'intervalle [10 à 90%] de masse de carburant brûlé [64]. Le front de flamme est une zone de réaction entre les gaz « frais », en interaction, et les gaz brûlés. Sa propagation est assurée par deux phénomènes qui sont la diffusion de la chaleur (contribution thermique) et la diffusion des radicaux en réaction (contribution chimique), généralement indiscernables quant à leur effet respectif sur la propagation du front de flamme. À cela s'ajoute la turbulence qui a pour effet de propager la zone réactive : elle augmente avec le régime, ce qui diminue la durée de cette deuxième phase ; mais une trop forte turbulence peut entraîner le déchirement du front de flamme. Un autre facteur de propagation du front de flamme est son rayon de courbure. En effet, la combustion ne peut être stable que si la surface d'échange thermique et chimique du front de flamme avec les gaz frais a un rayon de courbure suffisamment grand. Au-dessous d'une valeur critique du rayon de courbure, la faible densité d'énergie thermique et de radicaux conduisent au déchirement du front de flamme. Cette deuxième phase est fondamentale au niveau de la production de travail mécanique (pic de pression). Dans la dernière étape de la combustion, les gaz brûlés deviennent majoritaires dans la chambre de combustion, donc la surface de contact entre mélange brûlé et mélange non brûlé diminue et la combustion ralentit.

L'allumage survient à une avance de 12° avant le point mort haut et à partir d'un noyau initial, un front de flamme se constitue et se propage dans un volume variable à chaque instant et généré par le mouvement du piston. La flamme dont la forme est conditionnée par son arrêt au voisinage immédiat des parois constitue la surface de séparation entre deux zones contenant respectivement deux gaz, les brûlés et les non brûlés. A travers toute l'étude, le mélange est considéré comme un gaz frais dans le cylindre. Une autre particularité de la combustion dans les moteurs à allumage commandé est l'existence d'une dispersion cyclique. Nous constatons, en effet, une importante dispersion des courbes pression-temps pendant la phase de combustion. Ce phénomène est propre à toute propagation de flamme en régime turbulent. Les mouvements désordonnés des molécules de gaz provoquent en effet, des fluctuations statistiques de la surface

du front de flamme, avec des répercussions inéluctables sur la vitesse de libération d'énergie et le diagramme de pression. Il sera nécessaire de recourir à des méthodes statistiques, choix d'une population, détermination de valeurs moyennes pour caractériser le processus de combustion dans le moteur expérimental.

#### V.1. Etude de la combustion à partir des cycles enveloppes

##### ***V.1.1. Effet de la richesse sur la combustion***

Les figures III.36 à III.45 montrent, de façon schématique, la relation entre la propagation de la flamme et les diagrammes pression –volume ou pression-temps. A partir du PMH, la détente du piston tend à réduire la pression dans la chambre, tandis que le dégagement d'énergie exerce un effet inverse. La pression atteint donc sa valeur maximale après le PMH (12°V). La combustion s'étale sur une durée de 152,5 à 154,5 °V pour un moteur à 50% de charge et une durée de 150,2 °V pour un moteur à pleine charge, tournant à 1500 tr/m. Pour les diagrammes de pression- temps, les figures représentant les fractions de masses de gaz brûlé présentent des allures de courbes de forme caractéristiques en S, traduisant une vitesse de dégagement d'énergie variable au cours de la combustion et maximale pendant la phase médiane.

##### a) Moteur à 100% de charge

Selon la figure III.36, la pression du cylindre augmente lors de la phase de compression puisque le mélange est poussé par le piston vers le haut mais elle est plus importante pendant la phase de combustion ou elle atteint des valeurs maximales à cause de l'augmentation de la température de combustion. Cette allure de la courbe est la même pour les trois valeurs des richesses. La combustion du mélange à 0,81 en richesse présente une pression maximale de 40,92 atm alors que pour  $\phi = 0,75$ , la pression avoisine 37,59 atm et pour  $\phi = 0,67$ , la pression est équivalente à 36,09 atm. Plus le mélange est riche en carburant, plus la pression est grande et plus le travail fourni est élevé.

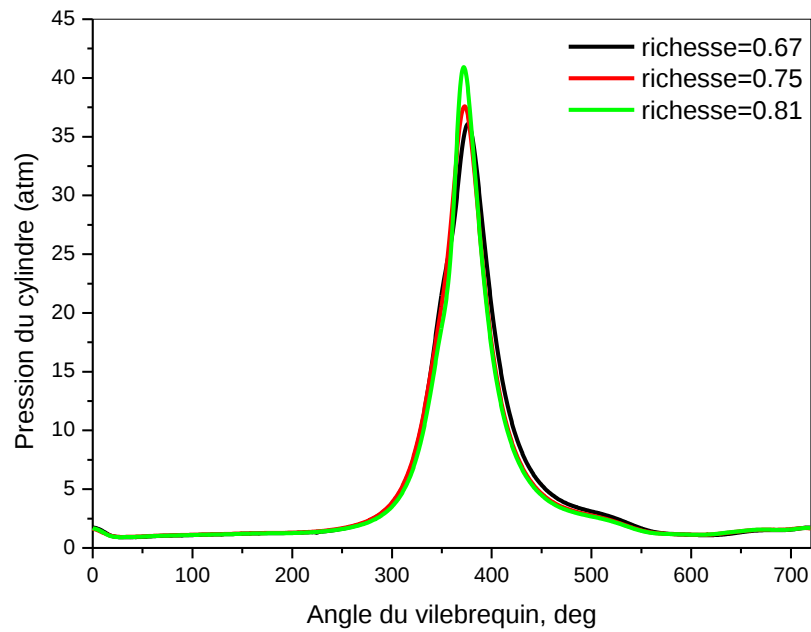


Figure III. 36 Effet de la richesse sur la pression du cylindre à 100% de charge

La figure III.37 illustre l'évolution de la pression du cylindre en fonction de son volume. L'allure des courbes est identique. Elle présente deux enveloppes, l'une correspondante au travail positif qui se transforme en énergie mécanique et l'autre englobe le travail négatif consommé lors de la fermeture et de l'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement respectivement. Cette courbe désigne la PMH et la PMB caractéristiques des volumes spécifiques des phases, volume mort et la cylindrée du moteur.

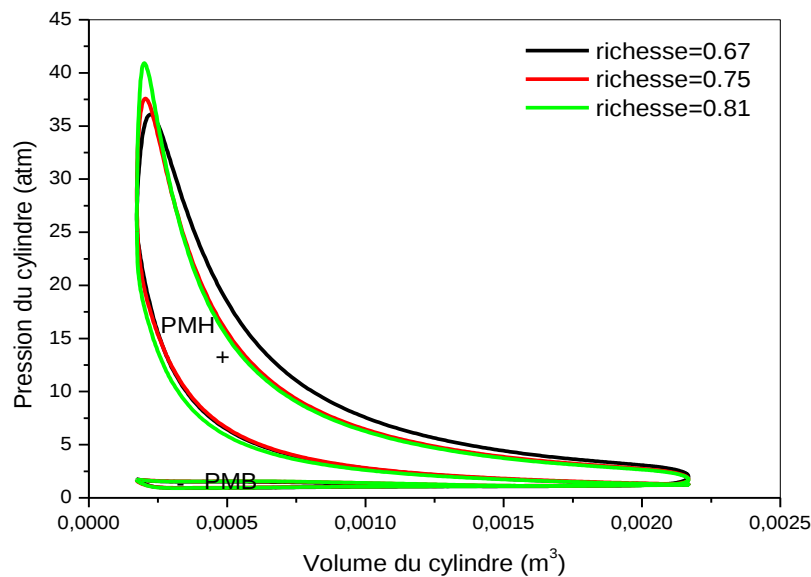


Figure III. 37 Effet de la richesse sur le diagramme (PV) à 100% de charge

L'illustration de la figure III.38 montre l'échelle logarithmique de pression et de volume. Les allures des courbes sont identiques pour les trois cas de richesse. Elle est exploitée pour la détermination du début et de la fin de combustion. Dans l'échelle logarithmique, la pente représente le coefficient polytropique. Ce coefficient polytropique est constant pour la phase de compression puisqu'elle suit une ligne droite jusqu'à la fin de la compression pour les trois cas de valeur de la richesse. Sa valeur est la même pour les deux valeurs de la richesse, 0,67 et 0,75 et diffère légèrement pour 0,81. Pour la phase de détente, la courbe reste droite plus longtemps pour  $\phi$  égale à 0,81, puis arrive celle de la valeur 0,75 et enfin celle de 0,67. Le coefficient polytropique est le même pour une certaine période de la phase de détente.

La fraction de masse brûlée augmente lentement pour atteindre des valeurs plus importantes (figure III.39). Les courbes représentantes de la vitesse de combustion de la figure III.40 confirment le comportement du processus de combustion. Elle est de meilleure qualité lorsque la richesse est égale à 0,67.

De même, nous représentons dans la figure III.40, l'évolution de la hauteur de combustion en fonction de la richesse.

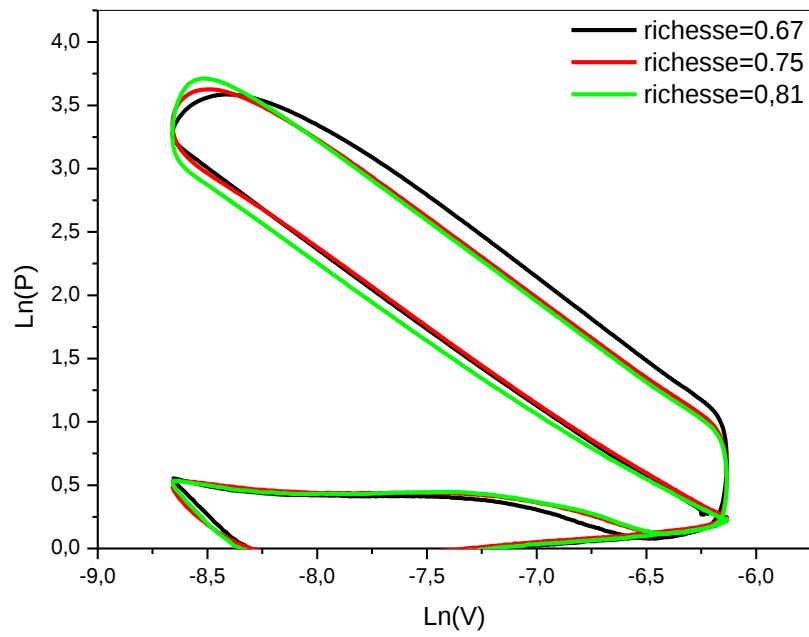


Figure III. 38 Effet de la richesse sur  $\ln P$  en fonction de  $\ln V$  à 100% de charge

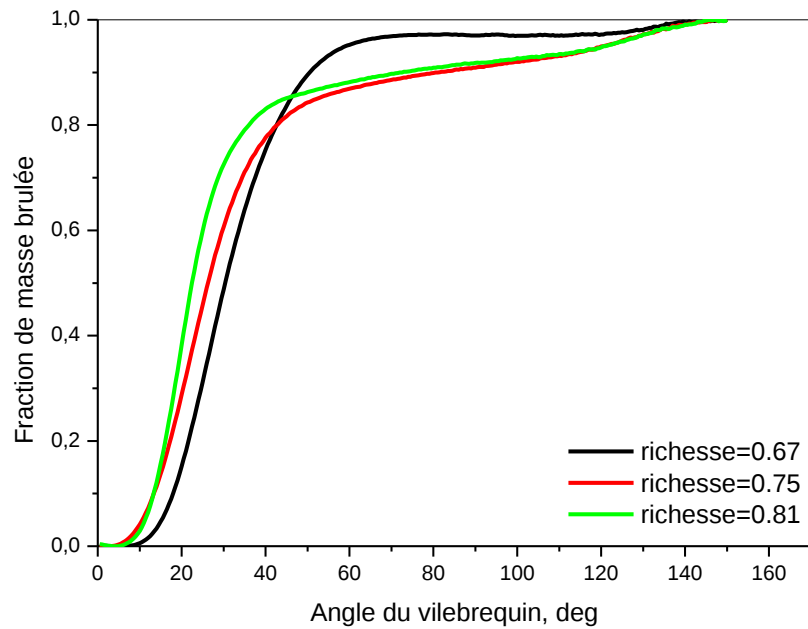


Figure III. 39 Effet de la richesse sur la fraction de masse brûlée à 100% de charge

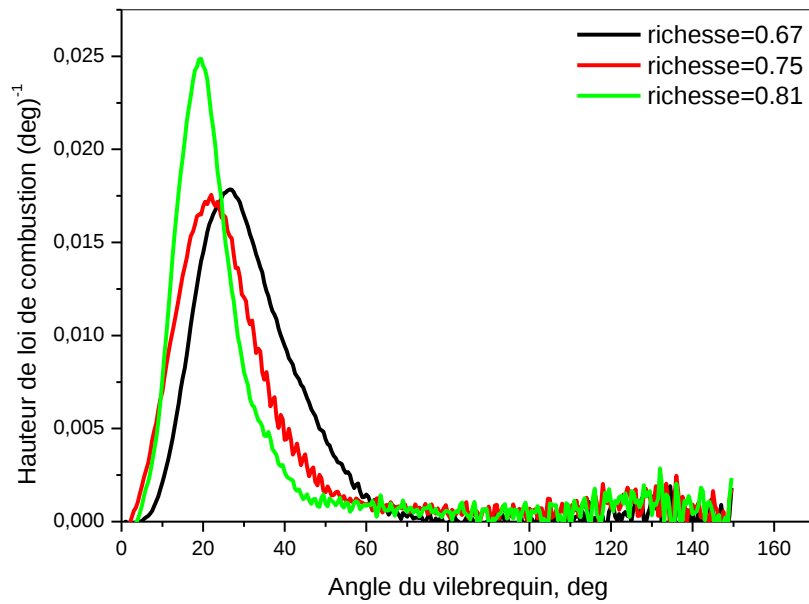


Figure III. 40 Effet de la richesse sur la hauteur de la loi de combustion à 100% de charge

Le tableau III.7 résume les caractéristiques du comportement de la combustion pour le moteur fonctionnant à trois richesses. Ce paramètre n'influe pas sur la durée de combustion puisque toutes les durées sont les mêmes par contre il joue un rôle prédominant sur la qualité de la combustion. A partir des paramètres correspondants aux différentes fractions molaires comme le CA10 et CA90, le mélange brûle plus longtemps lorsque la richesse est égale à 0,67 et plus vite si elle est égale à 0,81. La fraction molaire CA50 correspondant à la combustion de 50% du mélange correspondant à un maximum de dégagement de chaleur pour une hauteur de loi de combustion ou une vitesse de dégagement de chaleur maximale. Pour une richesse de 0,67, cette caractéristique est atteinte avec un retard de 8°V par rapport au cas où la richesse est de 0,81.

Tableau III. 7 Caractéristiques de la combustion des trois carburants à 100% de charge

| $\phi$      | $t_{\text{début de comb.}} (^{\circ}\text{V})$ | $t_{\text{fin de comb.}} (^{\circ}\text{V})$ | $t_{\text{durée de comb.}} (^{\circ}\text{V})$ | $^{\circ}\text{V}_{10}$ | $^{\circ}\text{V}_{50}$ | $^{\circ}\text{V}_{90}$ |
|-------------|------------------------------------------------|----------------------------------------------|------------------------------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| <u>0,67</u> | <u>348,0</u>                                   | <u>498,2</u>                                 | <u>150,2</u>                                   | <u>366</u>              | <u>378,5</u>            | <u>398,5</u>            |
| <u>0,75</u> | <u>348,0</u>                                   | <u>498,2</u>                                 | <u>150,2</u>                                   | <u>362</u>              | <u>374,5</u>            | <u>429,5</u>            |
| <u>0,81</u> | <u>348,0</u>                                   | <u>498,2</u>                                 | <u>150,2</u>                                   | <u>362</u>              | <u>370,5</u>            | <u>420</u>              |

## b) Moteur à 50% de charge

Les figures III.41 et III.42 présentent les mêmes allures de pression en fonction de l'angle du vilebrequin ainsi qu'en fonction du volume sur les quatre phases du cycle du moteur quel que soit la richesse du mélange. La pression du mélange augmente avec sa richesse. Pour des richesses de 0,67; 0,75 et 0,81, les pressions respectives sont de 22,84 atm, 24,00 atm et de 24,13 atm. A faible charge, la différence de pression faiblit par rapport à celles obtenues à pleine charge.

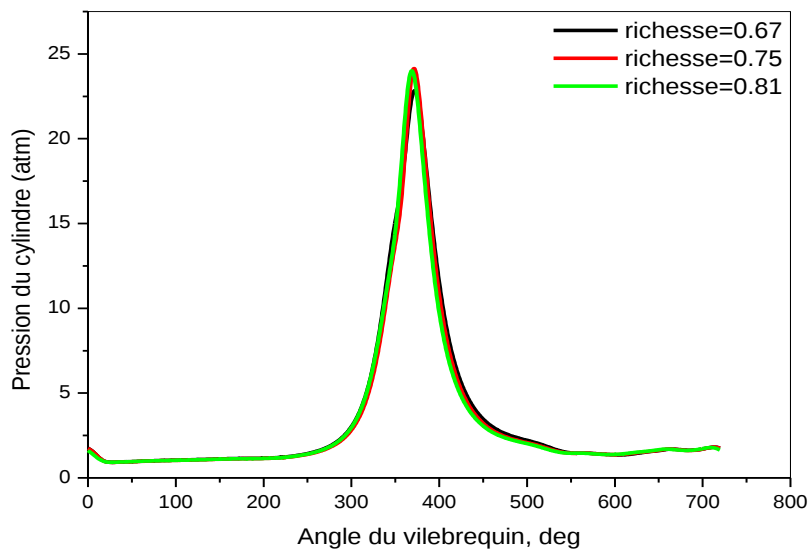


Figure III. 41 Effet de la richesse sur la pression du cylindre à 50% de charge

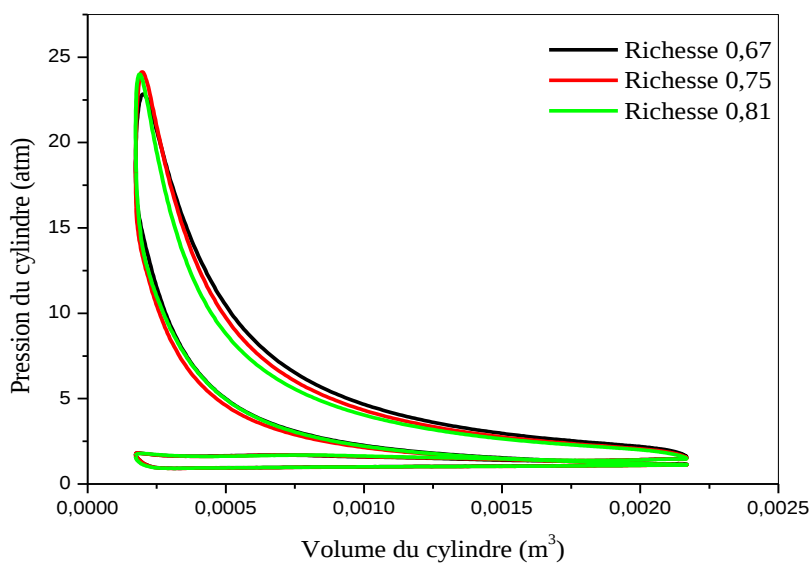


Figure III. 42 Effet de la richesse sur le diagramme (PV) à 50 % de charge

L'allure de la fraction de masse brûlée, à forte richesse, selon la figure III.43, brûle plus vite visualisée par la figure III.44 et donne de faibles valeurs comparées à celles obtenues avec les deux autres richesses. La combustion à 50% de charge présente des paramètres caractéristiques très proches les uns des autres à l'inverse du moteur fonctionnant à plein charge ou la richesse prend pleinement son importance.

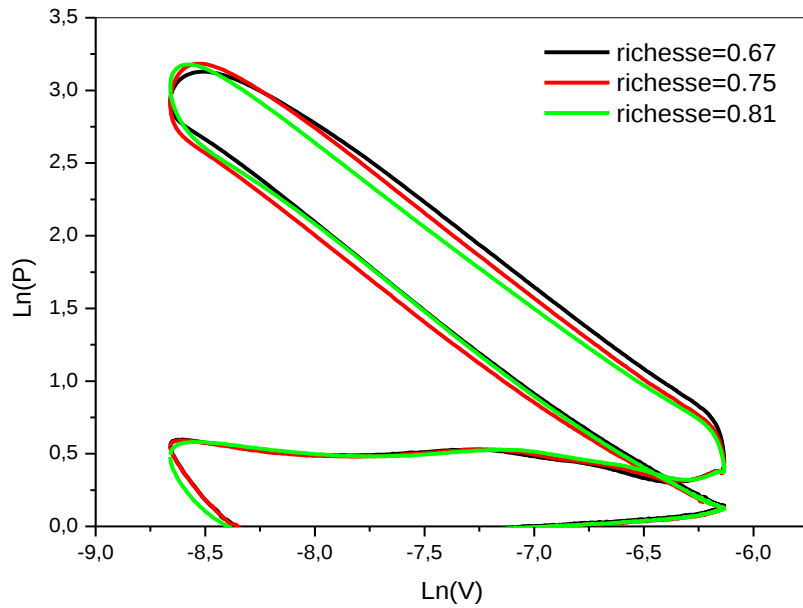


Figure III. 43 Effet de la richesse sur Ln P en fonction de Ln V à 50% de charge

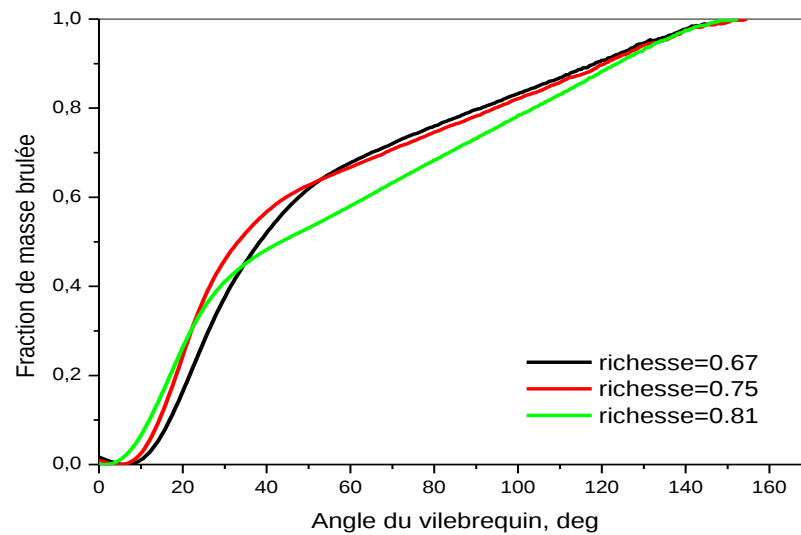


Figure III. 44 Effet de la richesse sur la fraction de masse brûlée à 50% de charge

La figure III.45 représente la variation de la hauteur de combustion en fonction de l'angle de vilebrequin pour différentes richesses

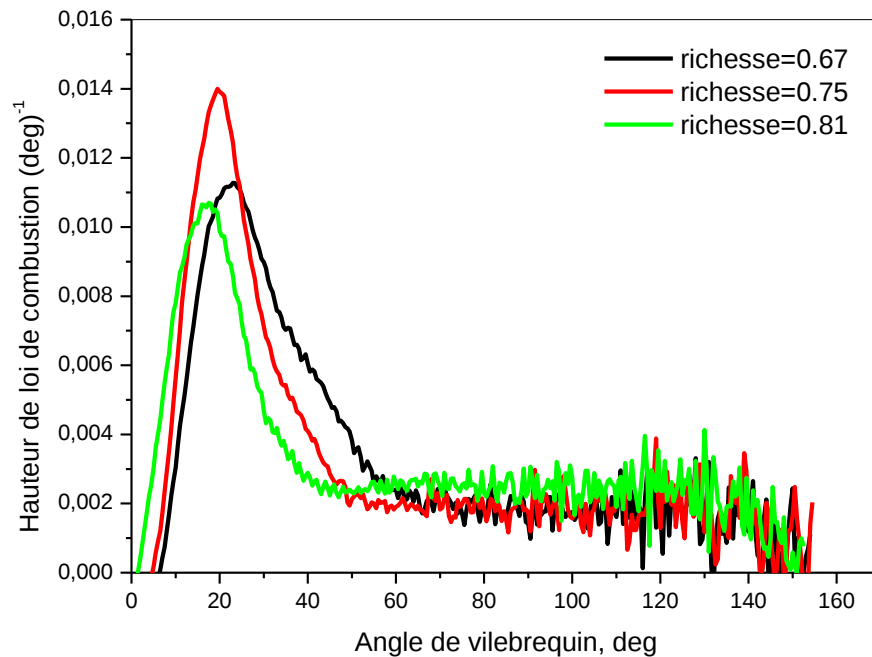


Figure III. 45 Effet de la richesse sur la hauteur de loi de combustion à 50% de charge

Le tableau III.8 indique l'influence de la richesse sur les paramètres caractéristiques de la combustion. Plus le mélange est riche en carburant, plus la durée de combustion est courte, et plus la qualité de la combustion est mauvaise.

Tableau III. 8 Caractéristiques de la combustion des trois carburants à 50% de charge

| $\phi$ | $t_{\text{début de comb.}}(^{\circ}\text{V})$ | $t_{\text{fin de comb.}}(^{\circ}\text{V})$ | $t_{\text{durée de comb.}}(^{\circ}\text{V})$ | $^{\circ}\text{V}_{10}$ | $^{\circ}\text{V}_{50}$ | $^{\circ}\text{V}_{90}$ |
|--------|-----------------------------------------------|---------------------------------------------|-----------------------------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| 0,67   | 348,0                                         | 502,0                                       | 154,0                                         | 365,5                   | 387,0                   | 470,0                   |
| 0,75   | 348,0                                         | 502,5                                       | 154,5                                         | 363,0                   | 382,0                   | 469,5                   |
| 0,81   | 348,0                                         | 500,5                                       | 152,5                                         | 361,0                   | 392,0                   | 472,5                   |

L'effet de la richesse sur la pression du moteur est bien visible sur les graphes présentés ci-dessus aussi bien pour un moteur à 50% de charge ou à pleine charge. Pour une variation de richesse correspondante à 0,14, l'augmentation de la variation de pression atteint

respectivement la valeur de 1 atm et de 2 atm. Cette élévation de pression jouera un rôle important sur la combustion du mélange et donc sur le rendement.

La loi de combustion est déterminée à partir du diagramme pression-angle de rotation. La hauteur de loi de la combustion traduit globalement une vitesse de libération d'énergie. Cette évolution dans le cas d'une richesse de 0,81 se produit en effet lorsque HLC augmente, par exemple de 0,004 jusqu'à 0,014 °V<sup>-1</sup>. Mais au-delà de cette valeur, une nouvelle accélération de la combustion n'exercera guère d'incidence sur le rendement. Ainsi l'obtention d'une combustion extrêmement rapide n'apporte pas de gain de performances très net. Il est plus judicieux de tenter d'éllever la vitesse de combustion dans les zones de fonctionnement où elle est basse, comme par exemple, à faible charge.

Les paramètres de réglage et de conception du moteur ainsi que les variables relatives au carburant (composition, richesse) peuvent entraîner une modification de la loi de combustion et exercer par conséquent une incidence sur les performances du moteur. La hauteur de loi de combustion dépend de nombreux paramètres souvent peu contrôlables par une intervention extérieure.

## V.2. Etude de la combustion à partir des modèles prédictifs

Les analyses précédentes sur les différentes expériences réalisées ont permis de révéler le carburant propice, le mélange hydrogène/méthane et de conclure sur la valeur optimale de la richesse pour une qualité de combustion répondant aux challenges imposés par les lois européennes. Selon les figures III.46 – III.51, plusieurs paramètres du moteur expérimental comme la pression du moteur, la température, la fraction de masse brûlée du mélange ainsi que la vitesse de dégagement de chaleur ont été représentés en fonction de l'angle du vilebrequin sur les quatre cycles du moteur, admission, compression, détente et échappement. Les variations de température et de pression étant négligeables au cours de la phase d'admission et quelques parts dans la phase d'échappement, il est donc clair de remarquer une légère variation de ces deux grandeurs thermodynamiques.

Puisque le temps de combustion est infiniment petit, la combustion démarre quelques degrés avant la fin de la phase de compression, 12 degrés avant le point mort haut (PMH). Cela signifie qu'il y a augmentation de pression associée à une combustion avant la fin de la phase de compression et une augmentation du travail de compression estimé comme étant un travail négatif. L'avance à l'allumage permet avant la fin de la combustion une élévation de la pression du moteur entraînant une augmentation du travail de compression. En conséquence, une élévation de pression au point mort haut déploie une plus grande pression au cours de la phase

de détente dont il résulte un travail positif plus important. Il est évident qu'il existe un compromis entre les deux effets qui permettra d'aboutir sur une avance de l'allumage optimale du moteur. Une avance maximale étant relativement insensible à l'allumage, le choix sur une avance minimale de  $12^\circ\text{V}$  avant le point mort haut est sélectionné. Cette valeur minimale de l'avance à l'allumage correspond à un meilleur couple du moteur. L'utilisation de l'avance à l'allumage minimale réduit les pics de pressions et de températures dans les cylindres qui permettront de réduire le dégagement de chaleur, le bruit du moteur, les émissions polluantes ainsi qu'une éventuelle combustion anormale.

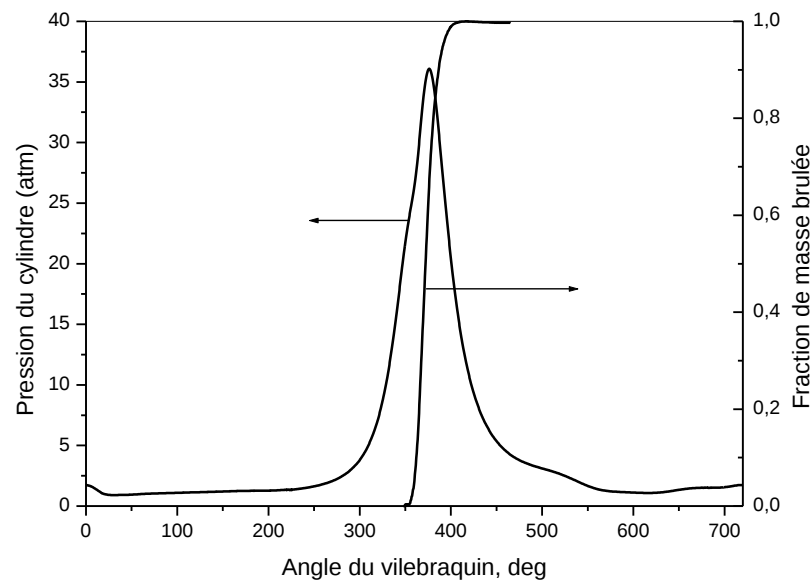


Figure III. 46 Effet de la pression sur la fraction de masse brûlée à 0 zone

La mesure de la pression du moteur est un outil utile et nécessaire pour une analyse des performances des paramètres comme le dégagement de chaleur et la fraction de masse brûlée pour un moteur à allumage commandé. Dans le modèle à 1 zone, Le début de la combustion peut- être identifié à partir de la fraction de masse brûlée décrite dans les figures III.46 et III.48 ainsi qu'à partir du dégagement de chaleur décrit par la figure III.47. La pression mesurée du cylindre en parallèle avec la fraction de masse brûlée en fonction du vilebrequin sont représentées dans la figure III.46. Au cours du procédé de combustion, la pression maximale atteinte par le cylindre est de 36.09 atm correspondant à une fraction de masse brûlée de 54,71%. Elle atteint sa valeur maximale pour un angle du vilebrequin de  $417^\circ\text{V}$  après avoir atteint la pression maximale. De la même manière, la figure III.48 montre un maximum de température de la combustion égale à 1048 K pour un angle de  $392,5^\circ\text{V}$  qui correspond à une fraction de masse brûlée de 92,31%. Elle est maximale après avoir dépassée la température

maximale de combustion. La fraction maximale de la masse brûlée est consommée après le dépassement de la température maximale.

Le dégagement de chaleur du mélange combustible qui visiblement contrôle le procédé de combustion est dépendant de la fraction de masse brûlée. Le profil du taux de dégagement de chaleur semble avoir l'allure d'un triangle isocèle dans la figure III.47. Le taux maximal atteint par le dégagement de chaleur est de  $62,82 \text{ J/}^\circ\text{V}$  pour un angle de vilebrequin de  $376,5^\circ\text{V}$  qui correspond à 67,50% de la fraction de masse brûlée du mélange. Sous le même angle du vilebrequin, dans le modèle à une zone pour un gamma constant le pourcentage massique brûlé est de 56,94% et pour un gamma variable est de 52,94%. La figure III.51 montre les courbes des différentes fractions de masse brûlée appartenant aux différents modèles proposés à travers cette étude montrant une allure similaire à celle d'une lettre S. La courbe de la fraction de masse brûlée de l'approche zéro est proche de celle du modèle à une zone avec gamma constante. La masse du combustible brûle plus vite, la différence maximale dans la fraction de masse est de 4% pour une gamme de l'angle du vilebrequin comprise entre  $360^\circ\text{V}$  et  $405^\circ\text{V}$ . La vitesse de combustion étant la même entre  $405^\circ\text{V}$  et  $433^\circ\text{V}$ . Les deux courbes semblent éloignées de celle déduite à partir du modèle à une zone fonctionnant avec un gamma variable. L'écart dans la fraction de masse brûlée arrive jusqu'à la valeur de 18,18% et n'intercepte aucune des autres courbes le long du processus de combustion. Dans le modèle à une zone introduisant deux gammas distincts l'un constant et l'autre dépendant de la température de la phase de combustion présentent une différence maximale équivalente à 4% entre un angle du vilebrequin de  $380^\circ\text{V}$  et  $405^\circ\text{V}$ .

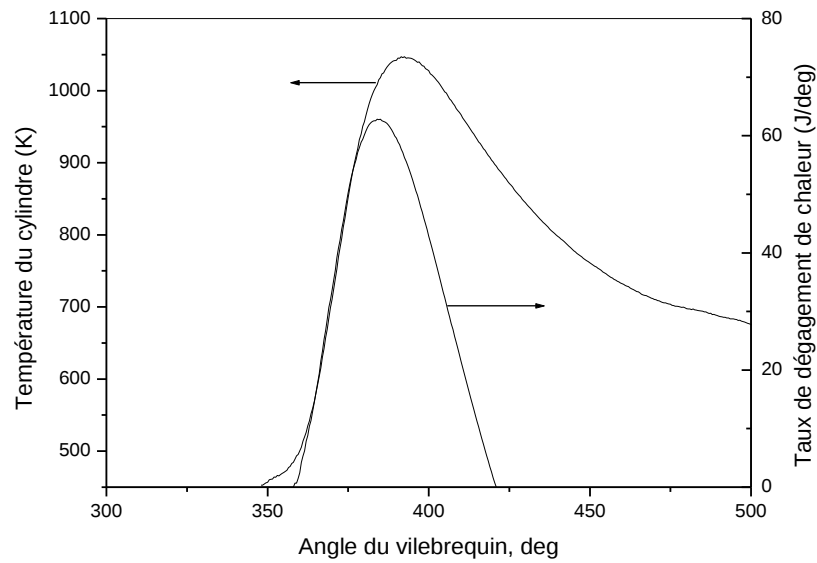


Figure III. 47 Effet de la température sur le taux de dégagement de chaleur à 0 zone

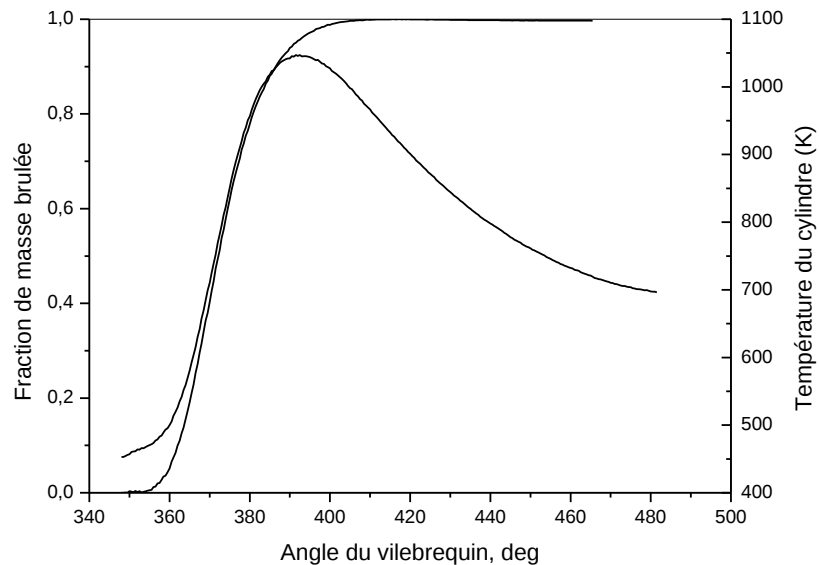


Figure III. 48 Effet de la température sur la fraction de masse brûlée à 0 zone

Le tableau III.9 compare deux paramètres supplémentaires impertinents, le retard à l'allumage qui débute à 2% de la masse totale du mélange carburant et la durée de combustion qui correspond elle aussi à une durée comptabilisée en termes d'angles de vilebrequin durant laquelle une masse totale de carburant allant de 10- 90% sera brûlée. Ces résultats sont obtenus de la combustion sous les conditions décrites précédemment.

Tableau III. 9 Caractéristiques de la combustion suivants les modèles proposés

| Fraction de masse brûlée (mbf)         | t Retard à l'allumage 2% de mbf | °V10  | °V50  | °V90  | t Durée de combustion 10- 90% |
|----------------------------------------|---------------------------------|-------|-------|-------|-------------------------------|
| Modèle à zero zone                     | 11.5                            | 362,0 | 372.5 | 387,0 | 25,0 °V                       |
| Modèle à une zone ( $\gamma$ variable) | 13                              | 364,0 | 376,0 | 396,0 | 32,0 °V                       |
| Modèle à une zone ( $\gamma$ constant) | 13                              | 364,0 | 375,0 | 391,0 | 27,0 °V                       |

La combustion est considérée idéale lorsqu'elle commence au point mort haut (PMH) à travers un volume constant. Elle est dite réelle lorsqu'elle débute avant ou après le point mort haut comme le montre la figure III.48. Avant le PMH signifie que la phase de combustion va à l'encontre de la phase de compression si elle est située après la PMH, le point mort haut. Le rapport de détente thermodynamique sera inférieur à celui du rapport de compression qui diminuera le travail fourni lors de la détente.

La figure III.49 montre l'évolution du coefficient de transfert convectif correspondant à la théorie de Woshni. Sa valeur maximale est située à l'angle du vilebrequin de 378,38 °V.

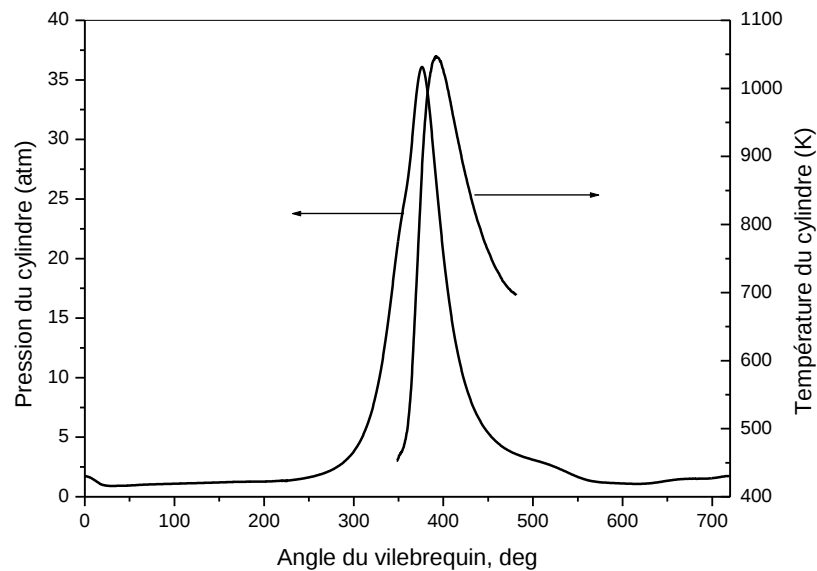


Figure III. 49 Effet de la pression sur la température à 0 zone

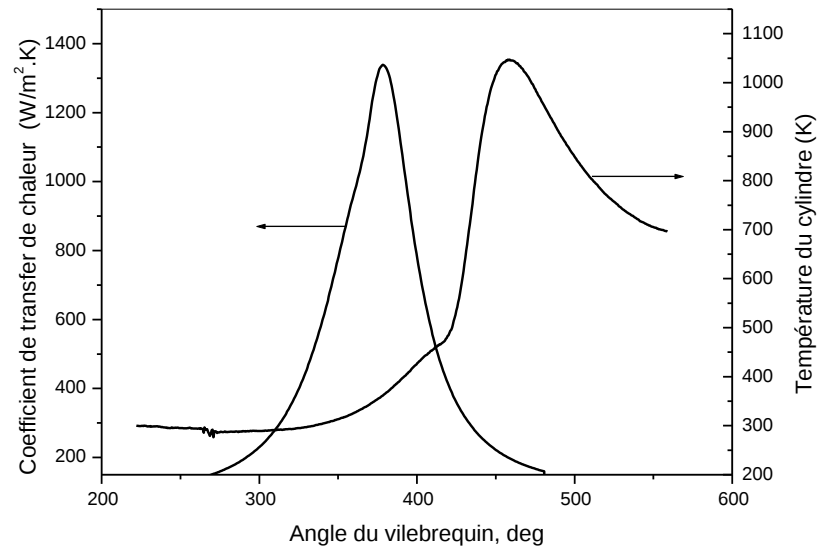


Figure III. 50 Effet de la température du cylindre sur le coefficient de transfert de chaleur à 0 zone

Les pertes de chaleur à travers les parois du cylindre ainsi que le long du piston affaiblissent le travail fourni par le moteur. Les pertes de chaleur au point mort haut sont les plus défavorables car elles appauvrissent l'énergie disponible pour une phase de détente complète. Les pertes de chaleur à travers les parois ainsi qu'à travers le piston doivent être incessamment considérées dans l'estimation de la combustion réelle. Une combustion rapide au point mort haut donnera des pertes minimales en combustion réelle dont il résultera une grande perte de chaleur et vice et versa. La quantité de chaleur par convection est estimée approximativement égale à 13 % de l'énergie chimique dégagée par le carburant durant la combustion. L'intervalle de l'angle du vilebrequin  $\Delta_{(0-2\%)}$  représente la durée en termes d'angle du vilebrequin entre le début d'allumage et la combustion de 2% de la masse totale du mélange combustible et aussi reconnu comme étant un robuste indicateur du commencement de la combustion à l'angle du développement de la flamme. Le retard dans l'allumage du moteur (le début de combustion) est de  $13^\circ\text{V}$  dans le cas du modèle à une seule zone comprenant les deux cas, le cas où le rapport de la chaleur spécifique est constant et le cas où il est variable. Il est considéré long en le comparant au modèle à zéro zone qui est estimé à  $11,5^\circ\text{V}$ . Ce dernier modèle est caractérisé par une combustion courte de  $25^\circ\text{V}$ . Un certain intervalle de l'angle du vilebrequin  $\Delta_{(10-90\%)}$  permettant la combustion de 10 à 90% de la masse du mélange est un paramètre très important de la combustion qui évalue la vitesse de combustion. Dans le cas du modèle à une zone avec un gamma variable, la vitesse de combustion est la plus lente par rapport aux autres modèles, c'est donc une meilleure combustion. Un autre paramètre très

important de la combustion est l'angle du vilebrequin correspondant à la combustion de 50% de la masse brûlée du mélange et qui est caractérisé par le pic, la valeur maximale du dégagement de chaleur. Cette localisation est reconnue comme étant le lieu où le rendement spécifique de la détente volumétrique s'opère. Il est déterminant pour la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique.

Dans cette étude, l'introduction du rapport des chaleurs spécifiques en fonction de la température réelle du cylindre est considérée comme une équation adéquate. Le type zéro est basé sur un modèle thermodynamique couplant la conservation de masse et d'énergie du système tout en négligeant la distribution spécifique des paramètres d'écoulement et traite la combustion simplement comme un procédé d'accumulation de chaleur. La souplesse de ce modèle est généralement utilisée pour retrouver les performances des paramètres globaux du moteur. Son principal désavantage est qu'il considère le cylindre du moteur comme un système uniforme dépourvu d'une distribution paramétrique spécifique, il est donc impossible de simuler un procédé de propagation de flamme et donc de prédire la fraction de masse brûlée. Ce modèle a été utilisé pour le calcul du taux de dégagement de chaleur tout en négligeant les pertes de chaleur à travers les parois du cylindre, la chaleur dissipée par le piston ainsi que celle traversée par les vannes du cylindre.

Les résultats obtenus sur la fraction de masse brûlée du mélange carburant hydrogène-méthane à partir des trois méthodes sélectionnées, la méthode Rassweiler et Withrow, la théorie de Heywood impliquant le gamma constant et variable montrent que la fraction de masse brûlée du mélange carburant n'est pas identique au cours du processus de combustion pour les trois modèles puisqu'elle varie avec des angles du vilebrequin différents.

Certains chercheurs ont abouti aux mêmes conclusions. Abu Nada [65] a fait l'étude d'une analyse thermodynamique sur un moteur à allumage commandé introduisant des chaleurs spécifiques dépendantes, au lieu du rapport de chaleur spécifique impliqué dans cette étude, et aussi des chaleurs spécifiques constantes.

Le mélange prend plus de temps pour brûler lorsque le gamma est estimé à partir de la température réelle du cylindre. Le modèle à une zone avec  $\gamma(T)$  est une méthode simple et précise pour analyser le dégagement de chaleur ainsi que la fraction de masse brûlée du carburant. L'utilisation du  $\gamma(T)$  donnera un juste taux du dégagement de chaleur. La dépendance de  $\gamma(T)$  est visible pour les pressions élevées puisque la variation de température est plus ou moins raisonnable, pas de grand changement de valeurs. Une grande pression tend à ralentir la dissociation du mélange et garder un  $\gamma(T)$  variable.

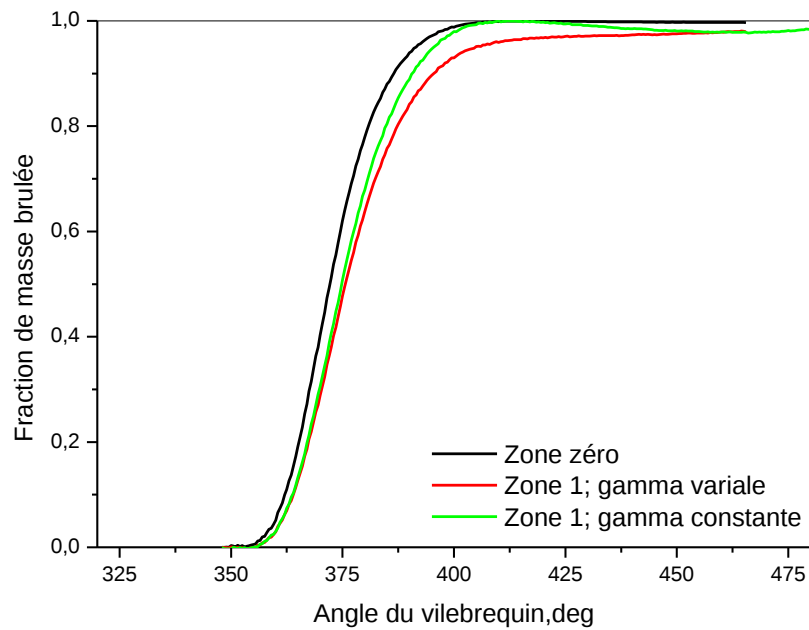


Figure III. 51 Evolution de la fraction de masse brûlée dans les trois modèles prédictifs

Il a trouvé qu'il existait une nette variation entre les deux cas lorsque le moteur tourne à grande vitesse comme c'est le cas dans cette étude ou le moteur tourne à 1500 tr/mn. Ainsi, c'est plus réaliste d'introduire toutes les variables dépendantes de la température du cylindre. Il doit être considéré dans l'analyse des cycles du moteur spécialement dans les cycles réels où la variation de la température existe et est réelle. Shehata [66] a évalué le dégagement de chaleur sur trois types de carburants, l'essence, le kérosène, et le gaz du pétrole liquéfié sur un moteur à allumage commandé se basant sur le modèle à une zone à partir des mesures des cycles de pressions incluant la valeur du rapport de la chaleur spécifique, une équation du second ordre. Les résultats ont montré que  $\gamma(T)$  possède une grande influence sur le dégagement de chaleur. Un modèle de  $\gamma(T)$  exacte est un paramètre majeur pour une analyse précise de la combustion. Diéguez *et al.* [67] ont étudié le procédé de combustion sur un mélange hydrogène- méthane faisant appelle au modèle à une zone sur du moteur à allumage commandé. Une équation représentant le rapport des chaleurs spécifiques a été utilisée. Les résultats ont révélé que  $\gamma(T)$  est la variable la plus influençable sur le comportement du moteur à cause de son effet marquant sur la température de combustion.

Beaucoup d'autres scientifiques [68], jusqu'à présent, manipulent les méthodes conventionnelles pour comprendre le déroulement du processus de combustion. Pour l'approche zéro, cela ne nécessite pas un modèle détaillé de la combustion puisque cette

modélisation de cette façon est beaucoup plus pratique mais donne malheureusement des résultats peu précis moins sensibles à la réalité du comportement de la combustion que ceux des modèles que ce soit à une zone, à deux zones ou à multizone. Par contre, il aura été préférable d'utiliser les résultats obtenus à partir de la zone zéro comme données source, comme des données initiales pour une éventuelle simulation d'un procédé de combustion pour atteindre plus vite ses caractéristiques réelles.

Les modèles zéro-dimensionnels permettent une approche simplifiée des différents phénomènes intervenant au cours de la combustion dans le cylindre. En effet, ils ne font intervenir aucune grandeur liée à l'espace, donc à la propagation (dans certains cas, il pourra être introduit indirectement des grandeurs en fonction des variables d'espace). Ce type de modèle permet de considérer uniquement l'évolution des variables thermodynamiques dans le temps. Dans le cadre de la modélisation zéro-dimensionnelle le choix d'une seule zone impose comme hypothèse d'avoir l'ensemble des grandeurs thermodynamiques (pression, température, concentration...) uniformes. En augmentant le nombre de zones, il pourra être précisé dans chacune certaines conditions d'évolution ou d'initialisation. Les résultats pourront alors être affinés. Par exemple, dans le cas de deux zones, le contenu du cylindre peut être assimilé à deux espèces de composition correspondant respectivement à celles des gaz brûlés et imbrûlés. La progression de la combustion s'opère par front de flamme. La réaction chimique d'oxydation a lieu dans un volume négligeable (front de flamme) devant les volumes des deux zones. Le front de flamme est considéré comme une discontinuité entre les gaz frais et les gaz brûlés.

La multiplicité du nombre de zones ne permettra en aucun cas d'atteindre les résultats obtenus par les modèles dimensionnels, car les modèles thermodynamiques ne prennent pas en compte les effets de transfert convectif et de diffusion. Les équations régissant les modèles 0D sont le premier principe appliqué en système ouvert (conservation de l'énergie), l'équation des gaz parfaits, la conservation de la masse, l'évolution des volumes et différents sous-modèles permettant la résolution du cycle (sous-modèles de combustion, de transfert thermique, de transfert de masse pendant les phases ouvertes de la chambre de combustion, de formation de polluant, de turbulence...). Cette modélisation permet des temps de calcul réduits et une mise en œuvre aisée. La solution du problème consiste à résoudre un système de  $n$  équations différentielles du premier ordre. Le choix des sous-modèles conditionne la pertinence des résultats. En effet, les sous-modèles relatifs à la loi de combustion sont proposés soit sous forme d'une loi phénoménologique, soit en tenant compte de la physique du processus de propagation du front de flamme. Dans ce cas, le choix d'une géométrie de propagation (cylindrique ou bien

sphérique) s'impose. La vitesse turbulente de flamme est écrite comme une fonction de la vitesse de propagation laminaire de flamme et du niveau de turbulence dans la chambre. La turbulence ainsi que les échelles associées utilisées dans les corrélations de vitesse turbulente de flamme peuvent être obtenues en introduisant un modèle turbulent. Cependant, il est très difficile de rester pertinent lorsque nous cherchons à avoir un niveau de turbulence de distribution non uniforme dans la chambre de combustion.

Le bon déroulement des phases fermées (compression, combustion, détente) du cycle est conditionné par de bonnes conditions aux limites sur les masses des différentes espèces à la fermeture des soupapes d'admission. Les sous-modèles de transfert de masse d'admission mais aussi ceux d'évacuation des produits brûlés font intervenir des notions comme le rendement de remplissage, la perméabilité, grandeurs fortement fonctions des conditions expérimentales telles que régime de rotation, diagramme de distribution des ouvertures et des fermetures des soupapes d'admission et d'échappement ainsi que du contexte géométrique du moteur (tubulure d'admission, culasse, siège de soupape, diamètres de soupape ...).

Pendant le processus de combustion des transferts de chaleur sur les parois de la chambre ou du piston s'opèrent. Ce phénomène est indispensable pour la tenue mécanique et thermique des matériaux constituant la chambre de combustion. Les sous-modèles doivent être convaincants car les valeurs obtenues sont du même ordre de grandeur que les termes de pertes thermiques à l'échappement et du travail indiqué.

En première conclusion, il est important de souligner que l'objectif dans l'utilisation de modèles 0D est d'avoir un outil prédictif permettant aussi la prospection de plages non explorées expérimentalement.

## **VI. Simulation du moteur expérimental sous le logiciel Amesim**

Cette simulation est réalisée à l'aide du logiciel Amesim. Ce logiciel permet de simuler le moteur expérimental. Il suffit de sélectionner les composantes adéquates, les modèles conformes à chaque composante accompagnées de paramètres de pression, température, débit d'air, etc. La combustion est basée sur un front de flamme qui sépare 2 zones, celle des gaz frais et celle des gaz brûlés. La présentation du logiciel Amesim ainsi que les différents composants sélectionnés se trouvent dans l'annexe A.

Cette simulation utilise deux types d'injection, l'une directe et l'autre indirecte. Le gaz à injecter est le méthane. L'injection indirecte est testée pour trois valeurs de la richesse qui correspondent à 0,67 ; 1 et 1,5. Suivant le logiciel Amesim, le cylindre du moteur est représenté par le monocylindre schématisé selon la figure III.52.

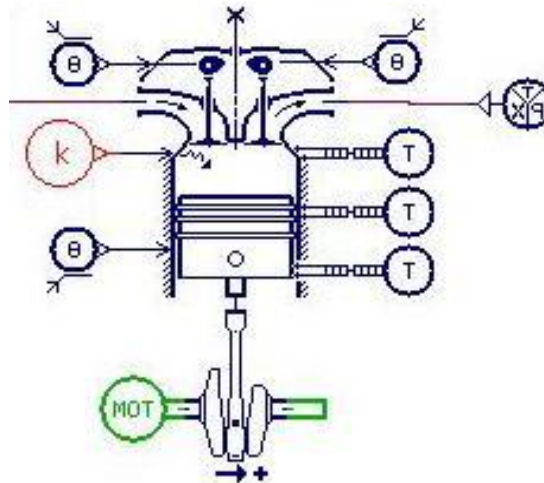


Figure III. 52 Schéma du monocylindre

#### VI.1. Système d'injection directe

Cette modélisation du système d'injection a été réalisée avec les données suivantes :

- ✓ Durée d'injection (s) : 0,001
- ✓ Début de l'injection par rapport au point mort haut (°V) : 18
- ✓ Avance à l'allumage (°V) : 7
- ✓ Débit de  $\text{CH}_4$  (kg/s) : 0,04

Selon la figure III.53, la température du mélange varie suivant l'angle du vilebrequin. Elle est à son maximum et atteint la valeur approximative de 680 K dans le cycle et une valeur basse à l'ouverture de la soupape voisine de 300 K. Selon la figure III.54, la pression du cylindre atteint environ un maximum de 16 bars et l'injection du méthane a lieu aux alentours de  $P=10$  bars.

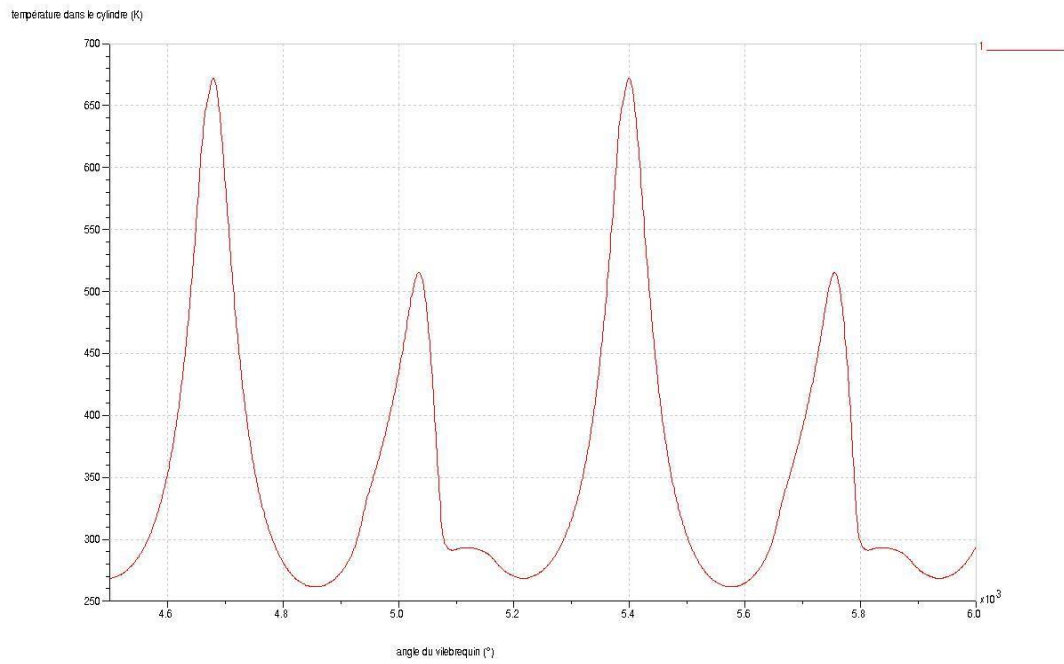


Figure III. 53 Evolution de la température du cylindre en fonction de l'angle du vilebrequin

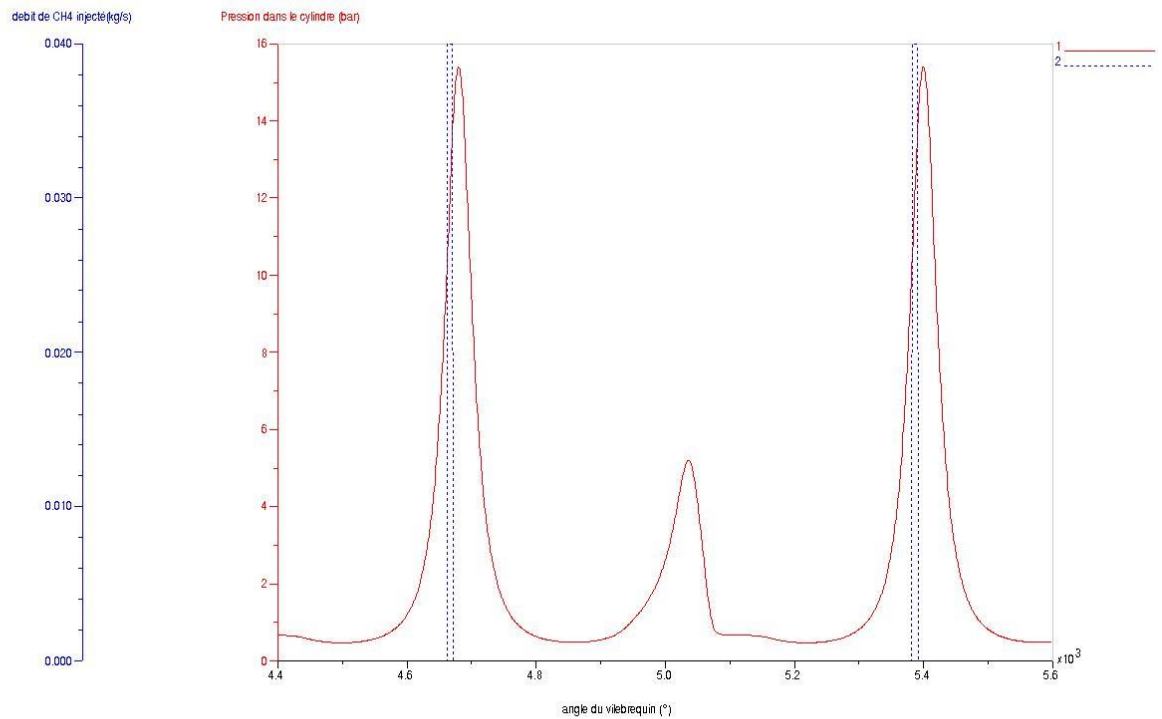


Figure III. 54 Evolution de la pression et du débit de méthane dans le cylindre en fonction du vilebrequin

## VI.2. Système d'injection indirecte

Le moteur expérimental fonctionne avec un système d'injection indirecte, il est donc préférable de le modéliser dans ces conditions pour comparer les résultats avec celui de l'injection directe. La modélisation de ce système est basée sur un opérateur qui permet de choisir en entrée, la richesse du mélange. Selon cette richesse, le programme adaptera les fractions massiques d'air et de méthane correspondantes. Pour cela, un calcul préliminaire s'impose (Annexe B) :

$$x_{CH_4} = \frac{\phi}{17,16 + \phi} \quad (\text{III.24})$$

Puisque les réactifs sont considérés comme des gaz parfaits, la fraction de masse d'air réagissant avec le carburant est déduite et correspond à :

$$x_{air} = 1 - x_{CH_4} = \frac{17,16}{\phi + 17,16} \quad (\text{III.25})$$

Ces formules sont utilisées pour calculer les fractions massiques d'air et de méthane à l'entrée du système conçu selon la richesse souhaitée. Le système de l'injection indirecte couplé au monocylindre est construit sous Amesim (figure III.55).

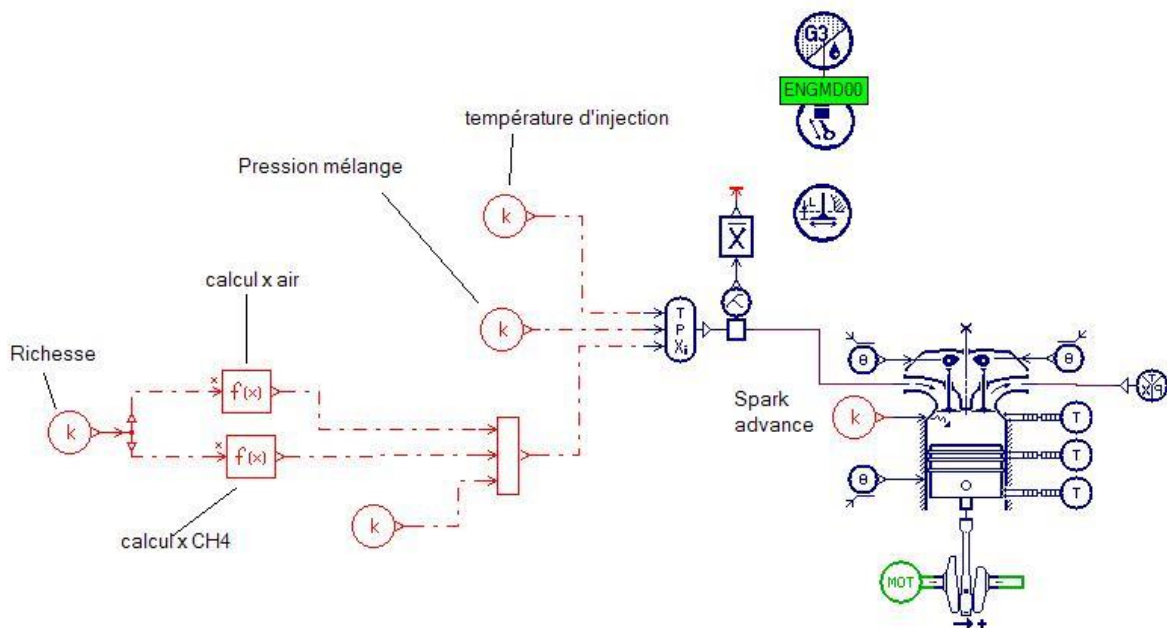


Figure III.55 Système de l'injection indirecte couplée au monocylindre

✚ Nous distinguons sur ce modèle les éléments suivants :

- une constante pour modifier la valeur de la richesse,
- Deux opérateurs pour calculer les fractions massiques d'air et de méthane à partir de la richesse et pour des conditions stœchiométriques,
- D'autres constantes : pression du mélange en entrée, température d'injection, fractions massiques des gaz brûlés,
- un opérateur pour la pression, la température et les fractions massiques,
- le monocylindre.

✚ Paramètres d'entrée des composants du système

- Richesse est égale à 0,67 puisque le régime est pauvre, la valeur peut- être changée en régime riche ( $\phi > 1$ ) ou à la stœchiométrie ( $\phi = 1$ )
- Fractions massiques de l'air et du méthane sont introduites sous formes de formules,
- Masse de gaz brûlés est considérée comme nulle,
- Température d'injection du mélange est celle de la température ambiante,  $T=298,15$  K.
- Pression d'injection du mélange ou dite pression d'admission est prise égale à 0,8 bars.

Sur la figure III.56, nous distinguons deux pics de pression aux alentours de 15 et 5 bars. Cette évolution de pression est similaire à celle provenant de l'étude du monocylindre avec injection directe (figure III.54). La figure III.57 montre à nouveau une évolution de température identique à celle obtenue avec le monocylindre à injection directe sauf que la température du mélange est supérieure de 15 °C qui explique un bon mélangeage entre la masse d'air et celle du méthane.

pression dans le cylindre [barA]

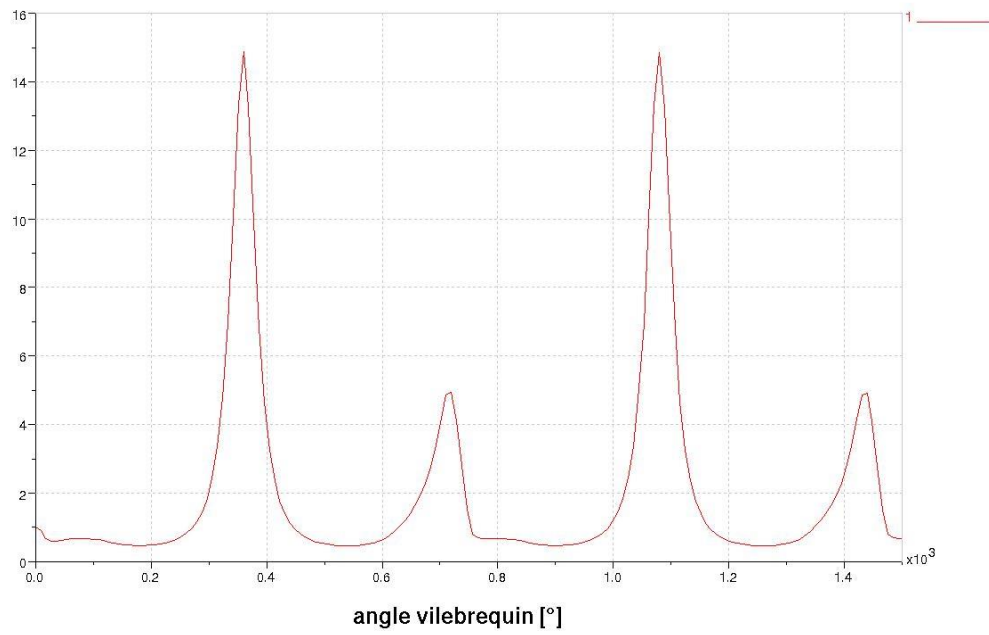


Figure III. 56 Evolution de la pression dans le cylindre en fonction de l'angle du vilebrequin avec injection indirecte

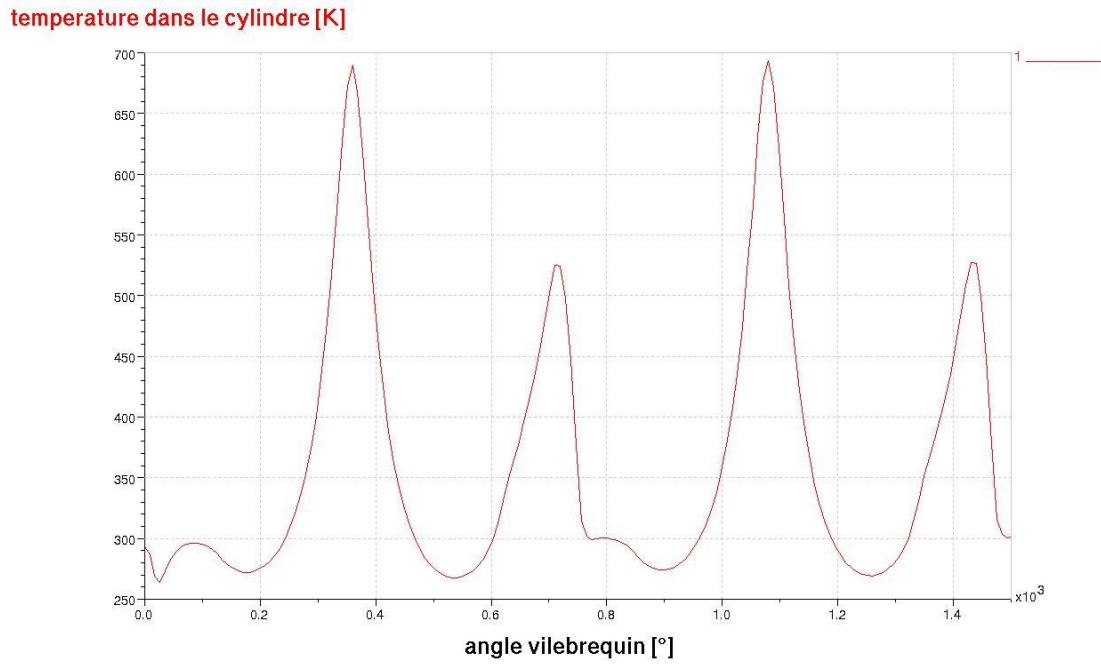


Figure III. 57 Evolution de la température dans le cylindre en fonction de l'angle du vilebrequin avec injection indirecte

La figure III.58 observe bien l'évolution de la masse des 3 phases. La masse d'air est nettement supérieur à la masse de méthane, ce qui est logique puisque c'est le principe même d'une combustion en mélange pauvre.

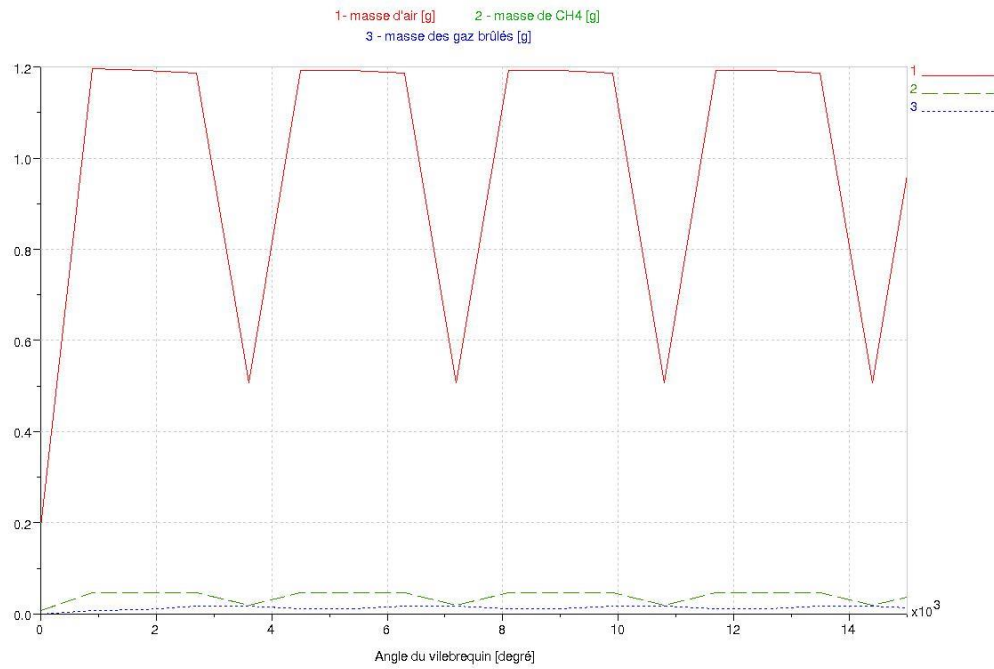


Figure III. 58 Evolution des masses d'air, de méthane et des gaz brûlés avec  $\phi=0,67$  en fonction du vilebrequin

De plus, une analyse à partir des valeurs graphiques montre que :

$$\left(\frac{m_{air}}{m_{CH_4}}\right)_{réel} = 24 \frac{g_{air}}{g_{CH_4}} > 17,16 \frac{g_{air}}{g_{CH_4}} \quad (III.26)$$

Nous sommes bien dans des conditions de régime pauvre.

Comme le système construit permet de faire varier la richesse, la figure III.59 représente l'évolution des trois masses à travers le cycle à l'état stœchiométrique,  $\phi=1$ .

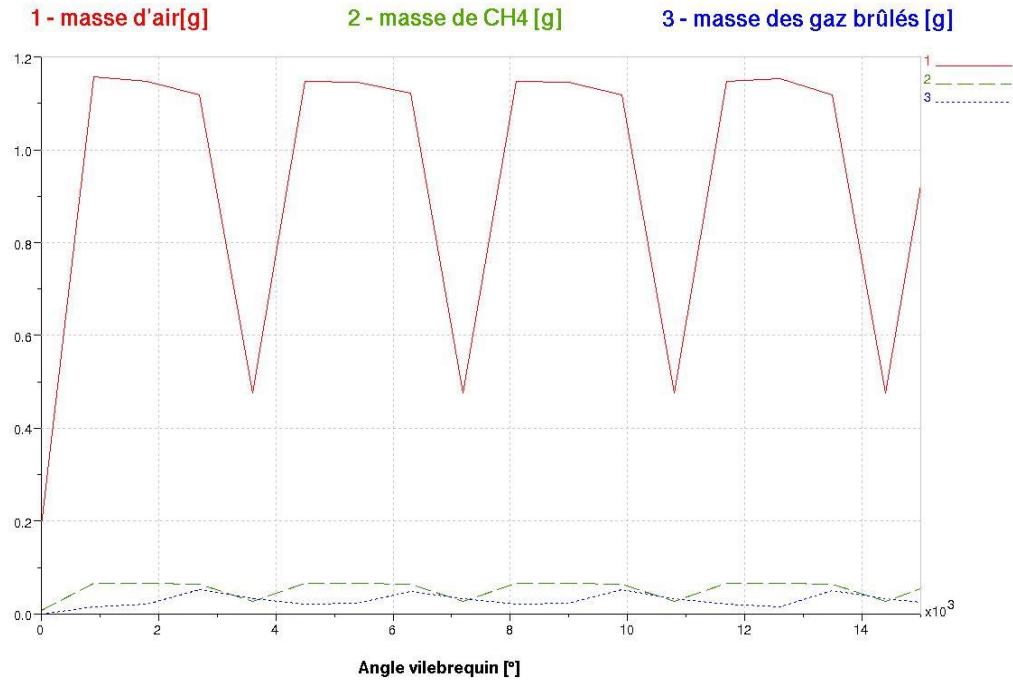


Figure III. 59 Evolution des masses d'air, de méthane et des gaz brûlés avec  $\phi=1$  en fonction de l'angle du vilebrequin

A partir de la figure III.59, un calcul similaire au précédent donne :

$$\left(\frac{m_{air}}{m_{CH_4}}\right)_{réel} = 17,14 \, g_{air} / g_{CH_4} \quad (III.27)$$

Nous retrouvons bien les conditions stœchiométriques, le programme est donc vérifié.

En régime riche, la valeur  $\phi = 1,5$ . Un calcul similaire au précédent est établi à partir de la figure III.60 :

$$\left(\frac{m_{air}}{m_{CH_4}}\right)_{réel} = 10,7 \, g_{air} / g_{CH_4} < 17,16 \, g_{air} / g_{CH_4} \quad (III.28)$$

Nous constatons que le régime riche est bien respecté. La seule donnée qui paraît erronée est la valeur de la masse des gaz brûlés. Celle-ci paraît en effet très faible. Ce paramètre devrait être approfondi.

La figure III.61 montre l'évolution du débit massique en fonction de l'angle vilebrequin. Nous pouvons constater que le débit prend des valeurs positives et négatives ; ceci est dû à la convention d'entrée et de sortie du mélange du cylindre. La même allure de courbe est obtenue avec le système d'injection directe. Les modèles ainsi que la simulation semblent satisfaisants. Les mêmes conclusions sont atteintes par les auteurs scientifiques motoristes [60, 69-71].

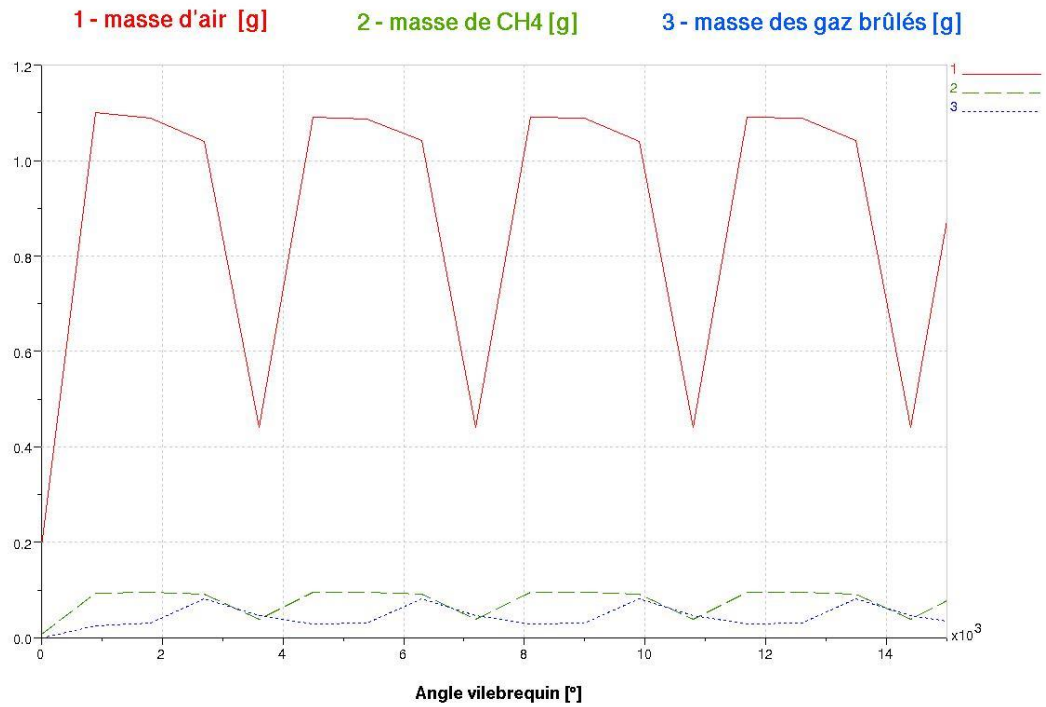


Figure III. 60 Evolution des masses d'air, de méthane et des gaz brûlés avec  $\phi = 1,5$  en fonction de l'angle du vilebrequin

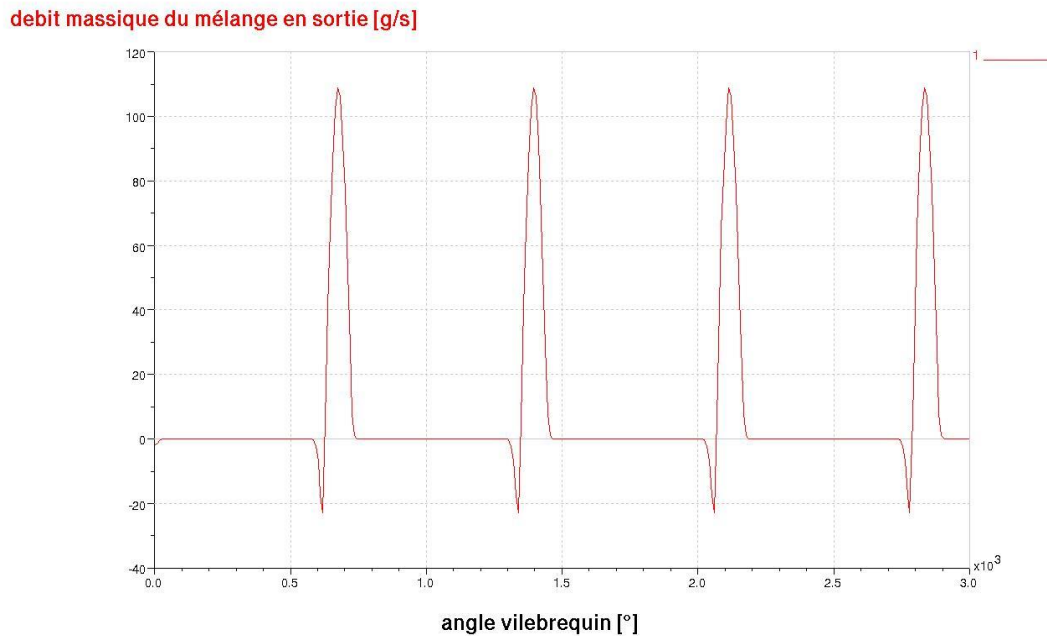


Figure III. 61 Débit massique du mélange en sortie du monocylindre

## CONCLUSION GENERALE

L'objectif principal de ce travail a été de mettre en évidence l'opportunité d'utiliser le carburant gazeux constitué d'hydrogène et de méthane au lieu du gaz naturel ou du méthane pur dans un moteur à allumage commandé. Les points avantageux de cette substitution répondent aux challenges imposés par la réglementation consommant moins de carburant et dégageant moins de polluants. La composition volumique de ce mélange est de 85% en méthane et de 15% en hydrogène correspondant à une richesse de 0,67.

Ce travail révèle les conclusions suivantes :

En prenant le méthane comme référence, nous avons pu constater l'influence d'une part de l'ajout de 15% d'hydrogène et d'autre part de l'ajout de 5% d'éthane et de 1% de propane. L'ajout d'hydrogène a pour but de réduire les émissions polluantes. Effectivement, nous avons réduit les émissions de dioxyde de carbone car l'apport en carbone était moins important, ainsi que les oxydes d'azote car les mécanismes réactionnels de l'hydrogène sont probablement concurrents avec ceux de ces oxydes. Cependant avec cet ajout de 15% d'hydrogène, nous avons constaté une augmentation des imbrûlés et du monoxyde de carbone. Le méthane seul donne une meilleure combustion qu'en présence d'hydrogène. L'ajout d'hydrogène accélère très légèrement la vitesse de combustion. Par contre, il augmente considérablement la pression maximale.

Pour l'ajout d'éthane et de propane, nous avons constaté que le délai d'auto inflammation était plus faible et que la réaction était beaucoup plus rapide. Ceci a pour conséquence d'augmenter les émissions de monoxydes de carbone et légèrement celles d'oxydes d'azote. Nous retrouvons aussi plus d'imbrûlés et légèrement plus de dioxyde de carbone à cause de l'éthane et du propane qui possèdent plus de carbone. Cette accélération de la réaction et cette mauvaise combustion engendrent une diminution de la pression maximale. L'ajout de 15% d'hydrogène est donc dans l'ensemble plutôt néfaste pour la combustion, il serait donc intéressant de diminuer cette proportion afin de voir si cet ajout permet de conserver une faible émission d'oxyde d'azote tout en diminuant les monoxydes de carbone et les imbrûlés. Les oxydes d'azote  $\text{NO}_x$  concernent uniquement le monoxyde d'azote et le dioxyde d'azote puisque l'oxydant est de l'air dans la proportion  $(\text{N}_2 / \text{O}_2) = 3,76$ . Le principal constituant est NO. Les résultats montrent une grande concentration de NO dans les fumées pour la combustion du méthane.

L'effet de la richesse sur la pression du moteur est bien visible aussi bien pour un moteur sans charge ou à pleine charge. Pour une variation de richesse correspondante à 0,14, l'augmentation de la variation de pression atteint respectivement la valeur de 1 atm et de 2 atm pour un moteur fonctionnant à vide ou à plein charge. Cette élévation de pression jouera un rôle important sur la combustion du mélange, du carburant et donc sur le rendement du moteur. L'effet de la richesse sur la masse du combustible brûlée est significatif. Le mélange brûle plus vite lorsque la composition du combustible augmente dans le mélange.

La loi de combustion est déterminée à partir du diagramme pression-angle de rotation. La hauteur de loi de combustion traduit globalement une vitesse de libération d'énergie. Cette évolution, dans le cas d'une richesse de 0,81, se produit en effet lorsque HLC augmente, par exemple de 0,004 jusqu'à 0,014 °V<sup>-1</sup> (50% de charge). Mais au-delà de cette valeur, une nouvelle accélération de la combustion n'exercera guère d'incidence sur le rendement. Ainsi l'obtention d'une combustion extrêmement rapide n'apporte pas de gain de performances très net. Il est plus judicieux de tenter d'élever la vitesse de combustion dans les zones de fonctionnement où elle est basse, comme par exemple, à faible charge.

Les paramètres de réglage et de conception du moteur ainsi que les variables relatives au carburant (composition, richesse) peuvent entraîner une modification de la loi de combustion et exercer par conséquent une incidence sur les performances du moteur. La HLC dépend de nombreux paramètres souvent peu contrôlables par une intervention extérieure.

Dans ce travail, des modèles de combustion ont été effectués sur le moteur expérimental fonctionnant avec un mélange hydrogène- méthane respectivement 15% et 85% en volume. Sa richesse est en dessous de la valeur stœchiométrique, elle est égale à 0,67 et avec une charge maximale de 100%.

La pression maximale ainsi que la température maximale du cylindre ne coïncide pas au même angle du vilebrequin pour la combustion maximale du carburant.

Le taux de dégagement de chaleur ne correspond pas aux valeurs maximales ni de pression ni de température.

Le modèle de  $\gamma(T)$  est important pour une juste estimation du dégagement de chaleur car le rapport des chaleurs spécifiques couple le système énergétique avec des quantités thermodynamiques.

Une comparaison a été effectuée entre les résultats obtenus sur l'analyse de la combustion utilisant  $\gamma(T)$  et ceux incorporant un gamma constant ou tout simplement le modèle à zéro dimension: Il y a une nette variation due à la variation de la température du cylindre.

La dépendance de  $\gamma(T)$  est visible à grande pression puisque la variation de température existe et elle n'est pas négligeable.

Le modèle thermodynamique à une zone est comparativement facile à utiliser et procure une précision raisonnable mais pour plus d'exactitude le modèle à une zone est préférable.

Les résultats obtenus du modèle à zéro dimension (0D) peuvent- être incorporés comme des données initiales pour une éventuelle programmation ou simulation pour l'étude d'une combustion.

A partir des résultats de la simulation, Il est conseillé de concevoir un moteur à allumage commandé avec un système d'injection indirect du mélange, un pré-mélangeage des deux réactifs carburant et air permet une meilleure homogénéisation du mélange à brûler car il augmente la température de combustion.

## REFERENCES

1. Speight, J.G., 2 - *Production, properties and environmental impact of hydrocarbon fuel conversion*, in *Advances in Clean Hydrocarbon Fuel Processing*, M.R. Khan, Editor 2011, Woodhead Publishing. p. 54-82.
2. Das, L.M., 7 - *Hydrogen-fueled internal combustion engines*, in *Compendium of Hydrogen Energy*, F.B.B.N. Veziroğlu, Editor 2016, Woodhead Publishing: Oxford. p. 177-217.
3. Soares, C., *Chapter 11 - Gaseous Emissions and the Environment*, in *Gas Turbines (Second Edition)*, C. Soares, Editor 2015, Butterworth-Heinemann: Oxford. p. 637-667.
4. Vallero, D., *Chapter 29 - Air Pollutant Emissions*, in *Fundamentals of Air Pollution (Fifth Edition)*, D. Vallero, Editor 2014, Academic Press: Boston. p. 787-827.
5. Vallero, D., *Chapter 31 - Controlling Air Pollution from Sources*, in *Fundamentals of Air Pollution (Fifth Edition)*, D. Vallero, Editor 2014, Academic Press: Boston. p. 881-925.
6. Rodrigues de Almeida, P., A.L. Nakamura, and J.R. Sodré, *Evaluation of catalytic converter aging for vehicle operation with ethanol*. Applied Thermal Engineering, 2014. **71**(1): p. 335-341.
7. Gasser, I., M. Rybicki, and W. Wollner, *Optimal control of the temperature in a catalytic converter*. Computers & Mathematics with Applications, 2014. **67**(8): p. 1521-1544.
8. Su, Q., et al., *Optimization of automotive catalytic converter by numerical modeling and simulation with detailed mechanism*. Catalysis Today, 2013. **216**(0): p. 292-298.
9. Nien, T., et al., *Hierarchical multi-scale model reduction in the simulation of catalytic converters*. Chemical Engineering Science, 2013. **93**(0): p. 362-375.
10. Naber, J.D. and J.E. Johnson, 8 - *Internal combustion engine cycles and concepts*, in *Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance*, R. Folkson, Editor 2014, Woodhead Publishing. p. 197-224.
11. Magaril, E.R., R.Z. Magaril, and V.G. Bamburov, *Specific features of combustion in gasoline-driven internal combustion engines*. Combustion, Explosion, and Shock Waves, 2014. **50**(1): p. 75-79.
12. Lounici, M.S., et al., *Towards improvement of natural gas-diesel dual fuel mode: An experimental investigation on performance and exhaust emissions*. Energy, 2014. **64**: p. 200-211.
13. Dell, R.M., P.T. Moseley, and D.A.J. Rand, *Chapter 4 - Development of Road Vehicles with Internal-Combustion Engines*, in *Towards Sustainable Road Transport*, R.M.D.T.M.A.J. Rand, Editor 2014, Academic Press: Boston. p. 109-156.

14. Balki, M.K. and C. Sayin, *The effect of compression ratio on the performance, emissions and combustion of an SI (spark ignition) engine fueled with pure ethanol, methanol and unleaded gasoline*. Energy, 2014. **71**: p. 194-201.
15. Jean-Claude, G. and M. Xavier, *Carburants liquides Essences et carburants pour moteurs à allumage commandé*. Techniques de l'ingénieur Combustibles fossiles, 2011. **base documentaire : TIB215DUO**(ref. article : be8544).
16. Lawal, A. and R.J. Farrauto, *Chapter 8 - The Convergence of Emission Control and Source of Clean Energy*, in *New and Future Developments in Catalysis*, S.L. Suib, Editor 2013, Elsevier: Amsterdam. p. 195-231.
17. Melkonyan, A. and W. Kuttler, *Long-term analysis of NO, NO<sub>2</sub> and O<sub>3</sub> concentrations in North Rhine-Westphalia, Germany*. Atmospheric Environment, 2012. **60**: p. 316-326.
18. Martyr, A.J. and M.A. Plint, *Chapter 16 - Engine Exhaust Emissions*, in *Engine Testing (Fourth Edition)*, A.J. Martyr and M.A. Plint, Editors. 2012, Butterworth-Heinemann: Oxford. p. 407-450.
19. Abedin, M.J., et al., *Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **26**(0): p. 20-33.
20. Fayaz, H., et al., *An overview of hydrogen as a vehicle fuel*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012. **16**(8): p. 5511-5528.
21. Pearson, R.J. and J.W.G. Turner, *5.16 - Renewable Fuels: An Automotive Perspective*, in *Comprehensive Renewable Energy*, A. Sayigh, Editor 2012, Elsevier: Oxford. p. 305-342.
22. Bordelanne, O., et al., *Biomethane CNG hybrid: A reduction by more than 80% of the greenhouse gases emissions compared to gasoline*. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2011. **3**(5): p. 617-624.
23. Boudries, R., *Hydrogen as a fuel in the transport sector in Algeria*. International Journal of Hydrogen Energy, 2014. **39**(27): p. 15215-15223.
24. Moussa, D., D.-L. Farida, and M. Pierre, *Combustible hydrogène Production*. Techniques de l'ingénieur Chimie verte et nouvelle gestion de l'énergie, 2013. **base documentaire : TIB494DUO**(ref. article : be8565).
25. Christophe, B., *Hydrogène*. Techniques de l'ingénieur Fabrication des grands produits industriels en chimie et pétrochimie, 2012. **base documentaire : TIB319DUO**(ref. article : j6368).
26. Picron, V., Morcrette, A., Maggartou, I., Rochette, C., *Allumage commandé pour moteur après prémélange*. Techniques de l'ingénieur Combustion dans les moteurs thermiques et environnement, 2005. **base documentaire : TIB166DUO**(ref. article : bm2571).

27. Jean-Claude, G., *Les carburants et la combustion*. Techniques de l'ingénieur Technologie des moteurs thermiques, 2000. **base documentaire : TIB165DUO**(ref. article : bm2520).
28. Karthikeya Sharma, T., G. Amba Prasad Rao, and K. Madhu Murthy, *Effective reduction of NO<sub>x</sub> emissions of a HCCI (Homogeneous charge compression ignition) engine by enhanced rate of heat transfer under varying conditions of operation*. Energy, 2015. **93, Part 2**: p. 2102-2115.
29. *Chapter 7 Environmental issues*, in *Tribology and Interface Engineering Series*, P. Zenon, Editor 2003, Elsevier. p. 267-300.
30. Açıkgoz, B., et al., *Emission characteristics of an hydrogen-CH<sub>4</sub> fuelled spark ignition engine*. Fuel, 2015. **159**: p. 298-307.
31. Andersson, I., M. Thor, and T. McKelvey, *The torque ratio concept for combustion monitoring of internal combustion engines*. Control Engineering Practice, 2012. **20**(6): p. 561-568.
32. Bai-gang, S., T. Hua-yu, and L. Fu-shui, *The distinctive characteristics of combustion duration in hydrogen internal combustion engine*. International Journal of Hydrogen Energy, 2014. **39**(26): p. 14472-14478.
33. Billings, R.E., *Advances in hydrogen engine conversion technology*. International Journal of Hydrogen Energy, 1983. **8**(11-12): p. 939-942.
34. Blackmore, D.R., *Chapter 15 - Introductory Chapter: Fuel Effects*, in *Handbook of Air Pollution From Internal Combustion Engines*, E. Sher, Editor 1998, Academic Press: San Diego. p. 537-546.
35. Deng, B., et al., *The heat release analysis of bio-butanol/gasoline blends on a high speed SI (spark ignition) engine*. Energy, 2013. **60**: p. 230-241.
36. Holman, C., *8 - Sources of Air Pollution*, in *Air Pollution and Health*, S.T.H.M.S.S.K.L. Maynard, Editor 1999, Academic Press: London. p. 115-148.
37. Das, L.M., R. Gulati, and P.K. Gupta, *A comparative evaluation of the performance characteristics of a spark ignition engine using hydrogen and compressed natural gas as alternative fuels*. International Journal of Hydrogen Energy, 2000. **25**(8): p. 783-793.
38. Cho, H.M. and B.-Q. He, *Spark ignition natural gas engines—A review*. Energy Conversion and Management, 2007. **48**(2): p. 608-618.
39. D'Errico, G., *Prediction of the combustion process and emission formation of a bi-fuel s.i. engine*. Energy Conversion and Management, 2008. **49**(11): p. 3116-3128.
40. Karim, G.A., I. Wierzbza, and Y. Al-Alousi, *Methane-hydrogen mixtures as fuels*. International Journal of Hydrogen Energy, 1996. **21**(7): p. 625-631.
41. Shrestha, S.o.B. and G.a. Karim, *Hydrogen as an additive to methane for spark ignition engine applications*. International Journal of Hydrogen Energy, 1999. **24**(6): p. 577-586.

- 
42. Ma, F. and 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, 2008. **33**(4): p. 1416-1424.
  43. Akansu, S., N. Kahraman, and B. Ceper, *Experimental study on a spark ignition engine fuelled by methane–hydrogen mixtures*. International Journal of Hydrogen Energy, 2007. **32**(17): p. 4279-4284.
  44. Dimopoulos, P., et al., *Hydrogen–natural gas blends fuelling passenger car engines: Combustion, emissions and well-to-wheels assessment*. International Journal of Hydrogen Energy, 2008. **33**(23): p. 7224-7236.
  45. Thurnheer, T., P. Soltic, and P. Dimopoulos Eggenschwiler, *S.I. engine fuelled with gasoline, methane and methane/hydrogen blends: Heat release and loss analysis*. International Journal of Hydrogen Energy, 2009. **34**(5): p. 2494-2503.
  46. Kahraman, N., et al., *Investigation of combustion characteristics and emissions in a spark-ignition engine fuelled with natural gas–hydrogen blends*. International Journal of Hydrogen Energy, 2009. **34**(2): p. 1026-1034.
  47. Hari Ganesh, R., et al., *Hydrogen fueled spark ignition engine with electronically controlled manifold injection: An experimental study*. Renewable Energy, 2008. **33**(6): p. 1324-1333.
  48. Balat, M., *Potential importance of hydrogen as a future solution to environmental and transportation problems*. International Journal of Hydrogen Energy, 2008. **33**(15): p. 4013-4029.
  49. Demirci, U.B. and P. Miele, *How green are the hydrogen production processes?* Actualite Chimique, 2010(341): p. 5-12.
  50. DeLuchi, M.A., *Hydrogen vehicles: an evaluation of fuel storage, performance, safety, environmental impacts, and cost*. International Journal of Hydrogen Energy, 1989. **14**(2): p. 81-130.
  51. Furuham, S., *PROGRESS IN HYDROGEN FUELED ENGINES FOR VEHICLES AT MUSASHI I.T.*, in *Hydrogen Systems*, T.N. Veziroglu, Z.H.U. Yajie, and B.A.O. Deyou, Editors. 1986, Pergamon. p. 549-560.
  52. Anstrom, J.R. and K. Collier, *8 - Blended hydrogen–natural gas-fueled internal combustion engines and fueling infrastructure*, in *Compendium of Hydrogen Energy*, F.B.B.N. Veziroğlu, Editor 2016, Woodhead Publishing: Oxford. p. 219-232.
  53. Topinka, J., et al., *Effects of extended low-load operation of a non-DPF diesel engine on the relative toxicity of its emissions*. Toxicology Letters, 2013. **221, Supplement**: p. S145.

54. Tahtouh, T., *Les effets combinés de l'hydrogène et de la dilution dans un moteur à allumage commandé*. Université d'Orléans, Ecole Doctorale Sciences et Technologies, Institut Prisme, 2010.
55. Higelin, P., Jaïne, T., *Modélisation du cycle moteur– Moteur à allumage à compression*. Techniques de l'ingénieur Combustion dans les moteurs thermiques et environnement, 2005. base documentaire : TIB166DUO(ref. article : bm2516).
56. Philippe, G., *Modélisation du cycle moteur Approche zérodimensionnelle*. Techniques de l'ingénieur Combustion dans les moteurs thermiques et environnement, 2005. **base documentaire : TIB166DUO**(ref. article : bm2510).
57. Heywood, J.B., *Automotive engines and fuels: A review of future options*. Progress in Energy and Combustion Science, 1981. **7**(3): p. 155-184.
58. Richard, S., et al., *Towards large eddy simulation of combustion in spark ignition engines*. Proceedings of the Combustion Institute, 2007. **31**(2): p. 3059-3066.
59. <Etude03\_Eval\_NO\_NOx\_megatec\_441c.pdf>.
60. Wang, H. and D.A. Sheen, *Combustion kinetic model uncertainty quantification, propagation and minimization*. Progress in Energy and Combustion Science, 2015. **47**(0): p. 1-31.
61. Li, M., et al., *Experimental investigation on performance and heat release analysis of a pilot ignited direct injection natural gas engine*. Energy, 2015. **90**, Part 2: p. 1251-1260.
62. Jia, H., et al., *Visualizations of combustion and emissions characteristics in a light-duty diesel engine with achieved premixed low temperature combustion*. International Journal of Automotive Technology, 2015. **16**(2): p. 201-209.
63. Bychkov, V., M. Modestov, and C.K. Law, *Combustion phenomena in modern physics: I. Inertial confinement fusion*. Progress in Energy and Combustion Science, 2015. **47**(0): p. 32-59.
64. Toporov, D.D., *Chapter 5 - Gaseous Combustion in Atmosphere*, in *Combustion of Pulverised Coal in a Mixture of Oxygen and Recycled Flue Gas*, D.D. Toporov, Editor 2014, Elsevier: Boston. p. 101-110.
65. Abu-Nada, E., et al., *Thermodynamic modeling of spark-ignition engine: Effect of temperature dependent specific heats*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2006. **33**(10): p. 1264-1272.
66. Shehata, M.S., *Cylinder pressure, performance parameters, heat release, specific heats ratio and duration of combustion for spark ignition engine*. Energy, 2010. **35**(12): p. 4710-4725.
67. Diéguez, P.M., et al., *Experimental study of the performance and emission characteristics of an adapted commercial four-cylinder spark ignition engine running on hydrogen–methane mixtures*. Applied Energy, 2014. **113**: p. 1068-1076.

68. Paul, A., et al., *An experimental study of the performance, combustion and emission characteristics of a CI engine under dual fuel mode using CNG and oxygenated pilot fuel blends*. Energy, 2015. **86**: p. 560-573.
69. Liu, H., et al., *Performance, combustion and emission characteristics of a diesel engine fueled with polyoxymethylene dimethyl ethers (PODE3-4)/ diesel blends*. Energy, 2015. **88**: p. 793-800.
70. Kamil, M. and M.M. Rahman, *Performance prediction of spark-ignition engine running on gasoline-hydrogen and methane-hydrogen blends*. Applied Energy, 2015. **158**: p. 556-567.
71. Kalghatgi, G.T., *Developments in internal combustion engines and implications for combustion science and future transport fuels*. Proceedings of the Combustion Institute, 2015. **35**(1): p. 101-115.

## ANNEXES

### ANNEX A- Démonstrations des modèles

#### A) Démonstration du modèle zéro zone

Elle est normalement utilisée pour l'analyse des moteurs à allumage commandé. Après le début de la combustion, l'augmentation de pression  $\Delta P$  pendant la période  $(\Delta\theta)$  peut être décomposée en deux parties : une partie de l'augmentation de pression est relative à la combustion  $\Delta P_c$  et l'autre partie est relative au changement de volume  $\Delta P_v$  :

$$\Delta P = \Delta P_c + \Delta P_v$$

Au cours du passage de l'angle  $\theta_i$  à l'angle  $\theta_{i+1}$  le volume varie de  $V_i$  à  $V_{i+1}$ , et la pression varie de  $P_i$  à  $P_{i+1}$ . On suppose que le changement d'état entre  $i$  et  $i+1$  s'effectue selon une transformation polytropique  $k$ .  $\Delta P$  et  $\Delta P_v$  par leur expression on a.

$$P_{i+1} - P_i = \Delta P_c + P_i \left[ \left( \frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^k - 1 \right]$$

On peut alors exprimer  $\Delta P_c$  par :

$$\Delta P_c = P_{i+1} - P_i \left( \frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^k$$

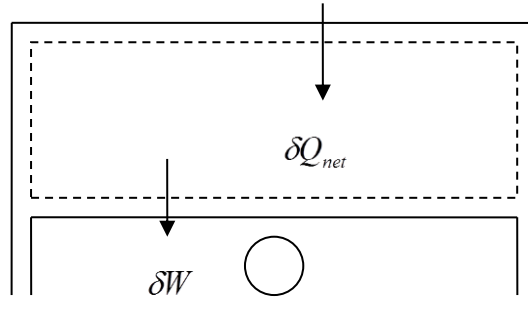
$\Delta P$  n'est pas directement proportionnel à la fraction de masse brûlée car la combustion ne se déroule pas réellement à volume constant.  $\Delta P_c$  doit donc être adimensionnée avec un volume de référence connu, le volume mort par exemple.

La fin de combustion est définie par le retour à zéro de  $\Delta P_c^*$ . Si on suppose que l'augmentation de pression  $\Delta P_c^*$  est proportionnelle à la fraction de masse brûlée :

$$mfb = \frac{\sum_0^i \Delta P_c^*}{\sum_0^N \Delta P_c^*}$$

### B) Démonstration du modèle à une zone

Dans le volume en pointillé (fermé) on peut écrire le premier principe :



$$\delta U = \delta W + \delta Q_{net}$$

$\delta Q_{net}$  représente la quantité de chaleur échangée lors de la combustion. Pour une transformation quasi statique le travail s'écrit  $\delta W = -pdV$ , l'équation devient donc :

$$\delta U = -pdV + \delta Q_{net}$$

L'énergie interne s'écrit  $\delta U = n.c_v.dT$  et on exprime la chaleur spécifique à volume constant en fonction de gamma. L'énergie interne devient donc  $\delta U = n.\frac{R}{\gamma-1}dT$  et par suite l'équation devient :

$$n.\frac{R}{\gamma-1}dT = -pdV + \delta Q_{net}$$

Exprimons maintenant la température en fonction de la pression et du volume:  
 $dT = \frac{pdV + Vdp}{nR}$ . Ce qui conduit à l'équation suivante :

$$\frac{1}{\gamma-1}(pdV + Vdp) = -pdV + \delta Q_{net}$$

On exprime maintenant le  $\delta Q_{net}$  en fonction des autres variables et on obtient :

$$\delta Q_{net} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p.dV + \frac{1}{\gamma-1} VdP$$

La FMB s'exprime donc comme un rapport d'intégrales. On effectue l'intégrale entre l'angle correspondant à l'avance à l'allumage et un angle courant. On calcule également la chaleur nette totale entre l'avance à allumage et l'angle de fin de combustion :

$$FMB = \frac{\int_{\theta_i}^{\theta} \delta Q_{net}}{\int_{\theta_i}^{\theta_f} \delta Q_{net}}$$

Cette modélisation ne tient pas compte des pertes thermiques aux parois. Pour les introduire dans le calcul, on décompose la chaleur nette totale en une chaleur de combustion que fournit le carburant et une chaleur perdue résultant du transfert thermique aux parois.

$$\delta Q_{net} = \delta Q_{comb} - \delta Q_{ht}$$

On exprime maintenant le  $\delta Q_{comb}$  en fonction des autres variables ce qui conduit à l'expression suivante :

$$\delta Q_{comb} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p.dV + \frac{1}{\gamma-1} VdP + \delta Q_{ht}$$

Pour calculer la FMB, on effectue le même rapport d'intégrales que précédemment sauf que l'on remplace  $\delta Q_{net}$  par  $\delta Q_{comb}$ . Nous avons alors une modélisation qui tient compte des pertes thermiques aux parois.

Dans l'expression précédente nous connaissons tous les termes sauf le volume et le transfert de chaleur. On peut donc introduire des expressions analytiques du volume et du transfert de chaleur si l'on veut calculer la FMB avec pertes par transfert aux parois.

## ANNEXE B- Calculs Préliminaires

Ainsi, le *tableau 1* englobe les différentes valeurs de rendements électriques:

*Tableau 1 : Rendement électrique en fonction du combustible et de la charge moteur*

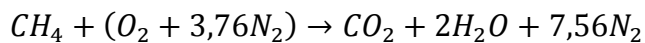
| Charge          | Mélange H2 + CH4 |
|-----------------|------------------|
| 30 % - 29,3 kW  | 21,71            |
| 50 % - 36,2 kW  | 26,82            |
| 75 % - 53,8 kW  | 30,44            |
| 100 % - 70,6 kW | 33,70            |

*Tableau 2: Variation de la richesse du mélange en fonction de la charge du moteur*

|            | GN     |        | CH <sub>4</sub> |        | CH <sub>4</sub> +H <sub>2</sub> |        |
|------------|--------|--------|-----------------|--------|---------------------------------|--------|
| Charge (%) | e      | $\phi$ | e               | $\phi$ | e                               | $\phi$ |
| 0          | 0,458  | 0,686  | 0,563           | 0,639  | 0,453                           | 0,668  |
| 30         | 0,5012 | 0,666  |                 |        |                                 |        |
| 40         | 0,502  | 0,6657 | 0,626           | 0,615  | 0,477                           | 0,677  |
| 50         | 0,522  | 0,657  | 0,475           | 0,573  | 0,478                           | 0,676  |
| 60         | 0,537  | 0,650  |                 |        |                                 |        |
| 70         | 0,564  | 0,639  |                 |        |                                 |        |
| 80         | 0,584  | 0,631  | 0,702           | 0,587  | 0,558                           | 0,641  |
| 90         | 0,603  | 0,624  |                 |        |                                 |        |
| 100        | 0,615  | 0,619  | 0,734           | 0,577  | 0,553                           | 0,644  |

La fraction de masse de méthane introduite dans le cylindre en fonction de la richesse

L'équation de la combustion du méthane avec l'air à la stœchiométrie s'écrit:



La richesse du mélange, notée  $\phi$ , est donnée par :

$$\phi = \left( \frac{Q_{CH_4}}{Q_{air}} \right)_{réel} / \left( \frac{Q_{CH_4}}{Q_{air}} \right)_{stoe.}$$

Un réarrangement de la formule donne :

$$\phi = \left( \frac{Q_{CH_4}}{Q_{air}} \right)_{rée} \left( \frac{Q_{air}}{Q_{CH_4}} \right)_{stoe.}$$

Les quantités sont des masses ou des débits massiques. A la stœchiométrie, on a :  $\phi = 1$ , donc :

$$\left( \frac{Q_{CH_4}}{Q_{air}} \right)_{réel} = \left( \frac{Q_{CH_4}}{Q_{air}} \right)_{stoe.}$$

A la stœchiométrie, à partir de l'équation de combustion, la quantité d'oxygène est égale à :

$$Q_{air} = 2 \text{ kmol}_{O_2} / \text{kmol}_{CH_4}$$

La quantité d'air nécessaire pour cette réaction est de:

$$Q_{air} = \frac{2}{0,21} = 9,52 \text{ kmol}_{air} / \text{kmol}_{CH_4}$$

En masse, on a :

$$(Q_{air})_{stoe.} = 9,52 \left( \frac{M_{air}}{M_{CH_4}} \right) = 17,16 g_{air} / g_{CH_4}$$

Qui peut aussi s'écrire :  $\left( \frac{\text{débit massique}_{air}}{\text{débit massique}_{CH_4}} \right)_{stoe.} = 17,16$

La relation entre la richesse, débits massiques et fractions massiques du mélange est:

$$\phi = \left( \frac{m_{CH_4}}{m_{air}} \right)_{rée} \left( \frac{m_{air}}{m_{CH_4}} \right)_{stoe.}$$

D'où :

$$\left( \frac{m_{CH_4}}{m_{air}} \right)_{réel} = \frac{\phi}{17,16}$$

La fraction de masse de méthane introduite dans le cylindre en fonction de la richesse est donnée par la relation suivante :

$$x_{CH_4} = \frac{\phi}{17,16 + \phi}$$

La fraction de masse d'air réagissant avec le carburant est déduite et correspond à:

$$x_{air} = 1 - x_{CH_4} = \frac{17,16}{\phi + 17,16}$$

## ANNEXE C : LOGICIEL AMESIM

### Présentation rapide

AMESim, dont le nom signifie “Advanced Modelling Environment for performing Simulations of engineering systems “, est un logiciel crée par la société IMAGINE.

Ce logiciel, au départ conçu pour l’étude des réseaux fluides, a fortement évolué, notamment grâce au travail commun de la société IMAGINE et des industriels.

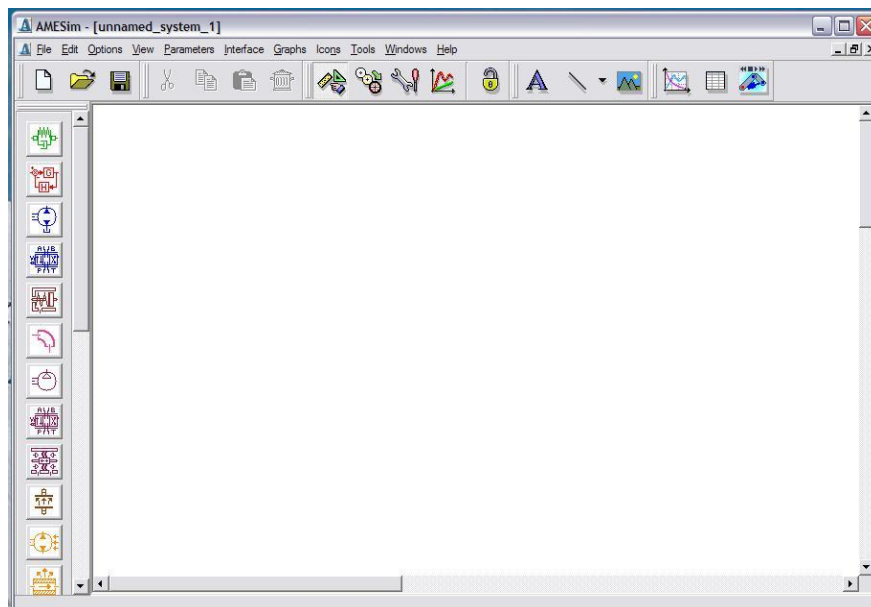
Ainsi, AMESim est devenu aujourd’hui un logiciel vraiment puissant puisqu’il permet de simuler la majorité des systèmes techniques, balayant un grand nombre de domaines et de disciplines comme l’hydraulique, la mécanique, les moteurs à combustion interne, l’électronique, le conditionnement d’air,... etc.

AMESim est donc un outil qui permet aux industriels d’avoir d’une part des gains de temps, en évitant des études théoriques trop approfondies ou la création de maquettes, et d’autre part des gains d’argent considérables. Il est aussi une alternative aux plans d’expériences.

Brièvement, afin de simuler un système, il faut tout d’abord choisir dans des bibliothèques les composants principaux de ce système, puis les relier entre eux. Ensuite, chaque composant sera paramétrable et un traitement avec affichage de résultats sous forme de graphiques sera possible. Notons qu’AMESim est un logiciel 0D fonctionnant en instationnaire.

### Démarche pour la création d’un modèle sous AMESim

Voici plus précisément comment se présente le logiciel AMESim; tout d’abord, la fenêtre principale :



*Fig.1 Fenêtre principale d'AMESim*

Sur la figure 1, on remarque que la fenêtre principale n'est pas trop encombrée,

le logiciel est particulièrement sobre à l'affichage, ce qui rassure l'utilisateur.



Fig.2 Bibliothèques AMESim

Chaque bibliothèque est représentée en figure 2 par une couleur (que l'on peut modifier) et par un symbole qui permet à l'utilisateur de rapidement savoir quelle bibliothèque il doit choisir.

Choisissons par exemple la première bibliothèque, appelée « mechanical ».

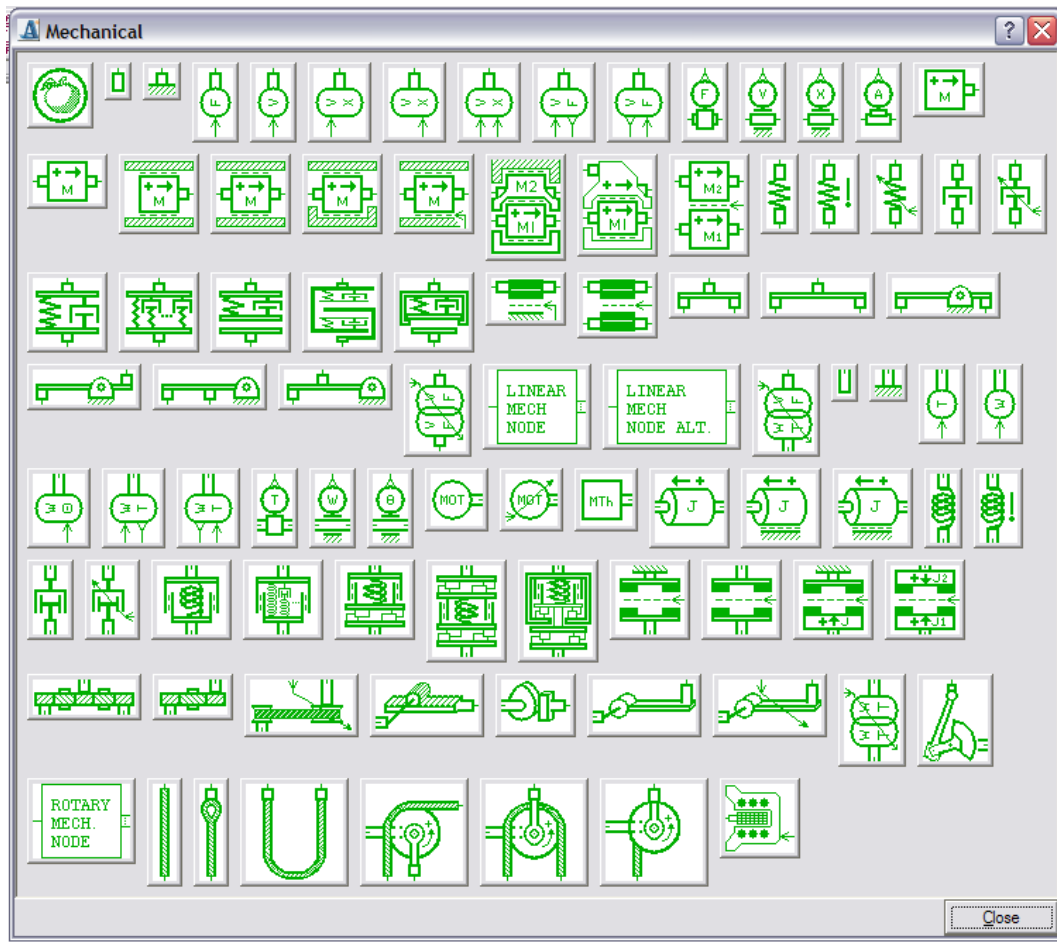
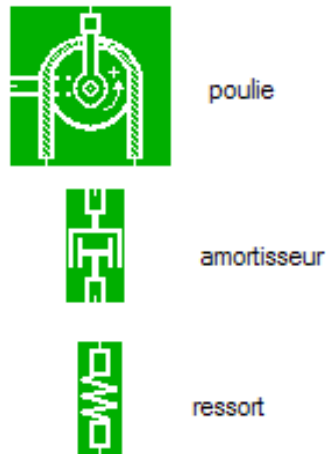


Fig.3 Bibliothèque « mechanical »

On note que dans la figure 3, il y a un certain nombre de composants relatifs à la bibliothèque sélectionnée.

Ici, on trouve principalement des composants relatifs au domaine mécanique, dont voici

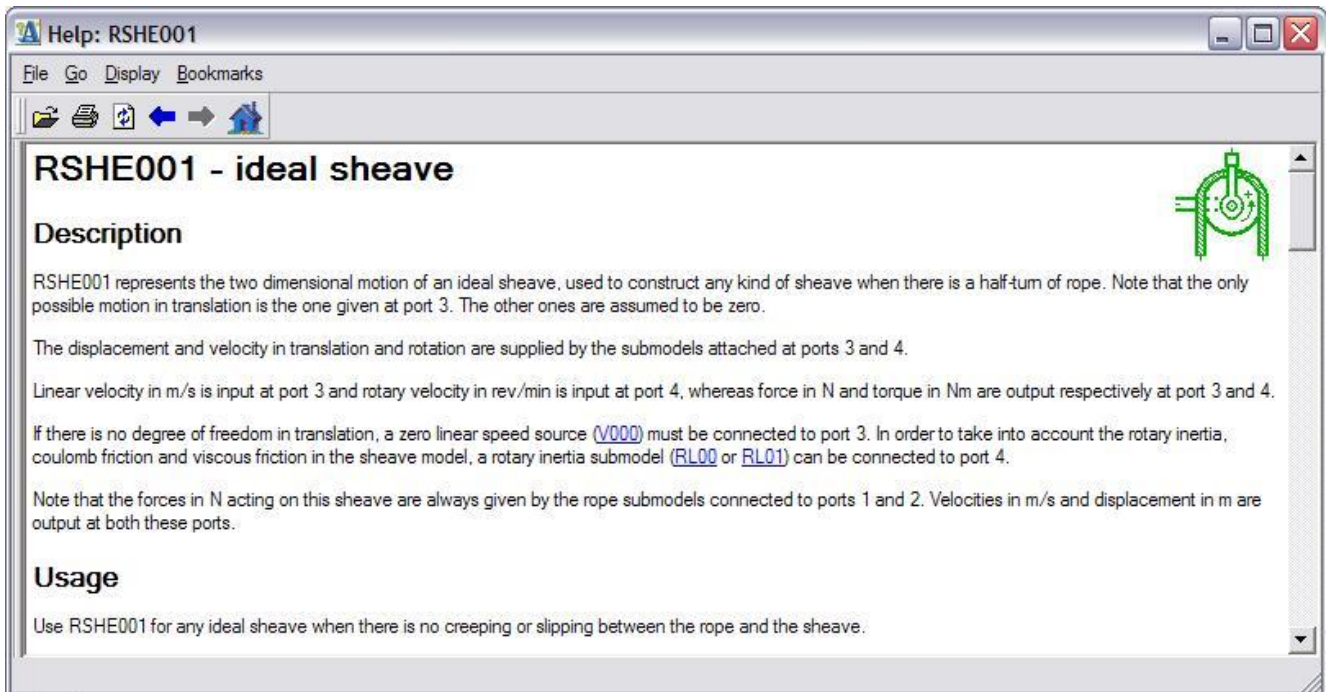
quelques exemples :



*Fig.4 Poulie*

Avec un clic droit sur chaque composant, on a accès à la fonction « help ». Celle-ci donne beaucoup de renseignements importants sur le composant sélectionné.

L'exemple de la poulie est donné dans la figure 4.



*Fig.5 Description et usage de la poulie*

Selon la figure 5, AMESim propose alors une description du composant et également l'usage de celui-ci.

L'un des points importants est aussi la prise en compte des unités entrant en jeu dans le système; avec un clic droit sur le composant et en sélectionnant « External variables », on obtient ces informations, représentées dans la figure 6:

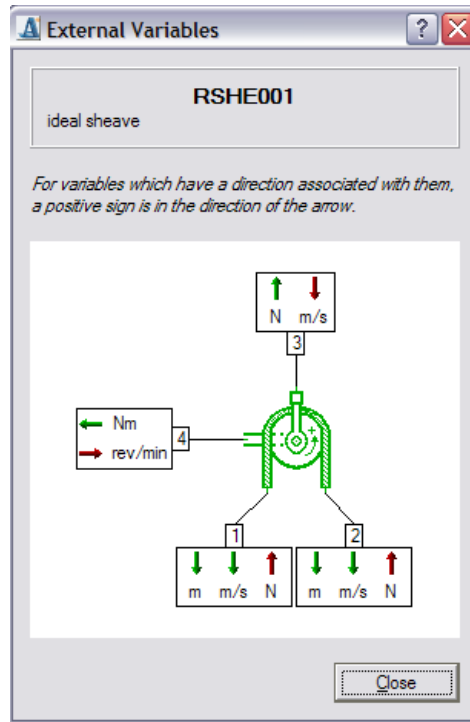


Fig.6 Variables externes de la poulie

Sur la figure 6, on peut donc observer les différentes unités à différents endroits de la poulie. Il faut donc être vigilant à respecter ces unités. Il est toutefois possible de convertir les unités en allant dans l'onglet « options » puis dans « preferred units ».

Hormis la bibliothèque, qui se situe par défaut sur le côté gauche de la fenêtre principale d'AMESim (voir figure 1), la barre du haut est dotée d'icônes que l'utilisateur utilise fréquemment. Cette barre d'icônes est représentée figure 7 :



Fig.7 Barre d'icônes d'AMESim

Il convient d'expliquer le rôle de quelques icônes qui seront utilisés dans un certain

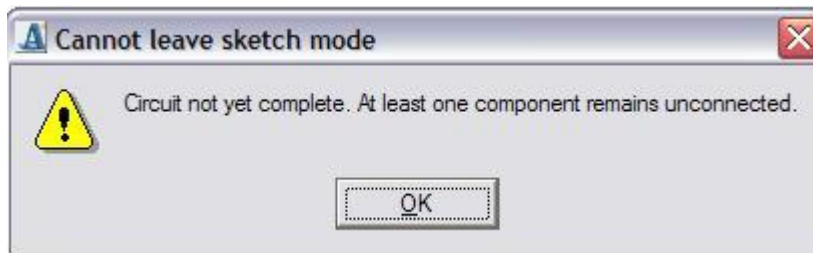
ordre pour le cheminement de la construction du système. Voici le rôle de ces icônes, à utiliser dans l'ordre défini ci-dessous :



En cliquant sur cet icône, l'utilisateur peut accéder au choix des composants en sélectionnant ces derniers dans la bibliothèque. Il peut alors concevoir son système.



En cliquant sur cet icône, l'utilisateur va provoquer une auto-vérification du système conçu. Cette vérification se base sur les connections entre composants qui ne doivent pas poser de problèmes. Si erreur il y a, un message comme celui représenté figure 8 s'affiche :



*Fig.8 Message erreur*

Lorsque les problèmes de connexion sont réglés, l'utilisation de sous-modèles relatifs à chaque composant est alors possible. Par exemple, le composant général « tuyau » a plusieurs sous-modèles qui correspondent à des caractéristiques différentes des tuyaux (coefficient de frottement ou non, tuyau adiabatique ou non,... etc.) .



Ensuite, l'utilisateur clique sur l'icône ci-contre afin de paramétrer tous les sous-modèles des composants. Il s'agit ainsi d'entrer des valeurs caractéristiques du système, c'est-à-dire des dimensions, des forces et des volumes.



Ensuite, il faut cliquer sur l'icône « run mode » ci-contre afin de pouvoir afficher les deux icônes suivants.



Cette icône va permettre de paramétrer la simulation. On pourra ainsi paramétrer le temps de simulation et le pas de temps, comme représenté figure 9 :

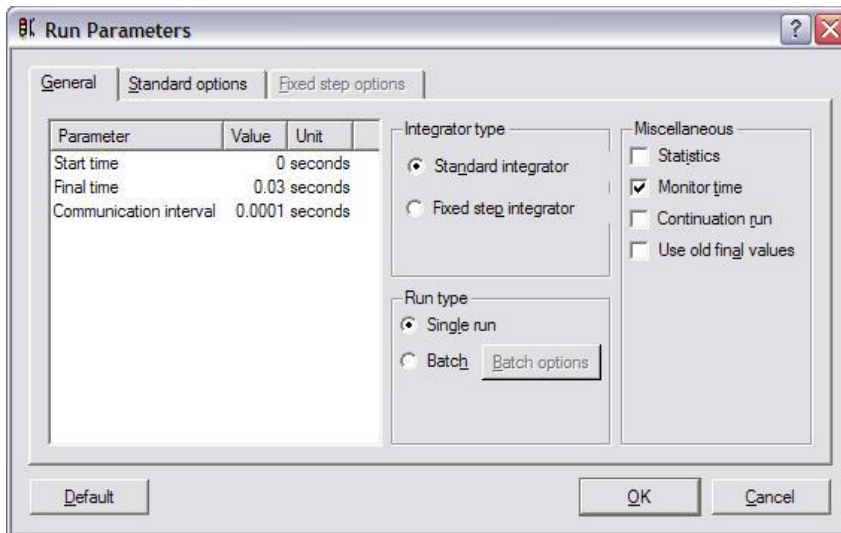
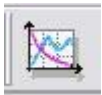


Fig.9 paramétrage simulation



Enfin, cet icône permet de lancer la simulation. S'il n'y a pas de problème détecté, la mention « terminated normally » apparaît.



Pour finir, cet icône permet d'utiliser les fonctions d'affichage d'AMESim.

Une fenêtre comme celle représentée dans la figure 10 apparaît alors :

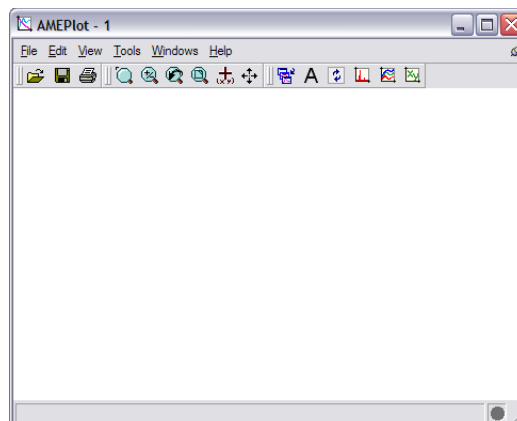


Fig.10 Fenêtre d'affichage des courbes

En cliquant sur le composant dont on veut afficher certaines propriétés, on choisit la ou les grandeurs physiques à afficher et on effectue un simple « cliquer-déposer » vers le graphe. On obtient par exemple un graphe comme celui représenté dans la figure 11..

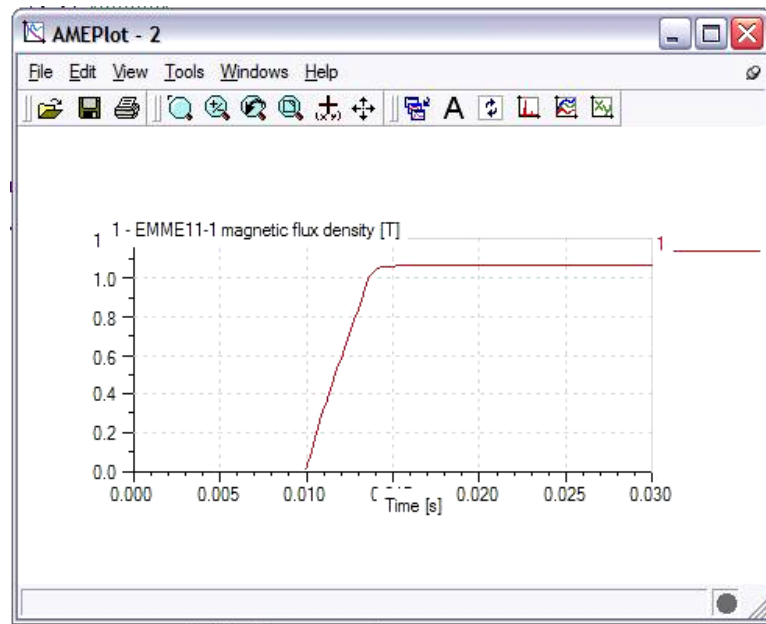


Fig.11 Exemple de graphe sous AMESim