

UNIVERSITÉ DE NANTES  
ÉCOLE MILITAIRE POLYTECHNIQUE

---

ÉCOLE DES MINES DE NANTES

Année 2012

N° attribué par la bibliothèque

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|

# Etude de la combustion d'un biocarburant innovant dans les moteurs à combustion interne de véhicules

---

THÈSE DE DOCTORAT

Discipline : Sciences pour l'ingénieur

Spécialité : Énergétique

*Présentée  
et soutenue publiquement par*

**Lyes TARABET**

*Le 23 septembre 2012, devant le jury ci-dessous*

|               |                       |                                                    |
|---------------|-----------------------|----------------------------------------------------|
| Rapporteurs   | : Abdelkrim LIAZID    | <i>Professeur, ENSET d'Oran</i>                    |
|               | Jean-Félix DURASTANTI | <i>Professeur, Université Paris Est</i>            |
| Examineurs    | : Mourad BOUKHALFA    | <i>Professeur, INSA de Rouen</i>                   |
|               | Rachid MAHMOUD        | <i>Professeur, Ecole Militaire Polytechnique</i>   |
|               | Abdellah ARHALIASS    | <i>Professeur, Université de Nantes</i>            |
|               | Samir HANCHI          | <i>Professeur, Ecole Militaire Polytechnique</i>   |
|               | Mohand TAZEROUT       | <i>Professeur, École des Mines de Nantes</i>       |
| Membre invité | : Khaled LOUBAR       | <i>Maître-Assistant, École des Mines de Nantes</i> |

*Directeurs de Thèse : Mohand TAZEROUT (France) & Samir HANCHI (Algérie)*



# Remerciements

Le travail présenté dans ce mémoire est le fruit d'une collaboration entre l'Ecole Militaire Polytechnique en Algérie et l'Université de Nantes. Ce travail a été effectué, conjointement, au sein du Laboratoire des Systèmes Energétiques de l'Ecole Militaire Polytechnique et au sein du Laboratoire de Génie des Procédés-Environnement-Agroalimentaire GEPEA de l'Ecole des Mines de Nantes.

Je tiens avant tout à témoigner mon entière reconnaissance à l'Ecole Militaire Polytechnique, à l'université de Nantes, à l'école doctorale SPIGA et à l'Ecole des Mines de Nantes.

J'exprime ma profonde reconnaissance à mes directeurs de thèse Monsieur Mohand TAZEROUT, Professeur à l'Ecole des Mines de Nantes et Responsable de l'équipe Systèmes Energétiques Moteurs et Carburants Alternatifs, et Monsieur Samir HANCHI, Professeur à l'Ecole Militaire Polytechnique, qui ont encadré mes recherches. Leur aide scientifique et leurs critiques constructives, leur confiance ainsi que leur soutien amical m'ont été d'un grand recours.

Je remercie tout particulièrement Monsieur Khaled LOUBAR, Maître Assistant à l'Ecole des Mines de Nantes, pour ses conseils toujours judicieux, sa contribution à ce travail, son aide inestimable lors de la rédaction de ce mémoire.

Je remercie vivement Monsieur Jean-Félix DURASTANTI, Professeur à l'Université Paris XII, et Monsieur Abdelkrim LIAZID, Professeur à l'ENSET d'Oran, pour avoir accepté d'être rapporteurs de ce mémoire de thèse, et pour leurs remarques constructives ainsi que pour leurs conseils.

Que Messieurs Mourad BOUKHALFA, Directeur de CORIA et Professeur à l'INSA de Rouen, Abdellah ARHALIASS, Professeur à l'Université de Nantes et Rachid MAHMOUD, Professeur à l'Ecole Militaire Polytechnique, veuillent bien agréer le témoignage de ma reconnaissance d'avoir accepté de participer au jury de soutenance de cette thèse, ainsi que pour les remarques et les conseils qu'ils m'ont prodigués.

Que soient également remerciés Messieurs Eric CHEVREL, Thomas BERGANTZ, Patrick BRION, François-Xavier BLANCHET, Jérôme MARTIN, Yvan GOURIOU, Techniciens du Département Systèmes Energétiques et Environnement de l'Ecole des Mines de Nantes, chacun pour son apport, de la préparation du biocarburant à la mise au point du banc d'essai moteur et des campagnes d'essais.

Finalement, je tiens à exprimer ma profonde gratitude à mes parents, mon épouse et mes enfants, pour leurs affections, encouragements et soutien tout au long de ces années de thèse.



# Bibliographie de l'auteur

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

**L. Tarabet**, K. Loubar, M.S. Lounici, S. Hanchi, M. Tazerout. Eucalyptus biodiesel as an alternative to diesel fuel : preparation and tests on DI diesel engine. *Journal of Biomedicine and Biotechnology*. Article ID 235485 (doi :10.1155/2012/235485).

## II- Communications dans des actes de congrès avec Comité de lecture

1. **L. Tarabet**, M. Tazerout, S. Hanchi. Modélisation thermodynamique de la combustion dans un moteur à allumage par compression. *Congrès Français de Thermique SFT'08*, Toulouse, 03-06 Juin 2008.

2. **L. Tarabet**, S. Hanchi, M. Tazerout. Performance of DI compression ignition engine fuelled with vegetable oil and its ethyl ester. *7th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics ExHFT'7*, Cracovie, Pologne, 28 Juin au 03 Juillet 2009.

3. **L. Tarabet**, S. Hanchi, M. Tazerout. Conversion d'une l'Huile Végétale en Carburant pour le Moteur Diesel. *1er Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables SIENR'1*, Ghardaïa, 11-12 Octobre 2010.

4. **L. Tarabet**, M.S. Lounici, K. Loubar, S. Hanchi, M. Tazerout. Experimental investigation of eucalyptus biodiesel combustion in DI compression ignition engine. *5th European Combustion Meeting ECM'5*. Cardiff, UK, 28 Juin au 01 Juillet 2011.

5. **L. Tarabet**, M.S. Lounici, K. Loubar, S. Hanchi, M. Tazerout. Experimental Investigation of Combustion and Heat Release Characteristics of a Biodiesel Fuelled Diesel Engine. *15èmes Journées Internationales de Thermique JITH'15*. Tlemcen, 24-26 Septembre 2011.

6. **L. Tarabet**, K. Loubar, M.S. Lounici, S. Hanchi, M. Tazerout. Experimental evaluation of performances and emissions of DI diesel engine fuelled with eucalyptus biodiesel. *Internal Combustion Engines : Performance, Fuel Economy and Emissions - ImechE*, London, 29-30 Novembre 2011.

7. **L. Tarabet**, K. Loubar, M.S. Lounici, S. Hanchi, M. Tazerout. Numerical investigation on DI diesel engine running with eucalyptus biodiesel and its blends. *Proceedings of the ASME 2012 Internal Combustion Engine Division, Spring Technical Conference*. Turin, Italie, 06-09 Mai 2012.



# Table des matières

|                                                                        |            |
|------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>Bibliographie de l'auteur</b>                                       | <b>iii</b> |
| <b>Principales notations</b>                                           | <b>ix</b>  |
| <b>Introduction générale</b>                                           | <b>1</b>   |
| <b>1 Biocarburants : Eléments bibliographiques</b>                     | <b>5</b>   |
| 1.1 Introduction . . . . .                                             | 5          |
| 1.2 Classification des biocarburants . . . . .                         | 6          |
| 1.2.1 Biocarburants gazeux . . . . .                                   | 6          |
| 1.2.2 Biocarburants liquides . . . . .                                 | 8          |
| 1.3 Adaptation des huiles végétales pures . . . . .                    | 13         |
| 1.3.1 Le préchauffage . . . . .                                        | 14         |
| 1.3.2 Les émulsions . . . . .                                          | 14         |
| 1.3.3 Les mélanges d'huiles végétales et de gazole . . . . .           | 15         |
| 1.3.4 Les esters d'huiles végétales et de graisses . . . . .           | 16         |
| 1.4 Réaction de transestérification . . . . .                          | 16         |
| 1.4.1 Procédés d'obtention des esters . . . . .                        | 17         |
| 1.4.2 Caractéristiques et cinétique de la réaction . . . . .           | 17         |
| 1.5 Tests de biocarburants dans les moteurs Diesel . . . . .           | 26         |
| 1.5.1 Combustibles végétaux non modifiés . . . . .                     | 26         |
| 1.5.2 Huiles végétales modifiées . . . . .                             | 28         |
| 1.6 Production du biodiesel dans le monde . . . . .                    | 29         |
| 1.7 Coût de production du biodiesel . . . . .                          | 30         |
| 1.7.1 Méthodologie d'estimation du coût de production . . . . .        | 31         |
| 1.7.2 Facteurs permettant la réduction du coût de production . . . . . | 33         |
| 1.8 Synthèse de la revue de la littérature . . . . .                   | 35         |
| <b>2 Préparation du biocarburant et sa caractérisation</b>             | <b>37</b>  |
| 2.1 Introduction . . . . .                                             | 37         |
| 2.2 Matériels et procédure de caractérisation . . . . .                | 37         |
| 2.2.1 Analyse élémentaire . . . . .                                    | 37         |
| 2.2.2 Analyse chromatographique des acides gras . . . . .              | 37         |
| 2.2.3 Analyse spectrométrique infrarouge . . . . .                     | 38         |
| 2.2.4 Mesure de la densité et de la viscosité . . . . .                | 39         |
| 2.2.5 Mesure du pouvoir calorifique . . . . .                          | 39         |
| 2.2.6 Teneur en matières grasses . . . . .                             | 40         |
| 2.2.7 Mesure du point d'éclair . . . . .                               | 41         |
| 2.2.8 Analyse thermogravimétrique . . . . .                            | 41         |
| 2.2.9 Détermination de la volatilité des carburants . . . . .          | 42         |
| 2.2.10 Détermination de l'indice de cétane . . . . .                   | 42         |
| 2.2.11 Détermination de l'indice d'iode . . . . .                      | 43         |

|          |                                                             |           |
|----------|-------------------------------------------------------------|-----------|
| 2.3      | Extraction de l'huile d'eucalyptus . . . . .                | 44        |
| 2.4      | Propriétés de l'huile d'eucalyptus . . . . .                | 45        |
| 2.5      | Adaptation de l'huile d'eucalyptus . . . . .                | 50        |
| 2.5.1    | Introduction . . . . .                                      | 50        |
| 2.5.2    | Traitement thermique . . . . .                              | 50        |
| 2.5.3    | Dilution . . . . .                                          | 51        |
| 2.5.4    | Transestérification . . . . .                               | 52        |
| 2.5.5    | Choix des conditions opératoires . . . . .                  | 53        |
| 2.5.6    | Protocole d'estérification . . . . .                        | 54        |
| 2.5.7    | Caractéristiques physico-chimiques du biodiesel . . . . .   | 57        |
| 2.6      | Formulation de mélange biodiesel/gazole . . . . .           | 61        |
| <b>3</b> | <b>Tests sur banc d'essais</b>                              | <b>63</b> |
| 3.1      | Présentation du banc d'essais . . . . .                     | 63        |
| 3.1.1    | Moteur d'essais . . . . .                                   | 64        |
| 3.1.2    | Frein dynamométrique . . . . .                              | 64        |
| 3.1.3    | Mesure des gaz d'échappement et de particules . . . . .     | 66        |
| 3.1.4    | Métrologie et systèmes d'acquisition . . . . .              | 66        |
| 3.2      | Procédure expérimentale . . . . .                           | 70        |
| 3.3      | Calcul de la richesse . . . . .                             | 70        |
| 3.3.1    | Rapport des débits . . . . .                                | 70        |
| 3.3.2    | Analyse des gaz d'échappement . . . . .                     | 71        |
| 3.4      | Résultats et interprétations . . . . .                      | 71        |
| 3.4.1    | Pression d'injection . . . . .                              | 71        |
| 3.4.2    | Pression cylindre . . . . .                                 | 71        |
| 3.4.3    | Performances . . . . .                                      | 72        |
| 3.4.4    | Emissions polluantes . . . . .                              | 78        |
| <b>4</b> | <b>Modélisation du moteur à allumage par compression</b>    | <b>85</b> |
| 4.1      | Introduction . . . . .                                      | 85        |
| 4.2      | Motivations et choix d'un formalisme mathématique . . . . . | 88        |
| 4.3      | Modèle d'analyse à une zone . . . . .                       | 89        |
| 4.3.1    | Délai d'allumage . . . . .                                  | 89        |
| 4.3.2    | Vitesse de dégagement de chaleur . . . . .                  | 93        |
| 4.3.3    | Durée de la combustion . . . . .                            | 98        |
| 4.4      | Modèle prédictif à une zone . . . . .                       | 98        |
| 4.4.1    | Equation de l'énergie . . . . .                             | 100       |
| 4.4.2    | Ecoulement à travers les soupapes . . . . .                 | 100       |
| 4.4.3    | Transferts thermiques . . . . .                             | 104       |
| 4.4.4    | Combustion dans les moteurs Diesel . . . . .                | 108       |
| 4.4.5    | Délai d'auto-inflammation . . . . .                         | 109       |
| 4.4.6    | Propriétés thermodynamiques des gaz . . . . .               | 114       |
| 4.4.7    | Performances du moteur Diesel . . . . .                     | 116       |
| 4.4.8    | Comparaison expérimentation/simulation . . . . .            | 120       |
| 4.5      | Synthèse . . . . .                                          | 125       |



---

|                                                                                           |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Conclusion générale                                                                       | 129 |
| Bibliographie                                                                             | 133 |
| A Taux de dégagement de chaleur et diagramme cumulé pour les différents carburants testés | 139 |
| B Approximation - Lissage des courbes                                                     |     |
| Méthode des moindres carrés                                                               | 143 |
| B.1 Principe de la méthode . . . . .                                                      | 143 |
| B.2 Exemple d'une fonction comportant des exponentielles . . . . .                        | 144 |
| C Coefficients utilisés pour le calcul des propriétés thermodynamiques                    | 147 |



# Principales notations

**Variables**

|           |                                                   |                        |
|-----------|---------------------------------------------------|------------------------|
| A         | alésage du cylindre                               | [m]                    |
| AOSA      | avance à l'ouverture de la soupape d'admission    | [degré vilebrequin]    |
| AOSE      | avance à l'ouverture de la soupape d'échappement  | [degré vilebrequin]    |
| C         | course du piston                                  | [m]                    |
| $C_p$     | chaleur spécifique à pression constante           | [J/kg.K]               |
| $C_v$     | chaleur spécifique à volume constante             | [J/kg.K]               |
| CPG       | Chromatographie en phase gazeuse                  | [-]                    |
| $D_v$     | diamètre de la soupape                            | [m]                    |
| $D_p$     | diamètre du conduit d'admission ou d'échappement  | [m]                    |
| $E_A$     | énergie d'activation                              | [J/mol]                |
| CSF       | consommation spécifique de carburant              | [g/kW.h]               |
| h         | enthalpie des gaz                                 | [J/kg.K]               |
| $h_c$     | coefficient d'échange de chaleur                  | [kW/m <sup>2</sup> /K] |
| IA        | indice d'acide                                    | [%]                    |
| IC        | indice de cétane                                  | [-]                    |
| $L_v$     | chaleur latente de vaporisation                   | [J/kg]                 |
| $L_v$     | loi de levée des soupapes                         | [m]                    |
| L         | longueur de la bielle                             | [m]                    |
| m         | masse                                             | [kg]                   |
| M         | masse molaire                                     | [kg/mol]               |
| $N_{KOH}$ | normalité du KOH                                  | [mol/l]                |
| N         | régime de rotation du moteur                      | [tr/mn]                |
| P         | pression                                          | [Pa]                   |
| PMI       | pression moyenne indiquée                         | [Pa]                   |
| PME       | pression moyenne effective                        | [Pa]                   |
| PMF       | pression moyenne des frottements                  | [Pa]                   |
| P         | puissance effective                               | [W]                    |
| Q         | quantité de chaleur                               | [J]                    |
| R         | constante des gaz parfaits                        | [J/mol.K]              |
| Re        | nombre de Reynolds                                | [-]                    |
| RFSA      | retard à la fermeture de la soupape d'admission   | [degré vilebrequin]    |
| RFSE      | retard à la fermeture de la soupape d'échappement | [degré vilebrequin]    |
| $S$       | surface instantanée de la chambre de combustion   | [m <sup>2</sup> ]      |
| $S_m$     | section de passage des gaz à travers la soupape   | [m <sup>2</sup> ]      |
| $r_{man}$ | rayon de la manivelle                             | [m]                    |
| T         | température                                       | [K]                    |
| U         | énergie interne                                   | [J]                    |
| V         | volume                                            | [m <sup>3</sup> ]      |
| $V_m$     | volume mort                                       | [m <sup>3</sup> ]      |
| $V_{mp}$  | vitesse linéaire du piston                        | [m/s]                  |
| W         | travail                                           | [J]                    |
| X         | rendement de la réaction de transestérification   | [%]                    |
| $x_b$     | fraction brûlée de carburant                      | [-]                    |

**Indices**

|       |                                |
|-------|--------------------------------|
| comb  | combustion                     |
| e     | eau                            |
| ef    | effectif                       |
| eqcal | eau équivalente du calorimètre |
| fr    | frottement                     |
| i     | indiqué                        |
| p     | parois                         |
| st    | stoechiométrique               |

**Lettres greques**

|               |                                  |            |
|---------------|----------------------------------|------------|
| $\rho$        | densité                          | $[kg/m^3]$ |
| $\alpha$      | pourcentage d'acide gras         | $[\%]$     |
| $\phi$        | rapport air/carburant            | $[-]$      |
| $\tau$        | contrainte de cisaillement       | $[N/m^2]$  |
| $\tau_{ID}$   | délai d'auto-inflammation        | $[ms]$     |
| $\tau_{comp}$ | taux de compression              | $[-]$      |
| $\mu$         | viscosité dynamique              | $[mPa.s]$  |
| $\nu$         | viscosité cinématique            | $[mm^2/s]$ |
| $\omega$      | vitesse de rotation du moteur    | $[rd/s]$   |
| $\theta$      | angle vilebrequin                | $[degré]$  |
| $\gamma$      | rapport des chaleurs spécifiques | $[-]$      |
| $\eta$        | rendement thermique du moteur    | $[\%]$     |
| $\eta_v$      | rendement volumétrique           | $[\%]$     |

**Abréviations**

|            |                                         |           |
|------------|-----------------------------------------|-----------|
| AO         | avance à l'ouverture des soupapes       | $[degré]$ |
| ASTM D6751 | norme Américaine pour les biodiesels    | $[-]$     |
| CPG        | Chromatographie en phase gazeuse        | $[-]$     |
| EB100      | biodiesel d'eucalyptus pure             | $[-]$     |
| EB75       | mélange de gazole avec 75% de biodiesel | $[-]$     |
| EB50       | mélange de gazole avec 50% de biodiesel | $[-]$     |
| EB25       | mélange de gazole avec 25% de biodiesel | $[-]$     |
| EN14214    | norme Européenne pour les biodiesels    | $[-]$     |
| PCI        | pouvoir calorifique inférieur           | $[kJ/kg]$ |
| PCS        | pouvoir calorifique supérieur           | $[kJ/kg]$ |
| PMH        | point mort haut                         | $[-]$     |
| PMB        | point mort bas                          | $[-]$     |
| RF         | retard à la fermeture des soupapes      | $[degré]$ |
| ATG        | analyse thermogravimétrique             | $[-]$     |



# Introduction générale

Nous assistons ces 20 dernières années à une croissance significative de la demande mondiale en énergie primaire qui signifie un recours accru aux énergies fossiles. Une telle évolution n'a pu se faire sans poser un certain nombre de problèmes écologiques dus à une forte aggravation de l'effet de serre dont les émissions de  $CO_2$ , issues de la combustion des hydrocarbures d'origine fossile, sont les principales causes. Les accords de Kyoto (1992) affichent clairement la volonté de changement qui vise à la réduction des émissions des gaz à effet de serre de 5,2% en 2012 par rapport aux émissions de 1990. Le 18 novembre 2005, 156 sur 192 pays indépendants ont ratifié, accepté, accédé ou approuvé le protocole. Dans ce contexte, la recherche d'alternatives énergétiques devient une préoccupation majeure à l'échelle planétaire. Parmi les solutions dans le secteur du transport, l'utilisation des biocarburants issus de la biomasse et obtenus par extraction directe de la biomasse ou par des procédés de transformation comme la pyrolyse, la fermentation ou encore la gazéification.

Les biocarburants sont des carburants produits à partir des huiles végétales, des graisses animales et des déchets. Suivant les filières, on cherche à produire de l'huile ou de l'alcool par fermentation alcoolique de sucres ou d'amidon hydrolysé. On y inclut aussi parfois les carburants gazeux obtenus à partir de biomasse végétale ou animale (dihydrogène ou méthane) et les carburants solides comme le charbon de bois. Le bilan écologique de ces carburants verts, nettement meilleur que celui des produits pétroliers, pourrait favoriser leur utilisation. En effet, c'est une énergie renouvelable qui ne rejette dans l'atmosphère que l'équivalent du  $CO_2$  absorbé par les plantes durant leur croissance, pour autant que les cultures soient entretenues. Ils produisent six fois moins de particules cancérogènes, moitié moins de monoxyde de carbone, moins d'oxydes d'azote et pas de soufre. En tenant compte des émissions polluantes dues à la chaîne de production (ensemencement des terres avec un tracteur, pollution des engrais, etc.), on estime que les biocarburants réduisent les émissions de gaz à effet de serre de 80 à 90% par rapport aux produits pétroliers.

Un inconvénient majeur pour le développement des carburants de première génération est qu'ils entrent en compétition avec les cultures alimentaires. De nouvelles filières de biocarburants de 2<sup>me</sup> génération, issus de source ligno-cellulosique (feuilles, bois, pailles...), émergent progressivement avec des rendements meilleurs.

L'utilisation des huiles végétales pures dans les moteurs Diesel apparaît alors comme une solution intéressante pour valoriser énergétiquement les réserves de biomasses. Mais, en général, l'utilisation directe de l'huile sur les moteurs de véhicules récents où l'électronique est très présente et demande beaucoup de précision, génère des problèmes de combustion. En effet, bien que les huiles végétales aient un pouvoir calorifique proche de celui du gazole standard, leur viscosité plus élevée à température ambiante engendre des endommagements du système d'injection. L'huile végétale brute se compose d'une molécule de glycérine qui lie trois chaînes d'acides gras. C'est cette glycérine qui pose problème en substitution du gazole.

L'Algérie est classée parmi les zones arides, vulnérables aux effets néfastes des

changements climatiques, donc sensible aux déséquilibres environnementaux engendrés par le réchauffement climatique que subit la planète. Parmi les secteurs émetteurs de gaz à effet de serre responsables de ce réchauffement, le secteur du transport, est en pleine expansion en Algérie. Le recours aux énergies renouvelables, notamment la bioénergie en tant qu'alternative renouvelable et moins polluante semble donc intéressant. La bioénergie produite à partir de la biomasse peut représenter une alternative à l'épuisement des carburants fossiles et un moyen d'atténuation des effets néfastes du réchauffement climatique en participant à la réduction des émissions de gaz à effet de serre. En ce qui concerne l'Algérie, sachant que les déchets non traités représentent une source de pollution non négligeable, notamment, les décharges, les rejets industriels..., la valorisation énergétique des gaz à effet de serre émis par ces déchets, tel que le méthane, est à envisager. Il est important de souligner aussi, que pour le développement de la production d'énergie et de carburants propres dans notre pays, il n'est pas possible de recourir à des cultures destinées à l'alimentation humaine ou encore animale. Il serait alors plus judicieux de se tourner vers les biocarburants de deuxième génération produits à partir de cellulose, de déchets ou encore de cultures spécifiques. Ainsi, dans le cadre de ce travail, le choix de la biomasse qui fournit de l'huile naturelle s'est porté sur l'arbre d'eucalyptus.

L'eucalyptus est un arbre de la famille des myrtacées. Il est originaire d'Australie et de Tasmanie. C'est un arbre à croissance rapide. Un eucalyptus peut produire en 20 ans ce qu'un pin d'Alep par exemple, produit en 60 ans. En foresterie, les arbres produisent généralement tous les 80 à 100 ans. Alors que l'eucalyptus produit tous les 15 ans, ce qui mène à conclure qu'il n'y a pas d'hésitation en matière de choix de la biomasse. Ses feuilles sont persistantes de couleur gris-bleuté et de formes allongées pointues. Il peut atteindre 30 mètres en Europe, en Afrique du nord et dans son milieu d'origine plus de 100 mètres. Cette plante supporte tout type de terre drainante et humifère et supporte la sécheresse en été. On le plante au printemps ou à l'automne avec un apport de fumier. Les eucalyptus se plantent au soleil ou mi-ombre. Sa multiplication par semis se réalise au printemps sous chassis. Les utilisations de cette plante aux vertus multiples sont nombreuses et variées. Son bois ne se prête pas à la menuiserie (il se crevasse), aussi il est utilisé dans la production de la pâte à papier. Sa résine rouge sert de cirage. L'huile naturelle contenue dans ses feuilles est non comestible et est utilisée dans l'industrie pharmaceutique ou cosmétique.

Aujourd'hui en Algérie l'arbre d'eucalyptus, présent dans les régions arides et semi-arides, occupe une surface de 43000 ha, avec une production potentielle de 144800  $m^3$ . Il est planté essentiellement pour alimenter les usines de production des pâtes à papier.

L'objectif de ce travail de recherche est de formuler un biocarburant à base d'huile d'eucalyptus et qui va servir de carburant pour les moteurs diesel. Pour ce faire, le travail a été réparti en deux parties : la première concerne la préparation du biocarburant et sa caractérisation physico-chimique et l'autre partie concerne l'étude de la combustion de ce biocarburant dans un moteur Diesel, en se basant sur l'expérimentation sur banc d'essai et la modélisation thermodynamique.

Cette huile d'eucalyptus a été extraite à partir des feuilles par entraînement à la



vapeur. La caractérisation physico-chimique de cette huile d'eucalyptus a montré qu'elle ne peut pas être utilisée directement à l'état brute sur moteur, vu sa viscosité élevée. Celle-ci provoque une mauvaise pulvérisation du jet dans la chambre de combustion et par la suite, la détérioration du système d'injection (pompes et injecteurs). Afin de rendre les propriétés physiques de l'huile d'eucalyptus voisines de celles du gazole et donc de permettre son utilisation dans un moteur Diesel standard, trois techniques déjà pratiquées sur les huiles végétales ont été testées, à savoir le traitement thermique, la dilution et la transestérification. La transestérification a montré qu'elle est la meilleure solution qui donne un produit très comparable au gazole et qui peut être utilisé directement sans aucune modification du moteur.

Le premier chapitre de la thèse est une synthèse sur les biocarburants, en particulier l'adaptation de l'huile végétale pour une utilisation comme carburant pour les moteurs à allumage par compression. Les techniques permettant la valorisation des huiles végétales sont détaillées. La méthode de transestérification qui réduit la viscosité par la conversion de l'huile végétale en ester, a bénéficié d'un intérêt particulier ; le coût de production du biodiesel est aussi évoqué dans ce chapitre. La valorisation de l'huile d'eucalyptus pour l'utiliser dans un moteur diesel fait l'objet du deuxième chapitre. Suite à la différence des propriétés physiques et chimiques entre l'huile d'eucalyptus et le gazole conventionnel, l'utilisation de cette huile dans le moteur est aventureux quand il s'agit d'un fonctionnement de longue durée. Les remèdes à ces problèmes montrent que, soit le moteur est modifié pour utiliser l'huile comme telle, soit l'huile est adaptée ou transformée avant d'être utilisée dans un moteur diesel sans modifications. Dans le cadre de ce travail, c'est la deuxième option qui a été choisie. Différents procédés (préchauffage, dilution, transestérification, mélange) sont examinés et analysés pour la formulation d'un biocarburant capable de constituer une alternative au carburant diesel.

Le troisième chapitre décrira le banc d'essais et notamment l'instrumentation et les systèmes d'acquisition. Les résultats expérimentaux des tests sur moteur des différents carburants formulés dans le chapitre 2 seront présentés. Les différentes caractéristiques de combustion, les grandeurs essentielles à l'évaluation des performances du moteur, ainsi que les émissions polluantes seront déterminées. L'effet de la charge du moteur sur le cycle thermodynamique et les performances énergétiques, ainsi que les émissions polluantes sera quantifié et interprété.

Le quatrième chapitre sera consacré à la mise en œuvre d'un modèle thermodynamique d'analyse et d'un autre modèle prédictif, d'un moteur diesel mono-cylindre à injection directe alimenté en gazole, en biodiesel et en mélange de gazole/biodiesel. Le modèle d'analyse est utilisé pour étudier la qualité de la combustion des biocarburants dans le moteur afin de dégager les principaux atouts pour leur utilisation dans le moteur. Les hypothèses et les équations d'un code de calcul pour le post-traitement de données expérimentales obtenues sur un banc d'essai moteur sont ainsi établies. Concernant le modèle thermodynamique à une zone, utilisé pour la prédiction de la pression, de la température et des performances énergétiques (puissance effective, rendement thermique et consommation spécifique du carburant) du moteur alimenté par les différents carburants

formulés, plusieurs sous-modèles ont été pris en compte tels que les transferts de chaleurs pariétaux, l'écoulement à travers les soupapes lors des phases d'admission et d'échappement, le délais d'auto-inflammation, la combustion et les propriétés thermodynamiques des gaz du cylindre. A la fin, les résultats du modèle seront confrontés aux résultats expérimentaux et les erreurs seront estimées et analysées.

# Biocarburants : Éléments bibliographiques

---

## 1.1 Introduction

Cette revue bibliographique traite des travaux antérieurs effectués sur les divers types de carburants, ainsi que de leur utilisation dans les moteurs diesels. Plusieurs propriétés des carburants de substitution seront comparées à celles du gazole, le combustible diesel conventionnel. Enfin, le comportement des moteurs Diesel utilisant ces carburants permettront de montrer leurs possibilités d'utilisation ainsi que les conséquences qui peuvent en découler.

L'utilisation de produits agricoles comme carburants n'est pas une innovation : le premier moteur diesel, développé en 1890, fonctionnait déjà avec de l'huile d'arachide. De nombreux autres exemples d'utilisation d'huiles végétales brutes ont jalonné les années de développement. L'objectif poursuivi consistait à réduire les importations de pétrole et donc à limiter le déséquilibre de la balance commerciale. Ces objectifs sont toujours d'actualité mais, aujourd'hui, ils sont devancés par un autre souci, plutôt d'ordre environnemental : l'impact positif des biocarburants sur la pollution de l'air avec une question de pollution des sols devenue nettement moins aigüe grâce à des pratiques agricoles mieux adaptées à la production de la biomasse et à l'émergence de nouveaux types de biocarburants. Aujourd'hui, c'est essentiellement la contribution des biocarburants à la réduction des gaz à effet de serre qui est mise en avant, dans le contexte des engagements pris par divers pays dans le cadre du protocole de Kyoto et de ses répercussions. Le transport routier ne génère qu'une partie (25%) des sources de gaz à effet de serre, mais il est impératif d'agir à ce niveau, surtout que cette contribution devrait augmenter.

Vu le contexte écologique et la pénurie probable de carburants fossiles dans un avenir plus ou moins proche [36], il est particulièrement crucial de mettre au point, pour les transports, des substituts au pétrole peu ou non émetteurs de gaz à effet de serre. Les enjeux actuels des biocarburants sont donc tout à la fois d'ordres énergétique et environnemental, mais aussi économiques. Ces diverses problématiques ont parfois des solutions contradictoires. Le biocarburant résulte donc d'un compromis et constitue un produit de transition énergétique intéressant.

## 1.2 Classification des biocarburants

### 1.2.1 Biocarburants gazeux

#### 1.2.1.1 Hydrogène

L'hydrogène est à l'heure actuelle produit à partir d'hydrocarbures fossiles. Il est utilisé dans l'industrie chimique et le raffinage des produits pétroliers. L'hydrogène pourrait toutefois servir de vecteur énergétique dans le secteur des transports, via sa transformation en électricité dans les piles à combustibles.

La production d'hydrogène à partir de ressources renouvelables est donc à l'étude : le bioéthanol, le syngas issu de la gazéification de la biomasse, ou encore des processus biochimiques de transformation de la biomasse, pourraient être sources d'hydrogène [8].

#### A. A partir du bioéthanol ou de syngas

Liquide, propre et non toxique, le bioéthanol est facilement transformé en hydrogène avec une bonne efficacité thermique (>80%). Trois procédés de transformation de l'éthanol en  $H_2$  existent :

- Le procédé industriel couramment utilisé est le vapo-reformage. Il consiste en un traitement à la vapeur d'eau en présence d'un catalyseur ;
- Une autre méthode de production d'hydrogène est l'oxydation partielle qui consiste à faire réagir un hydrocarbure (en l'occurrence, l'éthanol), de l'air et de la vapeur d'eau ;
- Enfin, le procédé autotherme, ou oxydation partielle catalytique, ou encore vaporeformage oxydant, semble mener à de meilleurs rendements en hydrogène.

Une purification de l' $H_2$  obtenu est généralement nécessaire. Le choix du procédé de production d' $H_2$  à partir d'éthanol va principalement dépendre de l'application visée.

Le syngas contient de l' $H_2$ . Il peut être simplement purifié où le CO peut être converti en  $H_2$  suivant la réaction dite du gaz à l'eau ou "*water gas shift*" :



Cette réaction, exothermique, est favorisée par la présence de vapeur d'eau et de basses températures [8].

#### B. Via des procédés biochimiques

Différents procédés biochimiques permettent de produire de l'hydrogène :

- La fermentation anaérobie de composés organiques par des micro-organismes (production hétérotrophique d' $H_2$ ) ;
- La photolyse de l'eau en présence d'énergie lumineuse (procédé photoautotro-

TABLE 1.1 – Composition moyenne du biogaz [8]

| Gaz    | % volume |
|--------|----------|
| $CH_4$ | 55-75    |
| $CO_2$ | 25-45    |
| $H_2S$ | 0-1.5    |
| $NH_3$ | 0.05     |

phique) ;

- La transformation de la matière organique en présence d'énergie lumineuse (procédé photohétérotrophique) ;
- La combinaison de ces procédés [8].

### 1.2.1.2 Biogaz

Le biogaz est le produit de la méthanisation de matières organiques animales ou végétales riches en sucres par des bactéries méthanogènes anaérobies (absence d'oxygène). Les boues de station d'épuration, les effluents d'élevage et des industries agroalimentaires et les déchets ménagers constituent les principaux substrats.

Plusieurs cultures de bactéries entrent en action en vue de réaliser les diverses étapes de la fermentation méthanique ; celle-ci s'achève par la production de méthane ( $CH_4$ ) par les bactéries méthanogènes suivant les réactions :



Le pouvoir calorifique du biogaz est fonction de sa teneur en méthane et varie de 20 à 30 MJ/kg.

Pour être utilisé comme biocarburant ou injecté dans le réseau de gaz naturel, le méthane doit être purifié des contaminants (pour les gaz de décharge), poussières et autres particules doivent être éliminées, asséchées, et concentrées à plus de 95%. Enfin, pour être utilisé comme carburant, le méthane doit être comprimé entre 200 et 250 bar. Tous types de véhicules, conçus pour rouler au gaz naturel ou adaptés pour rouler au gaz et à l'essence, peuvent utiliser du biométhane. Les véhicules lourds sont quant à eux généralement équipés du système d'injection diesel original et d'un système d'ignition du gaz par injection d'une faible quantité de gazole.

Suivant le mode de production de l'électricité utilisée pour la purification et la compression du méthane, l'utilisation de ce gaz comme carburant routier peut réduire

les émissions de  $CO_2$  de 95 à 99% par rapport aux carburants fossiles. Les émissions de particules et suies, de  $NO_x$  et d'hydrates de carbone autres que le méthane, sont également fortement réduites [51].

## 1.2.2 Biocarburants liquides

### 1.2.2.1 Bioéthanol

Le bioéthanol est obtenu par fermentation puis distillation des sucres contenus dans les plantes sucrières telles que la canne à sucre, la betterave à sucre, le topinambour. Lorsque le bioéthanol est produit à partir de céréales telles que le maïs ou le blé, une étape intermédiaire d'hydrolyse (généralement enzymatique plutôt que chimique) est nécessaire pour transformer l'amidon contenu dans la céréale en sucre. L'éthanol est mélangé à l'essence dans une proportion de 10 % pour donner un carburant automobile couramment appelé E10. Ce carburant convient à tous les moteurs à essence. Au-delà d'une concentration de 20 %, des adaptations aux moteurs sont nécessaires.

Récemment, des chercheurs ont formulé de nouveaux bioéthanol, dit de second génération [28, 68]. Ils ont la particularité d'être issus de la matière lignocellulosique, abondante et bon marché et n'entre pas en compétition avec les cultures alimentaires. Cependant, sa conversion en sucres fermentescibles est difficile. L'intérêt grandissant que suscite cette filière vient du fait que la transformation de la matière lignocellulosique en biocarburant a une incidence environnementale très positive, c'est-à-dire que le bilan énergétique (énergie générée moins énergie consommée) est plus élevé que l'éthanol fabriqué à partir du maïs-grain.

D'une manière générale, tout processus de transformation de biomasse lignocellulosique comprend les étapes suivantes : prétraitement de la matière première, hydrolyse, fermentation éthanolique et séparation de l'éthanol du moût de fermentation (Figure 1.1). La fermentation des sucres en  $C_6$  et la récupération de l'éthanol sont des étapes, bien



FIGURE 1.1 – Processus de production du bioéthanol

contrôlées industriellement, identiques à celles utilisées pour la production d'éthanol à partir de plantes sucrières et amylacées. Les étapes de prétraitement et d'hydrolyse font l'objet d'études de recherche et de développement approfondies, adaptées à la matière première à valoriser.

Le prétraitement a pour but de rendre la cellulose accessible à l'hydrolyse. Il peut être physique, physico-chimique ou chimique. Éviter la perte ou la dégradation des sucres et limiter la formation de produits inhibiteurs et les rejets, sont les principales contraintes du prétraitement.

L'hydrolyse quant à elle, peut être chimique ou enzymatique (l'hydrolyse biochimique est aussi appelée saccharification) et a pour objectif la dégradation de la cellulose en sucres fermentescibles (glucose). Le glucose issu de l'hydrolyse de la cellulose est fermenté de la même manière que celui issu de l'amidon. Cette fermentation est réalisée en routine par la levure *Saccharomyces cerevisiae* (levure de boulangerie).

Les pentoses, issus principalement des hémicelluloses et présents en quantité non négligeable, peuvent être fermentés en éthanol mais par d'autres microorganismes. Le challenge réside dans la mise au point de souches de microorganismes modifiées tolérantes à l'éthanol, aptes à fermenter des hexoses et des pentoses, avec un bon rendement et résistantes à certaines molécules inhibitrices issues de l'hydrolyse.

### 1.2.2.2 Huiles végétales

La première utilisation des huiles végétales en tant que carburant a été testée par Rudolf Diesel, l'inventeur du moteur qui porte son nom. L'intérêt porté à l'utilisation des huiles végétales a continué à se manifester dans différentes régions du monde au cours de la seconde guerre mondiale où l'effort de guerre a créé le besoin de recherche de nouvelles sources d'énergie. Mais, par la suite, la recherche des carburants de remplacement du diesel a été rendue superflue avec l'arrivée de la période de paix et l'abondance relative des combustibles fossiles. Toutefois, dans les années 70, l'augmentation des prix du pétrole de 2 à 12 dollars le baril et la crainte d'une pénurie de carburant ont fait raviver l'intérêt pour des carburants de remplacement, y compris les huiles végétales comme carburants dans les moteurs diesel [54].

Sur les 250000 espèces de plantes connues [73], seules environ 4500 espèces ont été examinées et 100 espèces seulement sont présentement connues pour être des plantes oléagineuses, avec un contenu d'huile atteignant un intérêt commercial. Parmi celles-ci, seulement 22 types d'huiles végétales sont commercialisées sur une large échelle aujourd'hui, et 12 de celles-là constituent plus de 95% de la production mondiale d'huiles végétales. Les huiles végétales peuvent également être classées selon la teneur en huile des graines et fruits qui les produisent (Table 1.2).

Les huiles végétales sont des matières grasses liquides à la température ambiante, insolubles dans l'eau et obtenues à partir des plantes oléagineuses par pression, extraction ou par des procédés comparables [42]. L'huile est constituée principalement de triglycérides. C'est une molécule de glycérol connectée à 3 molécules d'acides mono-carboxyliques de longues chaînes appelés "acides gras" [42], [53]. Ces derniers représentent plus de 90% de la masse molaire des triglycérides et sont extrêmement nombreux, en particulier dans le règne végétal. On distingue deux catégories d'acides gras :

**Les acides saturés** où chaque atome de carbone de la chaîne aliphatique est relié à deux atomes d'hydrogène ;

TABLE 1.2 – Rendement en huile des graines oléagineuses courantes

| Oléagineux          | Masse d’huile/masse de graine [%] |
|---------------------|-----------------------------------|
| Coprah              | 58-65                             |
| Babassu             | 60-65                             |
| Graine de sésame    | 50-55                             |
| Fruit du palmier    | 45-50                             |
| Amande de palmier   | 45-50                             |
| Arachide            | 45-50                             |
| Colza               | 40-45                             |
| Graine de tournesol | 35-45                             |
| Carthame            | 30-35                             |
| Olive               | 25-30                             |
| Graine de coton     | 18-20                             |

TABLE 1.3 – Acides gras contenus dans les diverses huiles comestibles

| Acide gras         | Formule                                                                     | Classe       |
|--------------------|-----------------------------------------------------------------------------|--------------|
| Palmitique C16 :0  | $CH_3 - (CH_2)_{14} - COOH$                                                 | Saturé       |
| Stéarique C18 :0   | $CH_3 - (CH_2)_{16} - COOH$                                                 | Saturé       |
| Oléique C18 :1     | $CH_3 - (CH_2)_4 - CH = CH - (CH_2)_7 - COOH$                               | Insaturé     |
| Linoléique C18 :2  | $CH_3 - (CH_2)_7 - CH = CH - CH_2 - CH = CH - CH_2 - COOH$                  | Polyinsaturé |
| Linolénique C18 :3 | $CH_3 - CH_2 - CH = CH - CH_2 - CH = CH - CH_2 - CH = CH - (CH_2)_7 - COOH$ | Polyinsaturé |

**Les acides insaturés** contenant plus de 10 atomes de carbone et une ou plusieurs doubles liaisons carbone-carbone. Leur formule brute est  $C_nH_{2n+1-2d}COOH$  où d est le nombre des doubles liaisons [19].

Les différents acides gras saturés et insaturés qu’on peut trouver dans les diverses huiles végétales sont présentés dans la table 1.3 [54], [19].

Caractériser une huile végétale par son degré d’insaturation revient à évaluer son indice d’iode qui est le nombre de grammes d’iode réagissant avec 100 g d’huile ; c’est une réaction d’addition de l’iode sur les sites insaturés (doubles liaisons) présents dans les chaînes d’acides gras des huiles [77]. Plus l’indice d’iode est élevé, plus l’huile est insaturée, c’est à dire qu’elle a un nombre de doubles liaisons élevé [76].

Schématiquement, l’huile insaturée est siccative, donc peu résistante à l’oxydation. La table 1.4 montre que lorsque le degré d’insaturation d’une huile augmente, le taux d’oxydation augmente également. Saturée, elle est résistante à l’oxydation, mais est souvent



TABLE 1.4 – Acides gras contenus dans les diverses huiles comestibles

| Acide gras  | Taux d'oxydation relatif | Point de fusion [°C] |
|-------------|--------------------------|----------------------|
| Palmitique  | -                        | 63.5                 |
| Stéarique   | 0.6                      | 73.1                 |
| Oléique     | 6                        | 5.5                  |
| Linoléique  | 64                       | -13.1                |
| Linolénique | 100                      | -24.2                |

TABLE 1.5 – Point de solidification de diverses huiles comestibles

| Huiles    | Point de solidification [°C] |
|-----------|------------------------------|
| Palme     | 35 à 42                      |
| Arachide  | 2 à 4                        |
| Carthame  | -13 à -18                    |
| Colza     | -10                          |
| Coton     | +12 à -13                    |
| Maïs      | -10 à -20                    |
| Tournesol | -17                          |
| Soja      | -10 à -16                    |
| Lin       | -19 à -27                    |

solide à température ambiante (20°C).

La table 1.4 donne les points de fusion de quelques acides gras. Les points de solidification élevés sont dus aux points de fusion élevés des acides gras saturés. Aussi, plus bas est le degré d'insaturation, plus haut sera le point de solidification des huiles.

La table 1.5 indique les points de solidification de quelques huiles végétales [55]. Les huiles végétales constituées en prédominance d'acides gras saturés sont solides à la température ambiante, ce qui ne permet pas leur utilisation comme carburant.

Deux autres caractéristiques essentielles des huiles végétales doivent être déterminées : le contenu en phosphatides et l'indice de saponification [55].

- Le contenu en phosphatides indique la quantité de matières formant la gomme dans l'huile ; elle varie selon les huiles végétales.

- L'indice de saponification (Is) peut être utilisé pour calculer la masse moléculaire moyenne M de l'huile en utilisant la relation :

$$M[g] = (56.11 \times 3000)/Is.$$

TABLE 1.6 – Propriétés de l’huile en comparaison au gazole

| Propriété              | Diesel | Soja | Tournesol |
|------------------------|--------|------|-----------|
| Densité ( $kg/m^3$ )   | 830    | 920  | 918       |
| Viscosité à 40°C (cSt) | 2.4    | 65   | 58        |
| PCS (MJ/kg)            | 45.4   | 39.6 | 39.5      |
| Indice d’acide(%)      | -      | 0.2  | 0.15      |

L’indice de cétane exprime globalement l’aptitude d’un combustible diesel à l’auto-inflammation et à la combustion dans un moteur diesel. Il a des incidences directes sur la faculté de démarrage à froid, le calage du cycle de combustion, le gradient de pression, la pression maximale et le bruit. L’indice de cétane des huiles végétales est généralement plus bas que celui du gazole conventionnel. La différence entre les indices de cétane d’un carburant diesel et d’une huile végétale pourrait être due à leur composition chimique ainsi qu’à leur degré de saturation et de raffinage [74]. Les indices de cétane des huiles végétales sont compris entre 28.3 et 41.5, alors que l’indice de cétane minimal pour les gazoles N°1-D et N°2-D est de 40 selon la norme ASTM D 975-81.

La viscosité (probablement la plus grande différence entre les huiles végétales et le gazole) croît avec le degré de saturation de l’huile. Les huiles végétales sont généralement dix fois plus visqueuses que le carburant diesel à 40 °C et trente fois plus visqueuses à 0°C.

Il y a beaucoup de différences entre les propriétés physico-chimiques des huiles végétales et celles du gazole. Ces différences varient également d’une huile végétale à une autre. La table 1.6 indique certaines propriétés relatives au gazole et aux autres huiles brutes de Soja et de tournesol [72]. Alors que le gazole a une viscosité de 2 à 4.5 cSt à 38 °C, les huiles brutes ont une viscosité environ 25 fois supérieure [70]. Une autre différence importante entre le carburant diesel et les huiles végétales est le pouvoir calorifique (PCS), les huiles végétales ont de 5 à 18% moins d’énergie que le gazole.

Vu leur composition chimique, les huiles végétales présentent l’avantage d’être biodégradables et de provenir des matières premières renouvelables. Elles sont considérées comme les premières possibilités pour la motorisation future. Leur utilisation a un impact environnemental positif pour notre environnement qui devient de plus en plus polluée. Néanmoins sur le plan technique, son utilisation directe comme carburant n’est pas possible due aux problèmes qui peuvent être engendrés par sa viscosité trop élevée telle que la défection du système d’injection (pompe d’injection et injecteurs) du moteur. Afin de remédier à ces problèmes, le préchauffage, la dilution avec une solution organique et la transestérification, ont été étudiés par plusieurs chercheurs[39, 49, 6].

## 1.3 Adaptation des huiles végétales pures

Pour que les huiles végétales pures puissent être utilisées dans un moteur Diesel conventionnel non modifié, elles doivent répondre à certaines exigences. Les plus importantes sont celles relatives à la rhéologie de l'huiles (viscosité, points d'écoulement et de trouble, masse volumique, etc) ainsi que celles relatives à leur inflammation (indice de cétane, point éclair, etc).

Pour qu'une huile végétale puisse être utilisée comme carburant dans un moteur Diesel, elle doit avoir une viscosité proche de celle du gazole, soit un maximum de  $4.5 \text{ mm}^2/\text{s}$ , voir une limite de  $5 \text{ mm}^2/\text{s}$  à  $40^\circ\text{C}$ .

L'utilisation continue des huiles végétales comme carburant dans les moteurs diesel à injection directe cause des dépôts de carbone sur les têtes des cylindres, les soupapes, les nez d'injecteurs et les têtes de pistons. Ces dépôts sont essentiellement dus à une mauvaise pulvérisation lors de l'injection, vu la forte viscosité des huiles végétales [2, 35, 4, 75].

Les huiles végétales sont caractérisées par leurs points d'éclair élevés et donc s'enflamment plus difficilement que le gazole. L'énorme problème rencontré pour un moteur à injection directe fonctionnant à l'huile végétale réside dans le fait que la température moyenne de la chambre de combustion est de l'ordre de  $200$  à  $220^\circ\text{C}$ , tandis que le point d'éclair pour les huiles végétales se situe entre  $220$  et  $350^\circ\text{C}$  [4]. Une partie des gouttelettes d'huile ne se vaporisent pas et se collent aux parois du cylindre provoquant des dépôts goudronneux. Ces dépôts vont vite s'accumuler sur le nez des injecteurs perturbant ainsi le fonctionnement du moteur. Ils vont également se loger dans la gorge du premier segment et modifiant son élasticité, ce qui mènera à des grippages et à l'usure rapide de ce dernier. Il y aura d'une part perte de compression et difficultés de démarrage à froid et d'autre part, détérioration du rendement du moteur avec une augmentation anormale de la consommation, un échappement des fumées noires et une odeur typique de l'huile [4].

Le point d'écoulement d'un carburant représente la température la plus basse à laquelle le carburant peut encore couler. Ce paramètre permet de prédire les conditions de fonctionnement du moteur en fixant les limites d'utilisation du carburant par temps relativement froid. Il se situe entre  $-10$  et  $-30^\circ\text{C}$  pour le diesel [32] et est plus élevé pour les huiles végétales à forte fractions d'acides gras saturés [40].

Une autre caractéristique à prendre en compte pour l'écoulement du carburant est le point de trouble qui renseigne sur la température minimale à laquelle le carburant commence à cristalliser. Ces cristaux peuvent ainsi obstruer les lignes de distribution du carburant. Le point d'écoulement et le point trouble sont intimement liés.

La masse volumique des huiles végétales est légèrement supérieure (environ  $10\%$ ) à celle du diesel. Le pouvoir calorifique de ces huiles est, quant à lui, inférieur d'environ  $10$  à  $15\%$  par rapport à celui du gazole. Ceci a pour conséquence de fournir la même puissance, mais pour une consommation spécifique de carburant plus élevée. La masse volumique des

huiles étant plus grande, elle compense le faible pouvoir calorifique des huiles en admettant dans le cylindre une quantité équivalente de carburant, ce qui augmente favorablement la consommation spécifique d'énergie.

### 1.3.1 Le préchauffage

L'huile doit subir un préchauffage pour réduire sa viscosité, mais ce procédé à lui seul, s'avère insuffisant. Parmi les systèmes de chauffage de l'huile, la méthode la plus intéressante est de récupérer, en utilisant un échangeur de chaleur, l'énergie interne du moteur provenant de la chaleur des gaz d'échappement [16, 18, 64]. Des études devraient être menées dans le sens de la fluidification de l'huile pour vaincre sa forte viscosité sans devoir la chauffer, au risque de voir surgir des phénomènes d'oxydation et de polymérisation de l'huile ; il doit donc intervenir comme un appoint.

### 1.3.2 Les émulsions

Les émulsions peuvent se définir comme le mélange de deux substances non-miscibles, formant une microstructure à l'aide d'un mixeur (le plus souvent le mélangeur à mouvement axial, où l'axe central est muni de pales de formes diverses, est utilisé). Des additifs appelés émulsifiants (tensio-actifs ou surfactants) permettent de rendre ce mélange stable. En général, ces deux substances sont un corps gras et un corps aqueux. Le corps gras est la phase continue et le corps aqueux est la phase dispersée. L'utilisation de surfactants permet à la phase aqueuse de se disperser plus facilement dans le corps gras, en diminuant les tensions superficielles, ce qui permet ainsi de stabiliser le mélange. Il faut préciser également la vitesse de rotation du mixeur, puisque la taille des gouttelettes de la phase dispersée en dépend. En effet, plus la vitesse de rotation est grande, plus la taille des micro-gouttelettes est faible. Les microémulsions se différencient des émulsions classiques par la taille caractéristique des particules dispersées (10 à 50  $nm$  dans le cas d'une microémulsion, contre 2 à 50  $\mu m$  dans le cas d'une émulsion classique).

Les premières études sur l'utilisation des émulsions en relation avec les carburants ont commencé par la dispersion de gouttelettes d'eau dans le gazole [1, 27, 71]. Les résultats des tests de ces carburants émulsifiés dans des moteurs à allumage par compression ont montré une nette amélioration de la combustion et une réduction significative des émissions des suies et des monoxydes d'azote en même temps, mais en ce qui concerne les émissions du monoxyde de carbone et d'hydrocarbon, les résultats de ces études n'ont pas été tous cohérents. En 2004, Lin et al. ont mené des investigations sur l'utilisation des émulsions d'alcool dans le gazole. Ils ont trouvé que l'addition des alcools dans les émulsions améliore la combustion et augmente le rendement thermique du moteur. En effet, lors de la combustion d'une émulsion dans le moteur, la température d'ébullition des gouttelettes d'eau ou d'alcool est nettement inférieure à celle du gazole, ce qui conduit à son explosion qui provoque la pulvérisation des gouttelettes de carburant (appelée deuxième pulvérisation). Cette deuxième pulvérisation augmente le rendement de la combustion et réduit les émissions de polluants. La chaleur latente d'évaporation d'eau ou d'alcool consomme de

TABLE 1.7 – Propriétés des mélanges d’huiles végétales avec le gazole

| Carburant | Viscosité à<br>37°C (cSt) | Densité à<br>15°C ( $kg/m^3$ ) | Point d’éclair<br>(°C) | Point de<br>pulvérisation (°C) | Indice de cétane |
|-----------|---------------------------|--------------------------------|------------------------|--------------------------------|------------------|
| Gazole    | 3.46                      | 865                            | 71                     | -50                            | 44.3             |
| Arachide  |                           |                                |                        |                                |                  |
| 25%       | 6.60                      | 879                            | -                      | -15                            | 41.8             |
| 50%       | 12.60                     | 892                            | 84                     | -9                             | 40.5             |
| 100%      | 39.51                     | 918                            | 328                    | -2                             | 39.0             |
| Maïs      |                           |                                |                        |                                |                  |
| 25%       | 6.85                      | 883                            | -                      | -21                            | 42.0             |
| 50%       | 11.37                     | 896                            | 83                     | -21                            | 40.0             |
| 100%      | 33.46                     | 923                            | 320                    | -19                            | 34.4             |
| Tournesol |                           |                                |                        |                                |                  |
| 25%       | 6.40                      | 878                            | -                      | -20                            | 42.1             |
| 50%       | 10.75                     | 894                            | 81                     | -19                            | 40.8             |
| 100%      | 33.46                     | 922                            | 320                    | -9                             | 33.4             |
| Soja      |                           |                                |                        |                                |                  |
| 25%       | 6.25                      | 880                            | -                      | -25                            | 43.6             |
| 50%       | 11.28                     | 894                            | 82                     | -19                            | 41.9             |
| 100%      | 32.31                     | 922                            | 314                    | -9                             | 41.9             |

l’énergie calorifique, ce qui réduit la température maximale du cycle, responsable de la formation des oxydes d’azote (NOx).

Dans d’autres travaux, l’émulsion a été utilisée afin de réduire la viscosité des biocarburants tels que les huiles de pyrolyse [15], les biodiesels [43] et les graisses animales [39].

Enfin, pour ne pas influencer sur la rentabilité de ce procédé (i.e. la microémulsion), un réglage très fin du procédé est nécessaire pour bien contrôler la taille des microgouttelettes, en plus de la consommation importante de produits chimiques et de l’apport énergétique conséquent.

### 1.3.3 Les mélanges d’huiles végétales et de gazole

Les propriétés physiques des huiles végétales peuvent être améliorées quand elles sont mélangées avec le carburant diesel. La dissolution se fait de sorte qu’il ne peut y avoir de séparation de phases. Les propriétés des mélanges sont généralement intermédiaires entre celles du gazole et des huiles végétales (table 1.7). Pour certains moteurs qui n’acceptent pas les huiles végétales brutes, certains mélanges riches en gazole peuvent être utilisés.

### 1.3.4 Les esters d'huiles végétales et de graisses

Un autre moyen de changer les propriétés physiques d'une huile végétale pour qu'elle puisse être comparable à un combustible diesel est de changer sa composition chimique et de la transformer en ester. Cette réaction appelée transestérification a été étudiée très largement par plusieurs chercheurs. Dans les années 40, plus d'une douzaine de brevets ont été délivrés à Dupont, Colgate et autres pour la conversion des huiles végétales en esters. Ces travaux font très souvent l'alcoolyse des triglycérides avec un catalyseur alcalin, afin d'obtenir les esters alkyles correspondants [11]. Beaucoup d'auteurs ont contribué au développement de cette méthode [24, 25].

Après la deuxième Guerre mondiale et sur recommandation de l'Institut de Recherche pour les Huiles et Oléagineux en France (IRHO), des tests sur les esters ont été entrepris à la station Bellevue de l'Institut Français du Pétrole (IFP). Mais ce n'est que dans les années 80 que des chercheurs ont introduit les esters dans des nouveaux moteurs à injection directe [35].

#### But de la réaction de transestérification

La décomposition thermique d'une huile qui est un ester de glycérine, en absence d'oxygène, conduit à la formation de glycérol et d'un mélange d'esters. L'objectif d'une telle étude est l'utilisation des esters obtenus comme carburant diesel ; l'étude conduit en même temps à :

1. l'élimination totale de la glycérine,
2. la diminution du point d'ébullition de l'huile,
3. la diminution du point éclair de l'huile.

## 1.4 Réaction de transestérification

La réaction de transestérification permet de raffiner l'huile puisque la plus grande partie des phospholipides et des acides gras libres seront éliminés. L'acide gras libre disparaît complètement avec les catalyseurs basiques. En catalyse acide, l'ester reste encore acide, ce qui risque de poser des problèmes. L'indice d'iode des esters méthyliques est pratiquement le même que celui des huiles brutes ; l'indice de saponification ne change pas. L'indice de peroxyde et l'acidité doivent être mesurés à nouveau. Lorsque la réaction est incomplète, il peut y avoir présence de mono et diglycérides dans les esters. Il faut éliminer les monoglycérides par filtration ou éviter d'en former.

Si l'alcool reste dans les esters, certaines de leurs caractéristiques peuvent être améliorées (qualité à froid, courbe de distillation, viscosité), mais au détriment de l'indice de cétane et du point éclair.

La fabrication d'esters méthyliques et éthyliques à partir des huiles végétales, est donnée par la réaction de transestérification sur la figure 1.2.

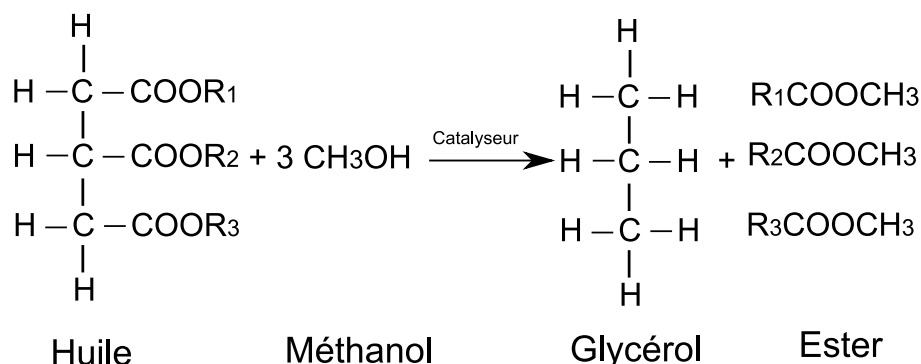


FIGURE 1.2 – Schéma général de la réaction de transestérification

### 1.4.1 Procédés d'obtention des esters

Si la fabrication des esters méthyliques à partir des huiles est réalisée individuellement dans de grandes unités, elle concerne généralement des produits destinés à des utilisations chimiques (détergents par exemple). Le fait d'utiliser les esters directement comme carburants oblige le fabricant à respecter des spécifications précises s'accompagnant de contraintes spécifiques (respect de certaines normes exigées pour le gazole par exemple). Aussi l'ester doit pouvoir être fabriqué dans des conditions relativement simples, à petites échelles avec un appareillage courant.

Un groupe de chercheurs [63], a soumis à l'éthanololyse des échantillons de 250 g d'huile de colza, en utilisant 1% de catalyseur (NaOH ou KOH) ou 0.5% d'éthoxyde de sodium et deux types d'éthanol : l'éthanol 190 (95%) et l'éthanol 200 (100%). A la fin de la réaction, l'ester obtenu après décantation a été mis dans une colonne et lavé en y aspergeant de l'eau. Des émulsions se forment lors du lavage et 24 à 48 heures sont nécessaires pour observer une bonne séparation de phase.

Pour la production d'esters à grande échelle, la contribution de l'Institut Français du Pétrole [70], recourant à 2 systèmes catalytiques différents est très appréciable. Un système unique de catalyse basique a été employé lorsque l'huile à estérifier est dégommée et peu acide : procédé Esterfip 1 (figure 1.3). Les principales caractéristiques du procédé Esterfip 1 sont illustrées dans la table 1.8.

### 1.4.2 Caractéristiques et cinétique de la réaction

#### 1.4.2.1 Effet de la stœchiométrie

Une des variables les plus importantes qui affecte la formation d'esters est le ratio molaire de l'alcool par rapport à l'huile végétale. La stœchiométrie de la réaction nécessite 3 moles d'alcool pour 1 mole d'huile [ratio molaire 3-4 pour obtenir 3 moles d'esters d'acides gras et 1 mole de glycérol. Pour obtenir 90 et 97% de conversion en esters [55], des ratios molaires respectifs de 4 :1 (33% d'excès de méthanol) et 6 :1 (100% d'excès de méthanol) sont nécessaires. Pour un ratio théorique de 3 :1 et moins le pourcentage d'ester décroît

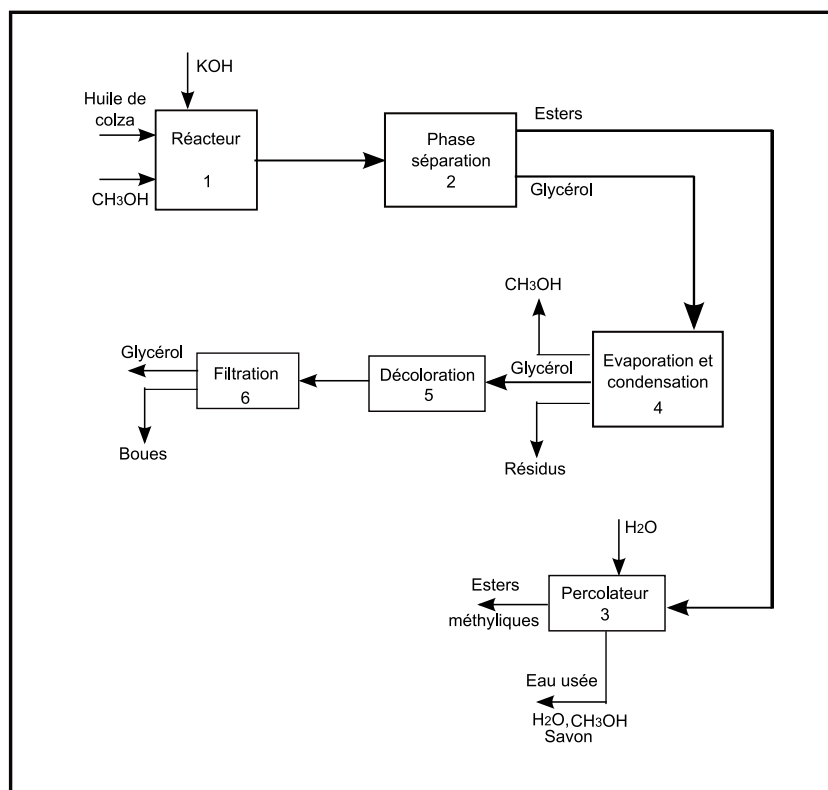


FIGURE 1.3 – Principe du procédé de transestérification complète.

TABLE 1.8 – Caractéristiques du procédé IFP :Esterfip1 [70]

|                  |                                                                                                            |
|------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Matière première | Huile peu acide et méthanol sec                                                                            |
| Conditions       | T=50-70°C<br>15-25 % de méthanol (sur la masse de l'huile utilisée)<br>2 catalyses basiques<br>1 épuration |
| Intérêt          | Pas de filtration<br>Pas d'évaporation<br>Pas de lavage                                                    |
| Bilan            | 95-97 % en poids d'esters<br>97-99 % en pureté d'ester<br>Glycérine facile à décolorer et à purifier       |



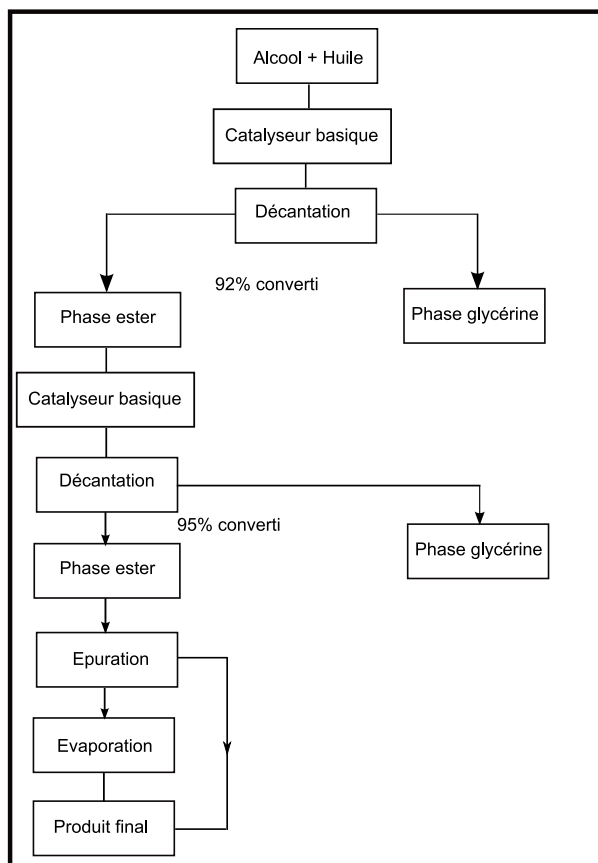


FIGURE 1.4 – Principe du procédé IFP : Esterfip 1 [70].

rapidement avec une croissance correspondante en mono, di et triglycérides. Ceci signifie que la conversion n'est pas complète. La figure 1.5 montre la composition des produits lors de la transestérification de l'huile de tournesol en esters méthyliques d'huile de tournesol (E.M.T.) en considérant l'effet de la stœchiométrie. L'augmentation de ce ratio à plus de 100% d'excès n'augmente pas le rendement (qui est déjà voisin de 98-99%) et complique la récupération de glycérol. Il entraîne en plus des coûts supplémentaires pour la récupération de l'alcool.

La figure 1.5 donne le rendement en esters méthyliques des huiles d'arachide, de soja, de coton et de tournesol. Il est à noter toutefois que ces huiles sont comestibles et ont été raffinées, blanchies, filtrées et désodorisées avant leur utilisation.

#### 1.4.2.2 Effet du temps de réaction sur l'alcoolise alcaline

Lors de la transestérification de l'huile d'arachide, 80% de l'ester obtenu après 2 heures de réaction a été formé en 5 minutes [24]. De même, l'alcoolise de l'huile de menhaden a conduit à des taux de conversion de 80-99% en utilisant plusieurs variétés d'alcools, à des températures de 60-100°C pour un temps de réaction compris entre 2-60 minutes. La méthanolyse des huiles d'arachide, de soja, de coton et de tournesol raffinées a été rapportée par Freedman [26]. La figure 1.7 indique l'effet du temps de réaction sur le pourcentage de la

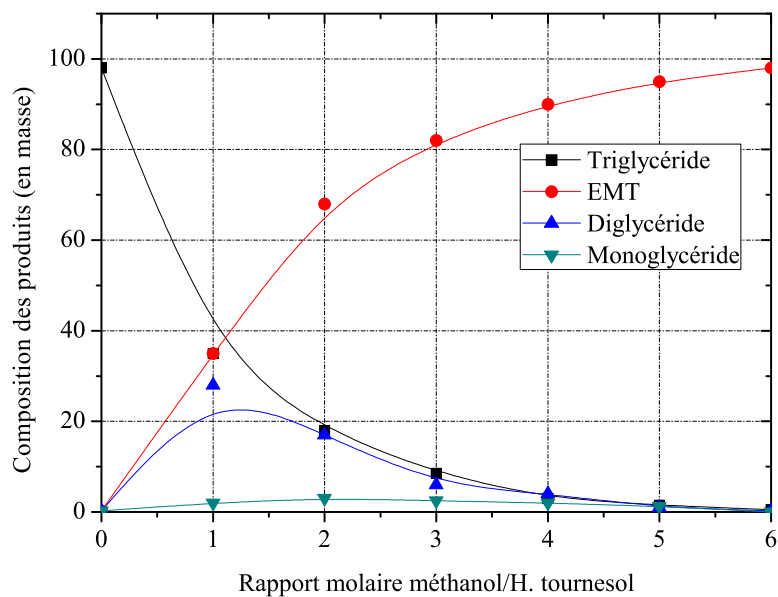


FIGURE 1.5 – Composition des produits dans l'ester de tournesol [26]

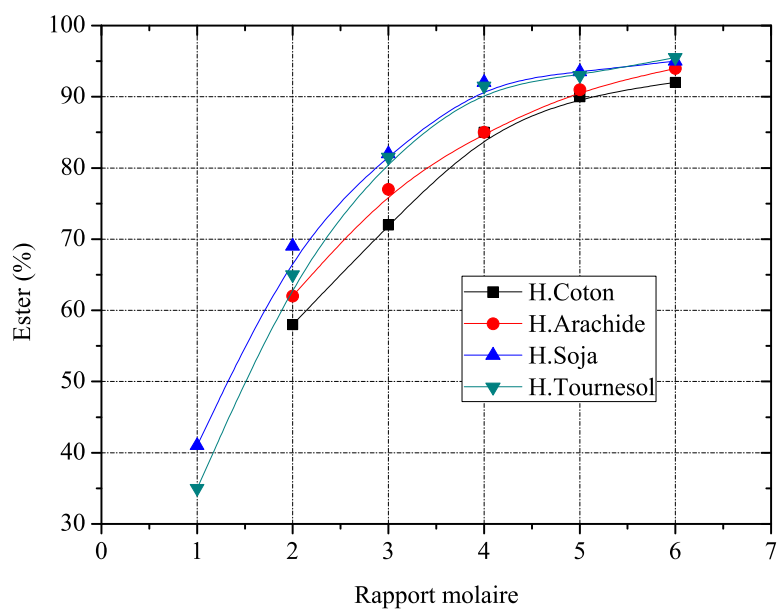


FIGURE 1.6 – Pourcentage d'ester en fonction du ratio molaire de méthanol [26]

conversion lorsque 100% d'excès de méthanol, c'est à dire un ratio molaire de 6:1 a été utilisé. Alors qu'à la première minute, il est à constater près de 80% de conversion pour les huiles de soja et de tournesol, le taux de conversion des huiles de coton et d'arachide n'excède guère 55%. Cependant, après 60 minutes de réaction, la conversion (sauf pour l'huile de coton) atteint 95%.

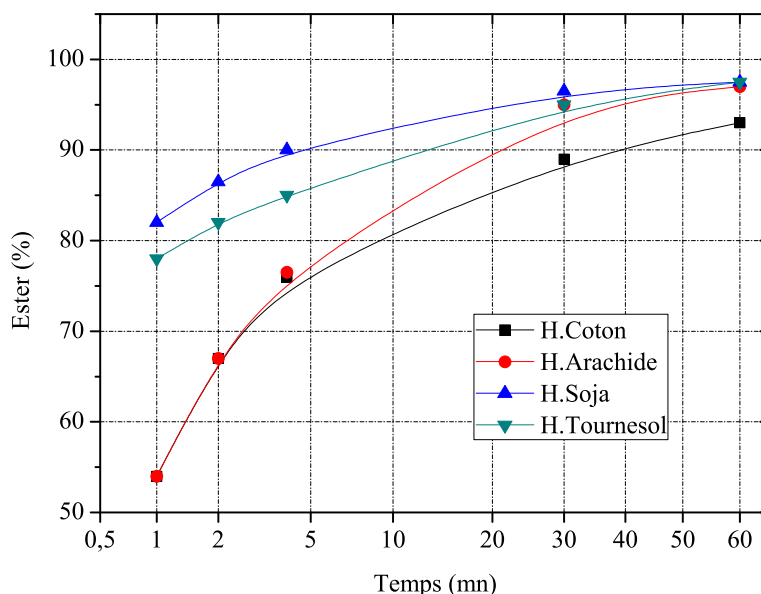


FIGURE 1.7 – Effet du temps de la réaction en catalyse basique [26]

#### 1.4.2.3 Effet de la nature de l'alcool

La figure 1.8 illustre le taux de conversion lors de la réaction de transestérification de l'huile de tournesol avec le méthanol, l'éthanol et le butanol. Quelque soit le ratio molaire alcool/huile utilisé (3:1 ou 6:1), le taux de conversion est plus élevé avec le butanol qu'avec l'éthanol ou le méthanol. Ceci est dû à la température de réaction qui doit être augmentée en fonction de la température d'ébullition de l'alcool utilisé.

#### 1.4.2.4 Effet de la température

L'alcoolyse alcaline des huiles végétales est normalement réalisée aux environs du point d'ébullition de l'alcool utilisé. Cependant, des chercheurs ont rapporté que la réaction peut se faire à la température ambiante.

Freedman et al. [26] ont étudié la méthanolyse de l'huile de soja raffinée à 60, 45 et 32°C, en utilisant les conditions de la figure 1.9. A cause de l'exothermicité de la réaction, lorsque le catalyseur est ajouté au mélange réactionnel à la température ambiante de 28°C, la température s'élève à 32°C dans le mélange. Après 5 minutes de réaction, les esters présents dans les réactions à 60, 45°C et 32°C représentent respectivement 94, 87 et 64% de la masse d'huile utilisée. Après 1 heure de réaction, le taux de conversion est identique

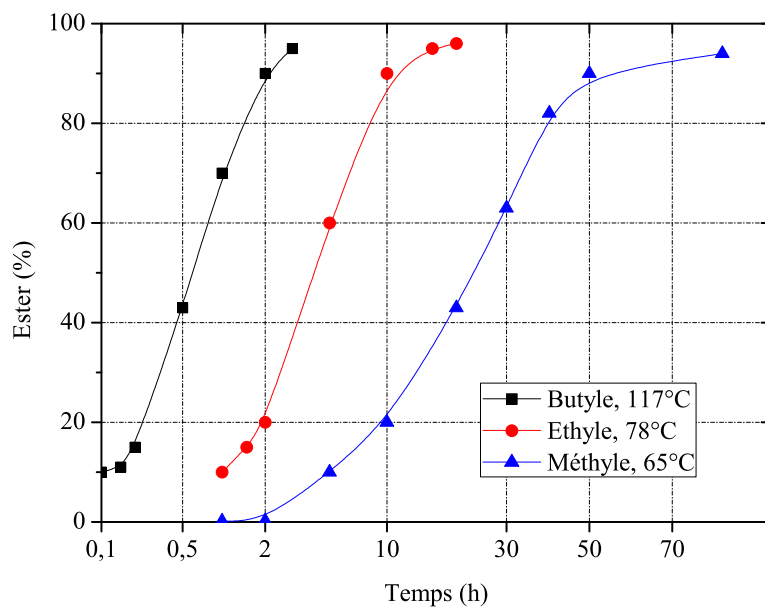


FIGURE 1.8 – Effet du type d'alcool sur le rendement de la réaction [26]

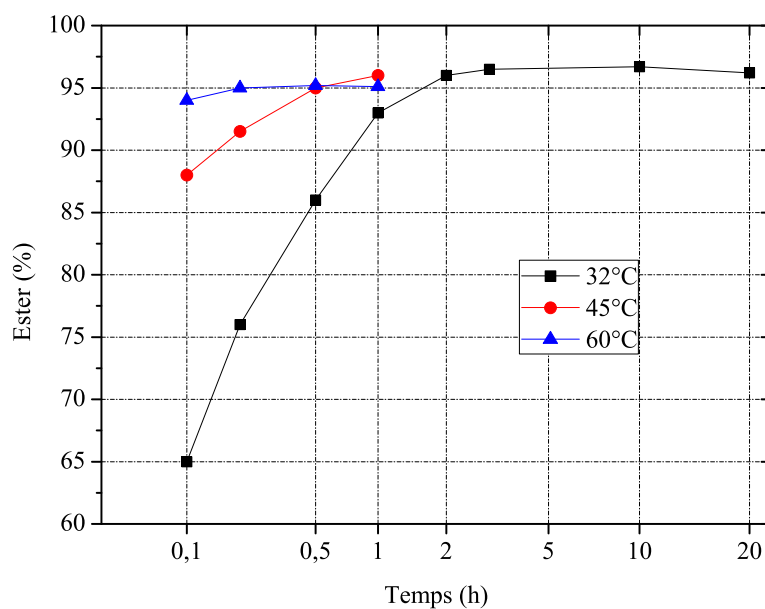


FIGURE 1.9 – Rendement de la réaction en fonction du temps [26]

(96%) pour les réactions à 60 et 45°C, et un peu plus bas (92%) pour celle à 32°C. Après 4 heures de réaction le taux de conversion de la réaction à 32°C dépasse légèrement ceux des autres cas (45 et 60°C).

#### 1.4.2.5 Effet du catalyseur

Une des caractéristiques les plus importantes de la réaction de transestérification est la nature et la qualité du catalyseur. La littérature rapporte une large vision sur les divers catalyseurs utilisés dans cette réaction. La catalyse peut être alcaline ou acide selon les types d'huiles utilisés et particulièrement selon leurs acidités.

##### A) Catalyse alcaline (basique)

Les catalyseurs basiques utilisés sont regroupés généralement en deux groupes : les catalyseurs naturels et les catalyseurs industriels. Plusieurs chercheurs ont travaillé dans ce domaine et des résultats satisfaisants ont été trouvés aussi bien avec les premiers qu'avec les seconds [35].

##### A-1) La catalyse alcaline et les catalyseurs naturels

Les catalyseurs naturels sont constitués de cendres et de résidus de carbonisation. Parmi les nombreux catalyseurs d'alcoolyse, des catalyseurs minéraux naturels, c'est à dire des composés susceptibles d'être facilement disponibles, sont préférables : argiles de carbonate de calcium (sédiments de calcaires), chaux, magnésie (sédiments dolomitiques), zéolithes (terrains volcaniques). Cependant, des catalyseurs tels que les faugasites, le montmorillonite, les tamis 4A et la magnésie sont inactifs dans certaines conditions de réactions. D'autres catalyseurs tel que la chaux donnent des rendements en esters faibles et une formation de savons s'en suit. Ces savons sont des produits secondaires qui résultent de l'hydrolyse des fonctions esters avec un pourcentage plus élevé d'éthanol. Lorsqu'on utilise le méthanol, le pourcentage de conversion est plus faible.

Le rapport des ions alcoolates et hydroxides dépend d'une part, de la nature de l'alcool (méthanol, éthanol) et d'autre part, de la teneur en eau du milieu. Une même proportion d'eau favorise plus la formation d'ions hydroxides dans l'éthanol que dans le méthanol. Avec l'éthanol 96 (azéotrope d'éthanol-eau) et l'hydroxyde de potassium comme catalyseur, dans les conditions expérimentales de Graille et al. [1985], les rendements en esters ne dépassent pas 80%. L'augmentation de la proportion de catalyseur a pour effet d'accroître la proportion de savons qui peut atteindre 30%.

##### A-2) La catalyse alcaline et les catalyseurs industriels

Les catalyseurs les plus couramment utilisés pour une réaction de transestérification sont les hydroxydes de potassium et de sodium. Ces catalyseurs (facilement manipulables) ont été employés dans la majorité des travaux d'alcoolyse avec une quantité de 0.6% en masse par rapport à la masse de l'huile de colza utilisée [47], lorsque le méthanol absolu est utilisé.

Un des points importants à considérer lors de la catalyse basique des huiles végétales est la vitesse à laquelle la réaction se produit en présence du méthoxyde de sodium. Les études cinétiques montrent que les esters de butyle, de méthyle et d'éthyle d'huile de tournesol sont formés en proportion de 88, 80 et 76% (par rapport à la masse d'huile) respectivement après 1 heure [55]. Après 1 heure de réaction, les pourcentages des esters de méthyle, d'éthyle et de butyle sont de 98, 96 et 96%, respectivement. En catalyse basique, où 100% d'excès de méthanol est utilisé, la transestérification est complète en 1 heure. Le mélange réactionnel doit être anhydre (moins de 0.3% d'humidité) et l'huile végétale doit avoir une acidité libre de moins de 0.2%. L'eau et l'acidité détruisent le catalyseur.

La figure 1.10 illustre le taux de conversion en esters d'une huile végétale, en utilisant 1.0, 1.2 et 1.3% de KOH comme catalyseur. Avec diverses concentrations d'hydroxide de potassium, Peterson et al. [52] ont effectué ces essais illustrant l'effet d'augmenter la quantité de catalyseur à partir d'une certaine valeur (1.3% en masse d'huile). Donc, si le pourcentage de catalyseur est assez élevé, son utilisation ne servira qu'à compliquer la réaction (augmenter le taux de saponification par exemple).

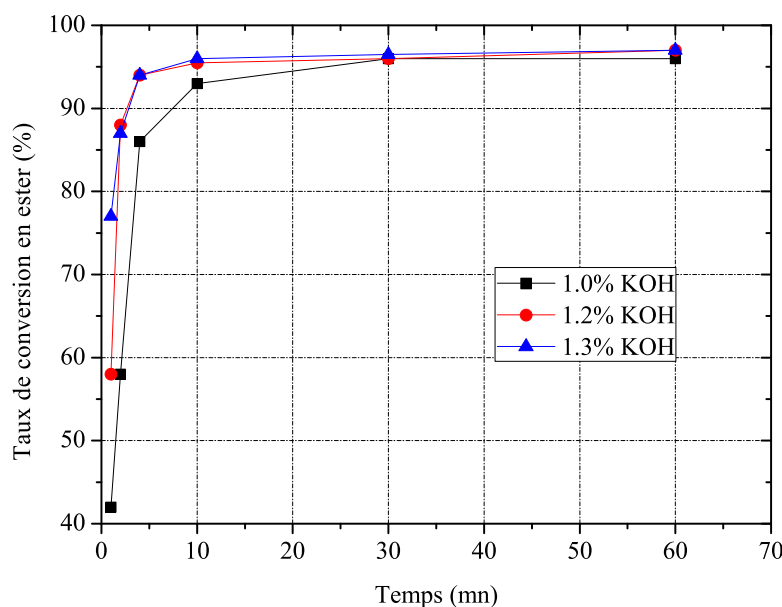


FIGURE 1.10 – Taux de conversion pour 3 concentrations différentes de KOH

## B) Catalyseur acide

La réaction en catalyse acide est utilisée lorsque les huiles utilisées sont faibles en acide gras, leur degré d'acidité élevé ou alors contiennent de l'eau. Les acides gras pourraient désamorcer le catalyseur alcalin et le rendre alors inactif. Il est connu que la catalyse alcaline est beaucoup plus rapide que la catalyse acide [35]. Alors qu'à température ambiante, la réaction en catalyse basique se déroule rapidement, la réaction en catalyse acide nécessite une température supérieure à 100°C. Le temps de réaction peut varier de 3 à 48 heures (sauf lorsque la réaction se passe à haute température et à haute pression).

Pryde et al. [55] rapportent que seuls des traces d'esters sont formées avec 1% d'acide sulfurique après 1 heure de réaction. Un ratio molaire de 30:1 de méthanol/huile de soja et 44 heures de chauffage du mélange réactionnel sont nécessaires pour la catalyse acide. Cependant, en 4 heures de temps, lorsque l'alcool butylique est utilisé, un pourcentage de conversion de 98% est observé avec 1% d'acide sulfurique. Ce haut taux de conversion est certainement dû à la température élevée, égale à 114°C à laquelle se déroule la réaction, comparativement à 60°C lorsque le méthanol est utilisé comme alcool.

Si l'on veut maintenir l'utilisation de l'éthanol 96, l'emploi des catalyseurs acides tels que les acides sulfurique et chlorhydrique est recommandé [35]. On obtient des résultats intéressants avec l'huile de palme raffinée et l'acide sulfurique (4% par rapport à l'huile) lors de l'utilisation de l'éthanol 96 en excès (10 équivalents stœchiométriques). Le rendement en esters éthyliques est de 97% au bout de 10 heures de réaction. Pour des conditions expérimentales identiques, mais avec une huile d'acidité élevée (38%), les rendements en esters éthyliques avec l'éthanol 100 et l'éthanol 96, sont respectivement de 95 et 90% en utilisant l'acide chlorhydrique comme catalyseur. Quant au procédé Esterfip 2 [70], il permet de faire la conversion des huiles végétales avec un rendement approchant 100%. Les principales caractéristiques du procédé Esterfip 2 sont illustrées par la figure 1.11.

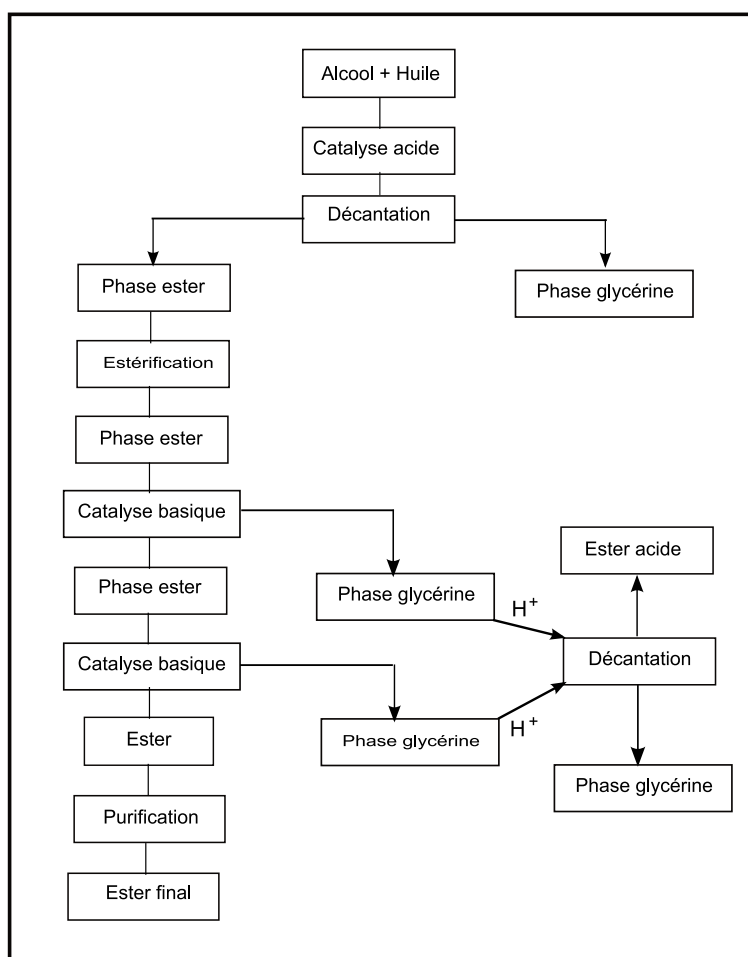


FIGURE 1.11 – Schéma de principe du procédé IFP : Esterfip 2

**Conclusion :** La réaction de transestérification peut donner de bons rendements de conversion, aussi bien en catalyse basique qu'en catalyse acide. Cependant, la catalyse acide consomme beaucoup d'alcool même si elle donne de hauts taux de conversion pour les huiles fortement acides. C'est pourquoi, il est préférable d'utiliser la catalyse basique pour la transestérification des huiles d'acidité libre de 15-20%, en utilisant un alcool à haut point d'ébullition (le butanol par exemple).

## 1.5 Tests de biocarburants dans les moteurs Diesel

Deux grandes périodes ont marqué la relance de la recherche en matière de combustibles de substitution dans les moteurs diesels : avant 1950 où l'effort de guerre a créé le besoin de recherche de nouvelles sources d'énergie, ensuite la première crise pétrolière en 1973 où le prix du pétrole brut a été accru de 2 à 12 dollars/baril.

Dans cette section, une certaine différenciation sera faite entre les divers carburants qu'utilisent les divers moteurs : huile végétale pure (ou non modifiée), esters d'huiles végétales et mélanges de carburants. Les moteurs diesels modernes sont construits pour fonctionner avec un carburant diesel standard. Pour fonctionner aux huiles végétales, il est nécessaire non seulement de changer les propriétés physico-chimiques des huiles afin de les rendre comparables au gazole, mais aussi de refaire la conception de certaines caractéristiques géométriques des moteurs.

### 1.5.1 Combustibles végétaux non modifiés

#### 1.5.1.1 Essais de performances

Les essais de performances sont effectués sur un banc d'essai sur lequel on relève certains paramètres classiques (puissance, rendement, consommation, émission de polluants, température à l'échappement, etc). Toutes les conditions possibles de régime et de charge sont à considérer et l'expérimentation est complétée par des mesures plus fines, telles que les conditions d'injection et le calage du cycle.

Des chercheurs [38] font mention d'une certaine décroissance de la puissance avec les huiles végétales, d'autres ont pu démontrer le contraire [57]. L'abaissement maximal de la puissance lors du fonctionnement avec les huiles végétales selon Kaufman et al. [38] était de 9%, tandis que l'augmentation maximale en puissance rapportée par Quick [57] était de 7%. Toutefois, à consommation de carburant égale, une puissance plus basse avec les huiles végétales est attendue par rapport au gazole [44].

La consommation spécifique est plus élevée pour les huiles végétales que pour le gazole, avec quelques rares exceptions. Une consommation spécifique élevée est observée parce que les huiles végétales ont un pouvoir calorifique plus bas que le gazole [9]. Des essais de performances d'un moteur Hatz E89 à précombustion avec le gazole puis avec l'huile



brute de pourghère, effectués par Haidara [35], ont démontré qu'à certaines charges, les consommations spécifiques peuvent se rapprocher, mais en général, elles sont plus élevées à pleine charge lorsque l'huile brute est utilisée. Le seul cas de baisse de consommation spécifique (2.9% par rapport au gazole) se produit lorsque l'huile de tournesol 100% a été utilisée dans un moteur turbo-diesel à injection directe (Bruwer et al. [12]).

La comparaison entre carburants de différents pouvoirs calorifiques peut aussi se faire en se basant sur le rendement thermique qui est une mesure de la capacité d'un moteur à convertir l'énergie d'un carburant en travail utile. Les résultats présentés par Bruwer [12] étaient typiquement dans l'échelle des différences d'efficacité qui avaient été trouvées et qui s'échelonnent d'une décroissance de 3.9% à une croissance de 9.9% en efficacité thermique pour l'huile de tournesol comparée au diesel. Cruz et al. [17] ont trouvé que les huiles végétales donnent des efficacités faibles par rapport au gazole lorsqu'un moteur diesel à injection directe est utilisé, mais conduisent à de meilleures efficacités avec les moteurs à injection indirecte.

Des chercheurs ont rapporté une réduction de fumée noire pendant l'utilisation des huiles végétales. Quick [57] a rapporté une baisse de fumée de 50% à l'échappement. Des résultats allant aux deux extrêmes ont été trouvés par Bruwer et al. [12]. Durant ces essais, cinq moteurs ont donné une réduction en fumée au delà de 71% pour des huiles végétales, mais quatre autres moteurs ont donné une augmentation (en fumée) supérieure à 27%.

Il a été rapporté que les huiles végétales causent des dépôts de carbone durs sur les têtes de cylindres, les soupapes, les nez d'injecteurs et les têtes de pistons. Ces dépôts sont essentiellement dus à une mauvaise pulvérisation (elle même due à la viscosité élevée des huiles végétales) lors de l'injection. Cette situation peut s'améliorer en réduisant la viscosité des huiles végétales par chauffage et/ou par dilution. Comme rapporté par Bruwer et al. [12], l'accumulation du carbone autour des orifices des nez d'injecteurs cause une augmentation de fumée à l'échappement.

Des difficultés au démarrage d'un moteur froid avec une huile végétale à la température ambiante sont également rapportées. Un système de démarrage au gazole est conseillé dans ces conditions, puis à l'aide d'un robinet "by-pass", la conduite de l'huile végétale est ouverte [35]. Des essais de démarrage à froid d'un moteur Hatz E89 à l'huile de pourghère ont permis de constater qu'après 70 h, le moteur ne parvient plus à démarrer facilement. Le nez d'injecteur ainsi que la tête de la bougie de préchauffage ont été encrassés. Le tarage de l'injecteur a montré que même le gazole ne pouvait plus être pulvérisé; il goutte à la pression de tarage de 150 bars. Après avoir nettoyé l'injecteur, le moteur a pu redémarrer facilement. Lorsque le moteur est chaud (ou même tiède), le démarrage à l'huile végétale est aussi facile que s'il se faisait au gazole [35].

#### 1.5.1.2 Essais d'endurance

Les performances à court terme des moteurs diesels non modifiés avec l'utilisation des huiles végétales peuvent être satisfaisantes, mais des chercheurs ont rencontré des problèmes

pendant les essais à long terme [30]. L'encrassement des nez d'injecteurs peut dégrader l'atomisation du carburant et conduire aux problèmes de formation de coke, de gommage et de blocage des segments, de dilution de l'huile du carter et de polymérisation subséquente de l'huile de lubrification.

## 1.5.2 Huiles végétales modifiées

### 1.5.2.1 Les esters

Des rapports de tests sur les esters d'huile de tournesol ont été effectués par Bruwer et al. [12]. Le moteur faisait fonctionner un dynamomètre à 80% de sa charge maximale pendant 100 heures. Les résultats ont montré que les combustibles à base d'esters d'huiles végétales causent moins de cokéfaction, produisent moins de fumée à l'échappement et accroissent l'efficacité thermique du moteur, comparativement à l'utilisation du gazole.

### A-Essais de performances des moteurs

Des tests de performances en utilisant les esters méthyliques et éthyliques de diverses huiles végétales ont été effectués par quelques chercheurs. Baiju et al. [7] ont étudié les performances et les émissions d'un moteur diesel mono-cylindre 4 temps à injection directe lors de son alimentation avec des mélanges de gazole avec les esters méthylique et éthylique de l'huile végétale de Karanja. Ils ont conclu que les performances du moteur lors de l'utilisation des différents mélanges étaient similaires entre elles et à celles du gazole pur. L'opacité des suies et la concentration du CO diminuaient avec le biodiesel et cette diminution était plus importante avec l'augmentation des proportions du biodiesel dans les mélanges. Les NOx ont été augmentés au fur et à mesure qu'augmente la quantité du biodiesel dans le mélange.

Rahimi et al. [58] ont également étudié l'effet de l'utilisation des mélanges du gazole, du biodiesel de tournesol et d'éthanol sur un moteur diesel. Ils ont noté des performances similaires entre le gazole pur, les mélanges gazole-biodiesel et le mélange gazole-biodiesel-alcool. D'autre part, les émissions des hydrocarbures imbrûlés et du dioxyde de carbone les plus basses ont été enregistrées avec les mélanges gazole-biodiesel-alcool, suivies par les mélanges gazole-biodiesel puis le gazole.

### B-Essais d'endurance des moteurs

Les performances similaires entre le biodiesel et le gazole ainsi que la réduction des émissions polluantes sont des atouts du biodiesel, mais elles ne sont pas suffisantes pour l'adopter comme carburant alternatif sur les moteurs diesel. Il faut combiner ces résultats avec des études d'endurance sur les moteurs.

Des tests d'endurance ont été effectués sur un moteur diesel à injection directe (Caterpillar 3306) équipé d'un turbo-compresseur en utilisant les esters méthyliques d'huile de colza [45]. Après 150 heures de tests, les pistons étaient restés propres. Les injecteurs

étaient légèrement encrassés mais aucune usure n'a été constatée.

Grabowski et McCormic [30] ont soulevé des problèmes liés à l'utilisation du biodiesel à long terme dans les moteurs diesel, comme les dépôts de carbone sur les soupapes et les injecteurs à faibles charges dues à la présence des mono, di ou triglycérides ainsi que de la glycérine et à la mauvaise viscosité et volatilité du carburant. Le point d'ébullition élevé du biodiesel ne permet pas à la partie qui s'échappe vers l'huile de lubrification de s'évaporer conduisant à la dilution de ce dernier. La lubricité du biodiesel ne pose pas de problème car elle est meilleure que celle du gazole.

Par contre, autres études ont montré de bonnes durées des moteurs avec le biodiesel. Çetinkaya et al. [13] ont testé l'effet de l'utilisation du biodiesel issu de l'huile de friture usagée sur une Renault Mégane 4 cylindres 75 kW sur un trajet urbain de 7500 km. La période d'essais était divisée en deux parties, la moitié du trajet est réalisée en hiver et l'autre moitié est effectuée au printemps. Après une utilisation du gazole sur la voiture, le moteur était démonté et inspecté ainsi qu'après chaque partie des essais. Les performances et les émissions sont également comparées à celle du gasoil. Les performances du moteur ont légèrement baissé lors de l'utilisation du biodiesel mais la consommation spécifique était similaire à celle du gasoil et l'opacité de la fumée était réduite de 60%. Après la période d'essais hivernale, le moteur a été démonté et les injecteurs, les pistons, les cylindres et le pot catalytique ont été inspectés. Les injecteurs ont été carbonisés à cause de la faible viscosité et de la mauvaise combustion et le pot catalytique était colmaté. Par contre, les surfaces des pistons et des cylindres n'avaient pas de dépôts. Lors de la deuxième période d'essais, des additifs qui baissent la viscosité et le point trouble ont été ajoutés. A la fin de cette période, l'inspection a montré que les injecteurs et le pot catalytique n'ont eu aucun problème.

## 1.6 Production du biodiesel dans le monde

Aujourd'hui, la consommation de l'Europe en diesel représente 60% de la demande mondiale en carburant. Depuis 1992, la production de biodiesel a augmenté de façon remarquable avec près de 35% de taux de croissance annuel moyen dans l'Union Européenne.

L'Allemagne est le premier producteur et consommateur du biodiesel en Europe. Depuis 1991, la production et la vente du biodiesel a augmenté de 200 t à 800 000 t en 2003. L'huile de colza pure est utilisée sans transformation pour alimenter directement des véhicules à motorisation dédiée. En 2003, 5000 t d'huile de colza pure ont été utilisées dans 4000 véhicules, essentiellement agricoles. Le biodiesel est utilisé sous sa forme pure, c'est-à-dire sans être mélangé (B100) en Allemagne et en Autriche dans des moteurs de voitures, de bus, de camions, de tracteurs et autres engins agricoles. Cette voie offre un grand potentiel d'économie de  $CO_2$ . La réduction des émissions à l'utilisation est proportionnelle au taux d'incorporation du biodiesel.

En France, le biodiesel porte la marque déposée de Diester. Un taux d'incorporation de 5 % de diester dans le diesel est homologué par les pouvoirs publics français et est

distribué à la pompe pendant qu'un diester à 30 % d'incorporation est actuellement réservé aux flottes captives. Dans ce même pays, la production du biodiesel s'accompagne d'une co-production de tourteaux qui se substituent à des importations de tourteaux de soja. En 2002, le Price Water House Coopers a réalisé une étude estimant à plus de 151 millions d'euros par an, l'impact positif de la filière biodiesel sur la balance commerciale de la France.

Le Brésil, dispose de grandes surfaces cultivables, avec 90 Mha de terres agricoles et occupe le deuxième rang avec 26 % de la production mondiale de soja. En 2003-2004, il a produit 52 Mt de graine de soja, donnant 9.4 Mt d'huile. D'autres huiles transestérifiées sont utilisées tels que le tournesol, le coton et le ricin. Les esters synthétisés sont en grande partie des esters éthyliques, compte tenu de la disponibilité de l'alcool éthylique, alors que le méthanol est majoritairement importé.

Aux Etats-Unis, la production du biodiesel avoisine les 200 000 t/an, réparties en 25 unités. Les biodiesels sont synthétisés à partir d'huile de soja vierges et usagées et de graisse animales, avec des taux de mélange de 2 et 20% dans le gazole.

En Algérie, les énergies renouvelables sont actuellement au coeur des préoccupations. Consciente de leur intérêt grandissant et de leur enjeu, l'Algérie a intégré le développement des énergies renouvelables dans sa politique énergétique par l'adoption d'un cadre juridique favorable au développement de ces énergies. La réalisation d'importantes infrastructures dans ce domaine et la planification d'importants projets en est la parfaite illustration. Le biodiesel est une voie prometteuse afin de diminuer les importations en gazole et de contribuer à la réduction des émissions des gaz à effet de serre et à lutter contre la désertification.

## 1.7 Coût de production du biodiesel

Plusieurs facteurs influent sur le prix de revient de la production du biodiesel : la matière première (huile végétale, graisse animale, etc), les autres réactifs (alcool et catalyseur), la nature de la purification, la capacité de production, son stockage. Le prix du biodiesel dépend principalement du prix de la matière première utilisée pour le produire [23]. Ainsi, par exemple, le biodiesel produit à partir de la graisse animale et de l'huile de friture usagée, coûte moins cher que celui produit à partir des huiles végétales comme le colza, l'huile de palme, le soja, etc. En effet, le coût des matières premières constitue la grande part des dépenses pour la production du biodiesel, environ 65-80 % du coût total [5], elle atteint 88 % dans l'étude de Haas [34] qui ont travaillé avec l'huile de soja. Or, la graisse animale et l'huile de friture usagée étant classées parmi les déchets, leur coût sera par conséquent moindre par rapport aux huiles végétales, ce qui fait que le coût du biodiesel obtenu à partir de ces matières sera aussi moindre [78]. Le coût de production suit les mêmes tendances que les coûts des matières premières.

La figure 1.12 représente le schéma général de production du biodiesel à partir des huiles végétales et des graisses animales par transestérification. Ce schéma permet de comprendre le procédé de production pour mieux inventorier les éléments à prendre en

compte lors de l'estimation du coût de production. Le schéma montre qu'une partie du

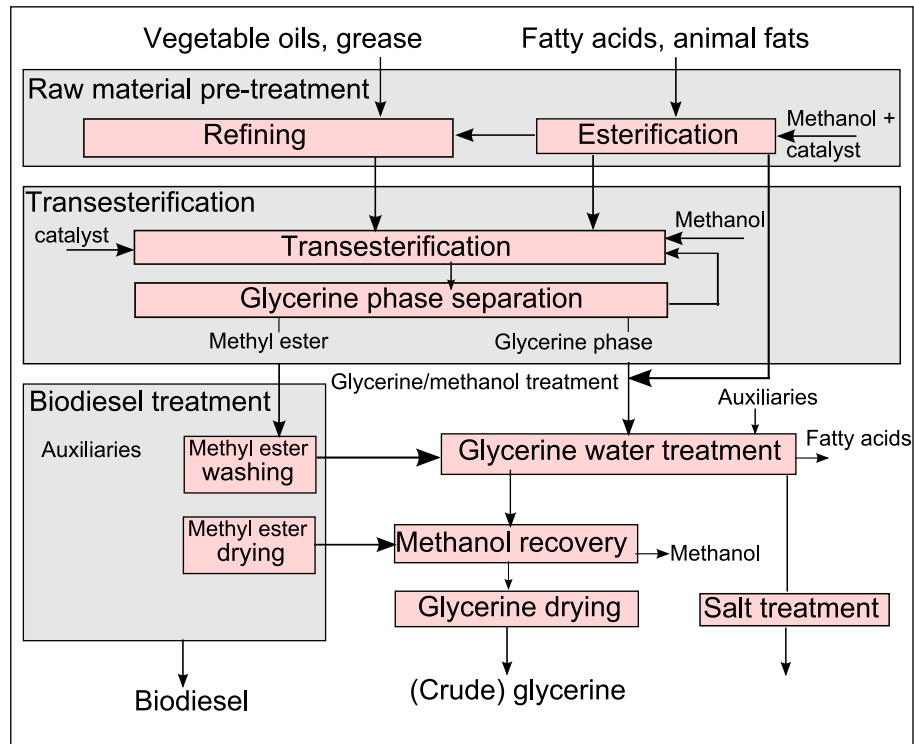


FIGURE 1.12 – Schéma général de production du biodiesel (Amigun et al. 2008)

méthanol en excès dans la réaction peut être récupéré, ceci conduira à une réduction de la part du coût dû au méthanol, et donc à la réduction du coût total de production des esters. Cette baisse du coût de l'éthanol, ajoutée à la récupération (par l'industrie du savon et des cosmétiques) de la phase aqueuse de glycérine va diminuer effectivement d'environ 6 à 10 % le prix de revient de production du biodiesel.

Le coût de production du biodiesel produit à partir de l'huile de noixettes a été évalué par Gumus [33] dans la période allant de 1997 à 2007 en Turquie. Comme le montre la figure (1.13), la production du biodiesel est beaucoup plus coûteuse que celle du gazole, principalement à cause des prix très bas du pétrole dans cette période. En 2003, la moyenne des prix du diesel a augmenté contrairement aux prix du biodiesel qui a atteint ses plus bas niveaux. Au delà de cette année, l'écart entre le prix du diesel et celui du biodiesel redevient de plus en plus important. Le prix du diesel sert toujours de référence et permet de déterminer le prix à partir duquel la production de biocarburants devient rentable. C'est le point de départ, aussi appelé seuil de rentabilité ou point d'équilibre, de l'étude économique de la production de biocarburants. Ainsi, le coût élevé du biodiesel reste l'obstacle principal à sa commercialisation.

### 1.7.1 Méthodologie d'estimation du coût de production

Le procédé de production de biodiesel par transestérification est techniquement maîtrisé. Selon Santana et al. [66], le coût de l'investissement total ( $I_{tot}$ ) comprend le capital fixe (investissements directs et indirects) pour l'acquisition des équipements ainsi que le fonds

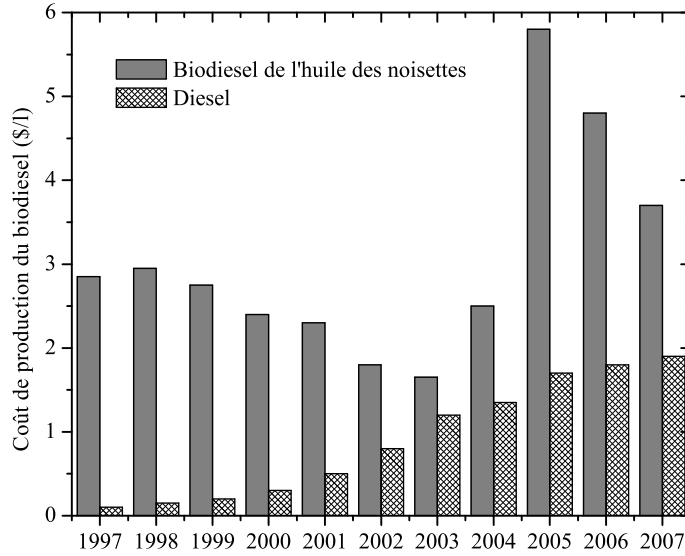


FIGURE 1.13 – Coût du biodiesel de l’huile de noisettes en comparaison au diesel (Gumus 2008)

de roulement pour son fonctionnement. Au sein de la classe des investissements directs, on retrouve des ressources allouées à l’acquisition, au transport et à l’installation de l’équipement directement impliqué dans le processus de production (*IDI*) et d’autres, allouées à l’équipement en dehors du circuit et/ou de la zone de production (*IDII*). Le coût des investissements *IDII* est estimé à 45 % du coût des investissements *IDI*. Les investissements indirects comprennent tous les autres frais et sont estimés à 25 % des investissements directs.

L’investissement total peut être estimé comme une fonction de l’investissement *IDI*. Il est donné par la relation (1.4) :

$$I_{tot} = 1.81 \times IDI \quad (1.4)$$

Le coût de production du biodiesel est calculé à l’aide de l’équation (1.5) :

$$CP = \frac{CAE + C_{Exp} - C_{Glyc}}{PAB} \quad (1.5)$$

où  $CAE$  est le coût annuel équivalent,  $C_{Exp}$ , le coût d’exploitation annuel,  $C_{Glyc}$  est la part de recettes correspondant à la vente de toute la quantité de glycérine produite,  $PAB$  est la production annuelle de biodiesel.

Le coût annuel équivalent de l’investissement initial est calculé à partir de l’annualisation de l’investissement total. Le  $CAE$  est calculé à l’aide de l’équation :

$$CAE = I_{tot} \left[ \frac{j(1+j)^t}{(1+j)^t - 1} \right] \quad (1.6)$$

où  $j$  est le taux d’intérêt annuel des marchés financiers (souvent fixé à 15 % [66]),  $t$  est la durée de vie nécessaire pour analyser la viabilité du projet (souvent fixée à 10 ans).

Dans ce modèle, les coûts d'exploitation  $C_{Exp}$  comprennent les coûts des matières premières, des services, des réparations et de maintenance et d'opérateurs. En plus des coûts d'exploitation, l'amortissement des équipements doit être pris en compte. Le taux d'amortissement est souvent fixé à 10 % [49]. Les recettes de la vente de la glycérine produite font baisser d'environ 6-10 % le prix de production du biodiesel.

Dans leur modèle de calcul du coût de production du biodiesel, Deshpande [21] utilisent les mêmes paramètres. Leurs coûts respectifs étant évalués sur une période d'une année (comme dans le cas de l'étude de Santana et al. [66]). Le terme estimant les "Coûts d'exploitation" est plus complexe et fait apparaître d'autres termes indépendants comme les coûts des matières premières et les coûts des services. Ce coût de production (CP) est estimée à l'aide de l'équation générale suivante :

$$CP = 0.2536CFI + 2.2835C_{Exp} + 1.0309(C_{Ser} + C_{Dc} + C_{MP}) \quad (1.7)$$

où  $CFI$  représente les capitaux fixes d'investissement,  $C_{Exp}$ , les coûts d'exploitation,  $C_{Ser}$ , le coût des services,  $C_{Dc}$ , le coût pour le traitement des déchets,  $C_{MP}$ , le coût des matières premières.

Les capitaux fixes d'investissement prennent en compte les coûts d'acquisition de tous les équipements directement liés à la production, leurs coûts d'installation et d'instrumentation, ainsi que des coûts indirects tels que le transport, les frais d'ingénierie, les frais généraux, les assurances, etc. Les coûts d'exploitation comprennent les frais du personnel intervenant sur l'installation. Les matières premières incluent les différentes huiles ainsi que l'alcool utilisé.

## 1.7.2 Facteurs permettant la reduction du coût de production

### 1.7.2.1 Matière première

Amigun et al. [5] ont analysé le coût de production pour une installation industrielle capable de traiter des matières premières variées (graisse animale, huile de colza). La comparaison est faite à partir de la répartition des coûts des différents termes de la relation (1.6). Dans le cas de l'huile de colza, le coût des matières premières est de 72 %, le coût d'exploitation de 21 % et la part du capital de 7 %. Dans le cas de la graisse, le coût des matières premières est de 66 %, le coût d'exploitation 21 % et le capital, 13 %. Le coût de prétraitement accroît la part du capital dans le cas des graisses. Le différentiel entre le coût des graisses et de l'huile de colza (entre graisses, huiles usagées et huiles végétales pures) influence beaucoup le coût total du biodiesel.

Les capitaux investis peuvent être extrêmement importants mais leur impact sur le coût final du biodiesel reste minime. Ils représentent une part d'environ 10-15 % du coût total de production du biodiesel [78]. Amigun et al. ont montré que pour une installation d'une capacité de 100.000 tonnes/an, une augmentation de 10 % du coût des investissements engendre un accroissement du coût du biodiesel de 0.730 à 0.731 euro/litre.



TABLE 1.9 – Comparaison des coûts de production du biodiesel pour les options A et B

| Option | Capacité de production (l/jr) | Coûts de production(USD/an) | Coût net(USD/l) |
|--------|-------------------------------|-----------------------------|-----------------|
| A      | 9175                          | 3322708                     | 4.09            |
|        | 56000                         | 16817463                    | 3.33            |
| B      | 9175                          | 3342872                     | 4.26            |
|        | 56000                         | 16919737                    | 3.47            |

Les variations des performances techniques et économiques dans la production des biocarburants sont principalement dues aux différences dans les hypothèses adoptées quant aux différents coûts (coûts des matières premières, coûts de la main d'œuvre, taux d'intérêt, les coûts de co-produits), la durée de vie économique de l'installation, le type de technologie ainsi que la taille de l'installation.

### 1.7.2.2 Procédé de production et sa capacité

Deshpande et al. [21] ont proposé et conçu une technologie intégrée de production de biodiesel par transestérification de diverses huiles végétales et de graisses animales avec du méthanol/éthanol supercritique et de cogénération qu'ils l'ont comparé au procédé catalytique habituel. L'énergie nécessaire à la réaction peut être fournie par un groupe électrogène intégré au système (Option A), ou par un brûleur (Option B) dans le cas d'installations de grandes capacités de production. Le groupe électrogène et le brûleur utilisent une faible fraction du biodiesel produit. Ainsi par exemple, le calcul du coût de production du biodiesel donne un seuil de rentabilité du système à environ 0.07 et 0.09 euro/litre de biodiesel produit, avec le groupe électrogène intégré ou avec le brûleur respectivement, pour une installation d'une capacité journalière d'environ 56000 l. Dans les deux cas, ce seuil reste toujours inférieur au seuil de 0.13 euro/litre de biodiesel produit par le procédé de transestérification catalytique habituel.

La table (1.9) compare les coûts de production du biodiesel dans les cas où l'énergie nécessaire au processus de production du biodiesel est fournie par un groupe électrogène (Option A) ou par un brûleur (Option B). Il donne aussi les recettes provenant de la vente d'une partie de l'électricité produite ainsi que les seuils de rentabilité de l'installation. Dans ce tableau, on remarque que le coût de production du biodiesel pour une unité (Option A) d'une capacité journalière de 9175 litres/jour est de 3322708 USD/an pour un seuil de rentabilité de 4,09 USD/l de biodiesel produit. Ainsi, si la capacité passe à environ 56000 litres/jour, le seuil de rentabilité devient 0,88 euro/l. Dans le cas de l'option B, le seuil de rentabilité est 1,13 et 0,91 euro/l et le coût de transformation de 0,29 et 0,08 euro/l pour l'unité de 9175 et de 56000 litres/jour respectivement. L'option A (avec groupe électrogène intégré) paraît donc avantageuse que l'option B (avec brûleur).



## 1.8 Synthèse de la revue de la littérature

La réaction de transestérification permet de raffiner les huiles végétales pour rapprocher leurs caractéristiques de celles d'un gazole conventionnel. Elle élimine l'acidité libre des huiles qui peuvent ainsi s'adapter aux moteurs sans conséquences graves, surtout lorsque la catalyse basique a été utilisée. En catalyse acide, l'ester reste encore acide, ce qui risque de poser des problèmes. L'indice d'iode des esters méthyliques est pratiquement le même que celui des huiles brutes; l'indice de saponification ne change pas. L'indice de peroxyde et l'acidité doivent être mesurés à nouveau.

Lorsque la réaction est incomplète, il peut y avoir présence de mono et de diglycérides dans les esters. Il faut éliminer les monoglycérides par nitration ou éviter d'en former. Si l'alcool reste dans les esters, la qualité à froid, la courbe de distillation et la viscosité peuvent être améliorées, contrairement à l'indice de cétane et le point éclair.

Les essais de performance de courte durée d'un moteur diesel avec des huiles végétales non modifiées et des esters d'huiles végétales paraissent être satisfaisants. Les différences de propriétés physiques et chimiques des huiles végétales, des esters et du gazole ont des effets divers sur les performances des moteurs diesels.

Les tests d'endurance des moteurs avec des huiles végétales non modifiées montrent quelques problèmes lors de l'utilisation. Les plus importants sont la cokéfaction des nez d'injecteurs qui peut empêcher la pulvérisation du carburant, le gommage des pistons, la dilution de l'huile de lubrification et conséquemment, sa polymérisation et sa gélification. Quant aux esters ils sont à ce jour, les meilleurs carburants de remplacement dans les moteurs diesels à injection directe. Les problèmes de fonctionnement des moteurs rencontrés sont moins sévères avec les esters et les mélanges d'huiles qu'avec les huiles végétales non modifiées.



# Préparation du biocarburant et sa caractérisation

---

## 2.1 Introduction

Dans ce chapitre, on se propose d'utiliser l'huile d'eucalyptus dans sa forme naturelle pure comme carburant innovant alternatif au carburant conventionnel du moteur Diesel. Il est donc indispensable d'évaluer ses caractéristiques physico-chimiques en vue de prédire le nouveau comportement du moteur, par comparaison aux standards recommandés par la norme américaine ASTM D6751 ou européenne EN 14214. Il devient aisé de définir le procédé d'adaptation à appliquer à l'huile pour son utilisation sans modification du moteur. Dans le chapitre précédent, la transestérification a montré par rapport aux autres techniques (préchauffage et dilution avec de l'acool) qu'elle est la plus efficace pour compenser les défaillances de l'huile d'eucalyptus pure, en termes de viscosité et de volatilité.

## 2.2 Matériels et procédure de caractérisation

### 2.2.1 Analyse élémentaire

L'analyse élémentaire a pour but de déterminer la composition massique du biocarburant en ses éléments chimiques simples. Elle consiste à brûler un échantillon d'environ 1 g sous atmosphère d'oxygène à 1000 °C. Un analyseur chimique thermo Finnigan (modèle Flash 1112, série EA) a été utilisé. L'analyse s'effectue en deux étapes : tout d'abord, une combustion des échantillons à tester est effectuée dans une atmosphère en excès d'oxygène. Cette première étape nous donne la composition massique en carbone, azote, hydrogène et soufre du produit en question, par une analyse des gaz résiduels. Ensuite, dans une seconde étape, les échantillons sont pyrolysés, ce qui permet de compléter l'analyse en donnant leur composition massique en oxygène.

### 2.2.2 Analyse chromatographique des acides gras

Le but de cette analyse est de montrer qu'après une réaction de transestérification, les esters d'huile peuvent se séparer de la molécule de glycérine. En effet, la composition en acides gras d'une huile définit les propriétés physiques de l'huile. La viscosité, la tenue au froid, le délai d'auto-inflammation, la résistance à l'oxydation et la stabilité dans le temps dépendent fortement de la composition de l'huile. La chromatographie en phase gazeuse (CPG) est la méthode analytique la plus utilisée pour la détermination de la composition des huiles. Elle permet de séparer les composants d'un mélange grâce à leur migration

différentielle entre deux phases :

- une phase stationnaire (solide ou liquide) ;
- une phase mobile (liquide, gaz ou fluide supercritique).

Un appareil de CPG comprend comme l'indique la figure 2.1 : une source de gaz, une chambre d'injection, un four, une colonne placée dans le four, un détecteur et un enregistreur. L'analyse débute à l'instant où l'on introduit une très faible quantité de l'échantillon sous forme liquide ou gazeuse dans l'injecteur qui a la double fonction de le porter à l'état de vapeur et de l'amener dans le flux gazeux en tête de la colonne placée dans un four à température réglable. La phase gazeuse (gaz vecteur et échantillon) en sortie de la colonne passe dans un détecteur avant de sortir à l'air libre. Les composants restent un temps plus ou moins long dans la colonne : c'est le temps de rétention  $t_r$ . Le chromatographe utilisé dans cette étude est un chromatographe CLARUS 500 (Perkin Elmer).



FIGURE 2.1 – CPG CLARUS 500

### 2.2.3 Analyse spectrométrique infrarouge

La spectroscopie infrarouge est basée sur l'absorption de radiations infrarouge par la molécule. Les longueurs d'onde absorbées vont de 2.5 à 25  $\mu$ . Les énergies mises en jeu sont principalement des énergies de vibration et de rotation. L'analyse des échantillons d'huile d'eucalyptus ou de son biodiesel s'effectue sur un spectromètre de type FTIR 8400S par un balayage des longueurs d'onde dans la gamme de 400-4000  $cm^{-1}$  avec l'obtention d'un spectre infrarouge permettant de déterminer les fonctions organiques présentes dans la molécule.

### 2.2.4 Mesure de la densité et de la viscosité

La densité peut être définie comme étant la masse du produit contenu dans un volume déterminé dans des conditions de pression et de température fixées. Ainsi, pour les carburants, la température de mesure est fixée à 15°C. La viscosité peut être définie comme une résistance à l'écoulement (à la déformation). Pour les acides gras et les triglycérides, elle est liée à leur structure et en particulier, à la longueur des chaînes. Les triglycérides sont plus visqueux que les acides gras qui les composent, les huiles raffinées seraient donc plus visqueuses que les huiles brutes correspondantes si ces dernières ne contenaient pas des constituants mineurs qui peuvent avoir une grande influence sur la viscosité. Un modèle de viscosimètre à vibration type SV 100 a été utilisé (figure 2.2).



FIGURE 2.2 – Viscosimètre à vibration

### 2.2.5 Mesure du pouvoir calorifique

Le pouvoir calorifique d'un combustible se définit comme étant l'énergie libérée au cours de sa combustion dans un milieu en excès d'oxygène. Il caractérise donc les carburants entre eux. On définit deux types de pouvoir calorifique : le pouvoir calorifique inférieur PCI, ou le pouvoir calorifique supérieur PCS. Le premier se distingue de l'autre par sa valeur inférieure due au fait que lors de son calcul, l'énergie de condensation de l'eau dégagée n'est pas prise en compte.

La mesure du PCI et du PCS a été réalisée à l'aide d'une bombe calorimétrique (Parr-modèle 6200). Cet appareil permet, grâce à un simple bilan thermique, d'estimer ces pouvoirs calorifiques. Au préalable, il faut calibrer la machine afin d'en estimer son équivalent en eau. Pour cet effet, un combustible de pouvoir calorifique connu est brûlé dans la bombe, celle-ci étant complètement immergée dans un bain d'eau considéré adiabatique.

La mesure de l'élévation de température de l'eau donne l'équivalent en eau recherché :

$$m_{comb}PCS = (m_e + m_{eqcal})C_p(T_F - T_0) \quad (2.1)$$

où  $m_{comb}$ ,  $m_e$  et  $m_{eqcal}$  sont respectivement la masse de combustible, la masse d'eau dans le calorimètre et la masse d'eau équivalente du calorimètre.  $C_p$  correspond au pouvoir calorifique de l'eau et  $(T_F - T_0)$  à l'écart de températures de l'eau du calorimètre durant l'expérience.

Si  $H\%$  désigne la teneur massique en hydrogène de l'huile et  $M_{H_2O}$ , la masse molaire de l'eau, la masse d'eau qui se condense dans la bombe au cours de la combustion est exprimée par :

$$\frac{10}{2}H\%M_{H_2O} \quad (2.2)$$

Connaissant la chaleur latente de vaporisation  $L_v$  de l'eau, le PCI est donné alors par :

$$PCI = PCS - \frac{10}{2}H\%M_{H_2O}L_v \quad (2.3)$$



FIGURE 2.3 – Bombe calorimétrique Parr 6200

### 2.2.6 Teneur en matières grasses

La teneur en matières grasses est un paramètre important ; des normes de commercialisation de teneurs en matières grasses de 50% sont recommandées pour les huiles végétales destinées pour utilisation comme carburant. La totalité de l'acidité de l'huile est déterminée

par titration avec une solution de  $KOH/C_2H_5OH$  en utilisant la phénolphthaléine comme indicateur. L'indice d'acidité mesure la masse d'hydroxyde de potassium nécessaire pour neutraliser les acides gras libres contenus dans 1 g de l'échantillon.

### Procédure de mesure

Il faut :

- Mesurer la masse  $m_{chan}$  de l'échantillon et la mettre dans un Erlenmeyer ;
- Diluer cette huile à l'aide d'un solvant (une solution de  $C_2H_5OH/(C_2H_5)_2O$ ) en excès pour permettre une totale solubilisation de l'huile.
- Ajouter un indicateur, le phénolphthaléine qui renseigne sur le caractère acide ou basique de la solution. Cette dernière virera au rose pour une solution basique et reste incolore pour une solution acide.
- Bien mélanger la nouvelle solution obtenue : c'est la solution à titrer.

La solution titrante (KOH) est, en général, placée dans une burette graduée. A partir de cette burette, il faut verser goutte à goutte un volume  $V_{KOH}$  de solution titrant de KOH, de concentration connue  $N_{KOH}$  dans la solution à titrer. L'indice d'acide (IA) de l'échantillon est déterminé par calcul :

$$IA = \frac{56.1 N_{KOH} V_{KOH}}{m_{ch}} \quad (2.4)$$

avec :

- $m_{ch}$  la masse de l'échantillon ;
- $V_{KOH}$  le volume de la solution de  $KOH/C_2H_5OH$ ,
- $N_{KOH}$  la concentration de la solution ( $N_{KOH} = 0,1N$ ).

### 2.2.7 Mesure du point d'éclair

Le point d'éclair d'un liquide se définit comme la température la plus basse à laquelle la concentration de vapeurs émises est suffisante pour produire une déflagration au contact d'une flamme ou d'une étincelle, mais insuffisante pour produire la propagation de la combustion en l'absence de la flamme pilote. Cette caractéristique est importante dans le cas d'une utilisation énergétique de l'huile mais une valeur élevée de ce point d'éclair est synonyme de sécurité lors de l'entreposage et de la manutention du produit. Il est déterminé à l'aide de l'appareil de Pensky Martens (figure 2.4).

### 2.2.8 Analyse thermogravimétrique

L'analyse thermogravimétrique (ATG) consiste à mesurer les variations de masse d'un échantillon soumis à une évolution de la température dans une atmosphère gazeuse contrôlée. Les mesures servent principalement à suivre la décomposition de la substance analysée et à prévoir sa stabilité thermique.

Les informations recueillies peuvent ainsi nous renseigner sur la dégradation de la masse en fonction de la température, la cinétique chimique de la réaction de pyrolyse,



FIGURE 2.4 – Appareil de mesure du point d'éclair "Pensky Martens"

etc. L'analyseur utilisé est le SETSYS Evolution TGA équipé d'un logiciel d'analyse SETARAM et d'un programme SETSOFT 2000. Il est formé, principalement, d'une balance électronique, d'un système de chauffage et de régulation et d'un système de conditionnement de l'atmosphère de traitement. Le point d'ébullition des carburants peut être déduit en suivant la décomposition de l'échantillon analysé [69].

### 2.2.9 Détermination de la volatilité des carburants

La volatilité dépend de la composition du combustible et peut être déterminée par chauffage et soutirage de la fraction évaporée à différents paliers de température. Les points caractéristiques de chaque combustible sont les températures auxquelles 10, 50 et 90 % du volume est évaporé ainsi que la température d'évaporation totale. Pour la conduite de la manipulation, un échantillon de carburant (gazole, biodiesel) est placé dans le ballon à distiller surmonté de la colonne de distillation. Le ballon est chauffé jusqu'à l'apparition des vapeurs. Pour éviter les fortes élévations de la température sans ébullition (surchauffe), quelques grains de cristal de carbure de silicium sont rajoutés.

### 2.2.10 Détermination de l'indice de cétane

L'indice de cétane caractérise le délai d'allumage du carburant après son injection dans la chambre de combustion. Il est l'un des principaux indicateurs de la qualité de combustion du carburant. Plus l'indice de cétane est élevé, plus le délai d'allumage est court, et inversement. Un indice de cétane élevé facilite le démarrage à froid et réduit le bruit de la marche au ralenti.

L'indice de cétane peut être mesuré à partir d'un moteur normalisé CFR (Cooperative Fuel Research) à taux de compression variable. Il est défini sur la base d'une échelle de 15 à 100, où 15 est l'indice de cétane de l'heptaméthylnonane ( $\text{iso-C}_{16}\text{H}_{34}$ ) et 100, l'indice de cétane de l'hexadécane ( $\text{C}_{16}\text{H}_{34}$ ). En raison de sa complexité et du coût de sa



mise en œuvre, la mesure de l'indice de cétane sur moteur CFR est pratiquée de façon moins courante.

Plusieurs méthodes normalisées (ASTM D311, ASTM D4737) permettent d'estimer l'indice de cétane des carburants, à moindre coût, à partir de leurs caractéristiques ou de leur structure chimique [48, 56, 61].

#### • Utilisation d'une seule température repère

C'est la méthode la plus utilisée. La corrélation est donnée par la formule :

$$IC = 454.74 - 1641.416\rho + 774.74\rho^2 - 0.554(T_{50}) + 97.803(\log T_{50}) \quad (2.5)$$

#### • Utilisation de 3 températures repères

$$IC = 45.2 + 0.0892T_{10N} + (0.131 + 0.901B)T_{50N} + (0.0523 - 0.420B)T_{90N} \\ + 49 \times 10^{-3} \times [(T_{10N})^2 - (T_{90N})^2] + 107B + 60B^2$$

Avec :

$\rho$  : masse volumique à 15°C en  $kg/dm^3$ , obtenue suivant la norme ASTM D1928 ;

$$B = \exp[-3.5(\rho - 0.85)] - 1 ;$$

$T_{10}$  : température en °C, correspondant à 10% distillés à pression atmosphérique ;

$$T_{10N} : T_{10} - 215 ;$$

$T_{50}$  : température en °C, correspondant à 50% distillés à pression atmosphérique ;

$$T_{50N} : T_{50} - 260 ;$$

$T_{90}$  : température en °C, correspondant à 90% distillés à pression atmosphérique ;

$$T_{90N} : T_{90} - 310 ;$$

### 2.2.11 Détermination de l'indice d'iode

L'indice d'iode est une caractéristique qui permet de mesurer le nombre de doubles liaisons d'une huile ou d'une graisse, c'est à dire leur insaturation. Sa détermination peut se faire directement à partir de la composition en acide gras de l'échantillon, suivant la relation empirique :

$$IV = \Sigma(\%acidegras \times facteuracide) \quad (2.6)$$

Les facteurs correspondants à chaque acide gras sont reportés dans la table (2.1).

TABLE 2.1 – Facteurs d'acide utilisés pour le calcul IV

| Acide gras               | Symbol numérique | Facteur |
|--------------------------|------------------|---------|
| Acide hexadecénoïque     | C16 : 1          | 0.950   |
| Acide octadecénoïque     | C18 : 1          | 0.860   |
| Acide octadécadiénoïque  | C18 : 2          | 1.732   |
| Acide octadécatriénoïque | C18 : 3          | 2.616   |
| Acide eicosénoïque       | C20 : 1          | 0.785   |
| Acide docasénoïque       | C22 : 1          | 0.723   |

## 2.3 Extraction de l'huile d'eucalyptus

L'arbre d'eucalyptus choisi dans le présent travail pour étudier l'huile contenue dans ses feuilles, est parmi les arbres les plus grands au monde et peut atteindre jusqu'à 60 mètres. La majorité des arbres d'eucalyptus ont des feuilles persistantes et s'adaptent à toutes les conditions climatiques. Il existe plusieurs méthodes d'extraction d'huile, bien que certaines ne sont plus employées aujourd'hui. Actuellement, la méthode d'extraction la plus répandue (celle utilisée dans ce travail) est par entraînement à la vapeur.

### Procédure

Le procédé d'extraction de l'huile d'eucalyptus est commencé par faire chauffer des feuilles finement émietées avec de l'eau pendant 30 à 60 mn. Après refroidissement et récupération de la décoction, du cyclo hexane est rajouté pour séparer la phase organique de la phase aqueuse. La phase organique récupérée (cyclo hexane + huile d'eucalyptus) est alors chauffée à la température d'évaporation de l'hexane (41°C). Cette extraction liquide/liquide par distillation a permis de séparer l'hexane de l'huile brute (figure 2.5).

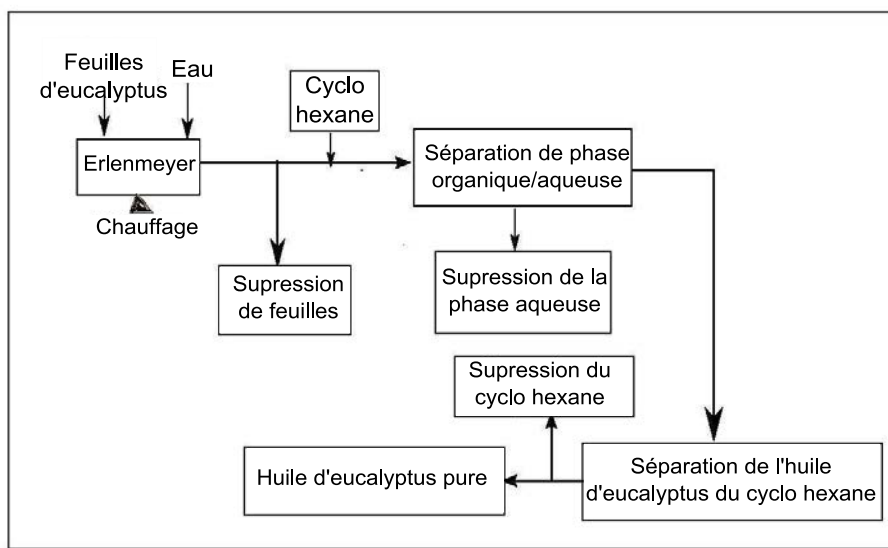


FIGURE 2.5 – Processus d'extraction de l'huile d'eucalyptus

## 2.4 Propriétés de l'huile d'eucalyptus

Le spectre infrarouge de l'huile d'eucalyptus représenté sur la figure 2.6 montre une bonne concordance avec la littérature [69]. L'interprétation de ce spectre est possible en utilisant les data de spectrométrie infrarouge [67]. Les bandes d'absorption au voisinage de  $3000\text{cm}^{-1}$  sont attribuées au groupement  $H - C =$ , celles qui sont situées entre  $2933$  et  $2849\text{cm}^{-1}$  pour les groupements  $-CH_2-$ , à  $1741\text{cm}^{-1}$  pour les groupements carbonyles, à  $1161\text{cm}^{-1}$  pour les groupements  $C - O - C$  et enfin, la bande  $722\text{cm}^{-1}$  pour les groupements  $-(CH_2)_n-$ , constituant la chaîne des acides gras aliphatique.

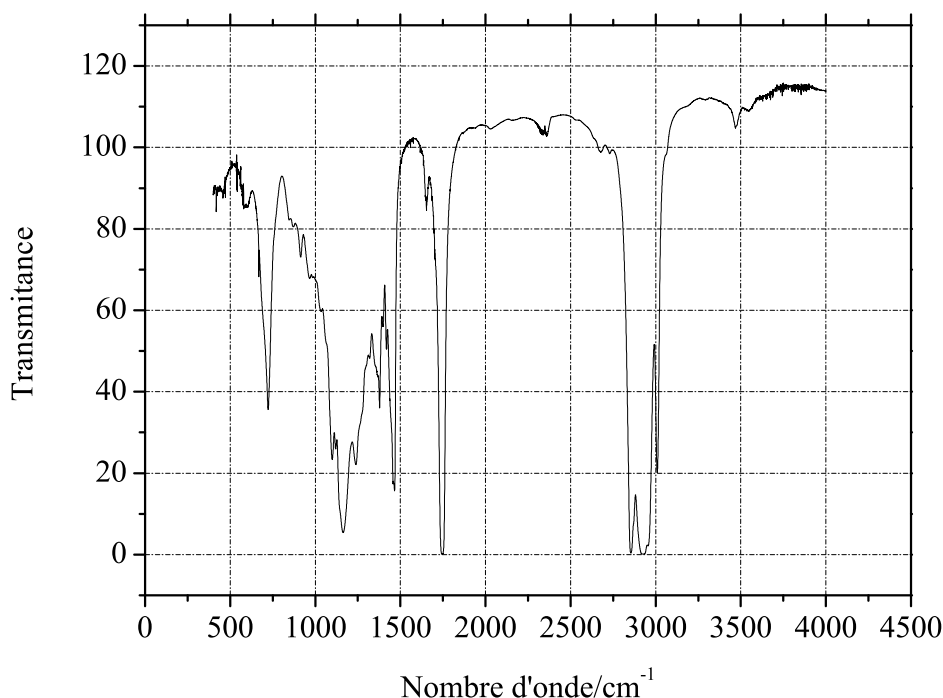


FIGURE 2.6 – Spectre infrarouge de l'huile d'eucalyptus

La composition en acide gras de l'huile d'eucalyptus et d'autres huiles végétales est donnée dans la table (2.2). Il est à remarquer que l'huile d'eucalyptus est constituée principalement d'acide oléique (90%), d'acide palmitique (7%) et d'acide linoléique (2.6%).

En comparaison avec les autres profils en acide gras des huiles de soja et de tournesol, les acides gras insaturés et saturés de l'huile d'eucalyptus sont plus proches de ceux de l'huile de tournesol. Pour l'huile de soja, leurs profils en acides gras saturés et non saturés sont, respectivement, plus importants et plus faibles que ceux de l'huile d'eucalyptus. Le pourcentage élevé en acide oléique prouve que l'huile d'eucalyptus ne se solidifie pas à la température ambiante et les faibles pourcentages en terme d'acide saturé et polyinsaturé tendent à donner un biodiesel avec une bonne stabilité à l'oxydation [72].

En supposant que notre huile est composée essentiellement de triglycérides, son

TABLE 2.2 – Composition en acide gras

| Acide gras  | Eucalyptus | Soja  | Tournesol |
|-------------|------------|-------|-----------|
| Palmitique  | 7          | 11.75 | 6.8       |
| Stéarique   | 0          | 3.15  | 3.26      |
| Oléique     | 90         | 13.26 | 16.93     |
| Linoléique  | 2.6        | 55.33 | 73.73     |
| Linolénique | 0          | 6.31  | 0         |
| Autres      | 0.4        | -     | -         |
| Saturé      | 7          | 14.9  | 10.06     |
| Non saturé  | 92.6       | 74.9  | 90.66     |

TABLE 2.3 – Composition massique de l’huile d’eucalyptus et d’autres huiles végétales

| Huile      | C(%)  | H(%)  | O(%)  | N(%) | S(%) |
|------------|-------|-------|-------|------|------|
| Soja       | 79.75 | 11.15 | 10.10 | 0    | 0    |
| Tournesol  | 77.55 | 11.20 | 11.25 | 0    | 0    |
| Colza      | 76.35 | 11.95 | 12.45 | 0    | 0    |
| Gazole     | 86    | 14    | 0     | 0    | 0    |
| Eucalyptus | 77.1  | 11.5  | 11.4  | 0    | 0    |

profil en acides gras a permis d’estimer sa masse molaire à  $920 \text{ g/mol}$  en se basant sur l’équation 2.7 déduite de la structure moléculaire de l’huile reliant les masses molaires de l’eau, les différents acides identifiés et le glycérol.

$$M_h = (3 \times \sum M_{a-i} \alpha_i) + M_{Gl} - 3M_{H_2O} \quad (2.7)$$

Avec :

$M_h$  : masse molaire de l’huile ;

$M_{a-i}$  : masse molaire de l’acide gras  $i$  ;

$\alpha_i$  : pourcentage d’acide gras  $i$  dans l’huile (tableau 2.2) ;

$M_{Gl}$  : masse molaire de la molécule du glycérol ( $136 \text{ g/mol}$ ) ;

$M_{H_2O}$  : masse molaire de la molécule d’eau ( $18 \text{ g/mol}$ ).

La première et la deuxième étape de l’analyse élémentaire de l’huile d’eucalyptus ont donné la composition massique en carbone, azote, hydrogène et soufre (table 2.3). Le résultat obtenu montre que l’huile d’eucalyptus contient les mêmes proportions en éléments C, H, O, N et S que les autres huiles végétales. Il est constaté aussi, à partir des résultats obtenus, que les éléments S et N ne sont pas présents dans la composition de l’huile d’eucalyptus. Toutefois, de faibles concentrations peuvent se retrouver en dessous de la limite de détection de l’appareil utilisé, qui est de 0.1%.

Finalement, une formule chimique globale de l’huile d’eucalyptus est déterminée à

TABLE 2.4 – Formule chimique de l'huile d'eucalyptus

|               | Elément | Fraction | Masse atomique | $N^{bre}$ atomes | Formule             |
|---------------|---------|----------|----------------|------------------|---------------------|
| Gazole        | C       | 86       | 12             | 7.17             | $C_{10.65}H_{20.8}$ |
|               | H       | 14       | 1              | 14               |                     |
| H. Eucalyptus | C       | 77.1     | 12             | 6.43             | $C_9H_{16}O$        |
|               | H       | 11.5     | 1              | 11.5             |                     |
|               | O       | 11.4     | 16             | 0.71             |                     |

TABLE 2.5 – Masse molaire et rapport stœchiométrique

|            | Formule             | Masse molaire ( $g/mol$ ) | $\phi_{st}$ |
|------------|---------------------|---------------------------|-------------|
| Gazole     | $C_{10.65}H_{20.8}$ | 148.6                     | 15          |
| Eucalyptus | $C_9H_{16}O$        | 920                       | 12.33       |

partir de la composition massique pour connaître la masse moléculaire et le rapport air/carburant stœchiométrique ( $\phi_{st}$ ). Elle peut servir pour estimer les résidus issus de la combustion. Les résultats sont résumés dans les tables (2.4) et (2.5).

La formule chimique obtenue pour l'huile d'eucalyptus est élémentaire. Ceci signifie que les molécules de l'huile étudiée peuvent être des multiples de cette formule élémentaire (par exemple  $(C_9H_{16}O)_n$  pour l'huile d'eucalyptus). Afin d'en déterminer l'indice multiplicateur, l'estimation de la masse molaire de l'huile d'eucalyptus à partir de la composition en acide gras est utilisée. Donc une valeur de 6.6 a été trouvée pour l'indice multiplicateur "  $n$  ".

La connaissance de la formule chimique de l'huile a permis d'en déduire le rapport air/carburant stœchiométrique à partir de l'équation chimique globale de la combustion de l'huile d'eucalyptus avec l'air. Au vu des résultats obtenus, l'estimation du rapport stœchiométrique à 12.33 pour l'huile d'eucalyptus et 15 pour le gazole permet de dire que la présence d'oxygène dans le carburant tend évidemment à diminuer le rapport stœchiométrique; celui-ci est, par exemple, de 6,46 pour le méthanol  $CH_3OH$  au lieu de 17,23 pour le méthane  $CH_4$ .

Après calibrage du calorimètre en brûlant une masse de 1 g d'acide benzoïque, l'expérience a été répétée sur l'échantillon d'huile d'eucalyptus et du gazole afin d'en estimer les pouvoirs calorifiques supérieurs (PCS). De ces valeurs, une estimation du pouvoir calorifique inférieur de chaque échantillon a été effectuée. Les valeurs du PCS et du PCI obtenues sont portées dans la table (2.6). Le pouvoir calorifique de l'huile d'eucalyptus est voisin de ceux des autres huiles végétales et légèrement inférieur à celui du gazole.

Le comportement rhéologique de l'huile d'eucalyptus s'obtient en appliquant, pour une température donnée, plusieurs contraintes de cisaillements. Cette méthode (tirée de

TABLE 2.6 – Pouvoir calorifique du gazole et de différentes huiles végétales

|             | Gazole | Eucalyptus | Soja  | Tournesol |
|-------------|--------|------------|-------|-----------|
| PCS (MJ/kg) | 45.76  | 39.63      | 39.60 | 39.50     |
| PCI (MJ/kg) | 42.80  | 37.19      | -     | -         |

la théorie des écoulements de Couette) permet d’obtenir la viscosité dynamique. A cet effet, un modèle de viscosimètre rotatif type Mettler RM 180 Rheomat est utilisé (théorie de Couette). L’échantillon d’essai est placé dans un bain thermostaté. Un réchauffeur est utilisé pour maintenir l’eau à une température constante. La viscosité dynamique se déduit de la relation suivante :

$$\tau = \mu \cdot \omega \quad (2.8)$$

La représentation de la contrainte de cisaillement en fonction du taux de cisaillement (figure 2.7) montre que la variation est linéaire et démarre à zéro. Ceci permet de dire que l’huile d’eucalyptus a un comportement Newtonien à la température d’essais (20°C).

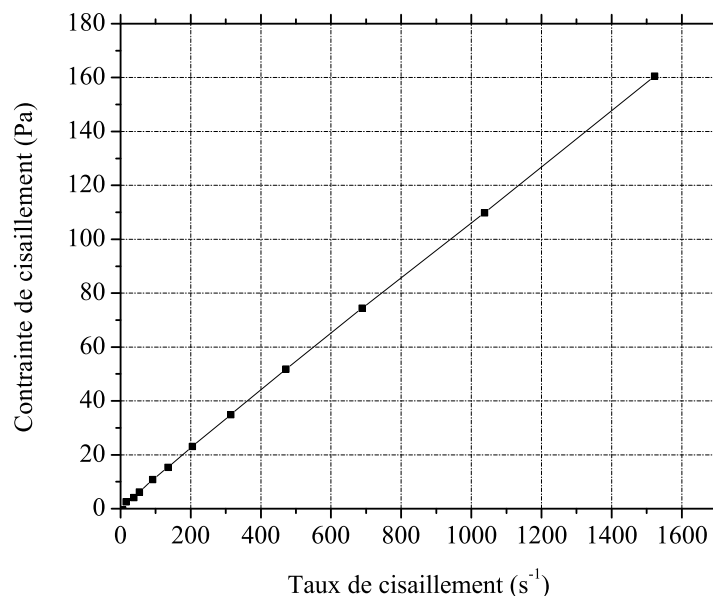


FIGURE 2.7 – Comportement rhéologique de l’huile d’eucalyptus

La viscosité dynamique de l’huile d’eucalyptus et du gazole ont été mesurées aussi à 40°C. De ces valeurs et de la densité de chaque échantillon, une estimation de la viscosité cinématique a été effectuée. Les valeurs obtenues sont portées dans la table (2.7).

La valeur mesurée de la viscosité de l’huile a permis de constater, en premier lieu, qu’elle est de l’ordre des valeurs des autres huiles [72]. En second lieu, il est remarqué

TABLE 2.7 – Masse volumique et viscosité cinématique

|                               | Gazole | Eucalyptus | Soja | Tournesol |
|-------------------------------|--------|------------|------|-----------|
| Masse volumique ( $kg/m^3$ )  | 830    | 950        | 920  | 918       |
| Viscosité à 40°C ( $mm^2/s$ ) | 1.57   | 30         | 65   | 58        |

TABLE 2.8 – Indice d'acide des huiles végétales

| Huile      | Teneur (%) |
|------------|------------|
| Colza      | 0.40       |
| Tournesol  | 0.44       |
| Eucalyptus | 0.30       |

qu'elle présente à la température de 40°C un niveau supérieur de 95% par rapport à celle du gazole. Cette viscosité est l'une des principales raisons qui fait que cette huile ne peut pas être utilisée directement comme carburant dans un moteur diesel. Afin de permettre son utilisation dans un moteur diesel, il est donc impératif de réduire sa viscosité à une valeur proche de celle du gazole, qui est de l'ordre de 1.5 à 4.5  $mm^2/s$  (40°C)[72].

La teneur en matières grasses ou l'indice d'acide, est un paramètre important. La norme américaine (ASTM D) limite à moins de 0.8% pour les huiles végétales destinées à être utilisées comme carburant. L'indice d'acide de l'huile d'eucalyptus est relativement faible (0.3%). Ce résultat nécessite pour la suite de ce travail d'utiliser un catalyseur basique (NaOH, KOH) pour transestérifier l'huile sans aucun traitement préalable. D'après des études antérieures [47], il est connu qu'un indice d'acide supérieur à 3% mène à diminuer le rendement d'estérification et conduit à la formation du savon dans le milieu de la réaction. La formation de savon réduira le rendement d'estérification et aggraverait le problème de séparation de phase à l'étape de la récupération du produit final.

## Synthèse

Les propriétés physico-chimiques de l'huile d'eucalyptus ont été mesurées par des méthodes standards et elles ont été comparées avec celles du gazole et d'autres huiles végétales utilisées comme carburant. Il est à remarquer que les propriétés de l'huile d'eucalyptus sont en bonne concordance avec quelques huiles étudiées dans la littérature. La densité de l'huile d'eucalyptus est légèrement supérieure à celle du gazole. Le pouvoir calorifique supérieur (PCS) est inférieur à celui du gazole du fait de la teneur en oxygène dans la molécule de l'huile d'eucalyptus. En comparaison avec les autres huiles, elles ont le même PCS.

Cependant, la viscosité cinématique de l'huile d'eucalyptus est inférieure à celle des autres huiles végétales. Par contre, elle est nettement supérieure à celle du gazole.

L'utilisation directe de l'huile d'eucalyptus comme carburant n'est pas possible du fait des problèmes qui peuvent être engendrés par cette viscosité trop élevée. Afin de remédier à ces problèmes, le préchauffage, la dilution avec une solution organique et la transestérification ont été étudiés.

## 2.5 Adaptation de l'huile d'eucalyptus

### 2.5.1 Introduction

Pour alimenter un moteur diesel standard avec de l'huile végétale, différentes méthodes de valorisation et d'adaptation des huiles végétales ont été effectuées dans divers domaines à travers le monde [6, 39, 48, 49] telles que la pyrolyse, la dilution, le traitement thermique, la microémulsion, la transestérification. Ces méthodes, conduisant à l'amélioration de certaines propriétés (viscosité, courbes de distillation, point éclair), sont applicables par divers procédés (chimique, mécanique, thermique).

Dans le présent travail, le traitement thermique, la dilution et la transestérification ont été investigués afin de choisir une solution qui conduit à la bonne valorisation de l'huile d'eucalyptus en carburant. De l'analyse de ces remèdes proposés aux différents problèmes causés par l'utilisation de l'huile d'eucalyptus dans un moteur, il en ressort que ces remèdes peuvent être rangés dans deux catégories. Le traitement thermique rentre dans la catégorie qui regroupe les solutions qui nécessitent l'adaptation du moteur. La dilution et la transestérification rentrent dans la catégorie qui regroupe toutes celles qui ont trait aux traitements et aux autres transformations que subit l'huile d'eucalyptus sans modifications du moteur.

### 2.5.2 Traitement thermique

La première tentative pour faire abaisser la viscosité consiste à utiliser le chauffage. La figure (2.8) illustre l'effet de la température sur la viscosité cinématique de l'huile d'eucalyptus et sur celle du gazole. Il est à remarquer que la réduction de la viscosité de l'huile a pu atteindre 88% pour un chauffage à 100 °C, néanmoins, elle reste toujours supérieure à celle du gazole.

Il est vrai que, le chauffage de l'huile permet d'abaisser sa viscosité dynamique, ce qui en facilite l'écoulement et donc son utilisation dans le moteur. Mais, si l'huile est maintenue longtemps à une température élevée, au-dessus de 90 °C, elle s'oxyde. Les huiles végétales sont sensibles au phénomène d'oxydation, qui provoque leur polymérisation et rend ces huiles inutilisables comme carburant dans un moteur. L'huile d'eucalyptus peut être utilisée après qu'elle soit chauffée et maintenue à une température de 70-90 °C pour obtenir des conditions acceptables d'écoulement de l'huile et de fonctionnement du moteur. Un système de préchauffage peut donc être mis en œuvre en amont du système d'injection. Ceci aura le mérite de ne pas maintenir tout le volume d'huile à une température proche de la température critique.



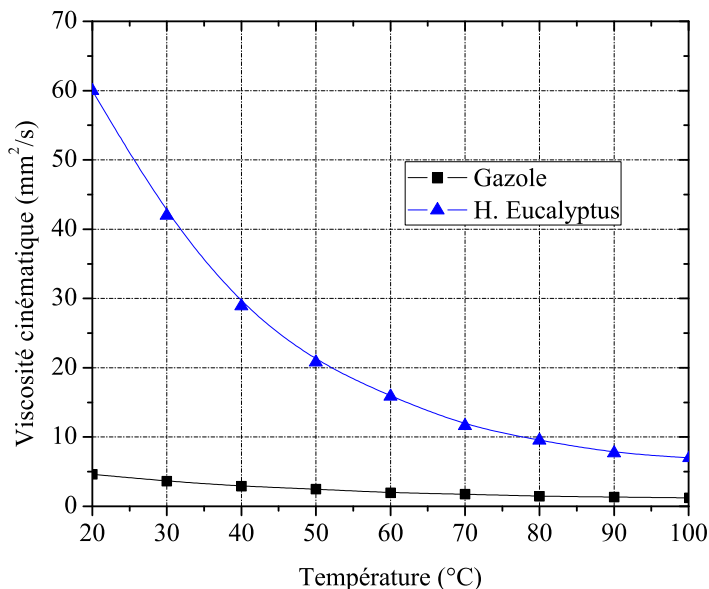


FIGURE 2.8 – Evolution de la viscosité de l'huile en fonction de la température

### 2.5.3 Dilution

Pour réduire la viscosité de l'huile d'eucalyptus, la dilution avec plusieurs produits organiques (méthanol, éthanol, butanol et gazole) a été testée. L'éthanol et le méthanol ont donné des mélanges hétérogènes. Le gazole et le butanol sont parfaitement miscibles dans l'huile d'eucalyptus. Vu que l'objet de la présente étude est la réduction de la dépendance au gazole et que l'adjonction du diesel dans l'huile a nécessité un rapport supérieur à 80% pour avoir un mélange de viscosité voisin de celui du gazole, cette solution est à écarter.

Le butanol, qui a donné le mélange le plus homogène et stable, a été choisi pour fluidifier l'huile. La viscosité a été mesurée pour des différents mélanges (de 5 à 35%). Il est évident d'après la figure 2.9 que la viscosité a été réduite considérablement à force d'augmenter la quantité du butanol dans le mélange.

La réduction de la viscosité cinématique a été de 28 et de 45% pour les rapports de mélange huile d'eucalyptus/butanol de 90:10 et de 80:20 respectivement. Pour le mélange à 35% de butanol, la viscosité mesurée à 40°C est de  $12.53 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Ce résultat montre que la viscosité de l'huile est toujours supérieure à celle du gazole.

Les mesures de la viscosité pour les mélanges 90:10, 95:5 et 85:15 ont servi à l'établissement d'une corrélation qui permet d'approximer la viscosité cinématique en fonction de la température :

$$\nu = A + B \times T + C \times T^2 + D \times T^3 + E \times T^4 \quad (2.9)$$

où A, B, C, D et E sont des constantes, T est la température en K, et  $\nu$  la viscosité cinétique en  $\text{mm}^2/\text{s}$ . Cette équation est un polynôme d'ordre 4 et ses différentes constantes peuvent

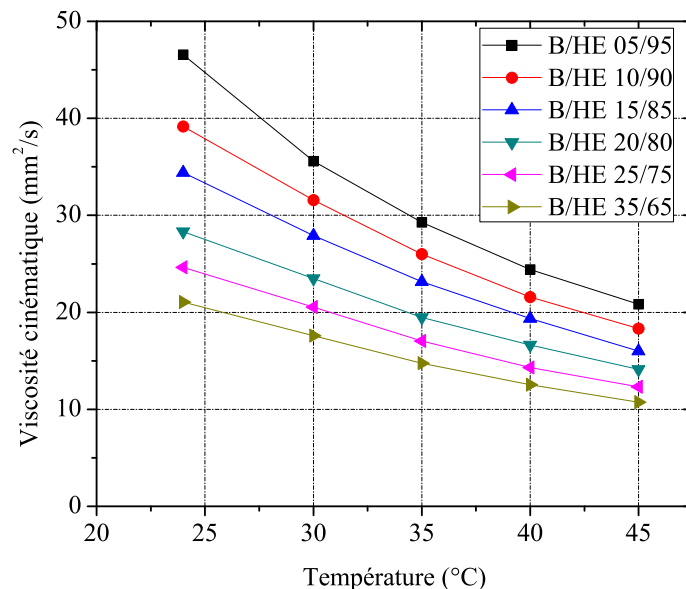


FIGURE 2.9 – Effet de l'ajout du butanol sur la viscosité de l'huile

TABLE 2.9 – Valeurs des constantes de la corrélation de la viscosité

| Eucalyptus (Vol.%) | 95                    | 90                     | 85                     |
|--------------------|-----------------------|------------------------|------------------------|
| A                  | 214.03                | 57.855                 | 17.31                  |
| B                  | -14.879               | 0.818                  | 4.90                   |
| C                  | 0.492                 | -0.116                 | -0.30                  |
| D                  | -0.008                | 0.003                  | 0.006                  |
| E                  | $5.18 \times 10^{-5}$ | $-1.67 \times 10^{-5}$ | $-4.68 \times 10^{-5}$ |

être identifiées par une approximation numérique. Les constantes A, B, C, D et E sont données dans la table 2.9. Cette corrélation est valide dans l'intervalle de températures de 24 à 50°C.

## 2.5.4 Transestérification

### 2.5.4.1 Introduction

La transestérification est la technique classique de production de biodiesel. Il s'agit d'un procédé dans lequel les huiles végétales ou les graisses animales sont mélangées à froid à un alcool (éthanol ou méthanol) en présence d'un catalyseur (hydroxyde de sodium ou de potassium). La transformation des huiles ou des graisses en esters éthyliques ou méthyliques permet de réduire la masse moléculaire à un tiers de celle de l'huile, de réduire la viscosité d'un facteur de huit, de réduire la densité et d'augmenter la volatilité.

### 2.5.5 Choix des conditions opératoires

L'étude expérimentale commence par la détermination des différents facteurs agissant sur la qualité de la réaction de transestérification, à savoir :

- La température de réaction ;
- La quantité du catalyseur ;
- La quantité d'alcool ;
- Le temps de la réaction.

En se basant sur des travaux antérieurs [3, 59] réalisés sur plusieurs types d'huiles végétales, des réactions de transestérification ont donné des biodiesels avec des rendements avoisinant 98%. Ces rendements optimaux ont été obtenus avec les conditions de température de réaction, entre, 45 à 60°C, de temps de réaction entre 45 à 90 mn et de rapport molaire alcool:huile :catalyseur de 6:1:0.2. Le processus d'estérification de l'huile d'eucalyptus est représenté sur la figure (2.10).

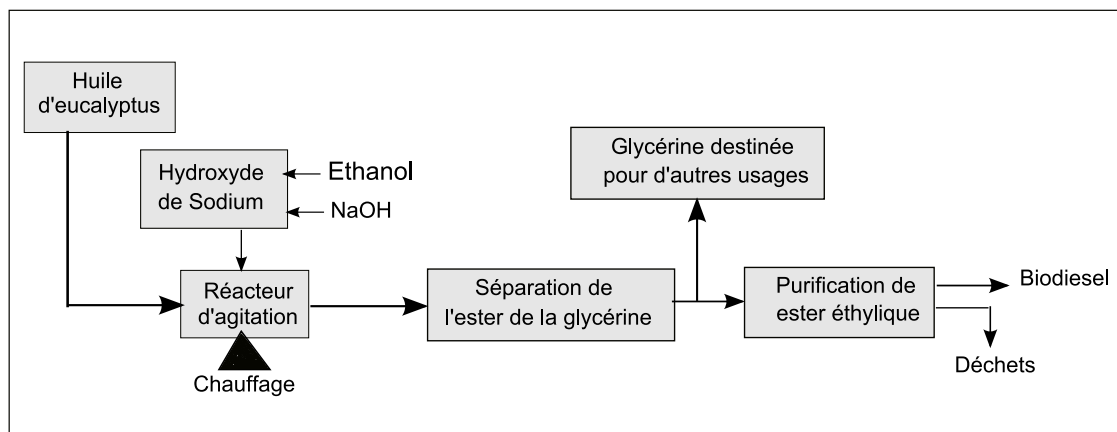


FIGURE 2.10 – Processus d'estérification de l'huile d'eucalyptus

#### 2.5.5.1 Matériel et produit

Le matériel utilisé au cours de cette expérience est composé essentiellement de :

- Un réacteur ;
- Un agitateur ;
- Un bain marie ;
- Un entonnoir ;
- Une ampoule à décantation ;
- Un thermostat, sonde plaque chauffante ;
- Une centrifugeuse.

Quant aux produits utilisés, ils consistent de :

- Huile d'eucalyptus ;
- Ethanol ;
- Hydroxyde de sodium ;
- Chlorure de calcium  $CaCl_2$  (anhydre).

### 2.5.6 Protocole d'estérification

L'opération d'estérification a été réalisée en utilisant 74.79g d'huile d'eucalyptus. Le catalyseur utilisé est 0.8g d'hydroxyde de sodium (NaOH). En premier lieu, le catalyseur est dissout dans 26.8g d'éthanol en chauffant lentement et en agitant le mélange. Ensuite, la solution obtenue est ajoutée à l'huile pour agiter vigoureusement le mélange, maintenu à 45°C pendant une heure.



FIGURE 2.11 – Phase d'agitation

#### 2.5.6.1 Phase de séparation

Après agitation, la réaction est arrêtée puis le mélange est mis dans une ampoule à décanter pour une période d'au moins une demi-journée ; la phase d'ester se décante du mélange d'équilibre.

#### 2.5.6.2 Lavage

L'excès d'alcool et les résidus du catalyseur sont retirés de la phase d'ester en versant lentement de l'eau dans l'ampoule. Cette opération est délicate, elle doit être réalisée lente-



FIGURE 2.12 – Phase de décantation du glycérol et du biodiesel

ment avec le moins d'agitation possible car l'agitation provoque la formation d'une émulsion qui diminue le rendement de la synthèse. Dans ce cas, du chlorure de calcium (adsorbant) est rajouté au biodiesel pour une période de six heures, puis le biodiesel est filtré.



FIGURE 2.13 – Phase de lavage du biodiesel

### 2.5.6.3 Calcul du taux de conversion

Chimiquement, le taux de conversion de la réaction de transestérification s'écrit sous la forme [22] :

$$X = \frac{n_h^0 - n_h}{n_h^0} \quad (2.10)$$

Le nombre de moles des triglycérides (huile) à l'instant  $t$  est défini par :

$$n_h = n_h^0 + \xi \nu_h \quad (2.11)$$

Le nombre de moles d'ester à l'instant  $t$  est défini par :

$$n_{es} = n_{es}^0 + \xi \nu_{es} \quad (2.12)$$

avec :

$\xi$  le degré d'avancement de la réaction,  $\nu_h$  et  $\nu_{es}$  sont les coefficients stœchiométriques des triglycérides et des esters produits. Ces paramètres sont déduits à partir de la réaction chimique de transestérification (figure 1.2) où ils prennent les valeurs de 1 pour le triglycéride et de 3 pour l'ester. Les équations 2.10 et 2.11 nous permettent de déduire donc la relation :

$$\xi = -\frac{X n_h^0}{\nu_h} \quad (2.13)$$

En remplaçant l'expression de  $\xi$  dans l'équation 2.12 et en tenant compte qu'à l'instant  $t_0$  le nombre de mole d'ester est nul, le taux de conversion de la réaction s'écrit :

$$X = \frac{n_{es}}{3n_h^0} \quad (2.14)$$

Ou encore :

$$X(\%) = 100 \left[ \frac{m_{es}/M_{es}}{3m_h/M_h} \right] \quad (2.15)$$

Compte tenu des résultats de l'analyse élémentaire de l'ester d'eucalyptus, la masse molaire de l'ester  $M_{es}$  est de  $310 \text{ g.mol}^{-1}$ .

Il nous reste donc à déterminer la masse de l'ester à la fin de l'expérience,  $m_{es}$ , ainsi que la masse de l'huile utilisée au cours de l'expérience,  $m_h$  pour pouvoir calculer les taux de conversion. La réaction de transestérification a été conduite sur deux différentes durées d'agitation sans changer les autres conditions opératoires (rapport molaire et température de réaction). La durée de réaction a été fixée dans le premier test à 60 mn et dans le second à 90 mn. Le calcul du rendement de la réaction de chaque test a permis de dire que la durée de 60 mn n'est pas suffisante pour convertir tous les triglycérides en ester. Par contre, la durée de 90 mn permet d'avoir un rendement de conversion de 96% (table 2.10) qui est de l'ordre des rendements optimaux trouvés dans la littérature.

TABLE 2.10 – Valeurs des rendements de la réaction de transestérification

|        | $m_{es}$ (g) | $m_h$ (g) | t(mn) | X (%) |
|--------|--------------|-----------|-------|-------|
| Test 1 | 47           | 74.79     | 60    | 62    |
| Test 2 | 72.46        | 74.79     | 90    | 95.9  |

TABLE 2.11 – Composition massique du biodiesel d'eucalyptus et d'autres biodiesels

|            | C (%) | H (%) | O (%) | N (%) | S (%) |
|------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Soja       | 77.0  | 12.18 | 10.82 | 0     | 0     |
| Eucalyptus | 77.45 | 12.23 | 10.32 | 0     | 0     |

### 2.5.7 Caractéristiques physico-chimiques du biodiesel

La figure (2.14) présente le spectre infrarouge du biodiesel d'eucalyptus obtenu par la voie éthylique. Ce spectre de l'ester d'eucalyptus montre une bonne concordance avec celui de la littérature [69]. L'interprétation de ce spectre est possible en utilisant les data de spectrométrie infrarouge [67]. Ce spectre présente une bande dense entre 1750 et 1735  $cm^{-1}$  attribuée aux esters aliphatiques saturés  $C = O$  et une bande forte localisée entre 1180 et 1085  $cm^{-1}$ , conséquence de l'élongation asymétrique des groupes fonctionnels  $C - O - C$ .

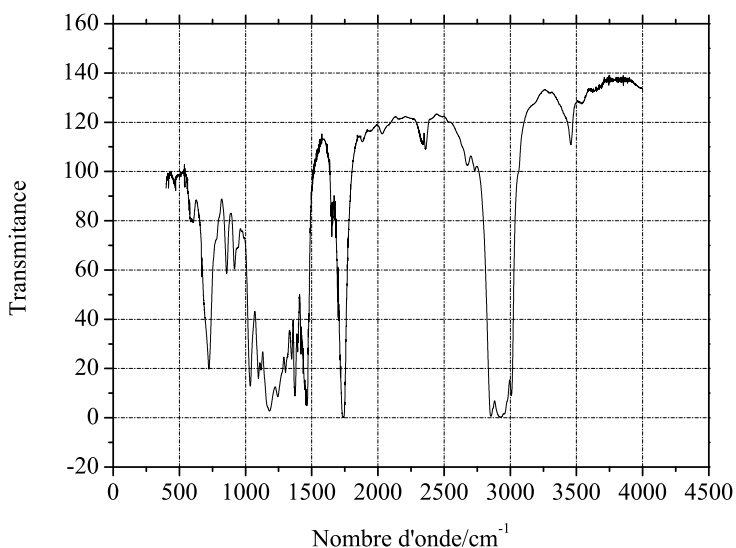


FIGURE 2.14 – Spectre infrarouge de l'ester d'eucalyptus

L'analyse élémentaire de l'ester d'eucalyptus obtenu donne la composition massique en carbone, azote, hydrogène et soufre (table 2.11). Le résultat obtenu montre que le biodiesel garde la même composition en C, H et O que celle de l'huile brute.

TABLE 2.12 – Formule chimique du biodiesel d'eucalyptus

|            | Elément | Fraction | Masse atomique | $N^{bre}$ atomes | Formule              |
|------------|---------|----------|----------------|------------------|----------------------|
| Gazole     | C       | 86       | 12             | 7.17             | $C_{10.65}H_{20.8}$  |
|            | H       | 14       | 1              | 14               |                      |
| Eucalyptus | C       | 77.45    | 12             | 6.45             | $C_{20}H_{37.91}O_2$ |
|            | H       | 12.23    | 1              | 12.23            |                      |
|            | O       | 10.32    | 16             | 0.65             |                      |

TABLE 2.13 – Masse molaire et rapport stœchiométrique du biodiesel

|            | Formule             | Masse molaire ( $g/mol$ ) | $\phi_{st}$ |
|------------|---------------------|---------------------------|-------------|
| Gazole     | $C_{10.65}H_{20.8}$ | 148.6                     | 15          |
| Eucalyptus | $C_{20}H_{37.9}O_2$ | 310                       | 12.67       |

Finalement, la formule chimique globale du biodiesel d'eucalyptus est déterminée à partir de la composition massique. Elle permet de connaître la masse moléculaire et le rapport air/carburant stœchiométrique ( $\phi_{st}$ ) qui vont servir pour estimer les résidus issus de la combustion (table 2.12). La connaissance de la formule chimique globale du biodiesel permet de déduire le rapport air/carburant stœchiométrique à partir de l'équation chimique globale de la combustion du biodiesel d'eucalyptus avec l'air. Ce rapport stœchiométrique du biodiesel est estimé à 12.67 (table 2.13) qui est légèrement supérieur à celui de l'huile brute.

L'évaluation des différentes propriétés physico-chimiques du biodiesel d'eucalyptus révèle des résultats très prometteurs (table 2.14). Il est à remarquer que les principales propriétés sont améliorées par rapport à celles de l'huile brute et sont en bonne concordance avec les limites recommandées par la norme américaine ASTM D6751 ou européenne EN14214. Ces spécifications auxquelles doivent répondre les biodiesels fixent un certain nombre de valeurs limites afin de permettre de proposer un produit parfaitement compatible avec le gazole et ne présentant pas d'inconvénient majeur en terme de fonctionnement moteur (encrassement et performances du moteur).

TABLE 2.14 – Propriétés du biodiesel d'eucalyptus en comparaison à la norme

| Propriétés                   | Biodiesel | EN14214   | ASTM D6751 |
|------------------------------|-----------|-----------|------------|
| Masse volumique ( $kg/m^3$ ) | 896       | 860-900   | -          |
| PCS (MJ/kg)                  | 40        | -         | -          |
| $\nu$ à 40°C ( $mm^2/s$ )    | 2.99      | 3.5-5.0   | 1.9-6.0    |
| Point d'éclair (°C)          | 105       | 120.0 min | 100.0 min  |
| Indice de cétane             | 53        | 51 min    | 47 min     |
| Indice d'iode                | 81.9      | 120 max   | -          |



En analysant les propriétés physico-chimiques du biodiesel, il est à remarqué que le pouvoir calorifique supérieur et la densité ont été légèrement améliorés par rapport à ceux de l'huile végétale pure. Par contre, l'effet positif de l'estérification de l'huile est très significatif avec l'amélioration flagrante des autres caractéristiques (viscosité et volatilité).

La viscosité cinématique à 40°C du biodiesel, estimée initialement pour l'huile pure à 30 mm<sup>2</sup>/s, a été mesurée à 2.99 mm<sup>2</sup>/s. Cette valeur est incluse dans l'intervalle de viscosité toléré, que se soit par la norme américaine ou européenne. Ce fait est bénéfique pour la qualité de la pulvérisation du biodiesel dans les chambres de combustion des moteurs.

A partir des corrélations décrites par les équations 2.5 et 2.6, l'indice de cétane et l'indice d'iode du biodiesel ont été calculés. L'indice de cétane calculé pour le biodiesel d'eucalyptus est estimé à 53. Cette valeur est légèrement supérieure à celle d'un carburant diesel conventionnel (49) et même plus élevée que celle de certains carburants diesel (47 pour le diesel N°1). En comparaison avec les valeurs préconisées par les normes EN 14214 et ASTM D6751, cet indice de cétane du biodiesel est jugé acceptable.

L'indice d'iode est un bon indicateur pour la stabilité à l'oxydation des biodiesels. Plus cet indice est élevé, plus le biodiesel est sensible à l'action de l'oxygène. L'indice d'iode du biodiesel d'eucalyptus a été déterminé à 81.90g I<sub>2</sub>/100g d'échantillon du biodiesel, ce qui est en accord avec la norme européenne (EN14214) qui exige une valeur inférieure à 120g I<sub>2</sub>/100g pour les biodiesels. Donc l'emploi d'additifs de stabilisation lors du stockage de ce biodiesel ne sera pas nécessaire.

La détermination du point d'éclair d'un carburant est important surtout dans le cas d'une utilisation énergétique de biocarburant à base d'huile (combustion plus difficile, notamment au démarrage). La température du point d'éclair du biodiesel d'eucalyptus a été estimée à 105°C. Cette valeur est supérieure à la température minimale recommandée par la norme américaine. Cette température élevée du point d'éclair est synonyme de sécurité lors de l'entreposage et de la manutention du biodiesel d'eucalyptus.

Le point d'ébullition du biodiesel d'eucalyptus a été déterminé par l'analyse thermogravimétrique (TGA). A partir du graphe fourni par la TGA représentant la variation de la perte massique de l'échantillon en fonction de la température (figure 2.15), le point d'ébullition est de 323 °C (intersection des deux tangentes).

Les courbes de distillation du gazole et du biodiesel d'eucalyptus sont présentées sur la figure 2.16.

Ces courbes illustrent les caractéristiques de distillation et indiquent le taux de recouvrement en volume du diesel et du biodiesel d'eucalyptus à différentes plages de température. En comparant les courbes de distillation du gazole et du biodiesel d'eucalyptus, deux points sont remarquables :

- Le biodiesel s'évapore à haute température sur un domaine de température étroit (305

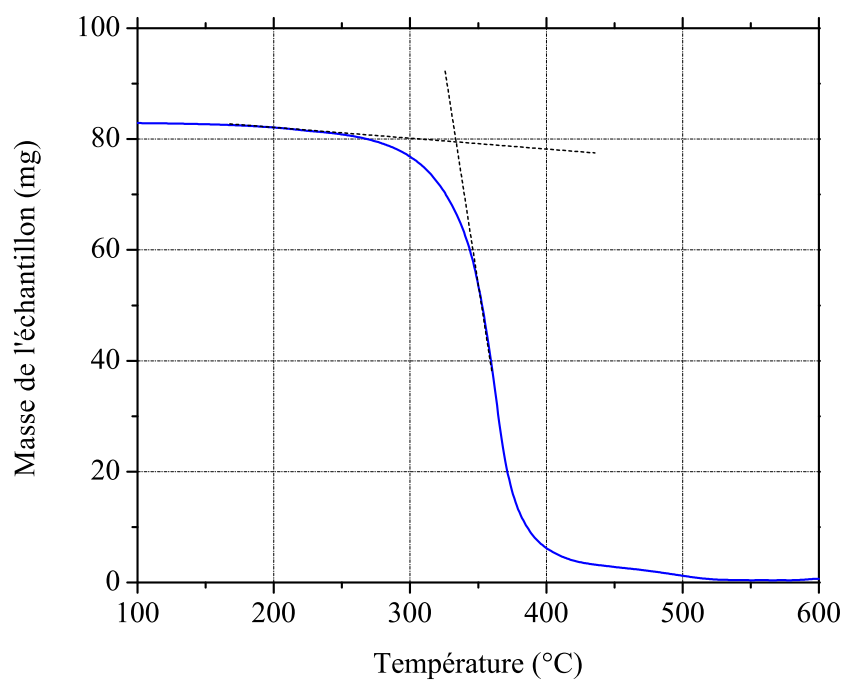


FIGURE 2.15 – Perte de masse de l'échantillon en fonction de la température

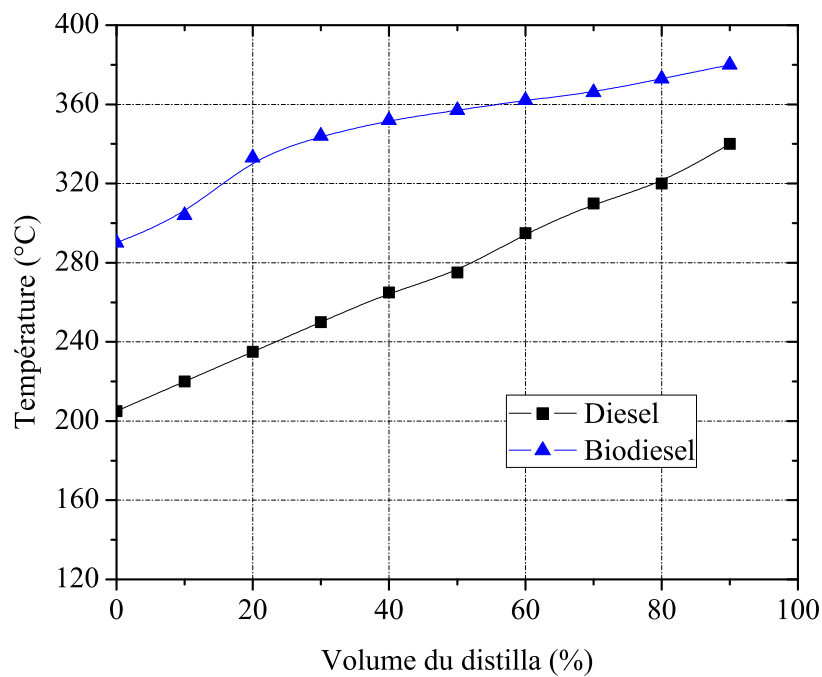


FIGURE 2.16 – Courbes caractéristiques de la distillation du gazole et du biodiesel

- 375°C), alors que le gazole s'évapore à des températures plus basses, mais sur un domaine de température plus large (220 - 340°C).

- La courbe de distillation du biodiesel se situe par rapport à celle du gazole à un niveau de température plus élevé d'environ 100°C à 20% et 35°C à 90% du distillat recueilli. L'évaporation du biodiesel est donc plus difficile à obtenir.

En conclusion, il a été remarqué que toutes les propriétés mesurées de ce biodiesel d'eucalyptus répondent aux exigences des normes européennes et américaines. Ces résultats montrent que l'huile d'eucalyptus non comestible peut être la matière première d'un bon biodiesel.

## 2.6 Formulation de mélange biodiesel/gazole

Les propriétés physiques et chimiques du biodiesel obtenues à partir de l'huile d'eucalyptus par la réaction d'estérification font que cet ester peut être utilisé comme carburant alternatif au gazole conventionnel dans un moteur Diesel, sans aucune modification du moteur. Néanmoins, son coût de production peut le rendre moins compétitif par rapport au gazole, ce qui a conduit à essayer de l'associer en mélange à différentes proportions avec le gazole pour minimiser le coût du biocarburant final. Trois mélanges ont été formulés où les rapports volumétriques considérés de gazole/biodiesel sont (25/75), (50/50) et (75/25). Toutefois, la décision de garder tel ou tel carburant formulé sera prise après l'analyse de leur combustion dans le moteur et l'évaluation des performances énergétiques et environnementales du moteur. Le meilleur étant celui qui alliera de bonnes performances du moteur avec moins de pollution et un faible coût de production.

### Caractéristiques des mélanges formulés

L'association de 25, 50 et 75 % de gazole au biodiesel d'eucalyptus forme des mélanges de masses volumiques respectives de 891, 884 et 876  $kg/m^3$ , ce qui représente une légère diminution de la masse volumique par rapport à celle du biodiesel pure, de 896  $kg/m^3$ . L'augmentation de la quantité du gazole dans le mélange a fait aussi diminuer sa viscosité cinématique et son point d'éclair, par contre, le pouvoir calorifique du mélange augmente (Table 2.15).

L'augmentation du pouvoir calorifique associée à la diminution de la masse volumique entraîne une augmentation de l'énergie thermique du mélange tendant à la rapprocher de celle obtenue avec du gazole. En définitive, si l'on se limite à cette seule constatation par rapport à l'énergie thermique de ce combustible, la substitution du diesel par ce mélange peut être réalisée sans perte sensible de rendement.

## CONCLUSION

La caractérisation physico-chimique de l'huile extraite des feuilles d'eucalyptus a montré les problèmes (viscosité élevée et volatilité faible) qui empêchent son utilisation directe comme carburant pour le moteur Diesel. Les tentatives d'adaptation de l'huile par

TABLE 2.15 – Propriétés des mélanges formulés

|                              | Gazole | Biodiesel | 75% bio. | 50% bio. | 25% bio. |
|------------------------------|--------|-----------|----------|----------|----------|
| Masse volumique ( $kg/m^3$ ) | 852    | 896       | 891      | 884      | 876      |
| PCS (MJ/kg)                  | 45.76  | 40.0      | 40.76    | 42.53    | 43.80    |
| PCI (MJ/kg)                  | 42.80  | 37.32     | 38.69    | 40.06    | 41.43    |
| $\nu$ à 40°C ( $mm^2/s$ )    | 1.57   | 2.99      | 2.62     | 2.36     | 1.91     |
| Point d'éclair (°C)          | 67     | 105       | 84       | 76       | 71       |

chauffage ou par dilution avec le butanol semblent être la bonne solution pour remédier à ces problèmes. Mais comme l'huile doit être chauffée à 90°C pour avoir une viscosité voisine de celle du gazole (difficulté à mettre en œuvre sur un moteur automobile et risque de craquage et de détérioration de l'huile) cette solution est à écarter. Pour le cas d'ajout de butanol, il est remarqué que tout rapport de mélange, la viscosité est toujours élevée par rapport à celle du gazole. Pour le cas d'adaptation de l'huile par transestérification, les problèmes ont été solutionnés. La viscosité du produit est satisfaisante, la volatilité exprimée par le point d'éclair et par la courbe de distillation du produit est aussi satisfaisante et les autres caractéristiques physico-chimiques ont été légèrement améliorées. On peut dire que l'ester éthylique de l'huile d'eucalyptus peut être donc un bon carburant alternatif qui convient au moteur Diesel.

# Tests sur banc d'essais

L'objectif de ce chapitre est de présenter les tests réalisés sur un moteur diesel alimenté par tous les carburants formulés. Il comprend une présentation du banc d'essais et de son instrumentation. La procédure expérimentale et la présentation des essais réalisés sont également abordées. Par la suite, les résultats expérimentaux et leurs traitements, concernant à la fois les performances énergétiques et environnementales du moteur, sont définis.

## 3.1 Présentation du banc d'essais

Le banc d'essais utilisé est installé au Département des Systèmes Energétiques et Environnement de l'Ecole des Mines de Nantes. Ce banc d'essais est composé principalement d'un moteur diesel mono cylindre, d'un frein dynamométrique, d'une baie d'analyse des gaz d'échappement, d'un analyseur de particules et d'un système d'alimentation en gaz utilisé dans le cas de fonctionnement du moteur en dual fuel. La photographie de l'installation expérimentale est présentée sur la figure (3.1) et le détail des différents constituants ainsi que les différents systèmes d'acquisition sont illustrés sur la figure (3.2).



1-Moteur Diesel 2-Baie d'analyse 3- Analyseur de particules 4-Réservoir du gazole  
5-Réservoir du biocarburant 6- Débitmètre 7-Caisson de tranquillisation 8- Câbles des  
différents capteurs

FIGURE 3.1 – Vue d'ensemble de l'installation expérimentale.

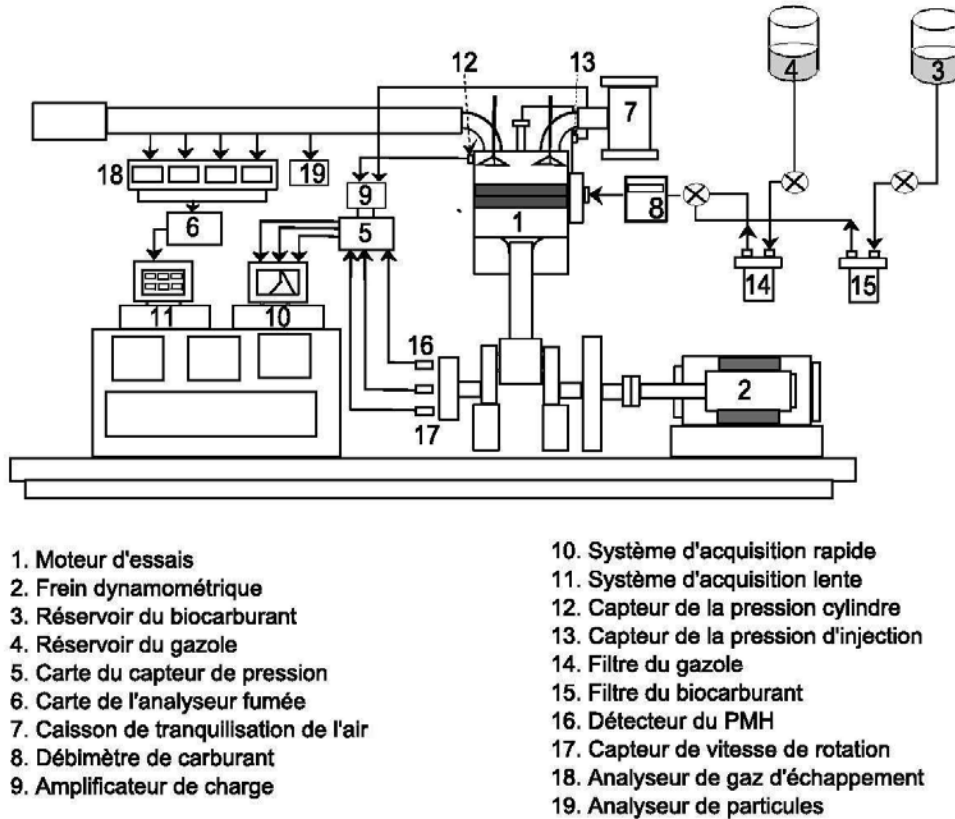


FIGURE 3.2 – Représentation détaillée de l'installation expérimentale

### 3.1.1 Moteur d'essais

Le moteur utilisé dans cette étude expérimentale est un monocylindre à aspiration naturelle de type "allumage par compression". Son régime de fonctionnement peut varier de 0 à 2500 tr/mn. La tête du piston du moteur présente un *bowl* désaxé par rapport à l'axe central du cylindre (figure 3.3). La culasse comprend deux soupapes de diamètres différents. Celle de l'admission est plus importante que celle de l'échappement (figure 3.3). Les autres caractéristiques du moteur sont détaillées dans la table (3.1).

### 3.1.2 Frein dynamométrique

Le moteur est couplé à une génératrice qui joue le rôle de frein moteur (charge). Pendant les essais, cette génératrice génère de l'électricité directement envoyée sur le réseau de l'établissement. Ce mode de fonctionnement du moteur impose la conservation d'un régime moteur constant, tout au long des essais, afin de produire une puissance électrique à la fréquence du réseau, soit 50 Hz. Le régime correspondant est de 1500 *trs/mn*.



FIGURE 3.3 – Représentation du piston et de la culasse du moteur Lister-Pitter

TABLE 3.1 – Caractéristiques principales du moteur

| Marque                                             | LISTER-PETTER – <i>TS1</i> Series |
|----------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Détails techniques                                 | 4 temps, ID,                      |
| monocylindre à aspiration naturelle,               |                                   |
| Type de refroidissement                            | Refroidi à air                    |
| Alésage et course                                  | 95.3 mm×88.9 mm                   |
| Bielle                                             | 165.3 mm                          |
| Cylindrée                                          | 630 $cm^3$                        |
| Taux de compression                                | 18                                |
| Injection                                          | 20° avant PMH                     |
| Puissance nominale                                 | 4.5 kW at 1500 $trs/mn$           |
| Diamètre des soupapes d'admission et d'échappement | 42 mm×35 mm                       |
| Levée max                                          | 10.61 mm                          |
| Distribution                                       |                                   |
| AOSA                                               | 36°V                              |
| RFSA                                               | 69°V                              |
| AOSE                                               | 76°V                              |
| RFSE                                               | 32°V                              |



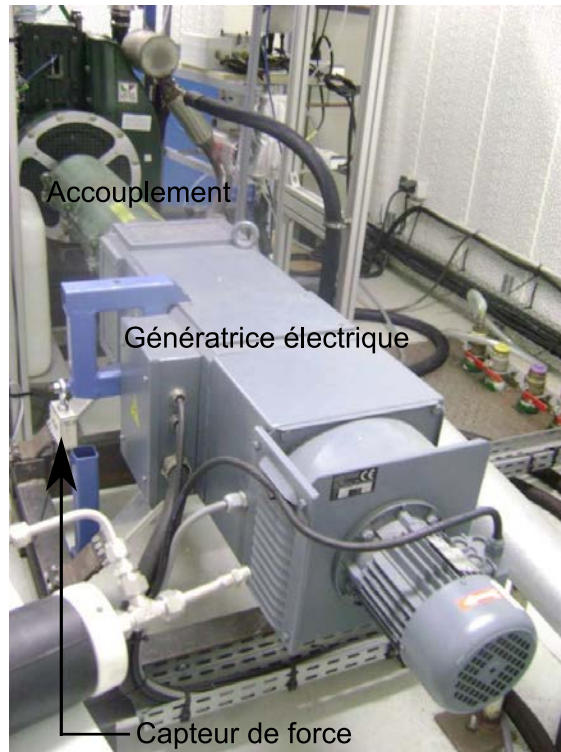


FIGURE 3.4 – Représentation du frein dynamométrique et du capteur de force

### 3.1.3 Mesure des gaz d'échappement et de particules

Pour la mesure des émissions polluantes, une baie d'analyse (type Environnement S.A) placée en sortie d'échappement permet d'analyser les principaux gaz polluants ( $\text{CO}$ ,  $\text{HC}$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_x$  et particules). La fraction des gaz d'échappement qui passent dans la baie d'analyse est déshydratée avant d'être analysée. Les émissions des hydrocarbures ( $\text{HC}$ ) sont mesurées par ionisation de flamme, FID, à l'aide d'un analyseur chauffé d'hydrocarbures (modèle GRAPHITE 52M). Les émissions de monoxydes d'azote ( $\text{NO}$ ) et d'oxydes d'azote ( $\text{NO}_x$ ) sont mesurées par chimiluminescence via un analyseur d'oxydes d'azote TOPAZE 32M. Les émissions de monoxyde de carbone ( $\text{CO}$ ), de dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ) et d'oxygène ( $\text{O}_2$ ) sont mesurées par absorption de rayonnement infrarouge à l'aide d'un analyseur MIR 2M. Cette baie d'analyse nécessite un étalonnage à chaque utilisation pour l'ensemble des composés mesurés à l'aide de bouteilles de gaz de composition connue et contrôlée.

Les particules fines sont mesurées à l'aide d'un analyseur de poussières en temps réel (modèle TEOM 1105), par mesure et pesée en continue de la concentration massique en particules des gaz d'échappement (figure 3.5). La précision et la gamme liée à chaque mesure sont présentées dans la table 3.2.

### 3.1.4 Métrologie et systèmes d'acquisition

Une instrumentation complète est installée sur le banc d'essais afin de mesurer les différentes grandeurs permettant l'analyse de la combustion et l'évaluation des performances





FIGURE 3.5 – Appareil de mesure des suies

TABLE 3.2 – Gamme et précision de l'analyseur des gaz d'échappement et de particules

| Capteur    | Type                    | Gamme       | Incertitude   |
|------------|-------------------------|-------------|---------------|
| $O_2$      | paramagnétique          | 0-25%       | $\pm 0.25\%$  |
| $CO_2$     | infrarouge              | 0-20%       | $\pm 0.20\%$  |
| $NO_x$     | chimiluminescence       | 0-10000 ppm | $\pm 100$ ppm |
| $CO$       | infrarouge              | 0-5000 ppm  | $\pm 50$ ppm  |
| $THC$      | FID                     | 0-20000 ppm | $\pm 10$ ppm  |
| $CH_4$     | FID                     | 0-20000 ppm | $\pm 10$ ppm  |
| Particules | analyseur de poussières | -           | $\pm 10$ ng/s |

énergétique et environnementale. Deux modes d'acquisition correspondant à l'enregistrement de données sont disponibles lors des essais. Une acquisition lente à 0.5Hz et une acquisition rapide à 90 kHz.

**1. Acquisition lente :** elle est utilisée pour mesurer les différents paramètres moteurs décrivant le régime permanent. La gestion de cette acquisition et le contrôle des paramètres de fonctionnement du moteur (vitesse de rotation, puissance effective, débit du carburant) sont assurés par le logiciel LabView. Les paramètres considérés par ce mode d'acquisition sont :

- Débit du combustible,
- Débit d'air,
- Température et pression d'admission et d'échappement,
- Température et pression ambiantes,
- Composition des émissions polluantes,
- Vitesse de rotation du moteur,
- Température de parois du cylindre et de la culasse,
- Température de l'huile et de l'eau de refroidissement,
- Puissance du moteur,
- Couple de frein.

Les mesures à basse fréquence effectuées pour l'étude des performances du moteur, des caractéristiques de combustion, ainsi que les émissions de gaz polluantes sont réalisées à l'aide d'instruments conventionnels pour chaque type d'application.

Le couple est initialement mesuré par un capteur de force de la série FN 3148, utilisé en traction-compression et un bras de levier sur machine électrique monté en balance. Le couple effectif est directement donné par le module de contrôle du frein du banc d'essais avec une précision de  $\pm 0.1$  N.m.

Le débit d'air d'admission est mesuré par un transmetteur de pression différentielle de type LPX 5481. Il permet aussi de mesurer la température d'admission,  $T_{adm}$ . Il permet une précision de  $\pm 1\%$  de la valeur mesurée. Il est placé en amont d'une capacité tampon permettant d'atténuer les oscillations de pression, se propageant dans la ligne d'admission, dues au régime pulsatoire de l'écoulement de l'air d'admission.

Le banc d'essai moteur est équipé d'une série de thermocouples raccordés à un ordinateur. Les températures sont mesurées à l'aide de thermocouples de type K (les erreurs de mesure sont de l'ordre de  $\pm 1.6^\circ\text{C}$ ), sauf la température du milieu ambiant,  $T_{amb}$ , mesurée par un transmetteur actif d'humidité et de température, de type HD 2012 TC/150 où la précision de la mesure est de  $\pm 0.2^\circ\text{C}$ . La mesure de température de parois est réalisée par un thermocouple implanté dans l'épaisseur de la chemise, à environ 2 mm de sa surface externe. La température des gaz d'échappement est mesurée à l'aide de thermocouple de type Chromel-Allumel, avec une précision de  $\pm 1.6^\circ\text{C}$ .

Le débit de carburant a été mesuré à l'aide d'un débitmètre massique à effet Co-

TABLE 3.3 – Erreurs relatives sur les paramètres calculés à partir des paramètres mesurés

| Paramètre                            | Marge d'erreur sur les plages<br>de mesures effectuées |
|--------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| Puissance effective                  | 0.4-1.9%                                               |
| Consommation spécifique de carburant | 0.6-2%                                                 |
| Rendement thermique                  | 0.7-2%                                                 |

riolis de type RHM015 couplé à un transmetteur de type RHE08. Ce capteur permet une précision de 0.1% de la valeur mesurée. Un débitmètre massique a l'avantage, par rapport à un débitmètre volumique, de mesurer la quantité de matière le traversant, plutôt que de mesurer le volume qui devra souvent être corrigé ensuite par la densité du produit considéré. Il est souvent plus cher et plus délicat à mettre en œuvre, mais permet de s'affranchir de l'erreur due aux variations de la densité de matière le traversant.

**2. Acquisition rapide** : elle est appropriée aux paramètres qui varient au cours du cycle moteur. Ce dernier permet l'enregistrement de données chaque 0.1°Vilebrequin à l'aide du logiciel *Indwin* d'*AVL*. Les paramètres concernés par ce mode sont :

- Angle vilebrequin,
- Pression d'injection,
- Pression dans le cylindre.

La détermination de la position angulaire du vilebrequin est réalisée par un codeur angulaire, de type AVL 364C, placé sur l'arbre vilebrequin. Ce type de codeur permet d'atteindre une résolution de 0.1°V. C'est la base des mesures à haute fréquence qui sont la pression cylindre, la pression dans le collecteur d'admission et la pression d'injection dans le cylindre. La mesure du régime moteur est aussi fournie par le codeur angulaire avec une précision de  $\pm 3$ trs/mn. L'acquisition de données haute fréquence consiste également à enregistrer la moyenne de 100 cycles consécutifs.

La pression cylindre,  $P_{cyl}$ , est mesurée par un capteur de pression piézoélectrique, refroidi par circulation d'eau, de type AVL QH32D, inséré dans le volume de combustion en tête du cylindre. La gamme de ce capteur est 0-200 bar, avec une précision de  $\pm 2$  bars. La pression dans le collecteur d'admission,  $P_{adm}$ , est mesurée par un transmetteur de pression absolue, de type PMP 4070, situé dans le conduit d'admission du cylindre. La pression du milieu ambiant,  $P_{amb}$ , est mesurée à l'aide d'un capteur de pression PTX 7517. La pression d'injection,  $P_{inj}$ , est mesurée par un capteur de pression piézoélectrique, de type AVL QH33D, implanté dans la durite, entre la pompe d'injection et l'injecteur du cylindre. Ce capteur mesure aussi la température du carburant, mais à basse fréquence.

A partir des erreurs de mesure de la métrologie utilisée, les incertitudes sur les valeurs des paramètres calculées (puissance effective, consommation spécifique et rendement) sont déterminées (Table 3.3).

## 3.2 Procédure expérimentale

Après la formulation du biodiesel et ses mélanges avec le gazole, les tests sur moteur ont été menés à vitesse constante (1500 tr/mn). Ce type d'essais permet de comparer le fonctionnement du moteur à des charges variables (à charges partielles ou à pleine charge).

La préparation d'un essai est une phase importante qui doit être effectuée rigoureusement afin de fournir les conditions optimales pour la réalisation de l'essai. Ce travail préliminaire comprend le contrôle des conditions ambiantes, l'étalonnage de l'analyseur de gaz d'échappement et la mise en chauffe du moteur aux réglages souhaités.

Les différentes grandeurs physiques ont été mesurées pour le cas d'utilisation du gazole à 20, 50, 70 et 90% de la charge. Des tests identiques ont été repris pour le cas d'utilisation du 100% biodiesel d'eucalyptus (EB100) et le cas de leurs mélanges en différentes proportions EB75 (75% biodiesel + 25% gazole), EB50 (50% biodiesel + 50% gazole) et EB25 (25% biodiesel + 75% gazole).

## 3.3 Calcul de la richesse

Dans les applications industrielles de la combustion (moteurs, turbines, foyers, etc.), les conditions de combustion ne sont pas nécessairement celles correspondant à la stœchiométrie et se caractérisent soit par un excès, soit par un défaut de carburant par rapport à l'oxygène. La composition du milieu réactionnel s'exprime alors par la richesse  $\Phi$  et qui peut être déterminée par deux méthodes distinctes :

- Le calcul du rapport des débits mesurés d'air et de carburant ;
- L'analyse des gaz d'échappement.

### 3.3.1 Rapport des débits

La richesse est obtenue, le plus souvent, directement après la mesure du débit d'air dans l'admission et du débit de carburant injecté dans le cylindre. La richesse s'exprime alors par la relation :

$$\Phi = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{carb}} \phi_{st} \quad (3.1)$$

avec  $\dot{m}_a$  débit massique d'air,

$\dot{m}_{carb}$  débit massique de carburant,

$\phi_{st}$  rapport stœchiométrique.

C'est donc une méthode simple pour évaluer la richesse en chaque point de fonctionnement étudié. Le moteur Diesel se caractérise par une combustion en milieu hétérogène ; la richesse globale, comprise entre 0.10 et 0.80 environ selon la puissance demandée, indique seulement la composition de la charge.

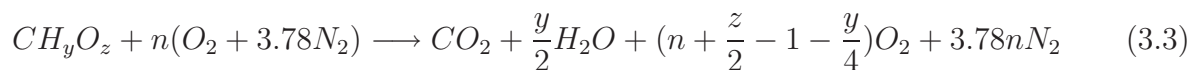
### 3.3.2 Analyse des gaz d'échappement

Cette technique est très utilisée en pratique. Elle prend en compte les indications fournies par des analyseurs très précis de  $CO_2$ ,  $CO$ , de produits imbrûlés, éventuellement d'oxygène, pour déterminer, en amont, la composition du système réactionnel air-carburant. Plusieurs méthodes ont été proposées; la plus répandue, appelée  $CO_2$  total, consiste à effectuer un bilan carbone incluant les faibles quantités de produits résultant d'une combinaison incomplète (CO en mélange pauvre et hydrocarbures imbrûlés quelle que soit la richesse). Soit  $T$  la somme :

$$T = TV(CO_2) + TV(CO) + TV(HC) \quad (3.2)$$

avec  $TV$  représente la teneur volumique (en %) des différents gaz émis.

A partir de la réaction chimique globale qui gouverne la combustion (en mélange pauvre) d'un carburant de formule chimique  $CH_yO_z$  :



La richesse est donnée finalement par la relation [32] :

$$\Phi = \frac{4.78T(1 + \frac{y}{4} - \frac{z}{2})}{100 + T(\frac{y}{4} - \frac{z}{2})} \quad (3.4)$$

## 3.4 Résultats et interprétations

### 3.4.1 Pression d'injection

L'introduction du combustible dans la chambre de combustion est réalisée par l'intermédiaire d'un système d'injection (pompe d'injection, injecteur). L'injection a lieu dès que la pression d'injection devient suffisante pour soulever l'aiguille du cône de l'injecteur, maintenue en position par la pression de tarage de l'injecteur. L'analyse de la courbe de la pression d'injection (figure 3.6), tracée à partir des résultats des essais, permet d'estimer le début de l'injection du combustible. En effet, dès que l'aiguille se soulève, il y a une légère chute de pression à l'injecteur.

### 3.4.2 Pression cylindre

Les résultats obtenus sont issus de mesures moyennées sur 100 cycles moteurs sachant que le moteur est utilisé à charges partielles et à pleine charge. Les résultats des pressions mesurées sont obtenus pour les différents carburants utilisés (Diesel, EB100, EB70, EB50 et EB25) et sont représentés sur la figure 3.7. Il est à remarquer pour tous les carburants testés que leurs profils de la pression cylindre ont la même allure, que ce soit à faible charge ou à charge élevée. Toutes les courbes de la pression cylindre présentent un pic qui a lieu à un angle vilebrequin se situant, selon la charge, entre 3 et 6 °V après le PMH. Ceci peut prédire un bon fonctionnement du moteur, car en effet, si la pression maximale se trouve avant ou autour du PMH, il y a un risque de cognement dans le moteur et la durée de vie du moteur sera réduite.

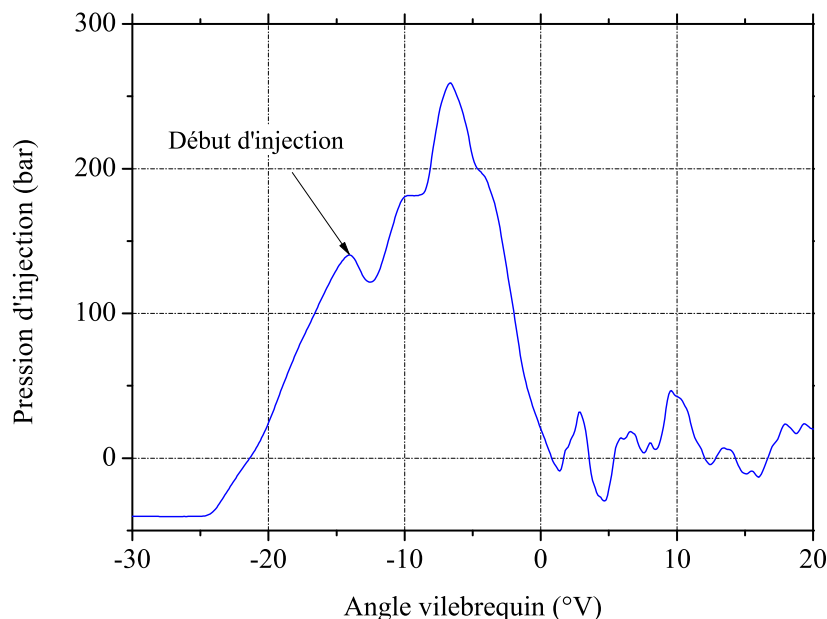


FIGURE 3.6 – Profil de la pression d'injection

L'analyse des courbes sur le critère du pic de la pression cylindre obtenue montre que le carburant, à 100% biodiesel d'eucalyptus (EB100), présente le pic le plus important par rapport à ceux des autres carburants pour tous les points de fonctionnement étudiés. Comme exemple à 20% de la charge où le moteur développe une puissance effective de  $0.9kW$ , il est constaté en fonction de l'augmentation de la quantité du biodiesel dans le mélange, que le pic de pression s'accroît en approchant de plus en plus du PMH. Ceci est dû à l'amélioration de la combustion en conséquence de la rapidité de la combustion du biodiesel dans la phase de combustion prémélangée. Un pic de pression plus élevé prédit un meilleur rendement thermique et par conséquent, des performances améliorées du moteur. Pour les autres charges étudiées (75, 50 et 25%), le même comportement est remarqué. Le gazole représente le pic de pression le plus faible et qui se produit le plus tard après le PMH.

### 3.4.3 Performances

#### 3.4.3.1 Richesse

Les débits d'air et de carburant mesurés lors des essais sur moteur ont permis de calculer la richesse réelle de chaque essai. Il est à remarquer d'après les résultats obtenus et qui sont reportés sur la figure 3.8 que la combustion du gazole, dans tous les points de fonctionnement étudiés, se produit à une richesse élevée par rapport à celles du biodiesel ou de ses mélanges. Ceci est dû principalement à la relation de proportionnalité entre la richesse et le rapport stœchiométrique correspondant à chaque carburant utilisé dans ces essais.

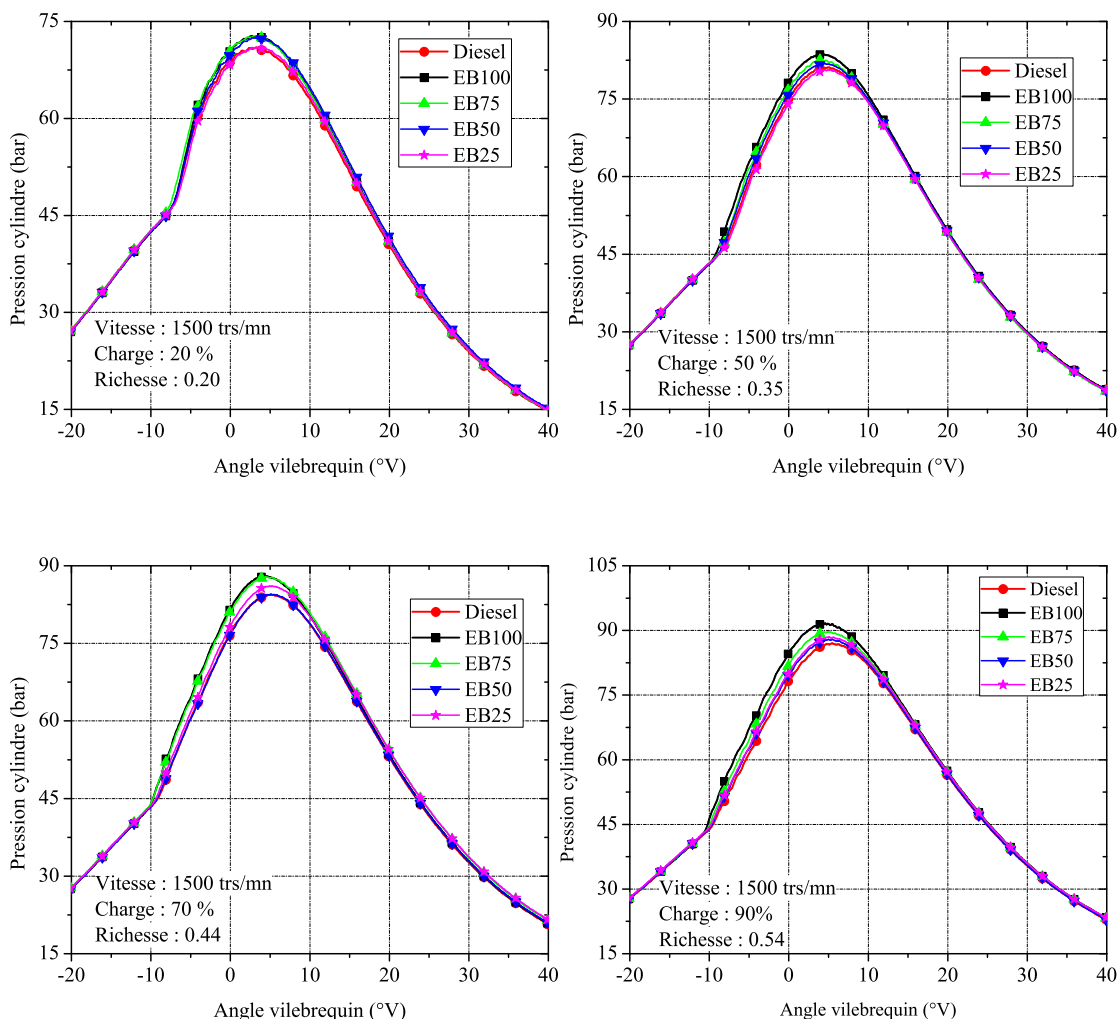


FIGURE 3.7 – Profil de la pression cylindre des différents carburants testés

### 3.4.3.2 Rendement

#### Rendement volumétrique

La figure 3.9 illustre les valeurs du rendement volumétrique calculées pour les différents carburants utilisés aux différents points de fonctionnement. Il est constaté que quelque soit la charge du moteur, les rendements volumétriques résultant de la combustion du biodiesel ou de ses mélanges sont inférieurs à ceux atteints lors de la combustion du gazole. Etant donné que la durée de la combustion est plus grande avec l'utilisation du biodiesel, les gaz d'échappement sont plus chauds. Des gaz brûlés résiduels chauffent donc la nouvelle masse d'air admise. Ce phénomène a pour effet de réduire le remplissage.

#### Rendement thermique

Suite à la présence de la molécule d'oxygène dans le biodiesel et dans les différents mélanges formulés (la teneur massique en oxygène de ces carburants est d'environ 12%), le pouvoir calorifique correspondant à chaque carburant est amoindri de 10 à 14% par

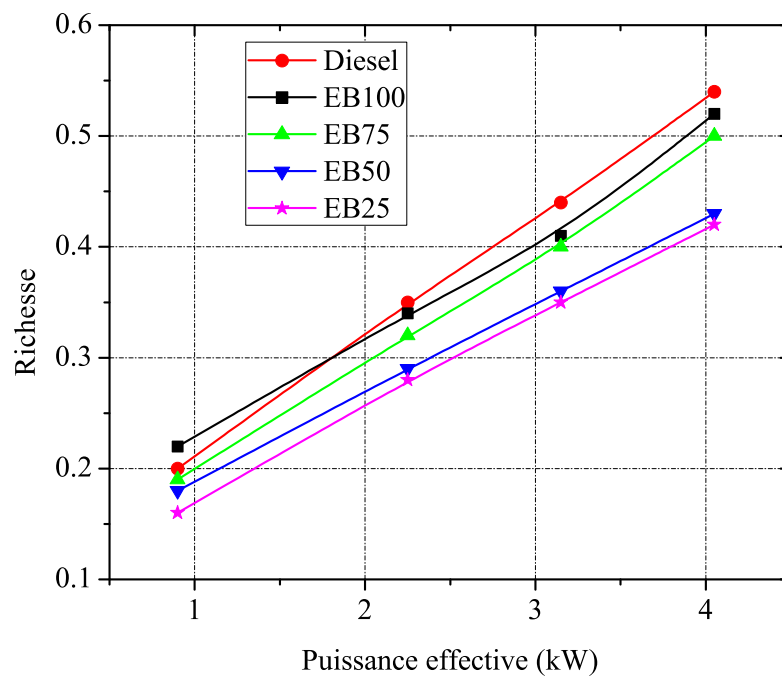


FIGURE 3.8 – Evolution de la richesse en fonction de la puissance effective

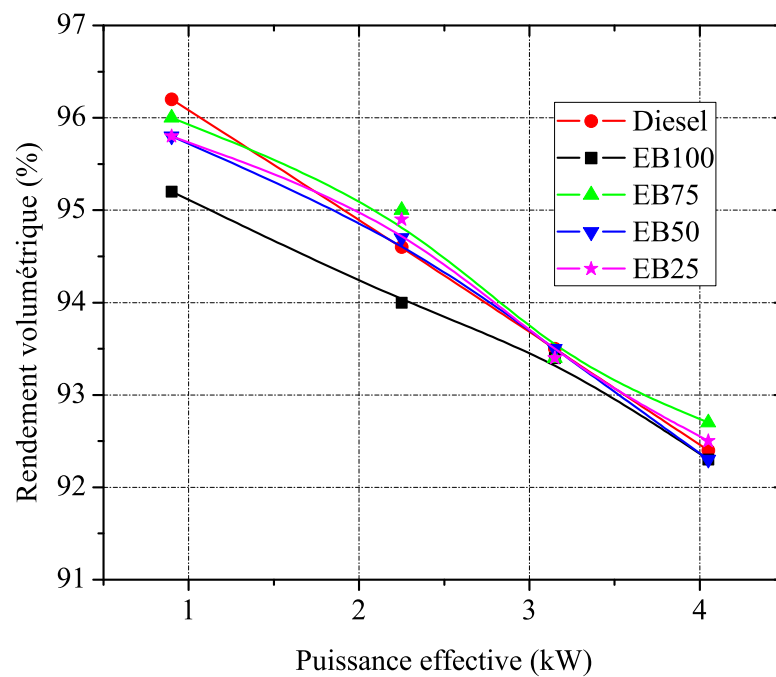


FIGURE 3.9 – Evolution du rendement volumétrique en fonction de la puissance effective



rapport à celui du diesel conventionnel, ce qui conduit à un contenu énergétique par unité de volume plus faible. Par conséquent, le rendement thermique du moteur alimenté par ces carburants sera inférieur au rendement obtenu lorsque le moteur tourne au diesel. En parallèle, tous ces carburants testés ont une densité plus élevée que celle du diesel. Ainsi, l'impact de la différence de pouvoir calorifique est légèrement compensé (le rendement thermique ne variera que très faiblement).

La variation du rendement thermique du moteur en fonction de la puissance délivrée pour tous les carburants testés est représenté sur la figure 3.10. Il est constaté que l'application du biodiesel net dans le moteur présente le rendement le plus faible par rapport aux autres carburants testés pratiquement dans tous les points de fonctionnement examinés. Il est remarqué aussi qu'à une puissance de 4.05 kW, les mélanges (EB75, EB50 et EB25) présentent un rendement légèrement meilleur (31%) à celui du gazole (30%). Ceci peut être attribué à l'amélioration du processus de combustion des mélanges due à la présence de l'oxygène dans leur composition. Tous ces mélanges peuvent être utilisés donc comme une alternative au carburant diesel. Même l'utilisation du biodiesel net est possible sans perte importante de rendement thermique du moteur.

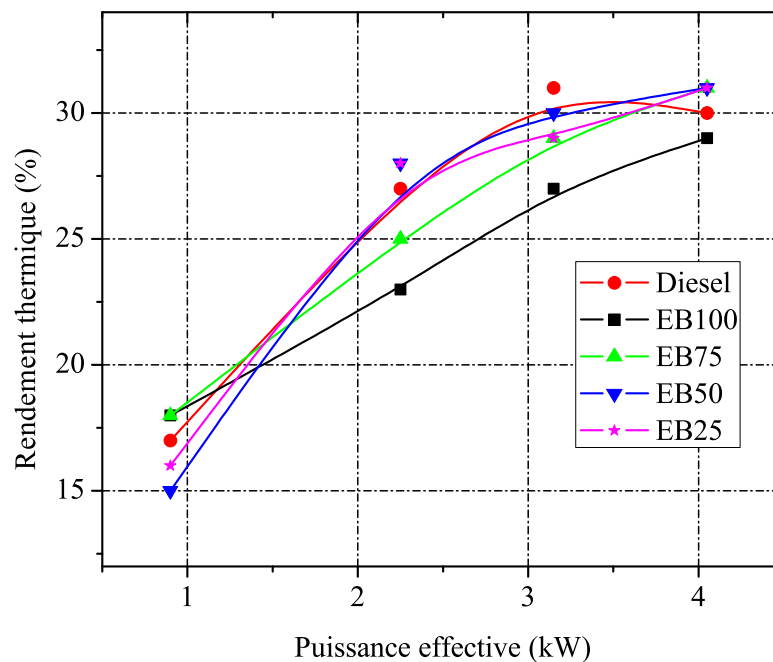


FIGURE 3.10 – Rendement thermique en fonction de la puissance effective

### 3.4.3.3 Consommation spécifique de carburant

Les résultats des essais sur moteur ont fourni les valeurs nécessaires au calcul de la consommation spécifique de carburant pour chaque type de combustible. La mesure du débit de carburant et de la puissance effective développée à l'arbre du moteur a permis

de déduire la consommation spécifique de carburant (CSF) dans les différents points de fonctionnement pour chaque carburant testé dans ces essais (figure 3.11).

L'analyse de ces courbes montre qu'à faibles charges du moteur, les résultats ne sont pas très fiables pour qu'ils puissent être comparés. En effet, le fonctionnement du moteur n'est pas stable aux valeurs faibles de la charge du moteur. Il a été remarqué une fluctuation de l'amplitude de la puissance du moteur, ce qui peut être expliqué par le fait que le moteur est un monocylindre.

A mi-charge et à charge élevées par contre, l'analyse de ces courbes montre que la CSF augmente en fonction de l'augmentation de la quantité du biodiesel dans le mélange. La principale raison à ce résultat revient à la diminution du pouvoir calorifique du mélange en conséquence de l'augmentation de la proportion du biodiesel dans le mélange. Ceci nous a obligé à augmenter le débit du biodiesel et de ses mélanges afin de maintenir les mêmes conditions opératoires, en terme de puissance effective.

Il est à constater aussi à travers cette figure, l'évolution de la consommation

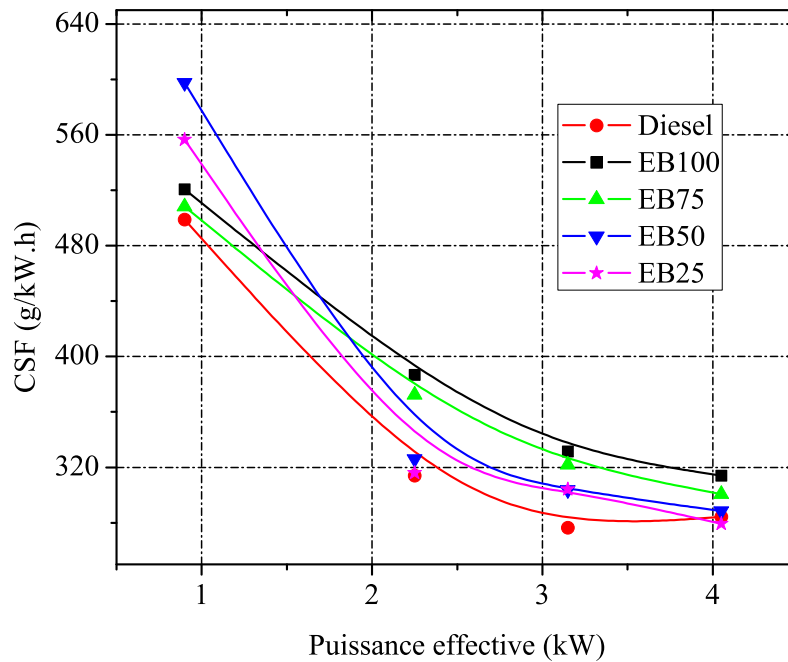


FIGURE 3.11 – Consommation spécifique du carburant en fonction de la puissance effective

spécifique de carburant en fonction de la puissance effective de tous les carburants testés. A faible charge où la puissance effective du moteur varie de 0.9 à 2.25 kW, les valeurs de la consommation spécifique de carburant sont légèrement supérieures par rapport à la consommation spécifique du diesel : 4-19% pour le biodiesel net, 1-16% pour les autres mélanges formulés de gazole/biodiesel. De mi-charge à charge élevée où la puissance effective varie de 2.25 à 4.05 kW, une légère augmentation des valeurs de la CSF du biodiesel net et

de ses mélanges est remarquée par rapport à celle du gazole, 17-10% pour le EB100, 14-6% pour le EB75, 9-1% pour EB50 et 10% pour le EB25.

En se basant sur les résultats obtenus, on peut dire que le biodiesel d'eucalyptus ou ses mélanges sont aptes pour remplacer le gazole dans le moteur diesel.

#### 3.4.3.4 Température des gaz d'échappement

La variation des températures des gaz mesurés à l'échappement en fonction de la puissance effective délivrée par le moteur pour les différents carburants examinés, est représentée sur la figure 3.12. L'analyse des résultats, pour tous les points de fonctionnement étudiés, montre que la température des gaz est linéairement proportionnelle à la puissance effective du moteur. L'accroissement de cette température de 200 à 400°C se produit approximativement avec un pas de 15%, pour une augmentation de 20% de la puissance effective. En général, les températures des gaz d'échappement du biodiesel et de ses mélanges, sont plus élevées que celle obtenue quand le moteur est alimenté en gazole. La principale cause de ce résultat revient à la combustion plus lente du biodiesel net et de ses mélanges qui a entraîné une fin de combustion plus tardive.

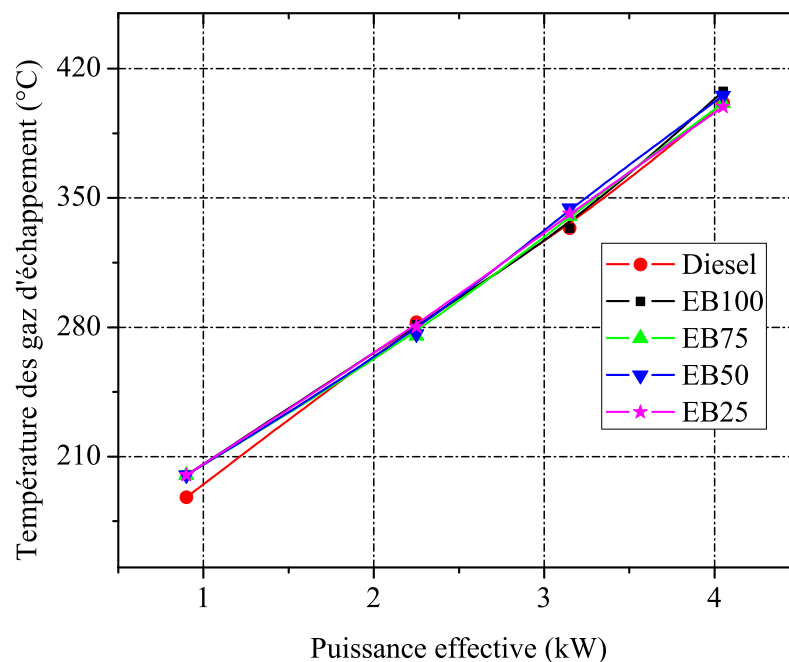


FIGURE 3.12 – Température des gaz en fonction de la puissance effective

### 3.4.4 Emissions polluantes

#### 3.4.4.1 Monoxyde de carbone

Les émissions de monoxyde de carbone (CO) pour les différents carburants testés ont été mesurées. Les valeurs sont présentées sur la figure 3.13. Il est constaté, pour tous les carburants testés, y compris le diesel, que les émissions de monoxyde de carbone sont faibles quand le moteur est faiblement chargé (à 20, 50 et 70% de la charge). Mais à fortes charges du moteur, les émissions de CO deviennent sensibles. En effet, la production des émissions de monoxyde de carbone est gouvernée principalement par la richesse du mélange air/carburant. A faibles charges du moteur, le mélange est appauvri en carburant où il y a suffisamment d'oxygène pour oxyder le monoxyde de carbone. Par contre, à charges élevées, le moteur requiert une quantité beaucoup plus importante de carburant, le débit d'air étant inchangé, le mélange est enrichi. Il y a donc de moins en moins d'oxygène disponible à l'oxydation, ce qui explique l'augmentation brutale des émissions de monoxyde de carbone.

La combustion du biodiesel net et de ses mélanges conduit à des émissions de monoxyde de carbone inférieures à celles du gazole. Ce résultat peut être expliqué par les mêmes raisons explicitées jusqu'à présent. La richesse élevée dans le cas du gazole et le manque d'oxygène en sont responsables.

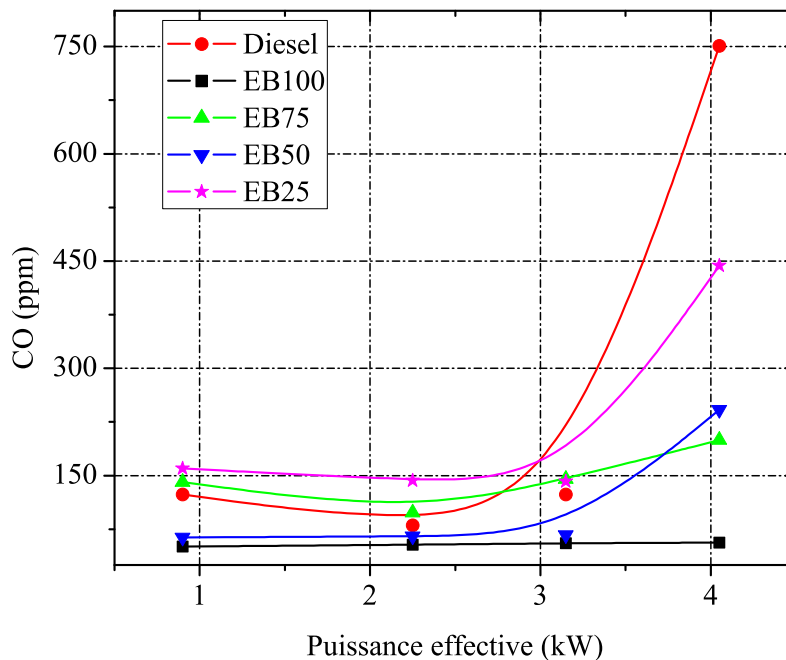


FIGURE 3.13 – Emission du monoxyde de carbone en fonction de la puissance effective

### 3.4.4.2 Hydrocarbures

L'émission d'hydrocarbures (HC) peut être sous forme de carburant non brûlé ou partiellement brûlé. La cause de l'émission d'hydrocarbures est entièrement liée au processus de combustion. Une combustion incomplète produit une émission d'hydrocarbures. Dans le processus de combustion, si un mélange riche en carburant n'obtient pas suffisamment d'oxygène pour réagir avec toute la fraction de carbone, un taux d'hydrocarbures plus élevé est émis.

Les résultats des mesures des émissions d'hydrocarbures imbrûlés effectuées lors des essais sur la combustion du gazole, du biodiesel net et leurs différents mélanges formulés sont présentés sur la figure 3.14. La variation de l'émission de ce polluant est similaire pour tous les carburants testés. La tendance générale est une augmentation graduelle des émissions des HC en fonction de la puissance effective délivrée par le moteur. L'augmentation de la quantité de carburant injectée, due aux chargements excessifs du moteur, conduit à la formation du mélange air/carburant riche; ce qui entraîne la production d'imbrûlés. Il apparaît que le taux d'émission des HC est plus faible avec l'utilisation du biodiesel net (EB100) par rapport aux autres carburants. Plus la fraction en biodiesel est importante dans le mélange, plus l'émission d'hydrocarbures est réduite. Etant donné que l'augmentation de la teneur en oxygène, due à l'accroissement de la fraction en biodiesel, conduit à une combustion complète du carburant et à l'élimination de poches riches en carburant dans la chambre de combustion, les niveaux d'émissions sont réduits.

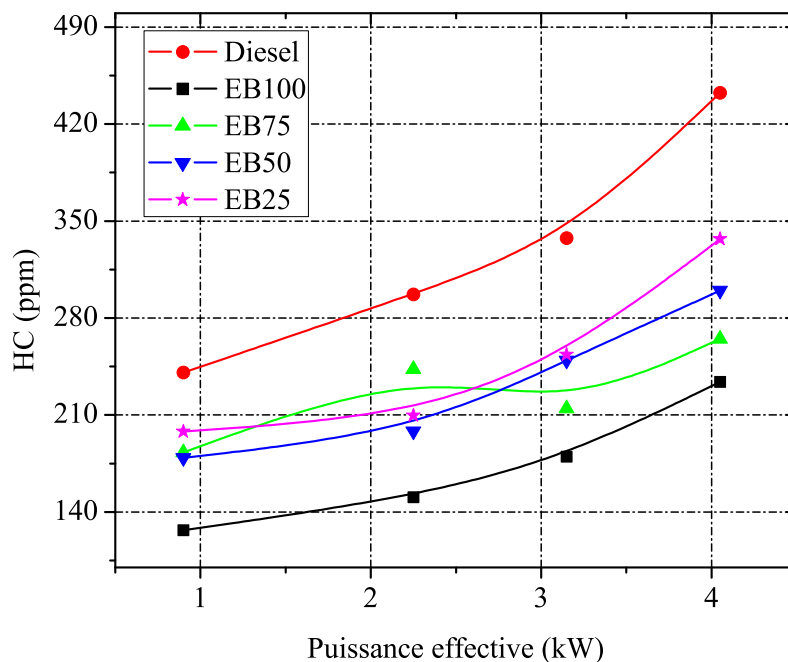


FIGURE 3.14 – Emission des hydrocarbures en fonction de la puissance effective

### 3.4.4.3 Monoxyde d'azote

Il faut rappeler que les émissions des oxydes d'azote ( $NO_x$ ) des moteurs diesel est une préoccupation majeure. Les  $NO_x$  sont formés principalement de monoxyde d'azote ( $NO$ ) et de dioxyde d'azote  $NO_2$ . La proportion de  $NO_2$  représente généralement environ 10-20 % de la totalité des émissions d'oxydes d'azote. Les émissions de  $NO_x$  peuvent être classifiées généralement en trois types,  $NO_x$  thermiques,  $NO_x$  combustibles et  $NO_x$  précoces.

- Le  $NO$  thermique : il se forme lors de la décomposition de l'azote de l'air en présence de l'oxygène ainsi que des radicaux oxygénés. Le modèle de formation de  $NO$  thermique le plus utilisé est celui de Zeldovich [31, 37].

- Le  $NO$  précoce : il se forme dans les flammes à basses températures et riches en carburant. Elles sont dues à la décomposition de l'azote de l'air en présence des produits intermédiaires de la combustion (les radicaux à courtes chaînes).

- Le  $NO$  combustible : il est dû à la décomposition de l'azote intramoléculaire qui se trouve dans le carburant.

La formation de  $NO_x$  thermique est prédominant dans le moteur diesel. La plupart des  $NO_x$  thermique se forment dans les moteurs diesel au début du processus de combustion, lorsque le piston se trouve près du point mort haut. La température et la pression de la charge se trouvent alors à leur valeur maximale. La grande partie des  $NO_x$  se forme en réalité pendant la phase de combustion en prémélange [39].

Sur la figure 3.15 sont résumés les résultats mesurés des émissions d'oxydes d'azote à la suite de la combustion des carburants formulés. L'analyse des courbes de cette figure montre qu'à faibles et moyennes charges du moteur, les émissions d'oxydes d'azote augmentent avec la puissance effective du moteur. A 90% de la charge totale où le moteur développe 4.1 kW, les émissions de  $NO_x$  diminuent. En effet, comme dans les moteurs diesel, la plupart des  $NO_x$  se forment au début du processus de combustion, la température augmente avec la charge (figure 3.12), ce qui donne des conditions propices à la formation des oxydes d'azote. Les températures élevées et les mélanges pauvres au moment de la combustion, sans oublier la présence d'oxygène (10-12 %) dans la composition des différents carburants testés, sont des facteurs favorables à l'augmentation des émissions de  $NO_x$ . Il a été constaté aussi d'après cette figure qu'à 20, 50, et 70% de la charge totale, le biodiesel présente un niveau d'émission de  $NO_x$  plus élevé par rapport aux autres carburants. A une charge du moteur supérieure à 70% de la charge totale, le taux d'émission de ce polluant dans le cas de l'utilisation du biodiesel net devient le plus faible. Ceci peut être expliqué par le fait qu'à faibles charges, l'effet de la densité et de viscosité élevées du biodiesel et de ses dérivés fait que le gazole émet moins de  $NO_x$ , mais à hautes charges (> 70%), l'indice de cétane du biodiesel devient prédominant.

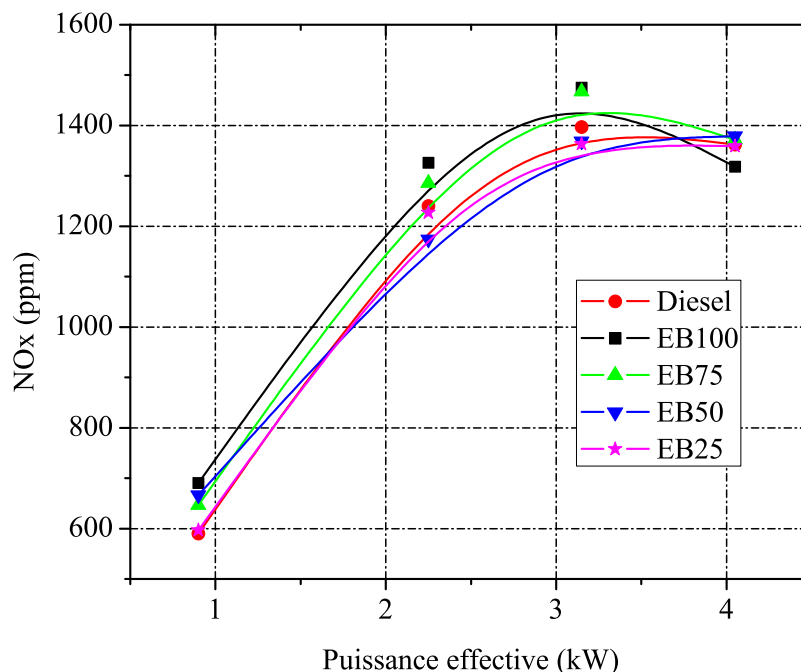


FIGURE 3.15 – Emission du monoxyde d’azote en fonction de la puissance effective

#### 3.4.4.4 Particules

Les gaz émis à l’échappement des moteurs diesel contiennent des particules carbonées, et sont observables sous forme d’émission de fumées. Ces particules sont souvent fractionnées en fractions organiques solubles ou volatiles et du carbone ou de suies. Dans le processus de combustion du gazole, certaines gouttelettes de carburant ne peuvent jamais se vaporiser, et donc brûler, mais le carburant ne peut rester stable; la température trop élevée dans la chambre de combustion l’amène à se fractionner. Plus tard, ces gouttelettes peuvent être partiellement ou complètement brûlées dans la flamme turbulente. Si elles ne sont pas complètement brûlées, elles seront émises sous forme de gouttelettes de fuel lourd ou de particules carbonées. La conversion du combustible en particules carbonnées est susceptible de survenir lorsque le moteur est exploité à grande vitesse et à une charge élevée. Dans ces conditions opératoires extrêmes, la quantité de carburant injectée augmente et le temps alloué pour la combustion diminue, ce qui mène à des niveaux d’émissions de fumées plus élevés. En outre, les poches riches en carburant où il n’y a pas assez d’oxygène, peuvent augmenter considérablement la quantité de particules carbonées ou l’émission de fumées.

Les émissions de particules lors de la combustion des différents carburants formulés ont été mesurées et les résultats de ces mesures sont présentés sur la figure (3.16). L’analyse de ces résultats montre que la combustion du biodiesel et de ses mélanges émet moins de particules que celle du gazole quelle que soit la charge du moteur. Cette réduction est estimée à environ 30 à 46% pour le EB100, de 7 à 40% pour le EB75, de 20 à 35% pour le EB50 et de 11 à 24% pour le EB25. L’émission de particules varie avec la teneur

en oxygène du carburant. Les niveaux d'émissions les plus faibles ont été enregistrés avec le combustible qui contient la fraction d'oxygène la plus élevée (EB100); ceci est dû à l'amélioration du processus de combustion.

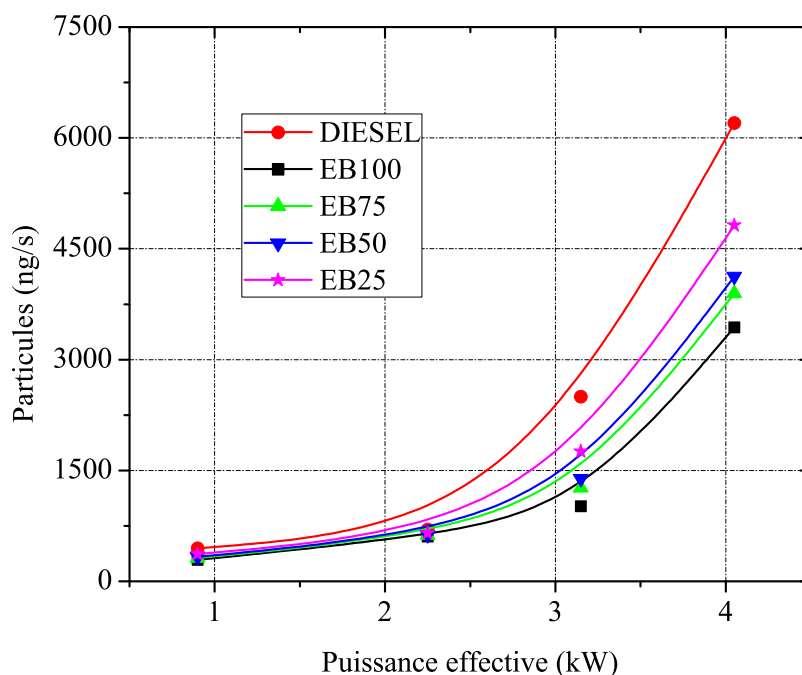


FIGURE 3.16 – Emission de particules en fonction de la puissance effective

Il a été constaté également que les émissions de particules augmentent avec la charge. A faibles et moyennes charges du moteur, les émissions de particules varient faiblement mais de façon régulière. A fortes charges, par contre, les émissions de particules augmentent fortement. Ceci s'explique par le fait qu'à fortes charges du moteur, d'importantes quantités de combustible sont injectées dans le moteur, le débit d'air restant constant, tout ce combustible ne brûlera pas et une bonne partie des molécules combustibles se retrouvent dans les gaz d'échappement.

## CONCLUSION

Dans cette partie, les différents carburants formulés à base du biodiesel d'eucalyptus à l'aide du procédé de transestérification ont été testés dans un moteur diesel. Les résultats ont été analysés et comparés, tant au niveau des performances du moteur que des émissions polluantes, avec ceux obtenus lorsque le moteur est alimenté au gazole conventionnel.

L'analyse des résultats a montré que la combustion du gazole, du biodiesel d'eucalyptus et de leurs mélanges formulés se comportent de la même manière quant à l'évolution de la combustion dans le cylindre qu'au début de la combustion elle-même. Les pics de pression cylindre varient entre 1 et 4 % par rapport à celui obtenu avec le diesel. L'allure des courbes obtenues est identique.

Au niveau des performances, l'analyse des résultats des essais a montré que les valeurs



de la consommation spécifique de carburant formulés étaient légèrement supérieures par rapport à la consommation spécifique du diesel, 4-19% pour le biodiesel net, 1-16% pour les autres mélanges formulés de gazole/biodiesel. Par conséquent, le rendement thermique du moteur lorsqu'il est alimenté par ces carburants est légèrement inférieur, 1-4%, à celui obtenu lorsque le moteur fonctionne au diesel. Tous ces carburants peuvent donc constituer une alternative au carburant diesel sans perte importante de rendement thermique du moteur.

Au niveau des émissions polluantes des mélanges formulés, l'analyse des résultats a révélé une tendance générale à une baisse très significative des émissions d'hydrocarbures imbrûlés (environ 45% inférieures), des émissions de monoxyde de carbone (environ 60-90 % inférieures), ainsi que des émissions de particules (environ 7-40% inférieures) lorsque le moteur tournait aux carburants formulés. Les émissions d'oxydes d'azote augmentent (jusqu'à environ 15 %) dans le cas de la combustion du biodiesel d'eucalyptus à faibles et à moyennes charges du moteur.

Au vu de tous ces résultats, les carburants formulés à base d'huile d'eucalyptus (biodiesel net ou en mélange avec le gazole) peuvent donc être utilisés dans un moteur diesel non modifié sans crainte d'altérer les caractéristiques tant au niveau de la combustion des carburants, des performances du moteur que des émissions polluantes produites. Il y a une légère diminution du rendement et une augmentation de la consommation, mais il y a une diminution sensible des émissions polluantes, sauf pour les oxydes d'azote.



# Modélisation du moteur à allumage par compression

---

## 4.1 Introduction

Dans les années 60-70, la modélisation thermodynamique des moteurs à combustion interne et la simulation de leur fonctionnement se sont fortement développées. Les enjeux de cette approche, complémentaire à celle traditionnellement basée sur l'expérimentation, sont principalement une réduction de la consommation spécifique et des rejets polluants.

Différents types de modèles mathématiques permettent de simuler le fonctionnement des moteurs à combustion interne, qu'ils soient à allumage commandé ou à allumage par compression. Ces modèles peuvent être regroupés au sein de deux catégories principales : les modèles orientés commande et les modèles physiques (figure 4.1). Les modèles orientés commande décrivent le moteur sous la forme d'un système de type entrée/sortie ; ils ont été développés afin de simuler de nouvelles stratégies de contrôle moteur. Les modèles physiques reproduisent les phénomènes qui se produisent dans les moteurs du point de vue soit de la mécanique des fluides, soit de la thermodynamique. Dans cette catégorie de modèles, il faut distinguer, d'une part, les modèles dimensionnels basés sur les équations de Navier-Stokes et l'équation de conservation de l'énergie sous forme différentielle dans l'espace et d'autre part, les modèles thermodynamiques basés sur les deux premiers principes de la thermodynamique. Les modèles thermodynamiques sont aussi appelés modèles zéro-dimensionnels, car seul le temps intervient comme variable indépendante. La base de la modélisation zéro-dimensionnelle consiste à écrire des équations de conservation de masse et d'énergie, pour lesquelles les débits, rentrants et sortants, les propriétés thermodynamiques et les transferts thermiques, doivent être fournis. La structure globale de la résolution incluant modèles et sous modèles spécifiques est illustrée sur la figure 4.2. Les principales différences rencontrées dans la littérature résident dans le choix de sous-modèles.

Les modèles thermodynamiques peuvent se décomposer en deux groupes : les modèles à une zone et ceux multizones (à deux ou trois zones, voire plus). Ils permettent soit de prédire le fonctionnement du moteur (pression et température cylindre, puissance, rendement, éventuellement émissions polluantes) si une loi de combustion est spécifiée (**modèle prédictif**), soit d'analyser le dégagement de chaleur dû à la combustion à partir d'un diagramme expérimental de la pression dans le cylindre (**modèle d'analyse**).

Les modèles à une zone peuvent être utilisés pour analyser le taux du dégagement de chaleur si les diagrammes de pression, déterminés expérimentalement, sont spécifiés dans la 1ère loi de la thermodynamique. Alternativement, les modèles à une zone

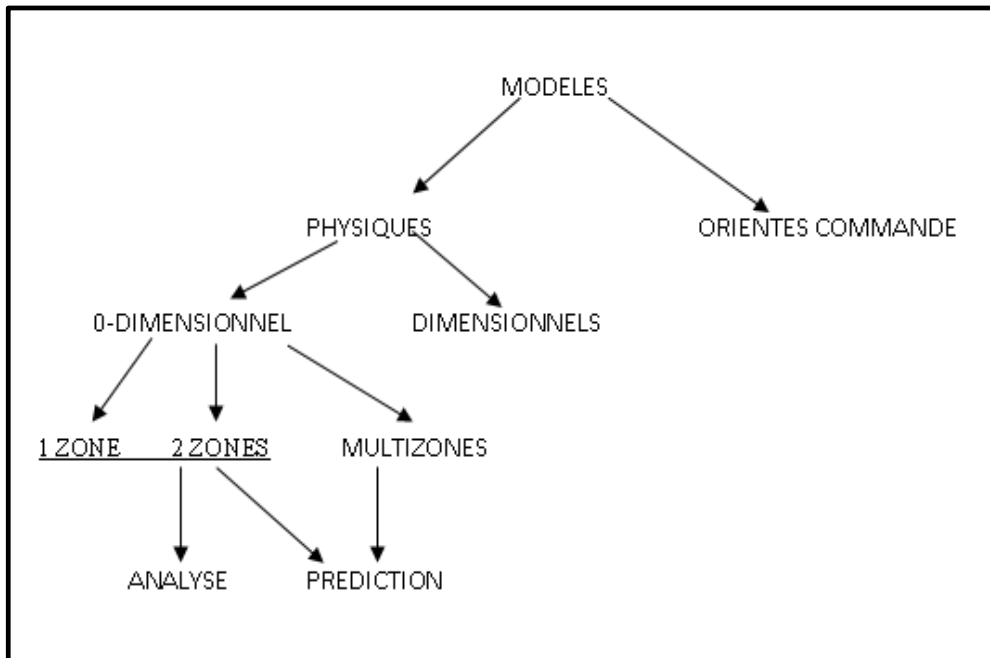


FIGURE 4.1 – Différents modèles existants

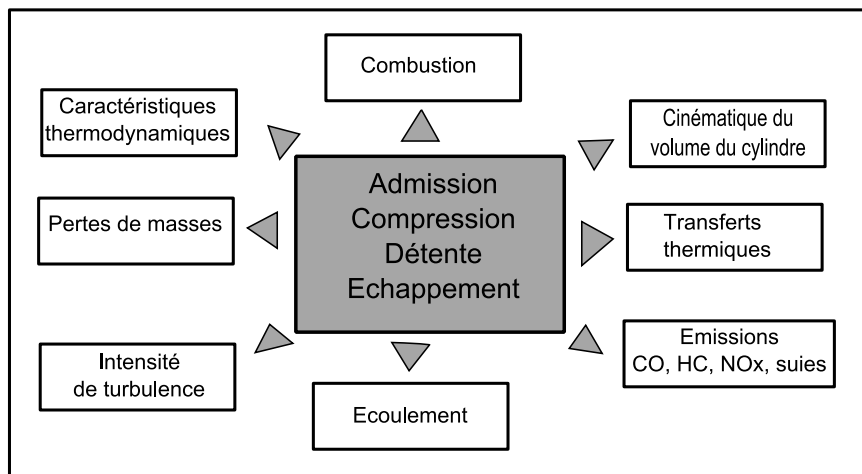


FIGURE 4.2 – Principaux phénomènes intervenant lors d'un cycle moteur

peuvent être utilisés comme des moyens prédictifs si le taux du dégagement de chaleur ou la fraction brûlée sont spécifiés. La combustion de pré-mélange se produit dans les premiers moments du processus de combustion, où le carburant est vaporisé et mélangé avec de l'air frais. Une fois que le mélange est consommé, la combustion diffusive prend place et gouverne la majorité de la durée de la combustion (figure 4.3). Les modèles à une zone reposent sur la résolution d'un système d'équations différentielles ordinaires pour la pression, la température et la masse du mélange. Cependant, ils ne prennent pas en compte la vaporisation des gouttelettes liquides, l'entraînement d'air, la géométrie de la chambre de combustion et la variation spatiale de la composition et de la température du mélange.

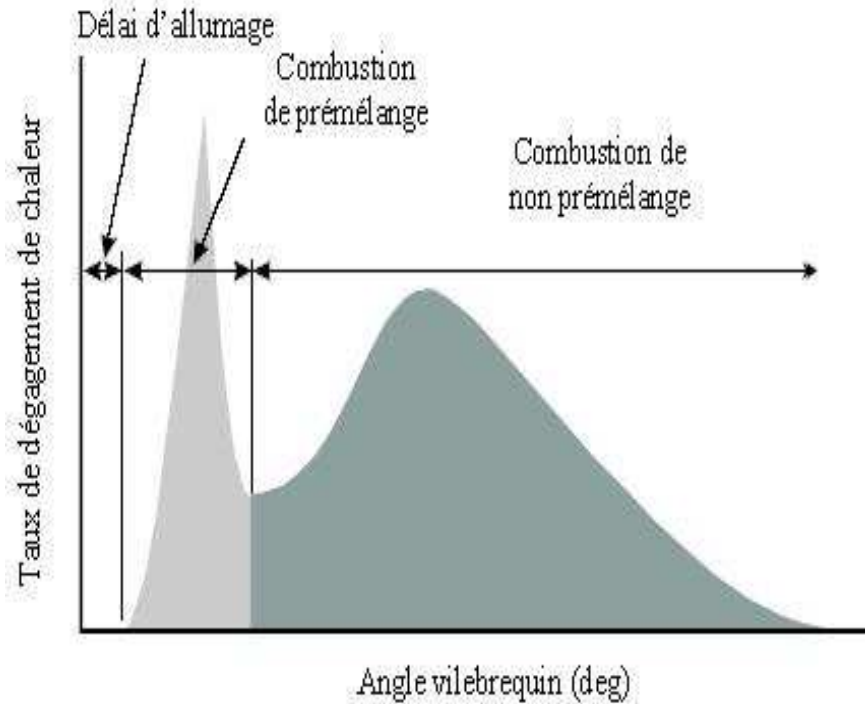


FIGURE 4.3 – Taux de dégagement de chaleur

Le passage à une modélisation multizones permet de prendre en compte l'évolution temporelle des diverses grandeurs, mais aussi leurs distributions spatiales. C'est un très bon compromis entre les modèles à une zone et les modèles multi-dimensionnels impliquant la résolution des équations de Navier-Stokes. Pour le cas des modèles multi-zones, quelques caractéristiques de l'injection peuvent être introduites (le spray est divisé en parcelles et permet la localisation spatiale des gouttelettes). Les effets de l'écoulement ainsi que la turbulence peuvent être aussi pris en compte.

La plupart des modèles multi-zones discutés dans cette section, considèrent un jet de carburant gazeux (le jet de carburant liquide injecté dans le cylindre sous des conditions critiques ou supercritiques). D'autres modèles multi-zones décomposent le jet de carburant liquide en gouttelettes, qui sont assignées pour des parcelles. L'entraînement d'air et la vaporisation des gouttelettes et la combustion dans chaque parcelle est traduite au moyen des modèles de vaporisation de gouttelettes qui prennent en compte les effets de

la convection forcée.

Dans les modèles multi-dimensionnels, les équations de conservation instantanées de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et des espèces sont moyennées, et les corrélations de turbulence sont considérées à être proportionnelles aux gradients de l'écoulement moyen. Les détails du processus d'atomisation (la dispersion du jet liquide en ligaments et gouttelettes) sont négligés et la masse injectée dans le cylindre à tout instant est décrite par une fonction de distribution des gouttelettes. Toutes les gouttelettes contenues dans le même paquet ont un diamètre, une vitesse et une température identique, et une formulation lagrangienne est employée pour considérer les échanges de masse, de quantité de mouvement et d'énergie entre la phase gazeuse et les gouttelettes.

Des modèles stochastiques sont introduits dans les modèles multi-dimensionnels dans le but de considérer les effets de la turbulence de la phase gazeuse sur les gouttelettes liquides. Cependant, les effets des gouttelettes sur la turbulence ont été ignorés ; ces effets dépendent du diamètre des gouttelettes, du temps de séjour des gouttelettes dans un swirl typique, l'échelle de grandeur des énergies contenues dans un swirl, et le nombre de gouttelettes dans un swirl turbulent.

## 4.2 Motivations et choix d'un formalisme mathématique

Beaucoup de travaux récents expérimentaux ont été réalisés pour l'évaluation des performances des moteurs Diesel conventionnels alimentés en gazole ou en biocarburant (huile végétale, biodiesel et graisse animale). La mise en œuvre de ces expériences requiert d'énormes efforts et du temps. En revanche, les simulations du cycle moteur diesel basées sur les modèles thermodynamiques (à une, à deux et à multiples zones) ont intéressé les chercheurs pour leur aides à prédire les performances du moteur, pour servir comme moyen de diagnostic, pour donner plus de résultats que ceux obtenus par l'expérimentation et pour soutenir les ingénieurs lors du développement de nouveaux concepts de design.

Dans cette perspective, nous avons développé un modèle thermodynamique à une zone. Ce modèle permettra de compléter l'étude expérimentale de la combustion du biodiesel d'eucalyptus menée sur le moteur diesel Lister Petter. Ce modèle à une zone a été très utilisé efficacement dans des travaux antérieurs très récents [50], [65], [29]. Nous avons souhaité limiter le niveau d'empirisme autant que possible afin de parvenir à un modèle flexible et évolutif. Le problème posé se résume donc à choisir et à combiner des sous-modèles adaptés à la modélisation des différents phénomènes physiques qui s'y déroulent. Les choix ont été guidés en fonction des axes de recherche futurs (qui reposeront en partie sur le modèle développé ici) et des critères suivants :

- Simulation du cycle moteur complet (admission, compression, détente et échappement) et de l'évolution de la pression cylindre ;
- Capacité à prédire les variables qui influent sur l'évolution des gaz polluants (pression, température et richesse du mélange) ;

- Recours à un nombre minimum de paramètres empiriques ;
- Simulations sur toute la plage de fonctionnement du moteur ;
- Temps de calculs courts (simulation en temps réel, possibilité de simuler plusieurs minutes de fonctionnement du moteur).

Ce modèle sera utilisé de deux façons différentes. Si les diagrammes de pression déterminés expérimentalement sont spécifiés dans la 1ère loi de la thermodynamique, le modèle dit d'analyse sera mis en place pour étudier le déroulement de la combustion, en particulier le délai d'allumage et la durée de la combustion. Alternativement, ce modèle sera utilisé comme moyen prédictif de performances du moteur diesel (dans ce cas, le modèle est dit prédictif).

## 4.3 Modèle d'analyse à une zone

Comme il a été déjà souligné, le modèle à une zone permet, à partir du calcul et de l'analyse de la vitesse de dégagement de chaleur, de déterminer le délai d'auto-inflammation et la durée de la combustion. Cette vitesse de dégagement de chaleur dans le cylindre est fondamentale puisqu'elle permet de retracer l'historique de la combustion.

### 4.3.1 Délai d'allumage

Il existe dans la littérature plusieurs méthodes pour déterminer l'angle correspondant au début de la combustion :

- L'analyse du signal de pression cylindre,
- L'analyse du dégagement de chaleur.

Contrairement à la deuxième catégorie, la première catégorie offre l'avantage d'éviter toute hypothèse supplémentaire. Le signal interprété est directement celui mesuré par le capteur de pression cylindre. Cependant, lorsque des méthodes appartenant à la deuxième classe sont utilisées, nous serons amenés à introduire des hypothèses supplémentaires qui peuvent générer des erreurs dans l'appréciation du début de la combustion. Dans tout ce qui suit, le début de la combustion se localisera au dernier minimum local avant le pic de combustion dans le signal dérivée de la pression (figure 4.4).

La dérivation du signal de pression peut être réalisée à partir d'un schéma aux différences finies classique :

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{P(\theta + \delta\theta) - P(\theta - \delta\theta)}{2\delta\theta} \quad (4.1)$$

Comme le signal de pression mesuré est fortement bruité (figure 4.5), le bruit sur la dérivée sera amplifié. Afin de limiter l'effet du bruit de mesure, nous utilisons la moyenne glissante comme technique de lissage des signaux.

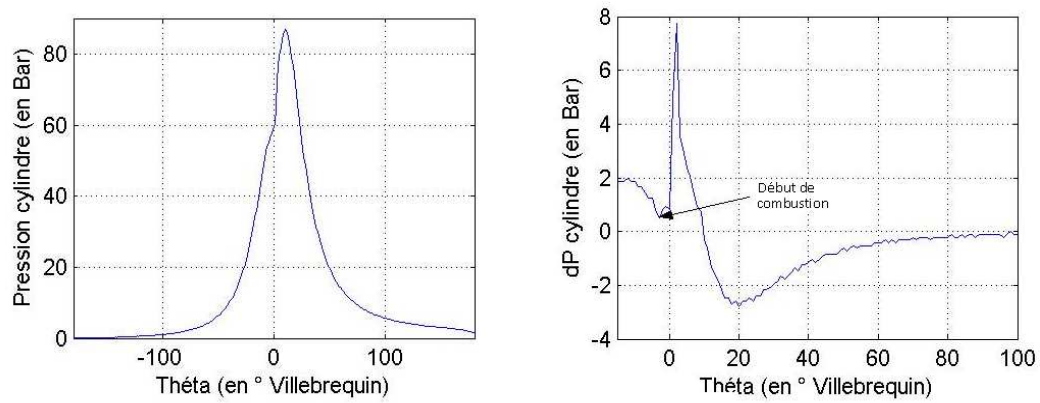


FIGURE 4.4 – Evolution de la pression et de sa dérivée en fonction de l'angle vilebrequin

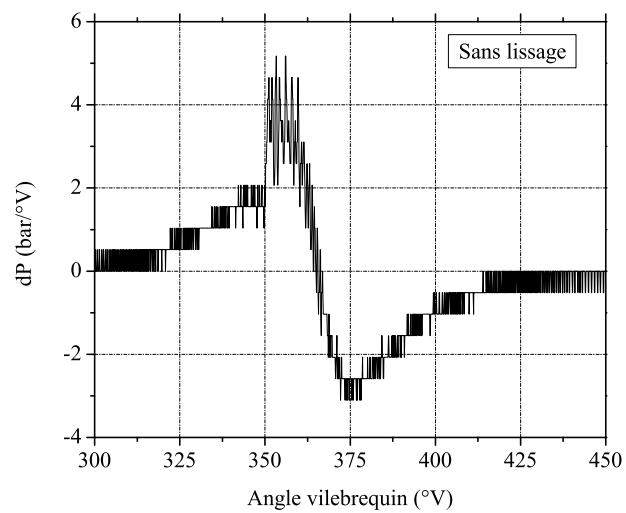


FIGURE 4.5 – Variation de la dérivée de la pression en fonction de l'angle vilebrequin.



La moyenne glissante, ou moyenne mobile, est un type de moyenne statistique utilisée pour analyser des séries ordonnées de données, le plus souvent des séries temporelles, en supprimant les fluctuations transitoires de façon à en souligner les tendances à plus long terme. Cette moyenne est dite mobile parce qu'elle est recalculée de façon continue, en utilisant à chaque calcul un sous-ensemble d'éléments dans lequel un nouvel élément remplace le plus ancien ou s'ajoute au sous-ensemble. Autrement dit, c'est une moyenne qui, au lieu d'être calculée sur l'ensemble des  $n$  valeurs d'un échantillonnage, est calculée tour à tour sur chaque sous-ensemble de  $N$  valeurs consécutives ( $N \leq n$ ) ; le sous-ensemble utilisé pour calculer chaque moyenne « glisse » sur l'ensemble des données. Le choix de la valeur adéquate du paramètre  $N$  représentant la taille de la fenêtre résulte d'un compromis. La fenêtre de lissage déterminée par cette valeur de  $N$  doit être suffisamment large pour éliminer le bruit, tout en évitant la perte d'informations significatives.

La figure 4.6 montre l'effet de la taille de la fenêtre glissante sur le lissage de la dérivée de la pression. En comparaison au cas sans lissage (figure 4.5), les fenêtres de taille 5 et 20 éléments ont été testées. La ramification de l'erreur sur la dérivée du signal de pression est évidente à partir des ondulations remarquées sur le graphe du  $(dP/d\theta)$  dans le cas sans lissage. Le lissage avec une fenêtre de taille 5 permet d'améliorer le résultat mais il reste insuffisant. Finalement le lissage avec une fenêtre de 20 éléments a été choisi pour analyser le signal de pression pour le reste de l'analyse de la combustion des différents carburants.

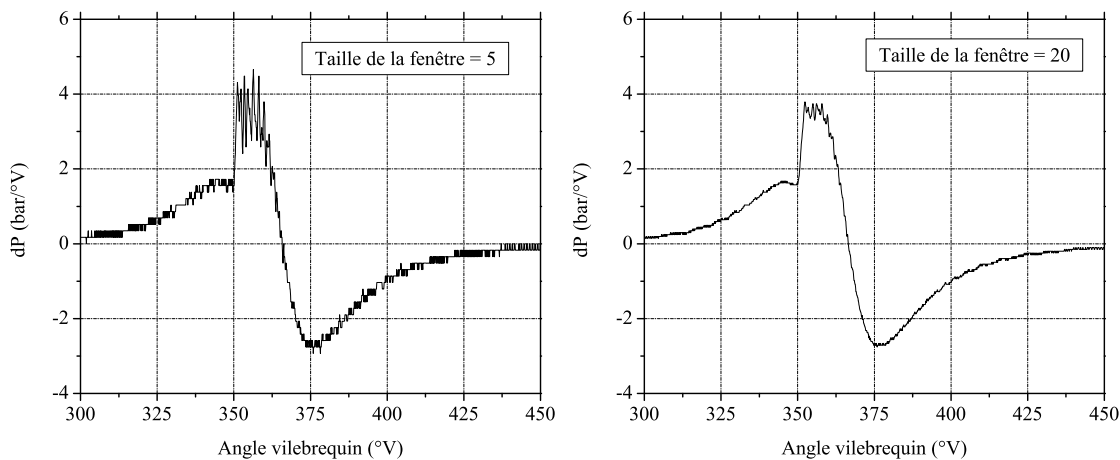


FIGURE 4.6 – Effet de la taille de la fenêtre glissante sur le lissage.

Après avoir filtré tous les signaux de pression acquis, leurs dérivées sont présentées sur la figure 4.7. En comparaison par rapport au biodiesel et ses mélanges, le gazole présente le pic le plus faible et qui se produit le plus en retard. Cela est valable pour tous les points de fonctionnement. A 0.9kW de puissance effective, la position du pic en terme de  $^{\circ}V$  est trouvée à 4.3, 4.7, 4.9, 4.5 et 4.2 avant le TDC, respectivement pour le gazole, EB100, EB75, EB50 et EB25. Plus on augmente la charge du moteur, plus les pics des signaux de tous les carburants s'éloignent du TDC, à cause des délais d'auto-inflammation qui deviennent plus courts.

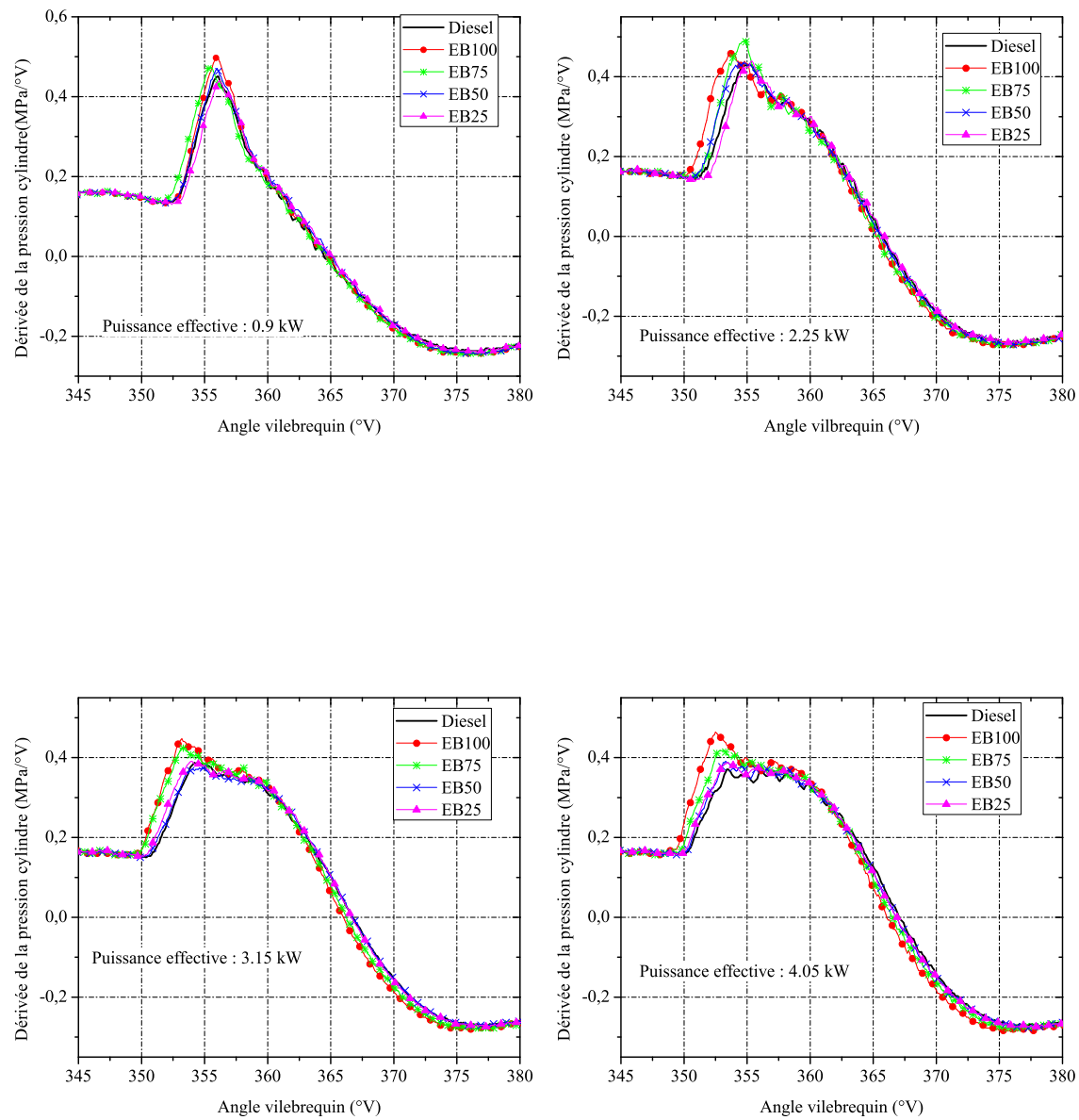


FIGURE 4.7 – Profil de la dérivée du signal de pression cylindre des différents carburants testés

Ces délais d'allumage ont été déterminés et reportés sur la figure 4.8. Il est à remarquer un écart d'environ 2°V entre le délai d'auto-inflammation du biodiesel et celui du gazole. Plus on diminue la quantité du biodiesel dans le mélange, plus cet écart rétrécit à cause de la réduction de la quantité d'oxygène présente dans le biodiesel et qui induit par conséquent, une réduction de l'indice de cétane du mélange.

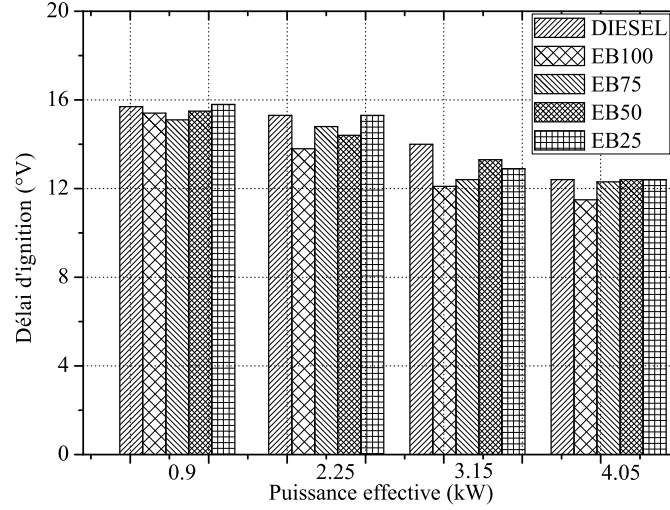


FIGURE 4.8 – Variation du délai d'ignition dans différents points de fonctionnement

### 4.3.2 Vitesse de dégagement de chaleur

La méthode de calcul et d'analyse de la vitesse de dégagement de chaleur dans le moteur à allumage par compression a initialement été proposée par Krieger et Borman [41]. On se place dans l'hypothèse classique selon laquelle la chambre de combustion contient un mélange homogène de gaz parfaits ayant atteint l'équilibre thermodynamique. Pendant la période où les soupapes sont fermées (phases de compression et de détente), la vitesse de dégagement de chaleur nette est égale au flux d'énergie libéré par la combustion du carburant (ou vitesse de dégagement de chaleur brute)  $dQ_{comb}/d\theta$  auquel les pertes thermiques sont retranchées :

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_{comb}}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta} \quad (4.2)$$

Il est important d'isoler la contribution des transferts de chaleur aux parois du cylindre pour déterminer, avec précision, la loi de dégagement de chaleur. Le premier principe appliqué au cylindre associé à l'équation d'état d'un gaz parfait permet d'écrire :

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \left[ \frac{dV}{d\theta} \right] + \frac{1}{\gamma - 1} V \left[ \frac{dp}{d\theta} \right] \quad (4.3)$$

On dispose seulement de la mesure de la pression ( $p$ ) et de la position angulaire du

vilebrequin  $\theta$  pour le calcul du flux d'énergie net apporté au système. Le problème consiste à déterminer à partir de ces deux entrées, les variables intermédiaires intervenant dans l'équation (4.3) :

- le rapport de chaleurs spécifiques  $\gamma$ ,
- le volume du cylindre et sa dérivée,
- la dérivée du signal de pression.

En première approximation, le rapport des chaleurs spécifiques est considéré constant pour le calcul de  $dQ_n/d\theta$ . Sa valeur est généralement comprise dans l'intervalle [1.30-1.35] [39].

Le calcul de la dérivée du volume du cylindre par rapport à l'angle vilebrequin ne pose pas de problème, puisque son expression analytique est connue. Le volume du cylindre évolue avec le déplacement du piston et son expression est déterminée par rapport à l'angle vilebrequin et aux paramètres géométriques du moteur :

$$V(\theta) = V_{cyl} \left[ \frac{\tau_c}{\tau_c - 1} - \frac{1 - \cos \theta}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\left(2\frac{L}{c}\right)^2 - \sin^2 \theta} \right] \quad (4.4)$$

où  $V_{cyl}$  désigne la cylindrée unitaire du moteur,  $L$  la longueur de la bielle,  $c$  la course du piston et  $\tau_c$ , le taux de compression.

La dérivée de l'équation (4.4) donne le taux de variation du volume en fonction de l'angle vilebrequin :

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_{cyl}}{2} \left[ \frac{1}{2} \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{\left(2\frac{L}{c}\right)^2 - \sin^2 \theta}} - \sin \theta \right] \quad (4.5)$$

La principale source d'erreurs provient du déphasage entre le signal de pression cylindre et le volume (ainsi que sa dérivée) déduit de la mesure de la position du vilebrequin  $\theta$  avec un encodeur. Un déphasage équivalent à un degré vilebrequin peut entraîner une erreur de l'ordre de 40% dans le calcul de la vitesse de dégagement de chaleur. Dans la pratique, un mauvais phasage peut être dû au décalage de la référence de l'encodeur par rapport au point mort haut, ou à la torsion du vilebrequin lorsque le moteur fonctionne à forte charge. Il existe plusieurs méthodes pour déterminer la position exacte du point mort haut : par la mesure directe à l'aide d'un capteur de déplacement capacitif ou par l'estimation à partir de la courbe de compression. Le bruit de mesure sur le signal de pression constitue la possible seconde cause d'erreurs lors du calcul du flux d'énergie.

#### 4.3.2.1 Taux de dégagement de chaleur

Les taux de dégagement de chaleur issus de la combustion de gazole, biodiesel et leurs différents mélanges sont reportés sur la figure 4.10. Durant le délai d'allumage, un taux de dégagement de chaleur négatif est noté. Après l'amorçage de la combustion, ce taux devient

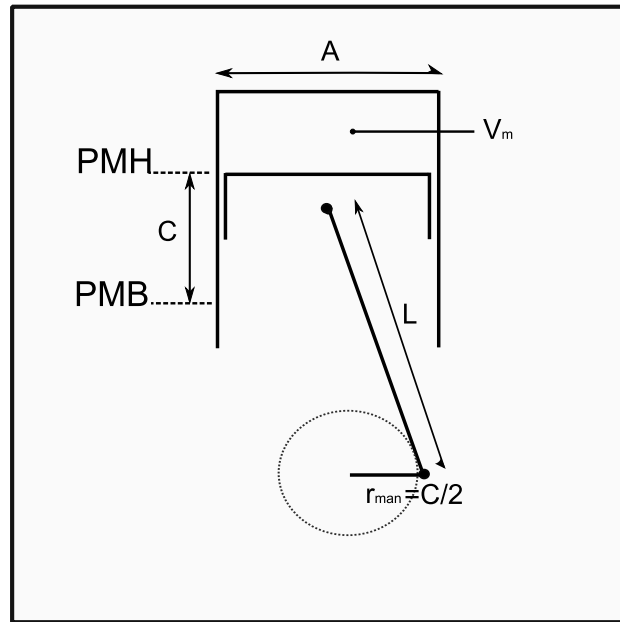


FIGURE 4.9 – Caractéristiques géométriques d'un moteur à combustion interne

positif. Il peut être aussi remarquer qu'aux faibles ou moyennes charges (à 0.9 et 2.25kW de puissance effective) la combustion dans la phase de pré-mélange est plus importante. Contrairement aux charges plus élevées, la combustion devient plus importante dans la phase diffusive. L'augmentation de la charge, qui augmente le débit d'injection et réduit le délai d'allumage, a permis d'augmenter la quantité de carburant qui n'a pas eu le temps de se mélanger avec l'air et qui finira par se brûler au fur et à mesure dans la phase diffusive. Sur la même figure 4.10, il a été remarqué que pour chaque point de fonctionnement, plus on augmente la proportion du biodiesel dans le mélange, plus le dégagement de chaleur lors de la phase de pré-mélange devient important. Ceci est dû à la compensation de la faiblesse du pouvoir calorifique du biodiesel ou de ses mélanges, par l'injection d'une quantité plus importante dans la chambre de combustion par rapport à celle du gazole, afin de maintenir le même point de fonctionnement pour les différents carburants testés. Par ailleurs, pendant la phase diffusive, l'influence de la proportion du biodiesel dans le mélange n'est pas évidente.

#### 4.3.2.2 Fraction de carburant brûlée

Les fractions de carburant brûlées calculées à partir du dégagement de chaleur cumulé pour les carburants testés, sont présentées sur la figure 4.11.

La valeur vers laquelle la fraction brûlée tend asymptotiquement donne une image de la quantité totale d'énergie dégagée par la combustion dans le cycle. Ainsi il a été observé que, plus la proportion du biodiesel dans le mélange est augmentée, plus la combustion est complète suite à l'amélioration des conditions de la propagation de la flamme, due à la présence de l'oxygène dans le biodiesel.

L'effet de la charge sur la fraction brûlée est représenté aussi sur la figure 4.11.

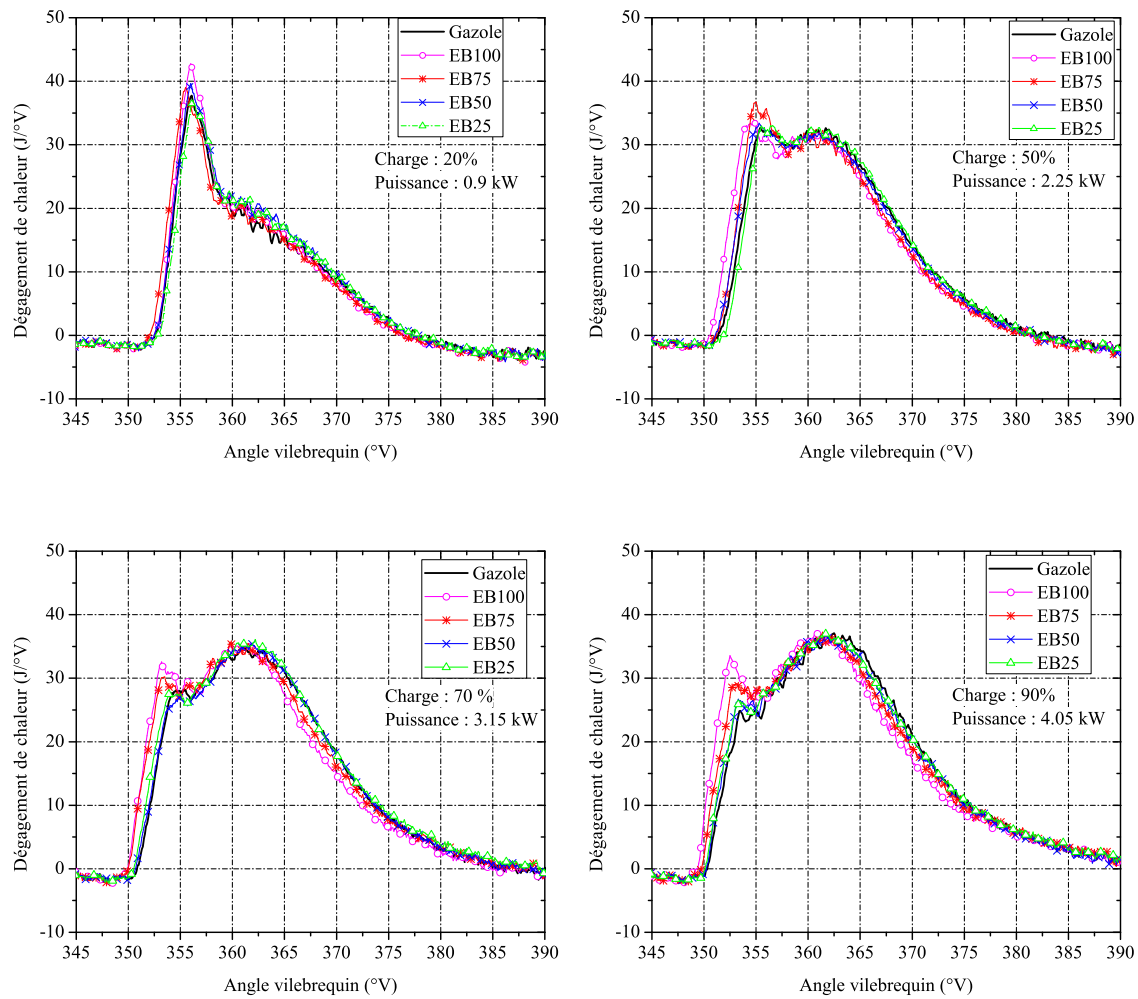


FIGURE 4.10 – Taux de dégagement de chaleur pour différents points de fonctionnement

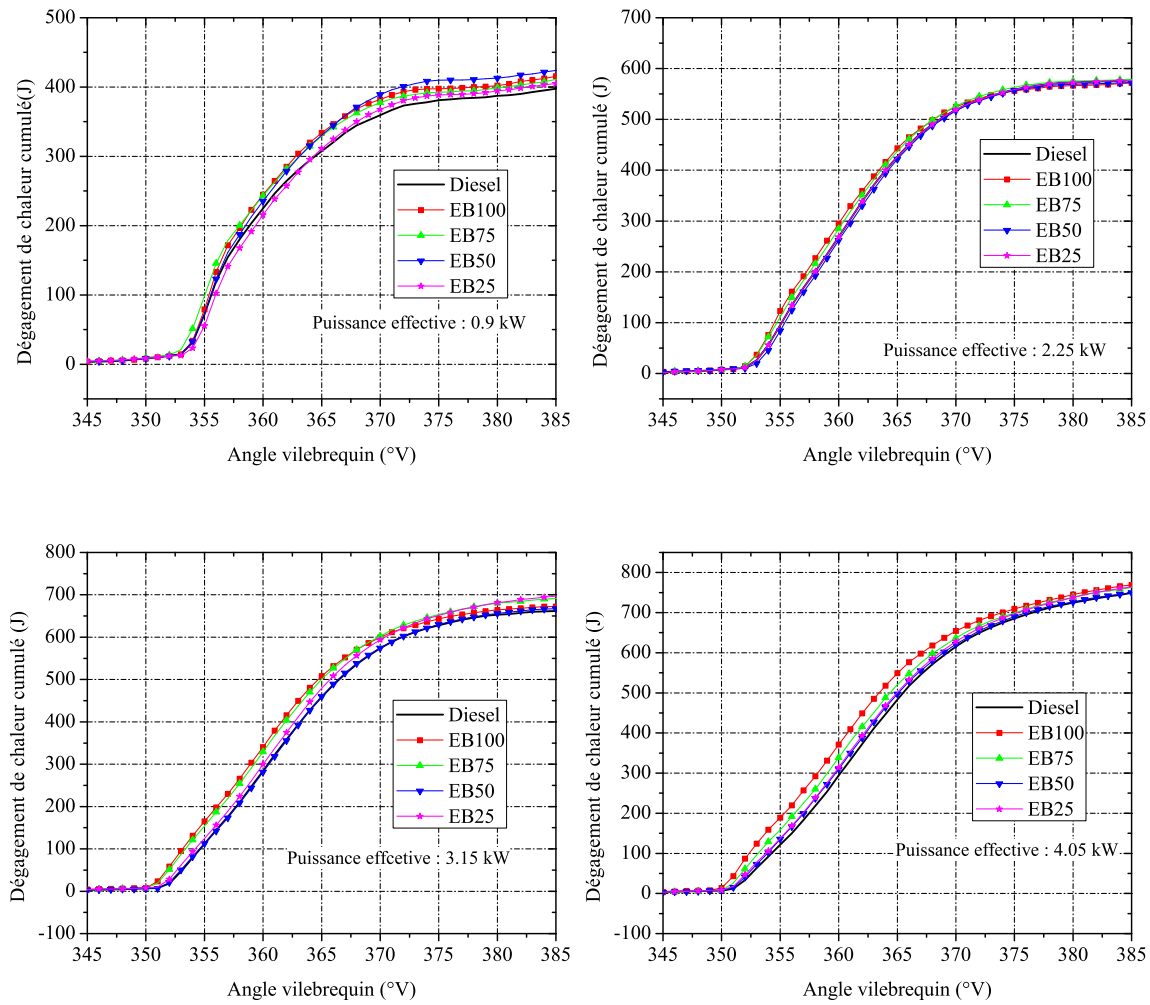


FIGURE 4.11 – Fraction de carburant brûlée pour différents points de fonctionnement

Plus la charge est élevée, plus la combustion est complète, car la richesse du mélange qui devient plus importante favorise la propagation de la flamme dans le cylindre.

### 4.3.3 Durée de la combustion

La détermination de la durée de la combustion se fait à partir de l'analyse du diagramme cumulé de la fraction de carburant brûlée. Il est considéré que la combustion est à son terme lorsque le maximum du diagramme cumulé est atteint. Donc la durée de la combustion représente l'intervalle de degré vilebrequin entre l'angle du délai d'auto-inflammation (déterminé par la dérivée du signal de pression) et l'angle représentant la fin de la combustion (déterminé par le diagramme cumulé de la fraction de carburant brûlée).

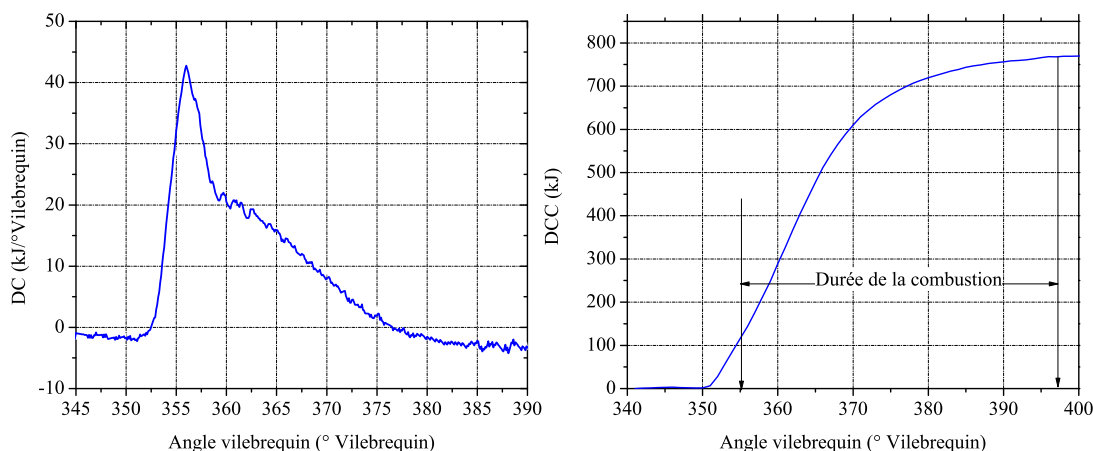


FIGURE 4.12 – Taux de dégagement de chaleur (DC) et son diagramme cumulé (DCC)

La figure 4.13 montre que la durée de combustion la plus longue est celle du biodiesel net et cela est valable pour tous les points de fonctionnement. Ceci peut être expliqué par le fait de maintenir le même point de fonctionnement pour tous les carburants testés. Une quantité supplémentaire de carburant injecté est indispensable pour compenser la faiblesse du pouvoir calorifique du biodiesel. En conséquence, la décélération de la phase de combustion diffusive fait augmenter la durée totale de la combustion.

De la même manière, la durée de combustion est étendue au fur et à mesure d'augmenter la charge, grâce à l'augmentation de la quantité de carburant injectée dans le cylindre.

## 4.4 Modèle prédictif à une zone

Le modèle analytique de la chambre de combustion du moteur Diesel est assez complexe, car de nombreux processus sont impliqués : l'injection du carburant, les débits massique aux soupapes, la combustion et les transferts thermiques. Dans ce modèle à une zone, la charge du cylindre (mélange dans le cylindre) est supposée être uniforme en composition, en pression et en température et la 1<sup>ère</sup> loi de la thermodynamique est utilisée pour calculer l'énergie du mélange en tenant compte de l'écoulement enthalpique dû à l'injection du carburant et aux écoulements à travers les soupapes d'admission et d'échappement. Le carburant injecté dans



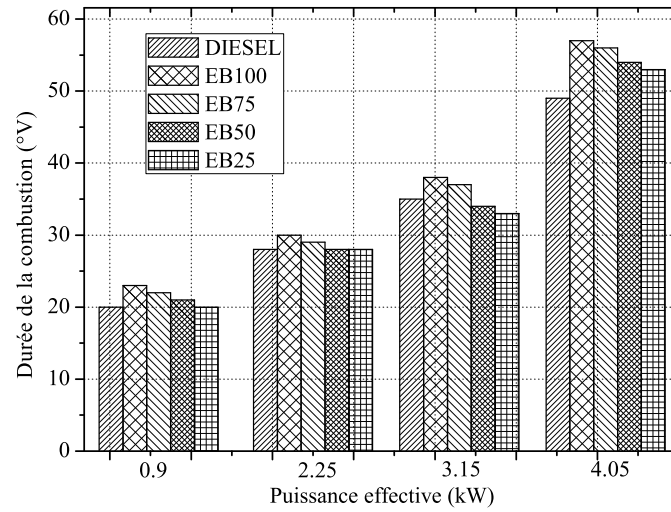


FIGURE 4.13 – Durée de la combustion des différents carburants en fonction de la charge.

le cylindre est supposé se mélanger instantanément avec la charge du cylindre considérée comme un gaz parfait (figure 4.14).

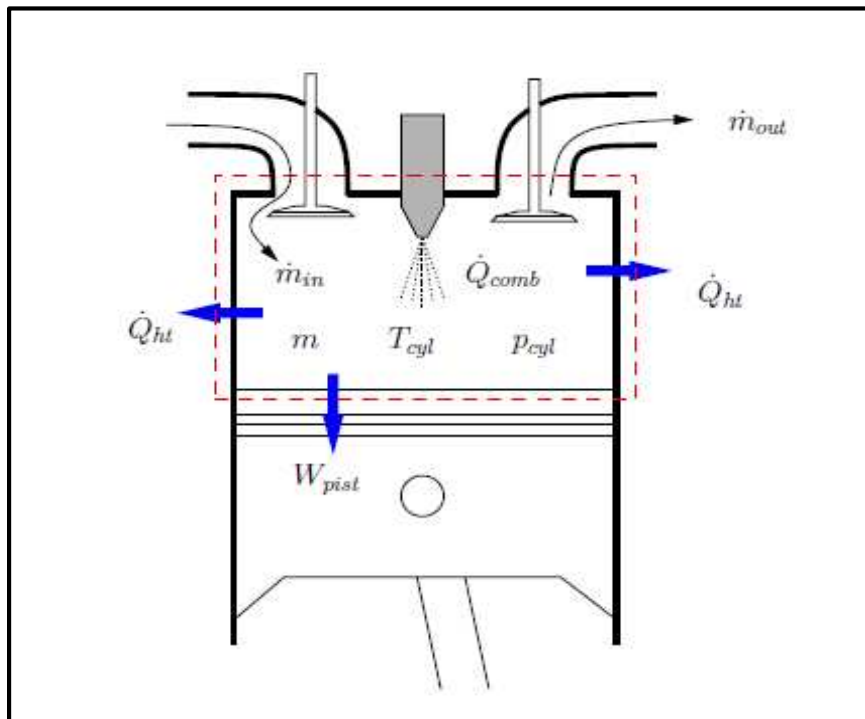


FIGURE 4.14 – Principe du modèle à une zone

#### 4.4.1 Equation de l'énergie

L'énergie totale est considérée réduite à l'énergie interne en négligeant les énergies, cinétique et potentielle. En appliquant la première loi de la thermodynamique sur le système ouvert, l'équation de l'énergie s'écrit :

$$\frac{dU_{cyl}}{dt} = \frac{dW}{dt} + \frac{dQ_T}{dt} + \sum \frac{dm_i}{dt} h_i \quad (4.6)$$

avec

$U_{Cyl}$  : énergie interne

$W$  : travail

$\frac{dQ_T}{dt}$  : taux des flux thermiques, qui est la différence entre  $\left(\frac{dQ_c}{dt}\right)$  et  $\left(\frac{dQ_h}{dt}\right)$

$\frac{dQ_c}{dt}$  : taux du dégagement de chaleur dû à la combustion

$\frac{dQ_h}{dt}$  : ensemble des pertes thermiques aux parois

$\frac{dm_i}{dt}$  : débit des gaz d'admission, d'échappement et débit du carburant injecté

$h_i$  : enthalpie des gaz d'admission, d'échappement et du carburant injecté

Si  $N$  désigne le régime de rotation du moteur exprimé en tr/mn, la relation entre le temps  $t$  (en seconde) et l'angle vilebrequin  $\theta$  (en °V) est :

$$\frac{d\theta}{dt} = 6N \quad (4.7)$$

En décomposant l'énergie interne et l'enthalpie en une partie sensible et une partie de formation, l'équation de l'énergie aura la forme :

$$m_{cyl} C_v \frac{dT}{d\theta} = -P \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_c}{d\theta} - \frac{dQ_h}{d\theta} - \frac{dm_{cyl}}{d\theta} u + \frac{dm_a}{d\theta} h_a - \frac{dm_e}{d\theta} h_e + \frac{dm_f}{d\theta} h_f \quad (4.8)$$

où  $m_{cyl}$ ,  $C_v$ ,  $T$  et  $V$  sont respectivement la masse, la chaleur spécifique à volume constant, la température instantanée, la pression instantanée et le volume instantané de la charge du cylindre.

#### 4.4.2 Ecoulement à travers les soupapes

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

#### 4.4.2.1 Equation du débit

L'écoulement dans les tubulures d'admission et d'échappement sont des écoulements pulsés et très complexes. Pour simplifier les calculs, on admet que le conduit de soupape peut être considéré comme une tuyère : la partie convergente correspond à l'amont du conduit ne comportant pas la queue de soupape, le divergent à la sortie du conduit dans le cylindre, et le col tantôt au siège de soupape, tantôt à la partie du conduit contenant la queue de soupape.

Le débit massique entrant dans le cylindre est défini par :

$$\frac{dm}{d\theta} = \left(\frac{1}{\omega}\right) \cdot \rho \cdot V \cdot S_m \quad (4.9)$$

avec  $\rho$  la masse volumique de l'air,  $V$  la vitesse de l'air et  $S_m$  la section de passage géométrique offerte par l'ouverture de la soupape.

A l'aide de l'équation de Saint-Venant exprimant la conservation de l'énergie,  $H$  désignant l'enthalpie du gaz et  $V$  sa vitesse, on obtient :

$$\frac{V}{2} + H = C^{ste} \quad (4.10)$$

La vitesse s'écrit :

$$V = \sqrt{2(H_{amont} - H_{aval})} = \sqrt{2C_p(T_{amont} - T_{aval})} \quad (4.11)$$

Puisque l'écoulement est supposé isentropique, il vient :

$$\frac{T_{aval}}{T_{amont}} = \left(\frac{P_{aval}}{P_{amont}}\right)^{\frac{\gamma_{amont}-1}{\gamma_{amont}}} \quad (4.12)$$

d'où :

$$V = \sqrt{2C_p T_{amont} \left[1 - \left(\frac{P_{aval}}{P_{amont}}\right)^{\frac{\gamma_{amont}-1}{\gamma_{amont}}}\right]} \quad (4.13)$$

En notant  $\gamma = C_p/C_v$  le rapport des chaleurs massiques et  $P = \rho \cdot r \cdot T$ , la vitesse  $V$  peut se mettre sous la forme :

$$V = \sqrt{\left(\frac{2\gamma_{amont}}{\gamma_{amont}-1}\right) \left(\frac{P_{amont}}{\rho_{amont}}\right) \left[1 - \left(\frac{P_{aval}}{P_{amont}}\right)^{\frac{\gamma_{amont}-1}{\gamma_{amont}}}\right]} \quad (4.14)$$

Finalement, en tenant compte des pertes de charges à travers la soupape, on obtient la relation du débit de l'écoulement :

$$\frac{dm}{d\theta} = \left(\frac{1}{\omega}\right) S_m \cdot C_d \cdot P_{amont} \sqrt{\frac{2\gamma_{amont}}{(\gamma_{amont}-1)r_{amont}T_{amont}} \left[R_p^{\frac{2}{\gamma_{amont}}} - R_p^{\frac{\gamma_{amont}+1}{\gamma_{amont}}}\right]} \quad (4.15)$$

où  $C_d$  désigne le coefficient de décharge de la soupape. La valeur du rapport de pression  $R_p$  est limitée par les conditions de col sonique au passage de la soupape : le débit est maximum lorsque la vitesse du fluide au col atteint la vitesse du son. Le rapport de pression  $R_p$  s'écrit ainsi :

$$R_p = \frac{P_{aval}}{P_{amont}} \implies si \frac{P_{aval}}{P_{amont}} > R_p^c \quad (4.16)$$

$$R_p = R_p^c \implies \text{si } \frac{P_{aval}}{P_{amont}} < R_p^c \quad (4.17)$$

tel que :

$$R_p^c = \left( \frac{2}{\gamma_{amont} + 1} \right)^{\frac{\gamma_{amont}}{\gamma_{amont} - 1}} \quad (4.18)$$

Il est à remarqué qu'en écoulement subsonique, le débit massique est fonction des deux pressions, tandis qu'en régime supersonique, le débit est bloqué et régi uniquement par la pression amont.

Enfin, le cas d'un écoulement inverse se présente quand les pressions de la chambre et de l'extérieur sont échangées par rapport au cas subsonique. La modélisation d'un écoulement inverse utilise donc celle d'un écoulement subsonique en intervertissant les pressions  $P_{amont}$  et  $P_{aval}$ .

#### 4.4.2.2 Section de passage géométrique

Comme il a déjà été souligné, le rôle d'une soupape est de faire passer un certain débit de gaz. Pour déterminer ce débit, il est nécessaire de connaître la section de passage à tout instant et donc de connaître précisément la géométrie générale qui caractérise toute soupape.

Pour définir certains paramètres, nous reprendrons directement les notations utilisées par Heywood [37]. La figure 4.15 représente le schéma d'une soupape.

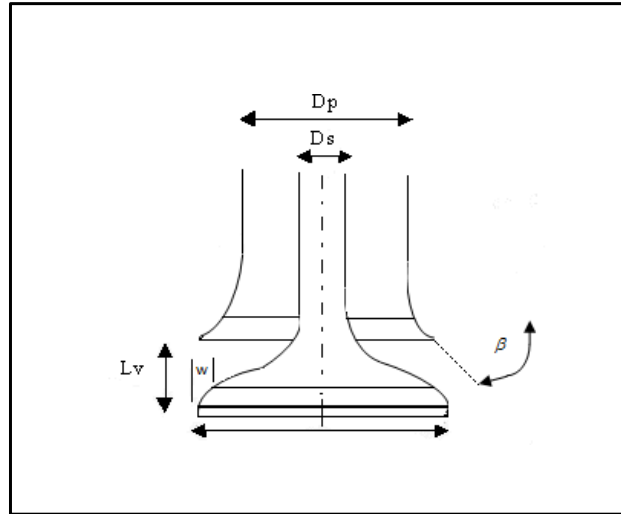


FIGURE 4.15 – Caractéristiques géométriques d'une soupape

$D_v$  : diamètre de la soupape

$L_v$  : levée de la soupape

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

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

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

$\beta$  : angle du chanfrein de la soupape

Il est bien évident que la phase la plus utile lors de l'ouverture d'une soupape est celle d'ouverture maximale qui permet de faire passer le plus grand débit. Toutefois, une situation transitoire est inévitable, et il faut essayer de modéliser au mieux l'évolution de la section de passage au cours du temps.

La loi de levée reflète le mouvement des soupapes au cours de leur ouverture et de leur fermeture, sa modélisation a été réalisée suivant l'expression [37] :

$$L_v(\theta) = \frac{1}{2}L_{v_{max}} \left[ 1 + \tan\left(\frac{\theta + AO}{pente}\right) \tanh\left(\frac{180 - \theta + RF}{pente}\right) \right] \quad (4.19)$$

Avec :

$\theta$  : angle du vilebrequin, en degrés

AO : avance à l'ouverture

RF : retard à la fermeture

pente : rapidité d'ouverture et de fermeture des soupapes

A partir de cette géométrie de la soupape, la valeur de la section de passage des gaz à travers la soupape en fonction de la loi de levée est définie. Cette section de passage est soumise à une ouverture en trois étapes, selon le mode d'écoulement résultant de l'état d'ouverture de la soupape.

–  $0 < L_v < 0.004$  :

Au démarrage de l'ouverture, l'écoulement est supposé parallèle au chanfrein dont la section de passage  $S_m$  est donnée par :

$$S_m = \pi L_v \cos \beta (D_v - 2w + \frac{L_v}{2} \sin 2\beta) \quad (4.20)$$

–  $0.004 < L_v < 0.11$  :

L'ouverture de la soupape est dans une position intermédiaire, le débit de gaz commence à être influencé par la section de passage amont, qui correspond au conduit d'amenée du gaz dans la chambre et la loi d'évolution de  $S_m$  devient :

$$S_m = \pi (D_v - w) \sqrt{(L_v - w \tan \beta)^2 + w^2} \quad (4.21)$$

–  $L_v > 0.11$  :

Enfin, lorsque la soupape est pleinement ouverte, l'écoulement est totalement influencé par la section de passage amont. Dans cette configuration  $S_m$  devient :

$$S_m = \frac{\pi}{4} \left[ \left( \frac{D_v}{2} \right)^2 - \left( \frac{D_v}{4} \right)^2 \right] \quad (4.22)$$

Cette modélisation respecte la continuité des valeurs prises par la section de passage ; de plus, on retrouve bien le résultat d'une section de passage constante pour une soupape pleinement ouverte.

Ces considérations géométriques sont à accompagner de considérations de mécanique des fluides, notamment en termes de pertes de charges à travers les sections de

passage définies. D'après des mesures expérimentales présentées dans la littérature [37], le coefficient de pertes de charge évolue entre 0.5 et 0.7 : il dépend à la fois de l'architecture complète de la soupape, de son conduit d'admission et de la levée de la soupape qui peut engendrer d'importantes zones de recirculation lorsque celle-ci est peu ouverte. D'après cette bibliographie, on s'est accordé sur un coefficient de pertes de charge moyen égal à 0.6.

### 4.4.3 Transferts thermiques

Dans un moteur, une partie de la chaleur dégagée par la combustion est transmise aux parois du cylindre. La chaleur se propage ensuite à travers le bloc moteur, puis est normalement transmise au liquide de refroidissement. Une partie de cette chaleur est évacuée dans l'atmosphère par transfert radiatif entre le bloc moteur et l'air ambiant. Les transferts par conduction dans le liquide ou au sein même du bloc moteur et les transferts radiatifs sont moins importants que ceux par convection entre les gaz et le bloc moteur. Par conséquent, nous avons choisi de ne pas les intégrer. Ainsi, notre modèle décrit uniquement les échanges au niveau de l'interface gaz-parois. Le flux d'énergie transmis des gaz aux parois de la chambre de combustion  $dQ_p/d\theta$  dépend du gradient de température au niveau de cette interface, il s'exprime sous la forme classique :

$$\frac{dQ_h}{d\theta} = h_c S (T - T_p) \left( \frac{1}{\omega} \right) \quad (4.23)$$

où  $\omega$  est la vitesse de rotation du moteur (en  $rd/s$ ),  $T_p$  la température des parois supposée constante (c'est à dire que le moteur a atteint une température stationnaire et que son inertie thermique est telle que l'on peut négliger les variations de température du bloc moteur) et  $S$  la surface instantanée d'échange donnée par :

$$S(\theta) = S_m + \pi A \left[ r_{man}(1 - \cos \theta) + L \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{r_{man}^2}{L^2} \sin^2 \theta} \right) \right] \quad (4.24)$$

Le problème majeur réside dans la détermination du coefficient de transfert de chaleur  $h_c$  (exprimé en  $kW/m^2K$ ). Le flux thermique dans le moteur n'est pas mesuré expérimentalement, c'est pourquoi nous avons choisi de reprendre des corrélations issues de travaux antérieurs. Une pléiade de formules théoriques ont été proposées dans la littérature [20], [31].

#### 4.4.3.1 Corrélations de coefficient d'échanges

Les corrélations les plus anciennes, de Nusselt et Pflaum son basées sur l'hypothèse de transfert de chaleur par convection naturelle avec un nombre de Nusselt défini par un groupement faisant intervenir le nombre de Grashof et celui de Prandtl [20].

- Historiquement, la première modélisation des transferts de chaleur dans les moteurs à combustion interne a été présentée par Nusselt en 1923. S'appuyant sur des expériences dans une enceinte cylindrique, il a exprimé le coefficient d'échange thermo-convectif composé d'un terme convectif (*1<sup>re</sup> partie*) et d'un terme radiatif (*seconde partie*) :

$$h_c = 1.15 \sqrt[3]{PT} (1 + 1.24 V_{mp}) + 0.0004206 \frac{\left[ \frac{T}{100} \right]^4 - \left[ \frac{T_p}{100} \right]^4}{T - T_p} \quad (4.25)$$

Ce coefficient était prévu à l'origine pour prédire le flux de chaleur moyen (dans le temps). Cependant, il a souvent été utilisé pour calculer les flux de chaleur instantanés.

- Les premières mesures de flux instantanés sont dues à Eichelberg. A partir de ces mesures réalisées sur des moteurs Diesel deux et quatre temps, il a proposé un coefficient d'échange (1932) permettant le calcul des transferts instantanés globaux et ne contenant donc pas de terme radiatif explicite :

$$h_c = 7.67 \times 10^{-3} V_{mp}^{0.333} \sqrt{PT} \quad (4.26)$$

où la pression  $P$  est exprimée en MPa.

- En 1961, Pflaum a fait de légères modifications sur le coefficient d'échange thermo-convectif proposé par Nusselt. Sa nouvelle expression est :

$$h_c = k \sqrt{PT} f(V_{mp}) \quad (4.27)$$

où  $f(V_{mp}) = 3 \pm 2.57(1 - \exp(\pm 1.5 - 0.416 V_{mp}))$ ; *signe + si  $V_{mp} \geq 3.6 \text{ ms}^{-1}$ .*

- Pour la culasse et le piston :  $k = 1.27 + 0.425 \left( \frac{P_k - P_0}{P_0} \right)$
- Pour la chemise :  $k = 0.418 + 0.14 \left( \frac{P_k - P_0}{P_0} \right)$

- Une autre formulation du coefficient d'échange thermo-convectif, basée sur le principe de la convection turbulente, a été proposée par W.J.D. Annand (1962) :

$$h_c = C^{ste} \left[ \frac{\lambda Re^{0.7}}{B} \right] + C(T^4 - T_p^4) \quad (4.28)$$

Le nombre de Reynolds est calculé sur la base de la vitesse moyenne du piston et du diamètre du cylindre.  $C^{ste} = 0.35$  à  $0.8$  selon la vitesse de la charge. Le second terme représente l'influence du rayonnement avec  $C = 3.310^{-11}$  pour un moteur Diesel et  $C = 4.310^{-12}$  pour un moteur à allumage commandé.

- Contrairement aux corrélations précédemment citées, qui reposent sur l'hypothèse de la convection libre, la corrélation de Woschni (1965-1968) est basée sur l'hypothèse de la convection turbulente forcée. La formulation de ce coefficient  $h_c$  est :

$$h_c = 3.26 A^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.55} w^{0.8} \quad (4.29)$$

Cette corrélation inclue une dépendance du coefficient  $h_c$  avec la vitesse des gaz dans le cylindre  $w$ . Woschni postule que cette dernière est proportionnelle à la vitesse moyenne du piston pendant les phases d'admission, de compression et d'échappement. Durant la combustion et la détente, la vitesse moyenne des gaz est proportionnelle à l'écart entre la pression cylindre et la pression en régime entraîné  $P_{ent}$  :

$$w(\theta) = C_1 V_{mp} + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_{ent}) \quad (4.30)$$

TABLE 4.1 – Coefficient de la corrélation de Woschni

| Période du cycle      | $C_1$ | $C_2$                |
|-----------------------|-------|----------------------|
| Admission             | 6.18  | 0                    |
| Echappement           | 2.28  | 0                    |
| Compression           | 2.28  | 0                    |
| Combustion et détente | 2.28  | $3.24 \cdot 10^{-3}$ |

TABLE 4.2 – Valeur de la constante  $b$  dans la corrélation de Sitkey en fonction du type de moteur

| Type du moteur                  | $b$         |
|---------------------------------|-------------|
| Chambre ouverte et demi ouverte | 0 à 0.15    |
| Chambre de turbulence           | 0.15 à 0.30 |
| Préchambre                      | 0.25 à 0.40 |

où  $V_{mp}$  est la vitesse moyenne du piston ( $m/s$ ),  $T_r$ ,  $P_r$  et  $V_r$  sont respectivement la pression (bar), la température (K) et le volume ( $m^3$ ) de la chambre de combustion à un instant de référence. Les valeurs des coefficients  $C_1$  et  $C_2$  varient en fonction du temps moteur (Table 4.2). On approche la pression  $P_{ent}$  avec la relation décrivant une compression et une détente polytropique :

$$P_{ent} = P_r \left( \frac{V_r}{V} \right)^k \quad (4.31)$$

où  $k$  est le coefficient polytropique (ou coefficient de compressibilité).

- Sitkey (1962-1972) a remis en question le coefficient de transfert convectif proposé par Annand, et l'a remplacé par :

$$h_c = 1.182(1 + b)A_e^{-0.3}P^{0.7}T^{-0.2}V_{mp}^{0.7} \quad (4.32)$$

où la pression  $P$  est en MPa. Le terme  $A_e$  représente un diamètre équivalent donné par  $A_e = 4V/S$ , où  $S$  est la surface d'échange et  $V$  le volume de la chambre. La constante  $b$ , comprise entre 0 et 0.40 (Table 4.2), permet de tenir compte de l'effet de l'intensité turbulente et de la géométrie de la chambre de combustion.

- La corrélation de Hohenberg (1977) est une simplification de la loi empirique de Woschni. Elle présente l'avantage d'être plus simple à l'utilisation, mais elle ne tient pas compte des périodes de fonctionnement du moteur. Nous l'utilisons en remplacement de la fonction de Woschni qui a tendance à surestimer la valeur du coefficient  $h_c$  pendant la phase de combustion pour des régimes élevés.

$$h_c = 130P^{0.8}T^{-0.4}V^{-0.06}(V_{mp} + 1.4)^{0.8} \quad (4.33)$$

Les valeurs numériques 130 et 1.4 de la formule (4.33) ont été établies sur la base représentative de six moteurs de tous types.



#### 4.4.3.2 Choix du modèle du coefficient d'échange thermique

Une évaluation de ce coefficient a été réalisée à partir des différentes corrélations citées en utilisant le signal de pression prélevé du moteur Diesel Lister-Petter, à l'Ecole des Mines de Nantes, afin de choisir la corrélation du coefficient d'échange thermique (gaz-paroi).

Les conditions expérimentales sont :

- \* Vitesse : 1500 tr/mn
- \* Charge : 90%
- \* Puissance effective : 4.05kW
- \* Carburant : gazole

Deux modèles n'ont pas été testés pour manque d'informations telles que la conductivité thermique des parois du cylindre (modèle d'Annand) et de l'inadéquation du modèle pour le cas du moteur à aspiration naturelle (modèle Pflaum).

La figure 4.16 compare, sur un cycle moteur, les différents coefficient d'échange calculés à partir de chaque corrélation.

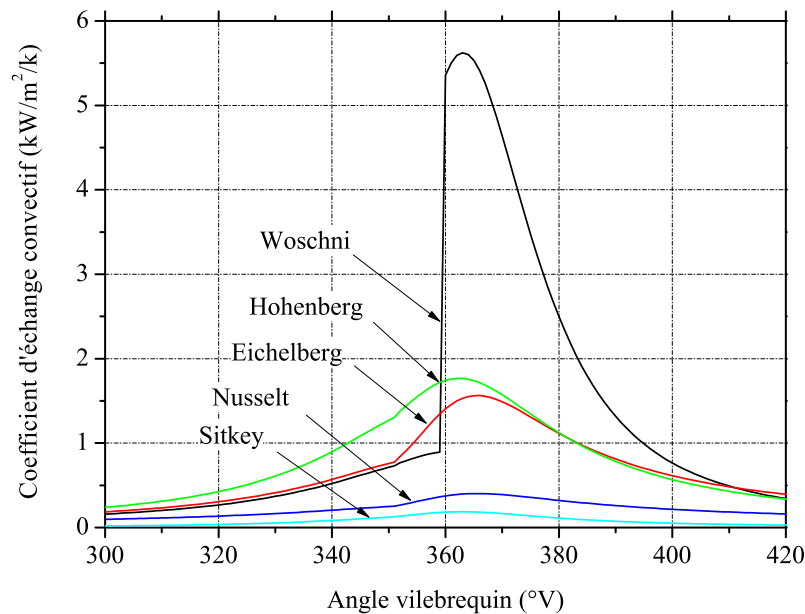


FIGURE 4.16 – Evaluation du coefficient d'échange au cour du cycle du moteur Lister-Petter

- **Woschni** : Le profil de cette loi est le plus aigu et possède un mode de transfert thermique le plus rapide. Cette corrélation sous-estime le coefficient de transfert thermique pendant la compression et le surestime durant la combustion. La nécessité de connaître la pression de motoring rend son usage difficile. Elle a besoin également de plus de temps de calcul comparativement aux autres corrélations.

- Hohenberg : Ce modèle est le plus récent et donne une courbe plus étendue que celle de Woschni. Il est facile à mettre en œuvre et le temps de calcul est réduit. Aucun calibrage n'est nécessaire.

- Eichelberg : A l'exception de la phase de compression, les résultats de cette corrélation sont acceptables. Comme la corrélation de Hohenberg, le modèle d'Eichelberg est facile à mettre en œuvre et donne une courbe plus étendue que celle de Woschni. Le temps de calcul est réduit et presque aucun calibrage n'est nécessaire.

- Sitkey : le coefficient de transfert thermique est sous-estimé durant toutes les phases du cycle. La précision n'est pas acceptable.

- Nusselt : comme pour le cas de la corrélation de Sitkey, le coefficient de transfert thermique est sous-estimé par rapport à ceux de Woschni, d'Eichelberg et d'Hohenberg.

A partir de cette comparaison, il en ressort que la corrélation de Hohenberg est le meilleur choix. Elle donne les résultats les plus précis. Elle est facile à utiliser et le temps de calcul est réduit. Presque aucun calibrage n'est nécessaire.

#### 4.4.4 Combustion dans les moteurs Diesel

La combustion est au cœur du fonctionnement du moteur ; c'est pourtant l'un des phénomènes les moins bien compris. Un modèle complet, représentatif et précis de la combustion doit prendre en compte l'évolution du jet spray, le mélange air-carburant, l'atomisation et la vaporisation du combustible ainsi que la cinétique chimique. Les modèles CFD capables de reproduire convenablement ces phénomènes sont incompatibles avec le modèle 0D du cylindre car ils sont trop complexes (équations aux dérivées partielles) et ils nécessitent plusieurs heures de calcul sur des calculateurs numériques puissants.

Un modèle de combustion en adéquation avec le simulateur du moteur complet doit donc s'affranchir de l'aspect physique de la réaction. Nous recherchons plutôt un modèle empirique capable de prédire le délai d'auto-inflammation, la durée de la réaction et qui respecte la phénoménologie typique de la combustion dans un moteur à allumage par compression : un régime de combustion en pré-mélange caractérisé par un avancement rapide de la réaction suivi d'un régime de diffusion pendant laquelle la transformation des produits est plus lente. La méthode la plus répandue se base sur des approximations de la vitesse de combustion, calculée à partir de la pression cylindre mesurée. Les corrélations de ce genre sont assez nombreuses. Les lois de combustion les plus utilisées dans la modélisation phénoménologique des cycles moteurs sont la loi de Wiebe, la loi en cosinus et la loi de Watson.

Dans notre modèle, le sous-modèle correspondant au calcul de la vitesse de combustion du carburant est à la base d'une double fonction de Wiebe.

#### 4.4.4.1 Vitesse de la combustion

Cette corrélation de Wiebe qui décrit l'allure caractéristique de la fraction de masse brûlée dans un moteur Diesel, a été utilisée en double fonctions superposées. La première loi décrit la combustion de pré-mélange alors que la seconde décrit la combustion diffusante. Ce modèle, s'inspirant de l'approche de Watson, assure une meilleure cohérence avec les profils de fraction de masse brûlée observés expérimentalement, puisque les paramètres des fonctions de Wiebe sont adaptés aux profils de vitesse de combustion obtenus expérimentalement.

Cette loi proposée par Wiebe, se met sous la forme :

$$x_b = 1 - \exp\left[-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_b}\right)^{m+1}\right] \quad (4.34)$$

Les paramètres  $a$  et  $m$  caractérisent le déroulement de la combustion :  $a$  est appelé paramètre d'efficacité et  $m$  est le paramètre de forme. Ces paramètres doivent être ajustés expérimentalement en fonction du moteur et des conditions de fonctionnement (richesse, charge et avance à l'allumage).  $\Delta\theta_b$  est la durée de la phase de combustion. L'auto-inflammation se produit à l'angle vilebrequin  $\theta_0$ .

L'utilisation de cette fonction pour décrire le dégagement de la chaleur lors des phases de pré-mélange et de diffusion permet d'écrire :

$$\frac{dQ_c}{d\theta} = 6.9 \frac{Q_p}{\theta_p} m_p \left(\frac{\theta}{\theta_p}\right)^{m_p-1} \exp\left[-6.9\left(\frac{\theta}{\theta_p}\right)^{m_p}\right] + 6.9 \frac{Q_d}{\theta_d} m_d \left(\frac{\theta}{\theta_d}\right)^{m_d-1} \exp\left[-6.9\left(\frac{\theta}{\theta_d}\right)^{m_d}\right] \quad (4.35)$$

où les indices  $p$  et  $d$  désignent les phases de combustion de pré-mélange et de diffusion.  $\theta_p$  et  $\theta_d$  les durées des deux phases de combustion.  $Q_p$  et  $Q_d$  les dégagements de chaleur totaux des deux phases de combustion.  $m_p$  et  $m_d$  le facteur de forme propre à chaque phase de combustion.

Ce modèle comporte ainsi six paramètres à déterminer à l'aide de la méthode "des moindres carrés". Ces paramètres ont été ajustés de manière à reproduire le profil expérimental du taux de dégagement de chaleur. Ce dernier est déduit de l'analyse du dégagement de chaleur calculée à partir de la mesure directe de la pression cylindre. L'opération est reproduite pour tous les points de fonctionnement testés pour les différents carburants formulés.

Les constantes des cas testés, obtenues par la méthode des moindres carrés, sont présentées dans le tableau 4.3. Les courbes correspondantes à cette étude sont en annexe A.

#### 4.4.5 Délai d'auto-inflammation

Dans le cas des moteurs Diesel à injection directe, chaque injection s'accompagne d'un délai d'auto-inflammation dont la durée dépend directement des conditions thermo-chimiques locales de la chambre de combustion. Ce délai d'auto-inflammation exprime le temps écoulé

TABLE 4.3 – Constantes de la loi de Wiebe

|        | Charge(%) | $\theta_p$ | $m_p$ | $Q_p$ | $\theta_d$ | $m_d$ | $Q_d$  |
|--------|-----------|------------|-------|-------|------------|-------|--------|
| EB100  | 20        | 7.44       | 1.98  | 90.18 | 31.37      | 0.91  | 276.33 |
|        | 50        | 7.65       | 1.73  | 52.20 | 34.72      | 1.01  | 481.28 |
|        | 70        | 7.31       | 1.52  | 51.14 | 37.13      | 1.03  | 560.30 |
|        | 90        | 6.26       | 1.74  | 47.50 | 42.16      | 0.96  | 643.32 |
| EB75   | 20        | 7.82       | 1.88  | 88.23 | 31.36      | 0.98  | 269.90 |
|        | 50        | 7.74       | 1.98  | 63.43 | 32.46      | 1.10  | 452.64 |
|        | 70        | 7.15       | 1.61  | 40.63 | 38.82      | 1.00  | 590.25 |
|        | 90        | 6.29       | 1.78  | 34.02 | 43.08      | 0.94  | 661.57 |
| EB50   | 20        | 7.58       | 2.00  | 83.10 | 32.52      | 0.94  | 295.95 |
|        | 50        | 8.28       | 1.86  | 53.64 | 33.54      | 1.10  | 474.53 |
|        | 70        | 6.76       | 1.64  | 27.49 | 38.07      | 1.02  | 585.94 |
|        | 90        | 5.89       | 1.63  | 25.61 | 42.50      | 0.94  | 661.45 |
| EB25   | 20        | 7.65       | 1.88  | 75.62 | 31.43      | 0.95  | 284.01 |
|        | 50        | 7.53       | 1.99  | 47.49 | 33.11      | 1.06  | 476.23 |
|        | 70        | 7.02       | 1.46  | 33.24 | 38.95      | 1.00  | 603.38 |
|        | 90        | 5.58       | 1.97  | 21.32 | 44.04      | 0.91  | 677.34 |
| Diesel | 20        | 7.52       | 2.13  | 71.05 | 35.08      | 0.76  | 282.58 |
|        | 50        | 7.93       | 2.17  | 44.86 | 34.00      | 1.06  | 483.50 |
|        | 70        | 6.63       | 1.96  | 33.06 | 37.35      | 1.04  | 574.92 |
|        | 90        | 5.80       | 1.76  | 21.33 | 42.39      | 0.98  | 669.48 |

entre le début de l'injection  $t_{inj}$  et le début de combustion  $t_{comb}$  :

$$t_{ID} = t_{comb} - t_{inj} \quad (4.36)$$

Classiquement, le délai d'auto-inflammation est atteint quand l'intégrale de l'inverse du temps caractéristique,  $\tau_{ID}$ , devient égale à 1 [37] :

$$\int_{t_{inj}}^{t_{ID}} \frac{1}{\tau_{ID}} dt = 1 \quad (4.37)$$

Ce temps caractéristique se compose généralement d'un temps caractéristique physique  $\tau_{ph}$  et d'un temps caractéristique chimique  $\tau_{ch}$ . Ces grandeurs  $\tau_{ph}$  et  $\tau_{ch}$  correspondent, respectivement, au temps mis par le carburant pour s'évaporer et au temps caractéristique d'activation des réactions chimiques de combustion. Dans la réalité, ces deux phénomènes se superposent :

$$\tau_{ID} = \tau_{ph} + \tau_{ch} \quad (4.38)$$

$\tau_{ph}$  peut se déterminer soit à partir d'un modèle d'évaporation, soit considéré comme constant.

Dans le cadre de la modélisation 0D, les temps caractéristiques chimiques sont généralement modélisés par une loi d'Arrhenius, prenant en compte la pression et la température dans la chambre de combustion. Cette loi d'Arrhenius est de la forme [37] :

$$\tau_{ID} = A.P^{-n} \exp\left(\frac{E_A}{RT}\right) \quad (4.39)$$

où  $\tau_{ch}$  est en ms, la pression  $P$  en bar et la température  $T$  en K.  $A$  et  $n$  sont des constantes dépendantes du carburant utilisé et se déterminent de manière expérimentale.  $E_A$  est l'énergie d'activation nécessaire à l'auto-inflammation du carburant ; elle se déduit de l'indice de cétane du carburant :

- Hardenberg et Hase (1979) [37] :

$$E_A = \frac{618840}{IC + 25} \quad (4.40)$$

- Belardini et al. (1996) :

$$E_A = \frac{618840}{IC + 8} \quad (4.41)$$

Il existe une multitude de modèles de délais d'auto-inflammation basés sur cette loi d'Arrhenius. La table 4.4 présente quelques corrélations proposées par certains chercheurs ayant travaillé sur cette thématique. Toutes ces corrélations ont été appliquées afin de déterminer le délai d'auto-inflammation du gazole.

Gogoi [29], Rodriguez [62] ou Bibic [10] sont parmi les rares de chercheurs ayant proposé de nouvelles corrélations permettant la détermination du délai d'auto-inflammation du biodiesel. Ils ont adapté celle proposée par Assanis en ajustant les constantes de la

TABLE 4.4 – Modèles du délai d’auto-inflammation du gazole basés sur la loi d’Arrhenius

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

TABLE 4.5 – Modèles du délai d’auto-inflammation du biodiesel

| Auteur           | Biodiesel | corrélacion                                                                             |
|------------------|-----------|-----------------------------------------------------------------------------------------|
| Bibiç (2008)     | -         | $\tau_{id} = 1.0410^{-3} N p^{-0.2} \phi^{-0.2} \exp\left(\frac{16550-20IC}{RT}\right)$ |
| Gogoi (2010)     | Karanja   | $\tau_{id} = 2.64p^{-0.8} \phi^{-0.2} \exp\left(\frac{16550-20IC}{RT}\right)$           |
| Rodriguez (2011) | palme     | $\tau_{id} = p^{-0.34} \phi^{-0.02} \exp\left(\frac{1130}{T}\right)$                    |
| Rodriguez (2011) | rapeseed  | $\tau_{id} = p^{-0.34} \phi^{-0.06} \exp\left(\frac{1145}{T}\right)$                    |

corrélacion, suivant les types du biodiesel et du moteur.

Dans le présent travail, la formule de prédiction du délai d’auto-inflammation, en forme d’Arrhenius, est proposée dans le cas du biodiesel d’eucalyptus et de ses différents mélanges :

$$\tau_{id} = A \cdot \phi^B \cdot p^C \cdot \exp\left(\frac{E_A}{R \cdot T}\right) \quad (4.42)$$

Le choix s’est porté sur cette corrélacion du fait qu’elle utilise les paramètres du moteur, l’indice de cétane du carburant et les conditions thermodynamiques du milieu. Les constantes de la corrélacion sont tout d’abord définies en utilisant la méthode des moindres carrés afin de minimiser les écarts entre les résultats expérimentaux et théoriques. La méthode est testée sur du gazole standard dont l’indice de cétane est supposé égal à 49. Ensuite, celle-ci est appliquée au biodiesel et ses différents mélanges dont les indices de cétane sont supérieurs à celui du gazole. Afin de vérifier la validité de la corrélacion, l’estimation du délai d’auto-inflammation a été fait à différentes charges du moteur (20, 50, 70 et 90%). Les résultats obtenus sont rassemblés dans la table 4.6.

#### 4.4.5.1 Réaction de combustion

Les gaz frais sont composés d’air et de carburant (ici du gazole, biodiesel d’eucalyptus à 100% ou en mélange avec le gazole à différents rapports volumiques (75, 50 et 25%).

TABLE 4.6 – Constantes de la corrélation du délai d'ignition et résultat correspondant

|        | $A$  | $B$   | $C$   | $E_A/R$ | Richesse | Délai d'ignition (m.s) |
|--------|------|-------|-------|---------|----------|------------------------|
| DIESEL | 3.57 | 0.09  | -0.35 | 1328    | 0.20     | 1.78                   |
|        |      |       |       |         | 0.35     | 1.62                   |
|        |      |       |       |         | 0.44     | 1.52                   |
|        |      |       |       |         | 0.54     | 1.46                   |
| EB100  | 5.24 | -0.09 | -0.45 | 1219    | 0.22     | 1.73                   |
|        |      |       |       |         | 0.34     | 1.47                   |
|        |      |       |       |         | 0.41     | 1.37                   |
|        |      |       |       |         | 0.52     | 1.29                   |
| EB75   | 4.92 | 0.14  | -0.41 | 1240    | 0.19     | 1.71                   |
|        |      |       |       |         | 0.32     | 1.54                   |
|        |      |       |       |         | 0.40     | 1.44                   |
|        |      |       |       |         | 0.50     | 1.38                   |
| EB50   | 5.23 | 0.14  | -0.43 | 1261    | 0.18     | 1.75                   |
|        |      |       |       |         | 0.29     | 1.54                   |
|        |      |       |       |         | 0.36     | 1.46                   |
|        |      |       |       |         | 0.43     | 1.43                   |
| EB25   | 4.40 | 0.16  | -0.39 | 1282    | 0.16     | 1.80                   |
|        |      |       |       |         | 0.28     | 1.55                   |
|        |      |       |       |         | 0.35     | 1.47                   |
|        |      |       |       |         | 0.42     | 1.43                   |

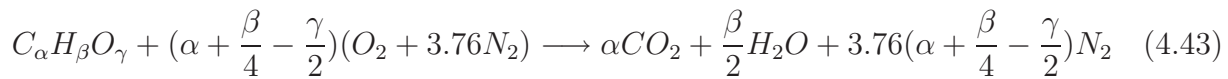
TABLE 4.7 – Formule chimique des mélanges préparés

|           | % volumique   | Coefficients                                  | Formule chimique    |
|-----------|---------------|-----------------------------------------------|---------------------|
| Mélange 1 | 75% Biodiesel | $\alpha = 20 \times 0.75 + 10.65 \times 0.25$ | $C_{17.7}H_{34}O_2$ |
|           | +             | $\beta = 38 \times 0.75 + 20.8 \times 0.25$   |                     |
|           | 25% gazole    | $\gamma = 2$                                  |                     |
| Mélange 2 | 50% Biodiesel | $\alpha = 20 \times 0.5 + 10.65 \times 0.5$   | $C_{15.3}H_{29}O_2$ |
|           | +             | $\beta = 38 \times 0.5 + 20.8 \times 0.5$     |                     |
|           | 50% gazole    | $\gamma = 2$                                  |                     |
| Mélange 3 | 25% Biodiesel | $\alpha = 20 \times 0.25 + 10.65 \times 0.75$ | $C_{13}H_{25}O_2$   |
|           | +             | $\beta = 38 \times 0.25 + 20.8 \times 0.75$   |                     |
|           | 75% gazole    | $\gamma = 2$                                  |                     |

A partir de la composition du mélange (biodiesel/gazole), de la formule chimique du biodiesel d'eucalyptus ( $C_{20}H_{38}O_2$ ) et du gazole ( $C_{10.65}H_{20.8}$ ), un carburant équivalent de formule  $C_\alpha H_\beta O_\gamma$  peut être défini pour chaque mélange formulé. Les coefficients  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $\gamma$  de la formule chimique globale de chaque mélange sont présentés sur la table 4.7.

Comme la combustion dans les moteurs Diesel se produit toujours avec des mélanges pauvres (richesse inférieure à 1), ceci mène à des températures pour lesquelles la dissociation n'a pas d'effet important sur les performances du moteur [60]. Par conséquent, les simplifications négligeant la dissociation dans le modèle à une zone sont acceptables pour la simulation des moteurs Diesel.

Dans ce cas, les gaz brûlés sont composés uniquement des produits issus de la combustion complète du carburant dans l'air, tels que :  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $O_2$  et  $N_2$ . Cette équation de la combustion complète s'écrit alors :



Le rapport stœchiométrique ( $\phi_{st}$ ) est le quotient des masses respectives  $m_a$  et  $m_{carb}$  d'air et de carburant mises en jeu dans les conditions stœchiométriques :

$$\phi_{st} = \frac{4.76 \times 28.9 \times (\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2})}{12\alpha + \beta + 16\gamma} \quad (4.44)$$

Le coefficient  $\phi_{st}$  est déterminé par l'écriture de la réaction de combustion pour chaque carburant (gazole, biodiesel et leurs trois différents mélanges).

#### 4.4.6 Propriétés thermodynamiques des gaz

Les gaz du cylindre sont assimilés à des gaz idéaux. Le calcul de leurs propriétés thermodynamiques, telles que la chaleur spécifique, l'enthalpie et l'énergie interne est fonction de la température.



#### 4.4.6.1 Chaleur spécifique

La chaleur spécifique  $C_{p,i}$  de chaque espèce ( $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO_2$  et  $H_2O$ ) peut s'exprimer sous la forme d'une régression polynômiale en  $T$  [37] :

$$C_{p,i} = \frac{R}{M_i} (a_{1,i} + a_{2,i}T + a_{3,i}T^2 + a_{4,i}T^3 + a_{5,i}T^4) \quad (4.45)$$

Pour le cas du carburant gazole, à l'état vapeur, l'expression de la chaleur spécifique prend la forme :

$$C_{p,f} = \frac{R}{M_i} (a_{1,i} + a_{2,i}t + a_{3,i}t^2 + a_{4,i}t^3 + \frac{a_{5,i}}{t^2}) \quad (4.46)$$

où  $t = T/1000$ .

En exprimant la masse molaire  $M_i$  de l'espèce  $i$  en kg/mol et avec la constante universelle des gaz parfaits  $R = 8.314 \text{ J/mol/K}$ ,  $C_p$  est alors exprimé en J/kg/K. Les coefficients  $a_{j,i}$  utilisés couvrent la gamme de température  $300K < T < 5000K$ . Pour les différentes espèces concernées dans ce travail, ces coefficients sont donnés en annexe C.

En rappelant  $r$  la constante massique des gaz parfaits (exprimée en J/kg/K), la chaleur massique des gaz parfaits à volume constant,  $C_v$  s'écrit :

$$C_{v,i} = C_{p,i} - r_i = C_{p,i} - \frac{R}{M_i} \quad (4.47)$$

#### 4.4.6.2 Enthalpie

L'enthalpie de chaque espèce est définie par :

$$dh_i = C_{p,i}dT \quad (4.48)$$

Soit en intégrant :

$$h_i = h_{0,i} + \int_{T_0}^T C_{p,i}dT \quad (4.49)$$

où  $h_{0,i}$  est l'enthalpie de formation à  $T_0$  de l'espèce  $i$ .

Il est cependant plus pratique d'utiliser une régression polynômiale en  $T$  :

$$h_i = \frac{R}{M_i} T (a_{1,i} + \frac{a_{2,i}}{2}T + \frac{a_{3,i}}{3}T^2 + \frac{a_{4,i}}{4}T^3 + \frac{a_{5,i}}{5}T^4 + \frac{a_{6,i}}{T}) \quad (4.50)$$

où les coefficients  $a_{j,i}$  sont donnés en annexe C. L'enthalpie de formation à  $T_0$  est alors contenue dans le terme  $a_6$ .

#### 4.4.6.3 Energie interne

L'énergie interne massique des gaz s'obtient en combinant la relation liant l'énergie interne à l'enthalpie,  $h = u + P.V$ , avec l'équation d'état des gaz :

$$u_i = h_i - r_iT \quad (4.51)$$

#### 4.4.6.4 Cas des mélanges

Les propriétés thermodynamiques des mélanges de gaz sont calculées en appliquant la loi de Dalton :

$$X_{mélange} = \sum_i x_i X_i \quad (4.52)$$

où  $x_i$  représente la fraction massique de l'espèce  $i$  et  $X$  la chaleur massique, l'enthalpie ou l'énergie interne.

#### 4.4.7 Performances du moteur Diesel

Nous allons définir dans cette section quelques grandeurs essentielles dans l'évaluation des performances d'un moteur à combustion interne ; les plus importantes sont :

1. le travail par cycle,
2. la pression moyenne,
3. la puissance,
4. la consommation spécifique,
5. le rendement.

##### 4.4.7.1 Travail par cycle

Dans un premier temps, le travail indiqué peut être défini comme étant le travail des forces de pression transmises au piston par les gaz, pendant les quatre temps du cycle moteur. Si l'on dispose d'un signal de la pression cylindre et que l'on trace son évolution en fonction du volume sur le diagramme de Clapeyron, le travail indiqué,  $W_i$ , est représenté par la surface fermée du diagramme. Sa valeur est calculée par intégration de la pression sur deux tours de vilebrequin :

$$W_i = \int_{\theta=0}^{\theta=720} -P.dV \quad (4.53)$$

Ici, on considère que le travail reçu par le gaz est positif et que le travail fourni à l'extérieur est de signe opposé. Pour un moteur à quatre temps, deux boucles dans le plan PV sont distinguées. La surface de la boucle positive,  $S^+$ , se rapporte au travail des gaz pendant les phases de compression et de détente : c'est le travail indiqué brut  $W_I$ . La surface de la boucle négative,  $S^-$ , correspond au travail absorbé par le remplissage et la vidange du cylindre (travail de pompe  $W_p$ ). La relation entre le travail indiqué brut et le travail indiqué est donc :

$$W_I = W_i - |W_p| \quad (4.54)$$

On différencie le travail indiqué du travail effectif,  $W_e$ , disponible sur l'arbre moteur ; ce dernier est égal au travail indiqué diminué de la quantité de travail perdue par frottement  $W_{fr}$  :

$$W_e = W_i - |W_{fr}| \quad (4.55)$$

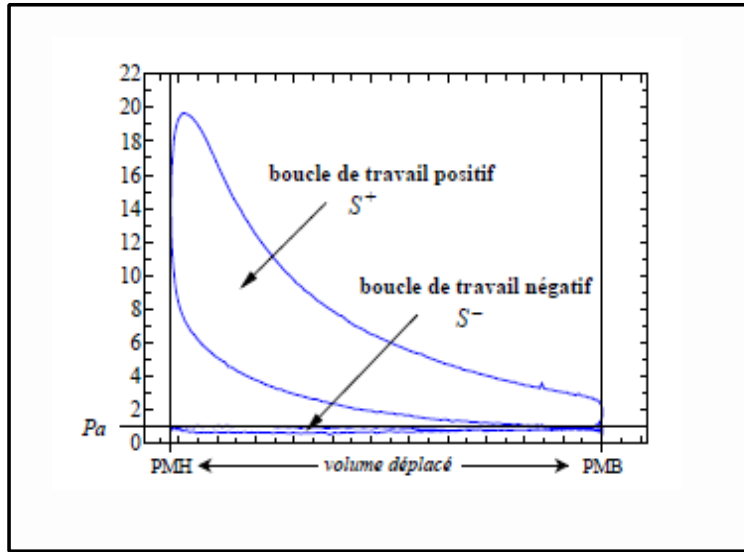


FIGURE 4.17 – Diagramme pression-volume

avec :

$$W_{fr} = W_{frc} - |W_{acc}| \quad (4.56)$$

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

#### 4.4.7.2 Pression moyenne

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

$$PMI = \frac{W_i}{V_d} \quad (4.57)$$

$$PME = PMI - PMF \quad (4.58)$$

La littérature donne une multitude de modèles reproduisant les pertes de frottements [37]. Zweiri et al. proposent un modèle détaillé qui distingue la contribution des frottements entre les segments et la chemise du cylindre, au niveau des roulements de la bielle ou

encore les forces impliquées pour mouvoir les composants du système d'alimentation (culbuteurs, soupapes, etc.) [79]. Ce modèle intègre aussi les variations de viscosité de l'huile de lubrification avec la température. Bien que très précis, ce type de modèle qui traite indépendamment chaque élément contribuant aux pertes nous a semblé trop complexe. Ces modèles incluent un grand nombre de paramètres physiques et de variables d'entrée auxquels nous n'avons pas accès. Il nous a donc paru plus pratique et plus simple de rechercher une expression globale du couple de frottement. Les lois corrélatives classiques font, en général, intervenir le régime moteur comme variable principale à laquelle la vitesse moyenne du piston est associée ; c'est le cas de la formule proposée par Millington et Hartles [46] :

$$PMF(kPa) = C_1 + 48 \left( \frac{N}{1000} \right) + 0.4V_{mp}^2 \quad (4.59)$$

La constante  $C_1$  est égale à 75kPa [37].

Les résultats expérimentaux montrent que ces formules sont adaptées dans le cas du moteur à allumage commandé mais elles n'intègrent pas suffisamment de variables pour représenter correctement les pertes dans un moteur Diesel. Les pressions élevées dans le cylindre d'un moteur Diesel provoquent des accélérations brutales des parties mobiles du moteur. Ces fortes sollicitations du système de transmission mécanique ont tendance à augmenter les pertes par frottements, en particulier à bas régime. Cet effet est encore plus marqué lorsqu'il s'agit d'un moteur suralimenté. Afin de reproduire au mieux ces effets, notre choix s'est porté sur le modèle proposé par Chen et Flynn [14] qui inclut une variable supplémentaire. La valeur de la pression moyenne de frottement PMF se compose d'une valeur moyenne et de termes additifs corrélés avec la pression cylindre maximale atteinte au cours d'un cycle  $\hat{P}$  et la vitesse moyenne du piston  $V_{mp}$  :

$$PMF(kPa) = a_0 + a_1\hat{P} + a_2V_{mp} + a_3V_{mp}^2 \quad (4.60)$$

Les pertes associées à l'entraînement des accessoires du moteur sont supposées constantes et sont représentées par le premier terme de l'expression 4.60. Les termes dépendant de  $V_{mp}$  reflètent les frottements dans le cylindre (piston-chemise). La pression maximale de cycle  $\hat{P}$  caractérise les pertes au niveau des paliers du piston, du vilebrequin et de la bielle. Les coefficients  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  et  $a_3$  valent respectivement 0.256, 0.004, 0.231 et 0.028.

#### 4.4.7.3 Puissance d'un moteur alternatif

La puissance d'un moteur, en Watt, se définit par l'énergie (en joules) que le moteur fournit par unité de temps (seconde). La puissance effective correspond à la puissance recueillie sur l'arbre moteur, son expression est donnée par la relation fondamentale :

$$P_{ef} = C_{ef} \cdot \omega \quad (4.61)$$

où  $\omega$  est la vitesse de rotation du moteur en rad/s et  $C_{ef}$  le couple effectif en N.m, mesuré à l'aide d'un dynamomètre ou d'un frein sur banc d'essai. La relation entre la puissance (unitaire) et travail par cycle est donnée par :

$$P_* = \frac{W_*N}{2} \quad (4.62)$$

On a donc :

$$P_{ef} = \frac{W_{ef} \cdot N}{2} \quad (4.63)$$

$$P_i = \frac{W_i \cdot N}{2} \quad (4.64)$$

La puissance perdue par frottement  $P_f$  est :

$$P_f = |P_i| - |P_{ef}| \quad (4.65)$$

#### 4.4.7.4 Consommation spécifique de carburant

La consommation spécifique de carburant (CSF) d'un moteur est, par définition, égale au rapport du débit massique  $\dot{m}_{carb}$  horaire du combustible consommé, à la puissance effective  $P_{ef}$  développée par le moteur.

$$CSF = \frac{\dot{m}_{carb}}{P_{ef}} \quad (4.66)$$

Elle renseigne sur la capacité d'un moteur à convertir l'énergie du carburant en travail. Elle permet ainsi de comparer deux moteurs, pouvant être de cylindrées différentes et s'exprime généralement en g/kWh.

#### 4.4.7.5 Rendements du moteur

Dans les machines thermiques, l'énergie thermique fournie par le combustible n'est pas intégralement convertie en énergie mécanique. Le rendement du moteur tient donc compte de cette réalité et inclut toutes les pertes, aussi bien d'origine thermique (pertes par dissipation thermique), que d'origine mécanique (pertes par frottements).

##### •Rendement thermique :

Le rendement thermique effectif  $\eta_{ef}$  d'un moteur est le rapport de la puissance effective  $P_{ef}$  recueillie sur l'arbre à la puissance thermique apportée par le combustible  $P_{carb}$  :

$$P_{carb} = \dot{m}_{carb} \cdot PCI \quad (4.67)$$

Si l'on fait intervenir la consommation spécifique du combustible, le rendement du moteur devient :

$$\eta_{ef} = 3600 \frac{10^3}{CSF \cdot PCI} \quad (4.68)$$

Il peut aussi être exprimé directement en fonction de la consommation spécifique de l'énergie (CSE) par la relation :

$$\eta_{ef} = 3600 \frac{10^3}{CSE} \quad (4.69)$$

où

$$CSE = CSF \cdot PCI \quad (4.70)$$

Elle est exprimée en MJ/kWh.

##### •Rendement volumétrique :

Lorsque un moteur tourne à grande vitesse, l'opération d'admission qui se fait par dépression est imparfaite, à cause des résistances rencontrées par l'air à son passage dans certains organes accessoires du moteur. Ces résistances créent un retard pour l'admission des gaz dans le cylindre. A la fin de l'admission, ces gaz n'ont pas encore atteint une pression égale à la pression atmosphérique. Le rendement volumétrique (ou remplissage) est la quantité d'air introduite dans la chambre de combustion par rapport à la quantité théorique susceptible d'être introduite, dans les conditions normales de température et de pression.

$$\eta_v = \frac{2.\dot{m}_{air}}{\rho.V_d.N} \quad (4.71)$$

#### 4.4.8 Comparaison expérimentation/simulation

Les variables d'entrée du modèle proposé sont : le rapport de compression, le rapport stoechiométrique air/carburant de chaque carburant et la richesse correspondant à chaque point de fonctionnement traité dans l'expérimentation. Les variables de sortie de la simulation sont : la pression et la température instantanées des gaz à l'intérieur du cylindre au cours d'un cycle, la variation du volume du cylindre au cours d'un cycle et les différents paramètres de performances (puissance effective, consommation spécifique du carburant et rendement thermique).

##### • Délai d'auto-inflammation

Une méthode de prédiction du délai d'auto-inflammation est proposée pour chaque type de carburant étudié dans le présent travail où, l'indice de cétane du carburant, la richesse du mélange et les conditions thermodynamiques au PMH (pression et température) sont pris en compte. Les écarts entre les résultats des délais d'auto-inflammation obtenus par la méthode prédictive et ceux déduits de la dérivée du signal expérimental de la pression cylindre sont portés sur la figure 4.18. A l'exception du cas du mélange EB25 à 50% de la charge du moteur, tous les écarts des autres points ne dépassent pas 5%. Ce qui reflète la bonne prédiction du délai d'ignition des différents carburants pour tous les points de fonctionnement.

##### • Dégagement de chaleur

La figure 4.19 représente une comparaison entre le dégagement de chaleur expérimental obtenu à partir du modèle d'analyse et le dégagement de chaleur théorique obtenu à partir du modèle de combustion basé sur la corrélation de Wiebe à double fonction. Il a été constaté une reproduction fidèle de l'allure expérimentale du taux de dégagement de chaleur et de son diagramme cumulé dans les différents points de fonctionnement, que ce soit pour le gazole ou pour le biodiesel. Même remarque est fait pour les autres mélanges formulés de biodiesel et de gazole (annexe A).

Ces résultats montrent que les constantes du modèle de combustion ont été parfaitement identifiées à partir de la méthode des moindres carrés, utilisée à chaque point de fonctionnement et pour chaque type de carburant.

##### • Profil de la température des gaz

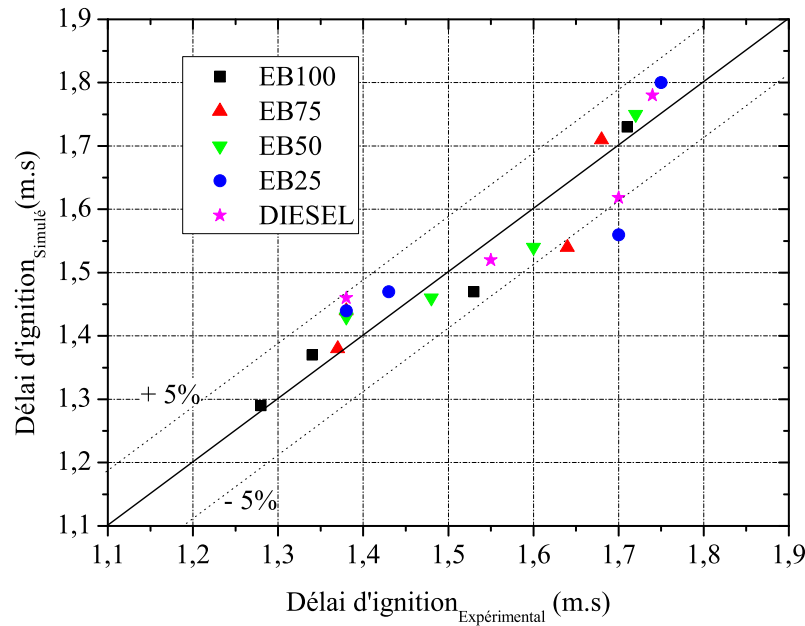


FIGURE 4.18 – Comparaison du délai d'ignition simulé avec celui de l'expérimentation

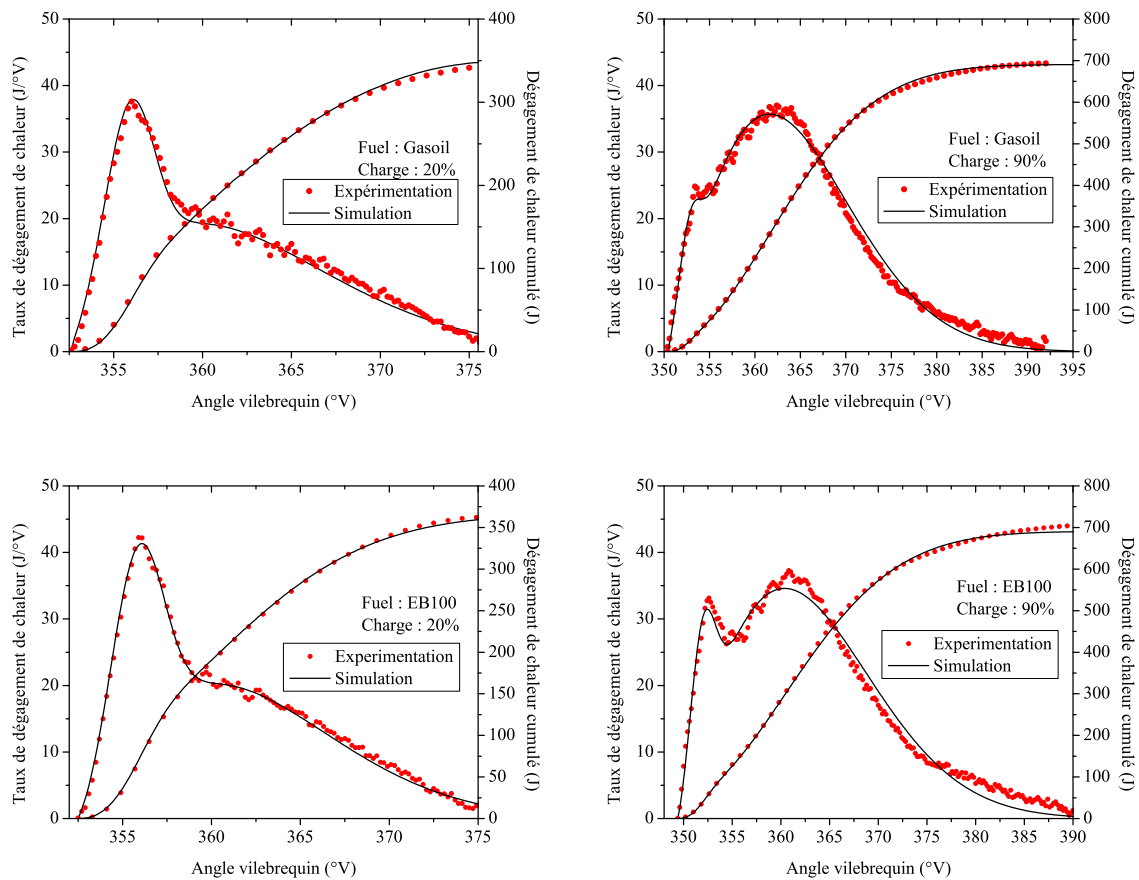


FIGURE 4.19 – Dégagement de chaleur théorique en comparaison à celui de l'expérimentation

L'évolution de la température des gaz à l'intérieur du cylindre au cours d'un cycle moteur démarre de la température des gaz de la fin du cycle précédent (figure 4.20). Ensuite, sous l'effet de l'aspiration de l'air frais, la température chute immédiatement jusqu'à atteindre une valeur minimale correspondant à l'arrivée du piston au point mort bas. Après la fermeture de la soupape d'admission, la température des gaz s'accroît progressivement à cause de la compression jusqu'à l'amorçage de la combustion où elle va s'amplifier d'une manière très rapide. Après avoir atteint le point mort haut, la descente du piston fait réduire la température à cause de la détente des gaz et l'augmentation de la surface d'échange entre les gaz et les parois du cylindre. Après l'ouverture de la soupape d'échappement, l'évolution de la température change de courbure (l'ouverture de la soupape d'échappement est un point d'inflexion). En effet, les pertes de chaleur à travers les parois diminuent avec la diminution de la température et la chute de température devient de plus en plus lente. Après l'ouverture de la soupape d'échappement, le refoulement des gaz vers l'extérieur accélère la chute de température. Avec la diminution du débit d'échappement, la température se stabilise à une valeur constante. A la fin du cycle, une chute supplémentaire de la température est remarquée sous l'effet de l'introduction de l'air frais après l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission.

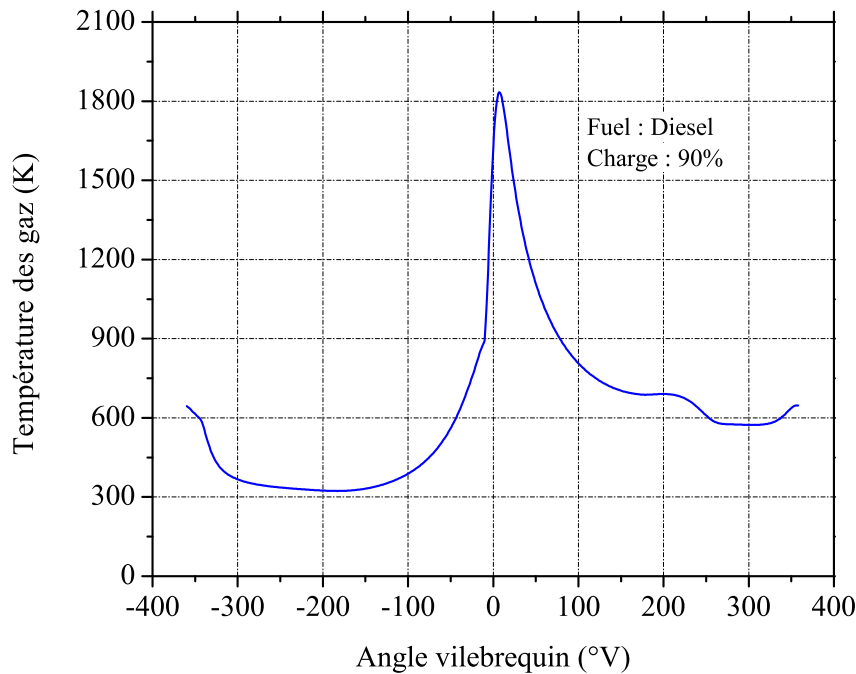


FIGURE 4.20 – Profil de la température des gaz au cours d'un cycle moteur

#### • Profil de la pression cylindre et pression maximale du cycle

La figure 4.21 compare le profil de la pression cylindre simulée au profil mesuré pour le cas du gazole et du biodiesel (EB100). Il a été remarqué avec le modèle actuel, que les valeurs simulées de la pression cylindre sont en bonne concordance avec celles de



l'expérimentation sur l'ensemble du cycle. Ceci est dû d'un côté, au bon ajustement des six paramètres de la corrélation de Wiebe à deux fonctions et de l'autre côté, au bon choix du modèle de transfert de chaleur.

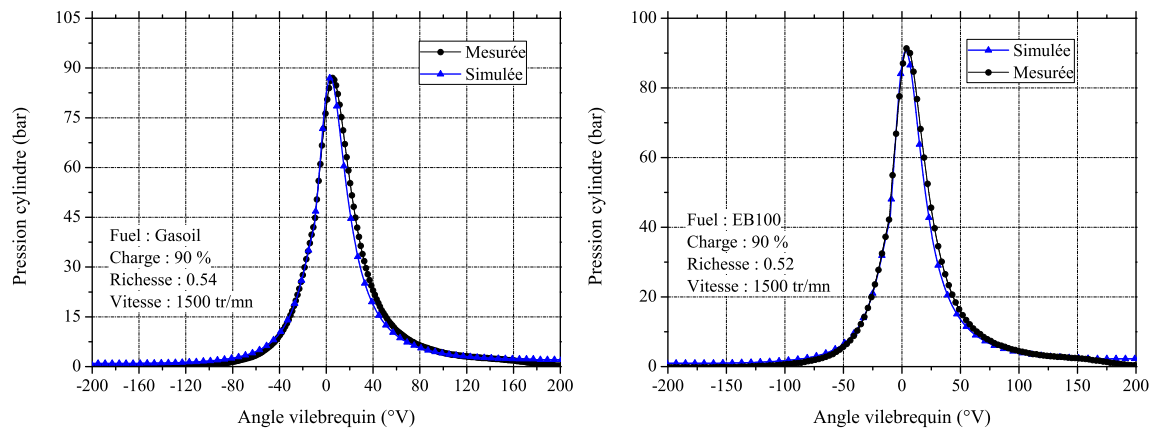


FIGURE 4.21 – Evolution de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin

Pour tester la fiabilité du modèle, une comparaison a été faite pour les autres carburants dans tous les points de fonctionnement testés dans l'expérimentation. Il est à remarquer sur la figure 4.22 que le modèle sous-estime la valeur du maximum de pression avec un écart moyen de 5% globalement sur les 20 cas testés. Les sources d'erreurs peuvent

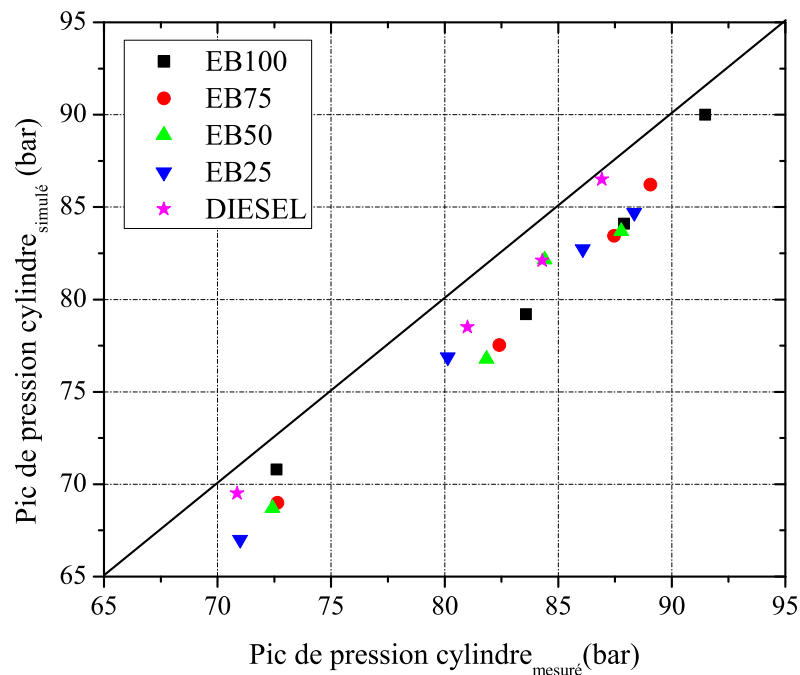


FIGURE 4.22 – Comparaison de la pression cylindre maximale simulée avec celle de l'expérimentation

être :

- la richesse ;
- les propriétés thermodynamiques des gaz ;
- les transferts thermique ;
- les paramètres de combustion.

### • Débit massique de la phase d'admission et de l'échappement

La figure 4.23 représente l'évolution du débit massique des gaz entrant et sortant du cylindre au cours d'un cycle moteur. Au début de la phase d'admission, un faible débit d'air de signe négatif est enregistré et qui traduit le refoulement des gaz résiduels du cycle précédent. Durant la phase d'admission, le débit massique de l'air aspiré change de signe et augmente en suivant l'évolution de la section de passage de la soupape d'admission. Durant la phase de compression, le débit d'air s'annule jusqu'à l'avance à l'ouverture de la soupape d'échappement. Après l'ouverture de la soupape d'échappement, un débit massique des gaz, en signe négatif, est remarqué et qui représente le refoulement de l'air comprimé vers l'extérieur.

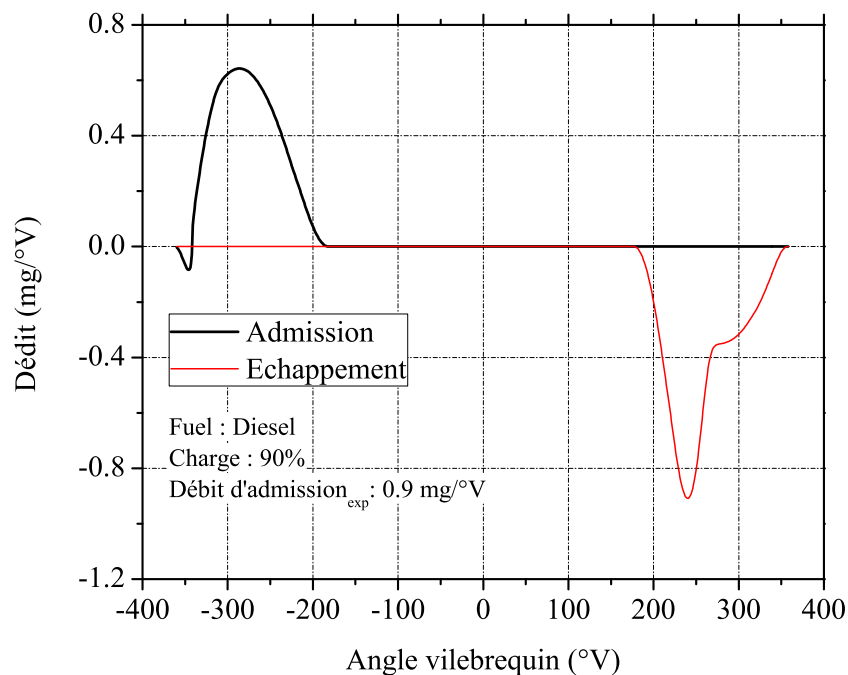


FIGURE 4.23 – Débit massique des gaz au cours de la phase d'admission et d'échappement

### • Performances énergétiques du moteur

Le modèle reproduit assez fidèlement la pression cylindre durant tout le cycle moteur. La puissance effective calculée est très proche des mesures (figure 4.24). L'erreur

moyenne observée sur les 20 cas testés est inférieurs à 2%. Une sous-estimation de la consommation spécifique du carburant a été obtenue avec le modèle ne dépassant pas les 4% sur l'ensemble des points de fonctionnement, comme le montre la figure 4.25. Par contre, en terme de rendement thermique, il a été trouvé qu'il est sur-estimé par le modèle sur la majorité des points de fonctionnement. Pour le biodiesel, il diffère de 1.5, 3, 1 et 1%, respectivement à 0.9, 2.25, 3.15 et 4.05kW de puissance effective (figure 4.26).

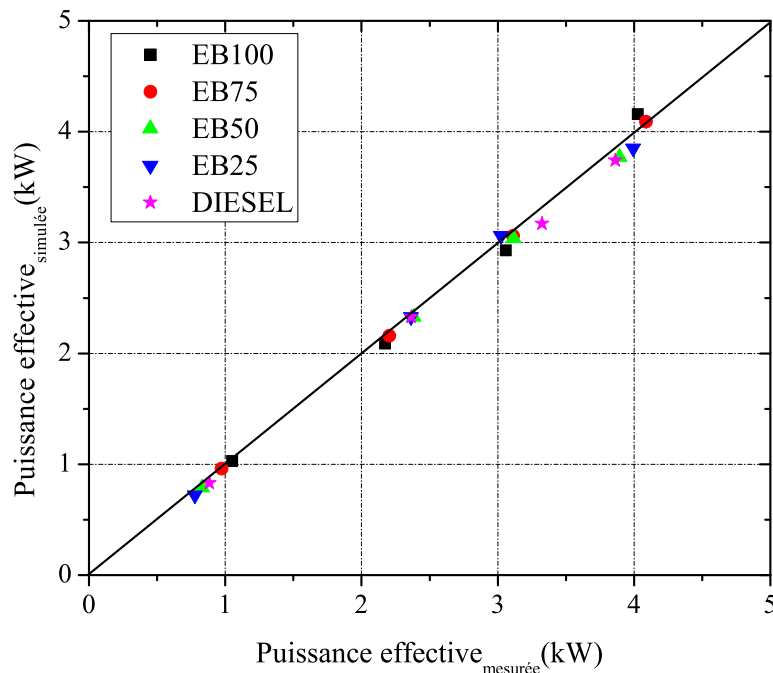


FIGURE 4.24 – Comparaison de la puissance effective simulée avec celle de l'expérimentation

## 4.5 Synthèse

Un modèle d'analyse du taux de dégagement de chaleur a été envisagé sous l'hypothèse d'une seule zone de combustion. Ce modèle a permis de déterminer les éléments clés de la combustion comme son début et sa fin, la fraction brûlée pendant les phases de prémélange et de diffusion. Ses éléments sont essentiels pour l'établissement de corrélations, du délai d'auto-inflammation et de la loi de combustion, adaptées aux nouveaux carburants formulés dans ce travail. Ces corrélations sont destinées à être appliquées aux modèles prédictifs.

Le délai d'auto-inflammation du biodiesel ou de ses mélanges est plus court que celui du gazole, à cause de l'indice de cétane du biodiesel, plus élevé. L'amorçage de la combustion des biocarburants est plus rapide à cause de la présence de l'oxygène dans leurs molécules qui aide à la production de radicaux oxygénés libres.

L'augmentation de la charge du moteur, qui fait augmenter la quantité de carburant qui n'a pas eu le temps de se mélanger avec l'air, a fait que la combustion devient

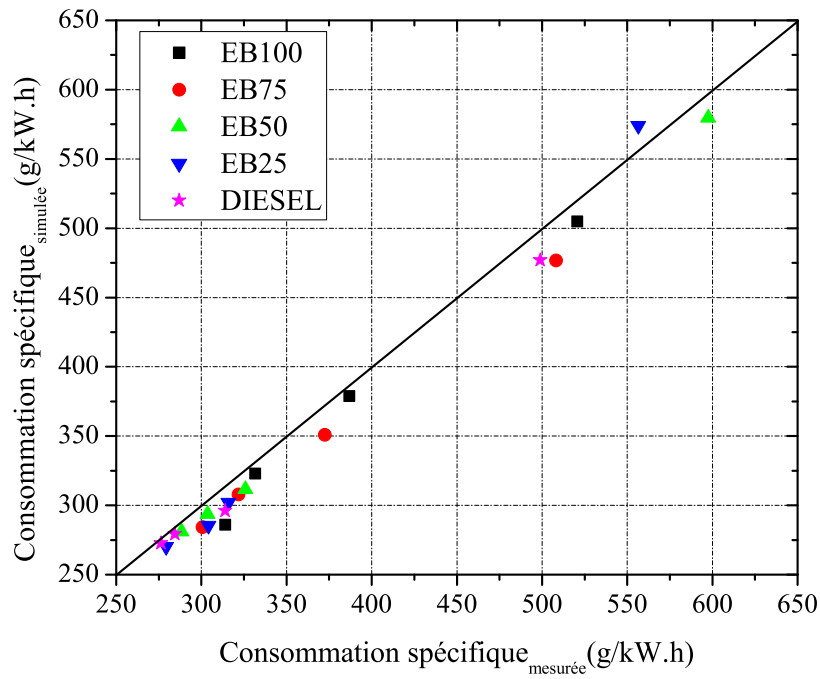


FIGURE 4.25 – Comparaison de la consommation spécifique simulée avec celle de l'expérimentation

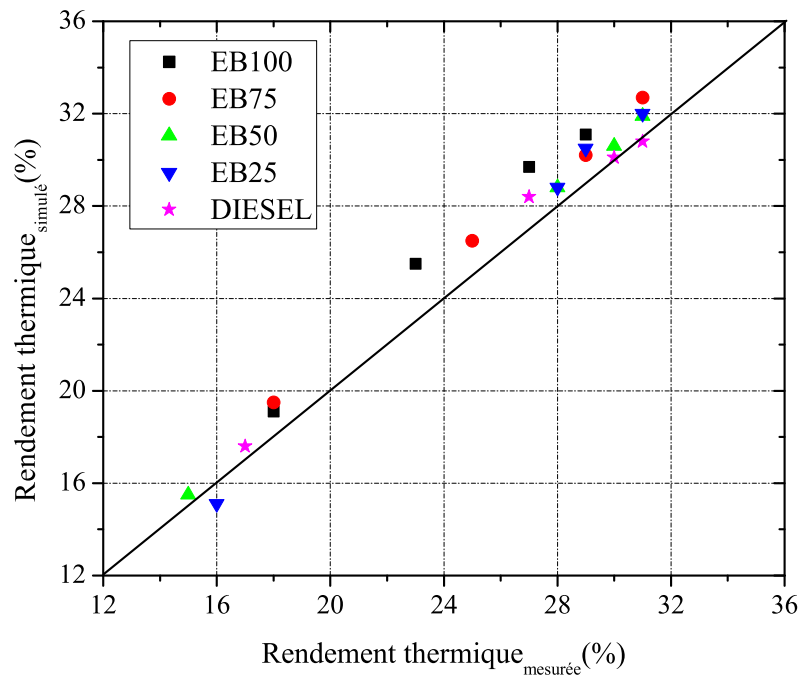


FIGURE 4.26 – Comparaison du rendement thermique simulé avec celui de l'expérimentation

plus importante dans sa phase diffusive. La proportion du biodiesel dans les mélanges formulés a plus d'effet sur la combustion de pré-mélange que sur celle de diffusion. Ceci peut être expliqué par le fait d'injecter des quantités plus importantes du biodiesel par rapport à celles du gazole, afin de compenser la faiblesse du pouvoir calorifique du biodiesel. En conséquence, la décélération de la phase diffusive fait augmenter la durée totale de la combustion.

Un modèle théorique a été proposé pour la prédiction des performances énergétiques du moteur alimenté par les carburants préparés. Les résultats de simulation reflètent assez bien les données expérimentales. Le délai d'auto-inflammation est estimé avec un écart de 5% par rapport à celui obtenu expérimentalement. Le bon ajustement des constantes de la loi de combustion, basée sur la la corrélation de Wiebe à double fonction, a permis une reproduction fidèle de l'allure expérimentale du taux de dégagement de chaleur. Le pic de pression cylindre est reproduit à 5% près, la consommation spécifique à 4% près, et le rendement thermique à 3%. Ces différences semblent pouvoir se justifier par les erreurs possibles sur certains paramètres d'entrée du modèle et sur les données expérimentales.



# Conclusion générale

Techniquement, n'importe quelle huile végétale peut être utilisée comme carburant mais des considérations de prix, de rendement de cultures et d'écobilans excluent un nombre de candidats comme l'huile d'olive caractérisée par un prix de revient exorbitant. Notre choix était basé sur des considérations humaines et climatiques, car l'eucalyptus est une espèce végétale non alimentaire, qui ne peut en aucun cas concurrencer les denrées alimentaires destinées à la consommation humaine ou animale. L'huile d'eucalyptus est classée dans la seconde génération de biocarburants. L'utilisation de l'huile d'eucalyptus comme carburant pour les moteurs à allumage par compression n'est pas nouveau, mais ses propriétés physico-chimiques font que l'huile est délicate à utiliser. En effet, son utilisation directe dans un moteur engendre une formation de dépôts de carbone dans le cylindre allant jusqu'à l'obstruction des injecteurs.

Les caractéristiques physiques et chimiques de l'huile d'eucalyptus ont été déterminées pour faire ressortir celles qu'il fallait adapter pour que cette huile soit utilisée comme carburant dans le moteur. Les propriétés physiques et chimiques de l'huile d'eucalyptus (pouvoir calorifique, indice de cétane, masse volumique) sont très proches de celles du gazole, mais sa viscosité est d'environ 30 cST à 40 °C. L'huile d'eucalyptus comprend environ 7 % d'acide palmitique (acide gras saturé) et environ 90 % d'acide oléique (acide gras insaturé), les autres acides étant quantitativement moins importants. La forte fraction d'acides gras insaturés fait que l'huile ne soit pas solide à la température ambiante et les faibles fractions, en terme d'acide gras saturé et polyinsaturé, tendent à donner un biodiesel, avec une bonne stabilité à l'oxydation.

Afin d'adapter l'huile d'eucalyptus, la dilution avec des solvants, le préchauffage et la transestérification ont été testés. La transestérification semblait être la plus adéquate en offrant plus d'avantages que les autres techniques testées. De bons taux de conversion (96 % sur la masse d'huile pour les esters éthyliques) ont été obtenus en partant des conditions de réactions déterminées : esters éthyliques, ratio molaire de 6 : 1 et 1.5-1.6% d'hydroxyde de sodium (par rapport à la masse d'huile). Enfin, les esters obtenus avec la transestérification de l'huile présentent des propriétés physiques et chimiques (faible viscosité, chaleur de combustion, acidité, etc) intéressantes pour constituer un substitut du diesel.

Une fois les caractéristiques physiques et chimiques du carburant vérifiées et validées pour une utilisation sur les moteurs diesel, des essais moteurs ont été effectués à vitesse constante (1500 tr/mn) sous différentes charges (20, 50, 70 et 90% de la puissance nominale) sur du gazole, du biodiesel pur et des mélanges de gazole/biodiesel. La pression cylindre, les différents paramètres permettant l'estimation des performances énergétiques du moteur et la composition des gaz d'échappement ont été prélevés.

L'emploi du biodiesel pur ou en mélange lors des essais de performance des moteurs diesels à injection directe (Lister Petter ID) est très satisfaisant. Sur banc d'essai, ces biocarburants se sont bien comportés et aucun problème de fonctionnement ou de

combustion anormale (cliquetis) n'a été remarqué. Une légère baisse de puissance est cependant constatée (1.3-6%) par rapport à la puissance du moteur lorsqu'il fonctionne au gazole. A puissance égale, la consommation spécifique effective augmente légèrement, ce qui est dû à la différence des pouvoirs calorifiques des divers carburants testés. Le dégagement de chaleur pour tous les carburants était presque identique à celui du gazole, avec la même intensité. Les délais d'auto-inflammation des biocarburants ont été légèrement plus courts par rapport à ceux du gazole grâce à leur indice de cétane plus élevé. Le biodiesel et ses mélanges ont une durée de combustion plus longue que celle du gazole. En fait le pouvoir calorifique inférieur à celui du gazole a provoqué une consommation plus élevée du biodiesel afin de maintenir la même puissance effective, donc la quantité de carburant injectée dans le cylindre est plus grande et prend plus de temps à brûler.

En ce qui concerne l'émission de polluants lors de l'utilisation du biodiesel et de ses mélanges, les émissions d'hydrocarbures imbrûlés, des particules et du monoxyde de carbone, ont été significativement réduites surtout à fortes charges, grâce à la présence d'oxygène incorporé dans leurs molécules. Les émissions de monoxyde d'azote augmentent dans le cas de la combustion du biodiesel mais, à fortes charges du moteur, les émissions de NOx diminuent considérablement dans le cas du biodiesel pur.

En ce qui concerne la simulation de la combustion des différents mélanges formulés, un modèle thermodynamique à une zone a été mis en œuvre afin de prédire la pression, la température et les différentes performances énergétiques du moteur. Afin de reproduire la phénoménologie, plusieurs sous-modèles ont été pris en compte :

- Les transferts de chaleur parietaux : plusieurs corrélations de la littérature ont été testées. Celle de Hohenberg a été sélectionnée grâce à son adéquation avec notre modèle.
- L'écoulement à travers les soupapes lors des phases d'admission et d'échappement a été considéré en fonction de la section de passage.
- Pour prédire les délais d'auto-inflammation des différents carburants testés, une corrélation de la forme de la loi Arrhenius a été proposée à partir des délais d'auto-inflammation expérimentaux. Cette corrélation, valable pour n'importe quel point de fonctionnement, utilise des paramètres du moteur, l'indice de cétane du carburant et quelques conditions thermodynamiques du milieu (pression et température).
- Pour bien décrire la combustion dans ses deux phases (prémélange et diffusion), une corrélation de Wiebe en double fonction superposées a été utilisée. Cette corrélation qui comporte six paramètres, a été ajustée par la méthode des moindres carrés de manière à reproduire le profil expérimental du taux de dégagement de chaleur.
- Comme les gaz du cylindre ont été supposés parfaits, leurs propriétés thermodynamiques, telles que la chaleur spécifique, l'enthalpie et l'énergie interne, ont été estimées suivant une régression polynômiale en fonction de la température.



- Une fois que tous ces modèles ont été implémentés, la simulation du cycle moteur est réalisée. Les performances indiquées du moteur sont par la suite, évaluées à la base du diagramme de la pression en fonction du volume. Le passage des performances indiquées aux performances effectives a été effectué en implémentant une corrélation permettant l'évaluation des travaux de frottement en fonction de la pression cylindre maximale et de la vitesse moyenne du piston.

Le modèle à une zone de combustion a été confronté aux essais moteurs réalisés à 1500 trs/min, il a montré une bonne concordance avec les résultats expérimentaux, avec des erreurs moyennes inférieures à 3% sur l'ensemble des résultats obtenus.

## Perspectives

Actuellement, l'utilisation des biodiesels comme carburant pour les moteurs diesel est très possible sans aucune modification du moteur, mais leur prix exorbitant exige de trouver des solutions permettant la réduction des coûts de production pour pouvoir constituer une alternative crédible au carburant diesel. Le coût de production des biodiesels dépend de la capacité de production. Une étude doit être réalisée pour une installation réelle en vue de réduire ces coûts de production. Comme les grandes unités sont énergivores, il faudrait pour cela un grand générateur, ce qui n'est pas toujours facile à mettre en place. Une usine de faible/moyenne taille semble être le bon choix pour des sites éloignés et sans réseau électrique disponible mais se trouvant à proximité de la source des matières premières.

Le moteur utilisé dans cette étude est à aspiration naturelle ne disposant pas d'un système de réglage de l'avance à l'injection. Ces paramètres sont très importants pour contrôler les taux excessifs des NOx sans altérer les performances du moteur et les autres gaz polluants : l'essai de ce biocarburant sur un moteur doté d'un système de suralimentation et d'un dispositif de réglage de l'avance à l'injection, est très important pour continuer cette étude.

Très peu de travaux ont traité la simulation numérique de la combustion des biocarburants dans les moteurs à combustion interne. En premier lieu, le développement d'un modèle à deux zones ou en multizones de combustion est plus important puisqu'il permet de prendre en compte la modélisation du processus d'injection du carburant (pénétration du jet, dispersion du jet et évaporation des gouttes) et des émissions polluantes du moteur. Dans un deuxième temps, le passage à la simulation en CFD est indispensable afin de dégager des informations sur l'interaction entre l'écoulement de l'air admis et la masse de biocarburant injectée pour optimiser la qualité du mélange avant la combustion.



# Bibliographie

- [1] M. Abu-Zaid. Performance of single cylinder, direct injection diesel engine using water fuel emulsions. *Energy Conversion and Management*, 45 :697–715, 2004. (Cité en page 14.)
- [2] A.K. Agarwal. Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines. *Progress in Energy and combustion science*, 33 :233–271, 2007. (Cité en page 13.)
- [3] D. Agarwal, L. Kumar, and A. K. Agarwal. Performance evaluation of a vegetable oil fuelled compression ignition engine. *Renewable Energy*, 33 :1147–1156, 2008. (Cité en page 53.)
- [4] C. A. Silvio De Almeida, C. R. Belchiora, V. G. Nascimento Marcos, Leonardo dos S. R. Vieira, and G. Fleury. Performance of a diesel generator fuelled with palm oil. *Fuel*, 81 :2097–2102, 2002. (Cité en page 13.)
- [5] B. Amigun, F. Müller-Langer, and H. Von Blottnitz. Predicting the costs of biodiesel production in africa : learning from germany. *Energy for Sustainable Development*, 12 :5–21, 2008. (Cité en pages 30 et 33.)
- [6] S. Awad. *Thèse de Doctorat :Contribution à l'étude de la valorisation énergétique des résidus gras et de leur combustion dans les moteurs à combustion interne*. Université de Nantes, 2011. (Cité en pages 12 et 50.)
- [7] B. Baiju, M. K. Naik, and L. M. Das. A comparative evaluation of compression ignition engine characteristics using methyl and ethyl esters of karanja oil. *Renewable Energy*, 34 :1616–1621, 2009. (Cité en page 28.)
- [8] D. Ballerini and Alazard-Toux D. *Les biocarburants - Etat des lieux, perspectives et enjeux du développement*. Editions TECHNIP, Paris, France, 2006. (Cité en pages 6 et 7.)
- [9] N. I. Barsic and A. L. Humke. Performance emissions characteristics of a naturally aspirated engine with a vegetable oil fuels. *Society of Automotive Engineers*, (81062), 1981. (Cité en page 26.)
- [10] D. Bibic, I. Filipovic, A. Hribernik, and B. Pikula. Investigation into the effect of different fuels on ignition delay of m type diesel combustion process. *Thermal Science*, 12 :103–114, 2008. (Cité en page 111.)
- [11] G. B. Bradshaw and W. C. Meuly. U. S. Patent 2,360,844, 1944. (Cité en page 16.)
- [12] J. J. Bruwer. Sunflower oil and esters as tractor fuels. *Proceedings from the Australia Agricultural Engineering Society National Conference on Fuels from Crops*, 1981. (Cité en pages 27 et 28.)
- [13] M. Cetinkaya, Y. Ulusoy, Y. Tekin, and F. Karaosmanoglu. Engine and winter road test performances of used cooking oil originated biodiesel. *Energy Conversion and Management*, 46 :1279–1291, 2005. (Cité en page 29.)
- [14] S. K. Chen and P. F. Flynn. Development of a single cylinder compression ignition reseach engine. *SAE Transaction*, (650733), 1965. (Cité en page 118.)

- [15] D. Chiaramonti, M. Bonini, E. Frattini, G. Tondi, K. Gartner, A. V. Bridgwater, H. P. Grimme, I. Soldaini, A. Webster, and P. Baglioni. Development of emulsions from biomass pyrolysis liquid and diesel and their use in engines - part 1 : emulsion production. *Biomass and Bioenergy*, 25 :85–99, 2003. (Cité en page 15.)
- [16] Y. Chisti. Biodiesel from microalgae. *Biotechnology Advances*, 25 :294–306, 2007. (Cité en page 14.)
- [17] J.M. Cruz, A. S. Ongunlowo, W. J. Chancellor, and J. R. Goss. Biomass based fuels for diesel engines. *American Society of Agricultural Engineers, ASAE Paper*, (PNW 80-027), 1980. (Cité en page 27.)
- [18] C. Cuvelier, J. F. Cabaraux, I. Dufrasne, J. L. Hornick, and L. Istasse. Acides gras : Nomenclature et sources alimentaires. *Annales de Médecine Vétérinaire*, 148 :133–140, 2004. (Cité en page 14.)
- [19] C. Cuvelier, J.F. Cabaraux, I. Dufrasne, J.L. Hornick, and L. Istasse. *Acides gras : nomenclature et sources alimentaires*. Département des Productions Animales, Faculté de Médecine Vétérinaire, Belgique, 2004. (Cité en page 10.)
- [20] D. Descieux. *Thèse de Doctorat : Modélisation et comparaison thermo-énergétique de système de cogénération*. Université Henri Poincaré, Nancy, 2007. (Cité en page 104.)
- [21] A. Deshpande, G. Animescu, P. A. Rice, and L. L. Tavlarides. Supercritical biodiesel production and power generation : Technical and economic feasibilities. *Bioresource Technology*, 101 :1834–1843, 2010. (Cité en pages 33 et 34.)
- [22] M. A. Dubé, A. Y. Tremblay, and J. Liu. Biodiesel production using a membrane reactor. *Bioresources Technology*, 98 :639–647, 2007. (Cité en page 56.)
- [23] J. C. Escobar, E. S. Lora, O. J. Venturini, E. E. Yáñez, E. F. Castillo, and O. Almazan. Biofuels : Environment, technology and food security. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13 :1275–1287, 2009. (Cité en page 30.)
- [24] R. O. Feuge and A. T. Gros. Modification of vegetable oils. *American Oil Chemistry Society*, 26 :97–102, 1949. (Cité en pages 16 et 19.)
- [25] M. W. Formo. Ester reaction of fatty materials. *American Oil Chemistry Society*, 26 :548–559, 1954. (Cité en page 16.)
- [26] B. Freedman, E. H. Pryde, and T. L. Mounts. Variables affecting the yields of fatty esters from transesterified vegetable oils. *J Am Oil Chem Soc*, 61 :1638–1643, 1984. (Cité en pages 19, 20, 21 et 22.)
- [27] J. Ghajel, D. Honnery, and K. Al-Khaleefi. Performance, emissions and heat release characteristics of direct injection diesel engine operating on diesel oil emulsion. *Applied Thermal Engineering*, 26 :2132–2141, 2006. (Cité en page 14.)
- [28] B. Godin, F. Ghysel, R. Agneessens, T. Schmit, S. Gofflot, S. Lamaudière, G. Sinnaeve, J. P. Goffart, P. A. Gerin, D. Stilmant, and J. Delcarte. Détermination de la cellulose, des hémicelluloses, de la lignine et des cendres dans diverses cultures lignocellulosiques dédiées à la production de bioéthanol de deuxième génération. *Biotechnology Agronomy Society Environment*, 14 :549–560, 2010. (Cité en page 8.)
- [29] T. K. Gogoi and D. C. Baruah. A cycle simulation model for predicting the performance of a diesel engine fuelled by diesel and biodiesel blends. *Energy*, 35 :1317–1323, 2010. (Cité en pages 88 et 111.)

- [30] M. S. Grabowski and R. L. McCormick. Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines. *Progress in Energy and Combustion Sciences*, 24 :125–164, 1998. (Cité en pages 28 et 29.)
- [31] O. Grondin. *Thèse de Doctorat :Modélisation du moteur   allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic*. Université de Rouen, Rouen, 2004. (Cité en pages 80 et 104.)
- [32] J. C. Guibet. *Carburants et moteurs : technologies, énergie, environnement, Tome 1*. Institut Français du Pétrole, Ed. Technip, Paris, 1997. (Cité en pages 13 et 71.)
- [33] M. Gumus. Evaluation of hazelnut kernel oil of turkish origin as alternative fuel in diesel engines. *Renewable Energy*, 33 :2448–2457, 2008. (Cité en page 31.)
- [34] M. J. Haas, A. J. McAloon, W. C. Yee, and T. A. Foglia. A process model to estimate biodiesel production costs. *Bioresource Technology*, 97 :671–678, 2006. (Cité en page 30.)
- [35] A. O. Haidara. *valorisation d’une végétale tropicale : huile de pourghère*. Mémoires de maîtrise en sciences appliquées en Génie Chimique, Sherbrooke Québec, 1996. (Cité en pages 13, 16, 23, 24, 25 et 27.)
- [36] A.L Hantson and D. Thomas. Enjeux technologiques et écologiques majeurs des bio-carburants. *Congrès Français de Thermique, SFT2010*, 2010. (Cité en page 5.)
- [37] J. B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, INC, New York, 1988. (Cité en pages 80, 102, 103, 104, 111, 115, 117 et 118.)
- [38] K. R. Kaufman, M. Ziejewski, M. Marohl, H. L. Kucera, and A. E. Jones. Performance of diesel and sunflower oil mixtures in diesel farm tractors. *American Society of Agricultural Engineers, ASAE Paper*, (80) :1054, 1981. (Cité en page 26.)
- [39] A. Kerihuel, K. M. Senthil, J. Bellettre, and M. Tazerout. Use of animal fats as ci engine fuel by making stable emulsions with water and methanol. *Fuel*, 84 :1713–1716, 2005. (Cité en pages 12, 15, 50, 80 et 94.)
- [40] G. Knothe, J. Van Gerpen, and J. Krahle. *The Biodiesel Handbook*. AOCS Press, Champaign Illinois, 2005. (Cité en page 13.)
- [41] R. B. Kreiger and G. L. Borman. The computation of apparent heat release for internal combustion engines. *ASME(66-WA, DGP-4)*, 1966. (Cité en page 93.)
- [42] P. Leroy. *R alisation d’une étude de faisabilit  et de validation d’un projet strat gique r gional : les biocarburants et leurs coproduits*. ADIT Société nationale d’intelligence strat gique, 2005. (Cité en page 9.)
- [43] C. Y. Lin and H. A. Lin. Effects of nox-inhibitor agent on fuel properties of three-phase biodiesel emulsions. *Fuel processing technology*, 89 :1237 – 1242, 2008. (Cité en page 15.)
- [44] R. De Vedia Martinez. Vegetable oils as diesel fuels. *Diesel Powerand Diesel Transportation*, 2(12), 1944. (Cité en page 26.)
- [45] R. McCutchen. Vegetable oil as diesel fuel-soybean oil. *In Beyond the Energy crisis*, 3 :1679–1686, 1981. (Cité en page 28.)
- [46] B. W. Millington and E. R. Hartles. Frictionnal losses in diesel engines. *SAE Paper*, (680590), 1968. (Cité en page 118.)

- [47] M. Mittelbach and P. Tritthart. Diesel fuels derived from vegetable oils, iii. emission tests using methyl esters from used frying oil. *J Am Oil Chem Soc*, 65 :1185–1187, 1988. (Cité en pages 23 et 49.)
- [48] N. Mrad. *Thèse de Doctorat :Valorisation des déchets gras de poisson en biocarburant pour moteur diesel*. Université de Nantes, 2011. (Cité en pages 43 et 50.)
- [49] P. Ndayishimiye. *Thèse de Doctorat :Utilisation d'un biocarburant à base d'huile de palme dans les moteurs à combustion interne*. Université de Nantes, 2010. (Cité en pages 12, 33 et 50.)
- [50] F. Payri, P. Olmeda, J. Martin, and A. Garcia. A complete 0d thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines. *Applied Energy*, 88 :4632–4641, 2011. (Cité en page 88.)
- [51] M. Persson and Wellinger A. *Biogas upgrading and utilisation*. International Energy Agency of Bioenergy, 2006. (Cité en page 8.)
- [52] C. L. Peterson, M. Feldman, R. Korus, and D. L. Auld. Batch type transesterification process for winter rape oil. *Applied Engineering in Agriculture*, 7(6) :711–716, 1991. (Cité en page 24.)
- [53] G. Plassat. *Les technologies des moteurs de véhicules lourds et leurs carburants*. ADEME, Département Technologies des Transports, 2005. (Cité en page 9.)
- [54] C. Prakash. *Examen critique du biodiesel employé comme carburant dans les transports au Canada*. Direction des systèmes de transport et Direction générale de la prévention de la pollution Environnement, Canada, 1998. (Cité en pages 9 et 10.)
- [55] E. H. Pryde, A. W. Schwab, and B. Freedman. *Oil as fuel*. 2nd Oilseed Processing Clinic., 1983. (Cité en pages 11, 17, 24 et 25.)
- [56] D. H. Qi, L. M. Geng, H. Chen, Y. ZH. Bian, J. Liu, and X. CH. Ren. Combustion and performance evaluation of a diesel engine fueled with biodiesel produced from soybean crude oil. *Renewable Energy*, 34 :2706–2713, 2009. (Cité en page 43.)
- [57] G. R. Quick. Developments in use of vegetable oils as a fuel for diesel engines. *American Society of Agricultural Engineers, ASAE Paper*, (80) :1525, 1980. (Cité en pages 26 et 27.)
- [58] H. Rahimi, B. Ghobadian, T. Yusaf, G. Najafi, and M. Khatamifar. Diesterol : An environment-friendly ic engine fuel. *Renewable Energy*, 34 :335–342, 2009. (Cité en page 28.)
- [59] A. S. Ramadhas, S. Jayaraj, and C. Muraleedharan. Use of vegetable oils as i.c. engine fuels. *Renewable Energy*, 29 :727–742, 2004. (Cité en page 53.)
- [60] A. S. Ramadhas, S. Jayaraj, and C. Muraleedharan. Theoretical modeling and experimental studies on biodiesel fueled engine. *Renewable Energy*, 31 :1813–1826, 2006. (Cité en page 114.)
- [61] A. S. Ramadhas, S. Jayaraja, C. Muraleedharana, and K. Padmakumari. Artificial neural networks used for the prediction of the cetane number of biodiesel. *Renewable Energy*, 31 :2524–2533, 2006. (Cité en page 43.)
- [62] R. P. Rodriguez, R. Sierens, and S. Verhelst. Ignition delay in a palm oil and rapeseed oil biodiesel fuelled engine and predictive correlations for the ignition delay period. *Fuel*, 90 :766–772, 2011. (Cité en page 111.)



- [63] K. A. Roger, D. S. Hoffman, N. Bam, C. L. Peterson, and D. C. Drown. *Transesterification process to manufacture ethyl ester of rape oil*. Department of Chemical Engineering. University of Idaho, 1984. (Cité en page 17.)
- [64] M. P. R. Rojas. *Emulsification en Cuve Agitée : Rôle du Protocole Opérateur sur l'Inversion de Phase Catastrophique*. Thèse de l'Institut National Polytechnique de Toulouse, Toulouse, 2007. (Cité en page 14.)
- [65] A. Sakhrieh, E. Abu Nada, I. Al Hinti, A. Al Ghandoor, and B. Akash. Computational thermodynamic analysis of compression ignition engine. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37 :299–303, 2010. (Cité en page 88.)
- [66] G. C. S. Santana, P. F. Martins, N. de Lima da Silva, C. B. Batistella, R. Maciel Filho, and M. R. Wolf Maciel. Simulation and cost estimate for biodiesel production using castor oil. *Chemical Engineering Research and Design*, 88 :626–632, 2010. (Cité en pages 31, 32 et 33.)
- [67] R. M. Silverstein, G. C. Basler, and T. C. Morill. *Identification spectrométrique de composés organiques*. De Boeck and Larcier, Paris, 1998. (Cité en pages 45 et 57.)
- [68] R. Sims, M. Taylor, J. Saddler, and W. Mabey. *From 1st to 2nd generation biofuel technology*. OECD/IEA, 2008. (Cité en page 8.)
- [69] A. G. Souza, H. J. Danta, M. C. D. Silva, I. M. G. Santos, V. J. Fernandes, F. S. M. Sinfonio, L. S. G. Teixeira, and C. Novak. Thermal and kinetic evaluation of cotton oil biodiesel. *Journal Thermal Analysis and Calorimetry*, 90 :945–949, 2007. (Cité en pages 42, 45 et 57.)
- [70] R. Stern, O. Perdu, and G. Hillion. Replacement for fuel oils with vegetable oil ester : an opportunity for some countries. *Rev. Inst. Fr. Pet.*, 34(6) :883–893, 1988. (Cité en pages 12, 17, 18, 19 et 25.)
- [71] K. A. Subramanian. *Thèse de Doctorat : Experimental investigation on a diesel engine using water-diesel emulsion*. Indian Institute of Technology, Madras, 2002. (Cité en page 14.)
- [72] K. Sureshkumar, R. Velraj, and R. Ganesan. Performance and exhaust emission characteristics of a ci engine fueled with pongamia pinnata methyl ester (ppme) and its blends with diesel. *Renewable Energy*, 33 :2294–2302, 2008. (Cité en pages 12, 45, 48 et 49.)
- [73] D. Swern. *Bailey's industrial oil and fat products*. John Wiley and Sons, USA, 1979. (Cité en page 9.)
- [74] A. R. Tahir, H. M. Lapp, and L. C. Bachanon. Sunflower oil as a fuel for compression ignition engines. *American Society of Agricultural Engineers, ASAE Publ.*, (4-82) :82–91, 1982. (Cité en page 12.)
- [75] B. D. Theux. *Utilisation de l'huile de palme comme combustible dans les moteurs diesel*. Projet de fin d'étude, Haute Ecole LEONARDO de VINCI, ECAM, 2004. (Cité en page 13.)
- [76] G. Vaitilingom, P. Kigelin, J. Andrzejewski, and J. Sapinski. Effect of hexyl nitrate and intake air temperature on the ignition delay of vegetable oils. *Entropie*, 27(161) :39–43, 1991. (Cité en page 10.)

- [77] K. E. Whitted. *Vegetable oils : fuels for diesel engines*. 1 st Ag. Fuels Research, 1981. (Cité en page 10.)
- [78] Y. Zhang, M. A. Dubé, D. D. McLean, and M. Kates. Biodiesel production from waste cooking oil : 2. economic assessment and sensitivity analysis. *Bioresource Technology*, 90 :229–240, 2003. (Cité en pages 30 et 33.)
- [79] Y. H. Zweiri, J. F. Whidborne, and L. D. Seneviratne. A mathematical transient model for the dynamics of a single-cylinder diesel engine. In *Proceedings of the International Conference on Simulation, IEE*, pages 145–151, 1998. (Cité en page 118.)



# Taux de dégagement de chaleur et diagramme cumulé pour les différents carburants testés

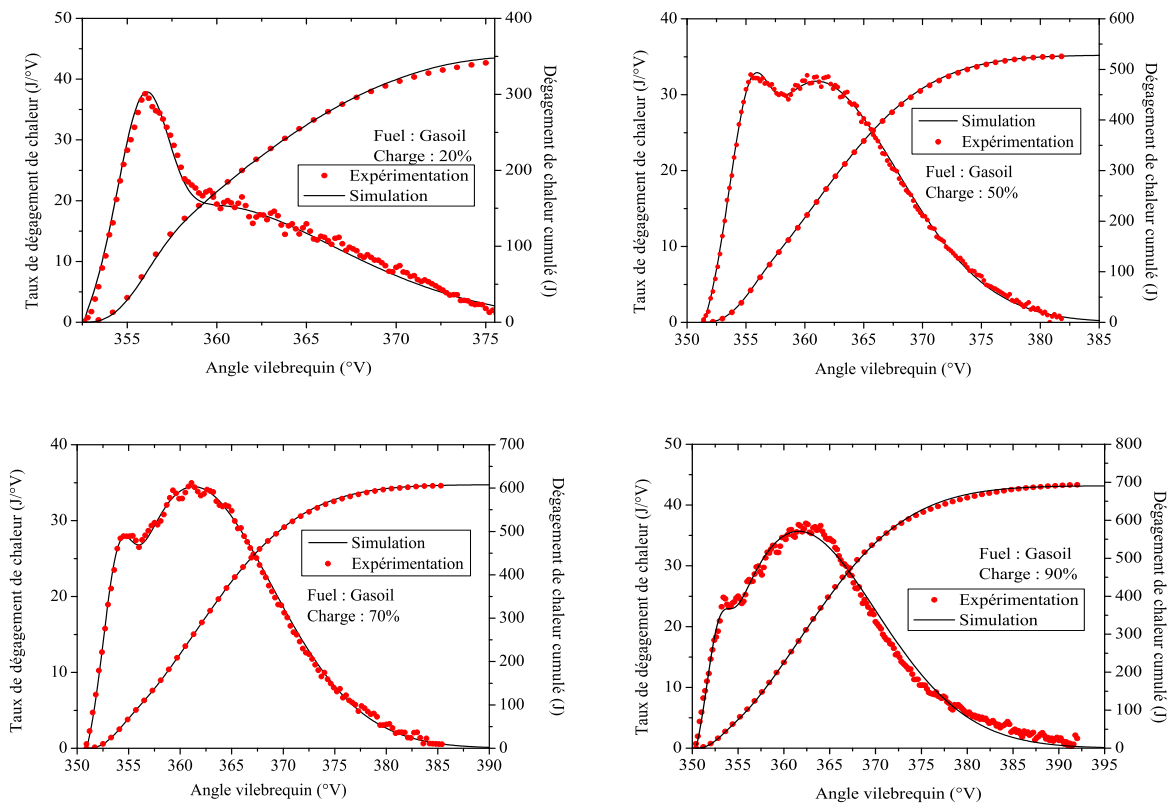


FIGURE A.1 – Taux de dégagement de chaleur et son diagramme cumulé du gazole

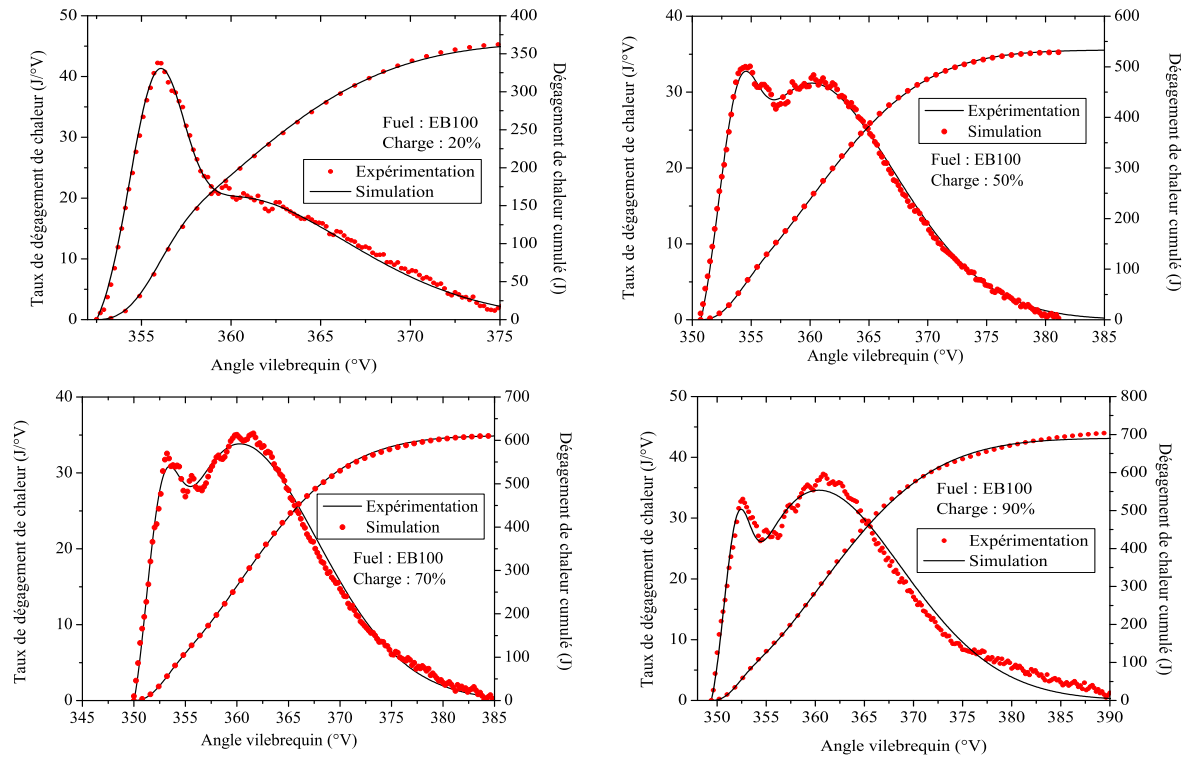


FIGURE A.2 – Taux de dégagement de chaleur et son diagramme cumulé du biodiesel pur

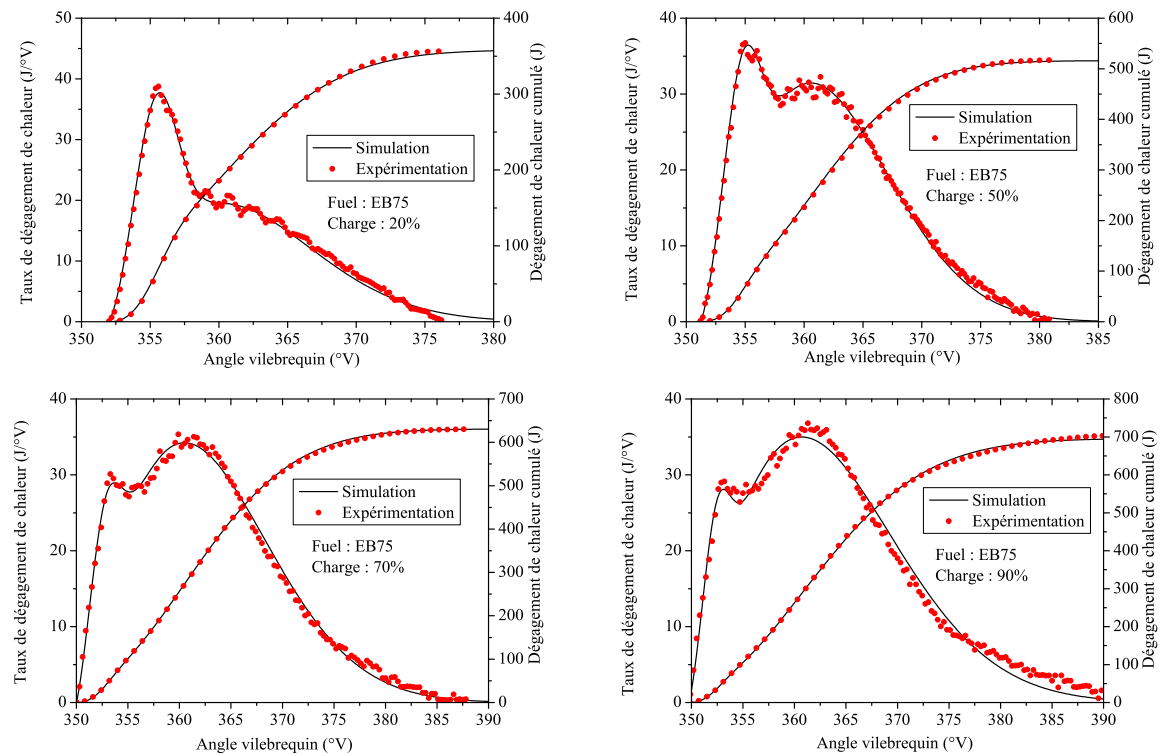


FIGURE A.3 – Taux de dégagement de chaleur et son diagramme cumulé du mélange EB75

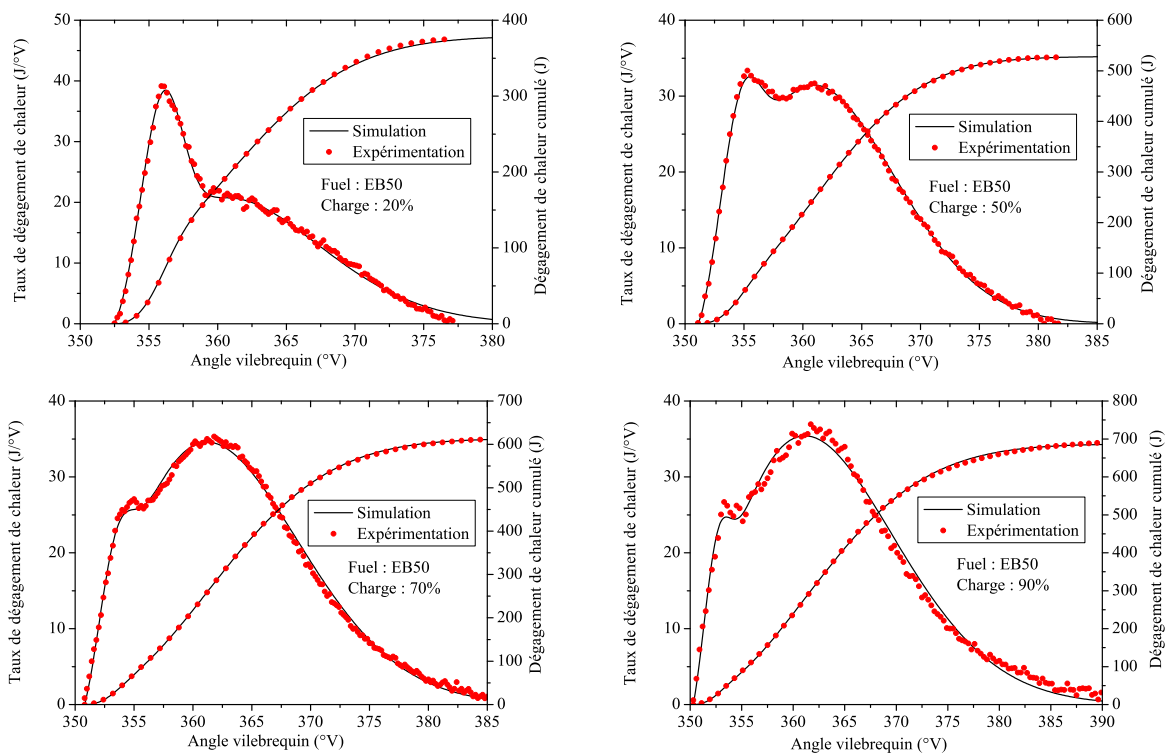


FIGURE A.4 – Taux de dégagement de chaleur et son diagramme cumulé du mélange EB50

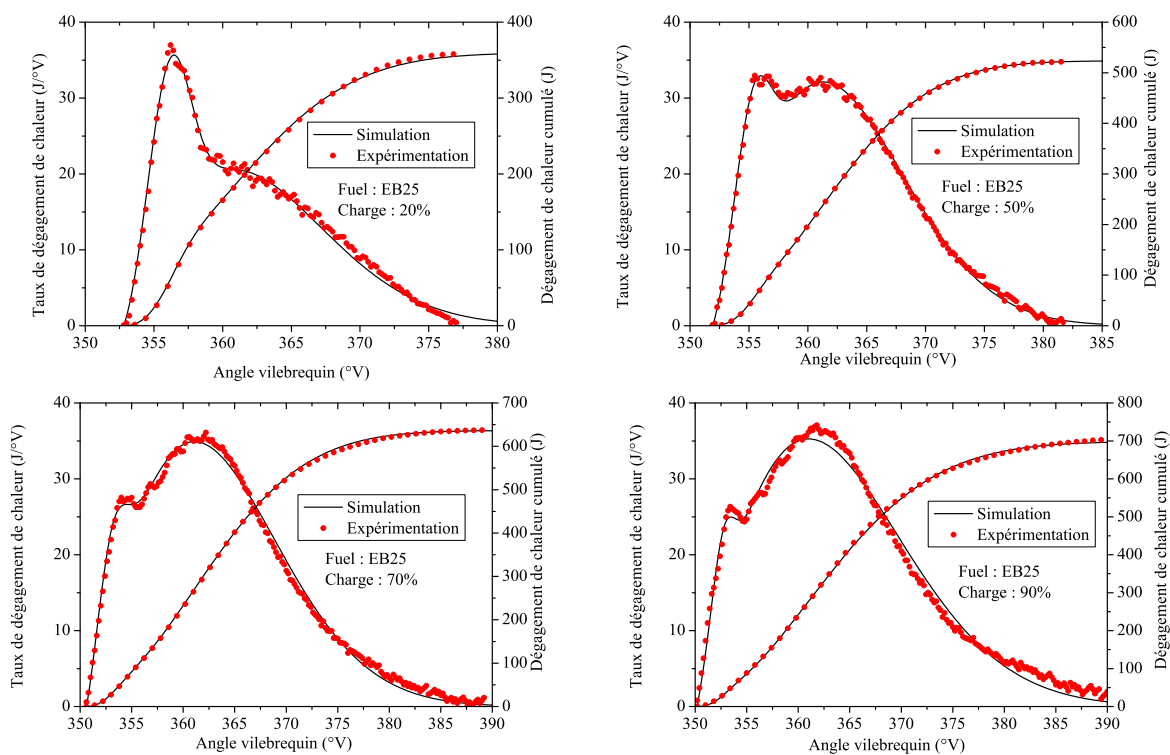


FIGURE A.5 – Taux de dégagement de chaleur et son diagramme cumulé du mélange EB25



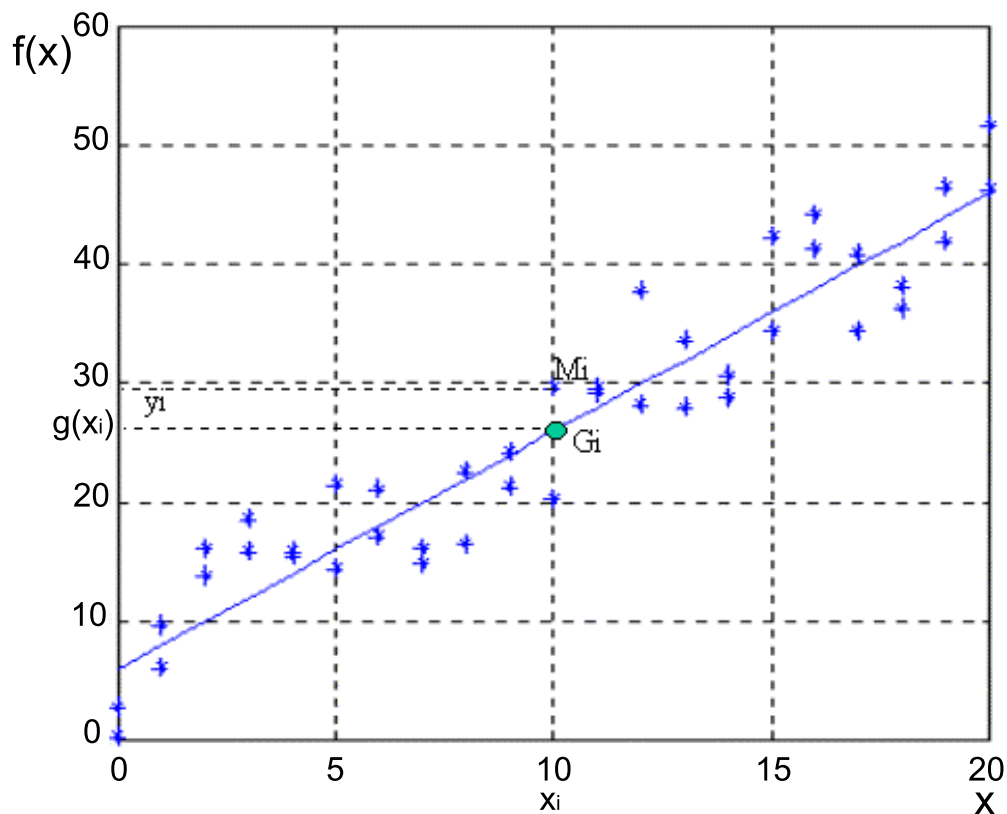
# Approximation - Lissage des courbes

## Méthode des moindres carrés

---

### B.1 Principe de la méthode

Lors d'une expérimentation, on a obtenu les résultats représentés sur le graphique ci-dessous. Ces résultats sont les mesures physiques caractérisant la température en fonction du temps.



On a  $G_i(x_i, g(x_i))$  et  $M_i(x_i, y_i)$ .

La fonction  $f(x)$  peut être représentée par une ligne passant par tous les points, par exemple en utilisant l'interpolation de Lagrange. Du point de vue physique, ceci n'a pas de sens. Au contraire, pour mieux représenter  $f(x)$  par une courbe, celle-ci doit passer entre les points expérimentaux, voire ne passant par aucun d'entre eux comme c'est le cas de la figure ci-dessus.

Une première méthode consiste à tracer à l'œil la fonction  $g(x)$  censée représenter le mieux possible  $f(x)$  décrite par les points expérimentaux. Évidemment, il est préférable d'avoir cette représentation par une méthode plus sûre. Ainsi, on choisit une fonction  $g(x)$ , censée représenter  $f(x)$ .

Dans le cas du graphique ci-dessus par exemple,  $g(x)$  est représentée par une droite de la forme :  $g(x) = a_0 + a_1.x$

$g(x)$  dépend d'un certain nombre de paramètres  $a_0, a_1, a_2, \dots, a_n$ .

Donc, cette fonction sera de la forme  $g(x, a_0, a_1, a_2, \dots, a_n)$ . Dans le cas du graphe précédent, on a :  $a_0 = a_1 = a_2 = \dots = a_n = 0$ . On désigne les coordonnées des points expérimentaux par  $x_i, y_i$  où  $i = j = 1, 2, \dots, n$  et nous formons la quantité (graphe précédent) :

$$S = \sum (y_i - g(x, a_0, a_1, a_2, \dots, a_n))^2 = \sum (G_i.M_i)^2$$

Dans ce cas, on cherche  $a_0, a_1, a_2, \dots, a_n$  de telle sorte que  $S$  soit minimal. Ainsi,  $S$  est minimal si et seulement si :

$$- \frac{\partial S}{\partial a_0} = 0 ;$$

$$- \frac{\partial S}{\partial a_1} = 0 ;$$

$$- \frac{\partial S}{\partial a_2} = 0 ;$$

-

-

-

$$- \frac{\partial S}{\partial a_n} = 0 ;$$

on obtient alors un système de  $(n+1)$  équations (pas forcément linéaires) à  $(n+1)$  inconnues :  $a_0, a_1, a_2, \dots, a_n$ .

## B.2 Exemple d'une fonction comportant des exponentielles

A la suite d'une série de mesures physiques, on a obtenu les résultats suivants dans le tableau ci-dessous :

| i     | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   | 11   |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $x_i$ | 0.00 | 0.40 | 0.80 | 1.20 | 1.60 | 2.00 | 2.40 | 2.80 | 3.20 | 3.60 | 4.00 |
| $y_i$ | 2.97 | 2.87 | 2.45 | 1.91 | 1.24 | 1.29 | 0.71 | 0.57 | 0.74 | 0.42 | 0.39 |

On approche la fonction  $y_i = f(x_i)$  par une exponentielle en posant  $g(x) = A.exp(-a.x)$ . Il s'agit donc de calculer les constantes  $a$  et  $A$  à partir des mesures physiques.

On a :

$$S = \sum_{i=1}^{11} (y_i - A.e^{(-a.x_i)})^2.$$

La minimisation de  $S$  donne :

$$A - \left( \frac{\sum y_i.exp(-a.x_i)}{\sum exp(-2.a.x_i)} \right) = 0 \quad (\text{B.1})$$

et

$$\sum (x_i.y_i.exp(-a.x_i)) - A.\left( \sum (x_i.exp(-a.x_i)) \right) = 0 \quad (\text{B.2})$$

avec  $\frac{\partial S}{\partial A} = 0$  et  $\frac{\partial S}{\partial a} = 0$ .

La résolution du système des deux équations B.1 et B.2 donne :

$$\left( \sum exp(-2.a.x_i) \right) . \left( \sum (x_i.y_i.exp(-a.x_i)) \right) - \left( \sum y_i.exp(-a.x_i) \right) . \left( \sum x_i.exp(-a.x_i) \right) = 0 \quad (\text{B.3})$$

Cette équation est donc du type  $f(a) = 0$ , on peut la résoudre par la méthode de Newton par exemple. Pour cela, on choisit une valeur arbitraire ' $a_0$ ', et on calcule  $f(a_0) = a_1$ .

Après itération, on trouve :  $a = 0.52$  et  $A = 3.27$  d'où la fonction :

$$g(x) = 3.27.exp(-0.52x).$$





# Coefficients utilisés pour le calcul des propriétés thermodynamiques

TABLE C.1 – Coefficients appliqués aux équations 4.45, 4.46 et 4.50

|               | $a_1$        | $a_2$        | $a_3$         | $a_4$        | $a_5$          | $a_6$         |
|---------------|--------------|--------------|---------------|--------------|----------------|---------------|
| $O_2$         |              |              |               |              |                |               |
| 300–1000K     | 0.0321294E+2 | 0.1127486E–2 | –0.0575615E–5 | 0.1313877E–8 | –0.0876855E–11 | –0.1005249E+4 |
| 1000–5000K    | 0.0369758E+2 | 0.0613520E–2 | –0.1258842E–6 | 0.0177528E–9 | –0.1136435E–14 | –0.1233930E+4 |
| $N_2$         |              |              |               |              |                |               |
| 300–1000K     | 0.0329868E+2 | 0.1408240E–2 | –0.0396322E–4 | 0.0564152E–7 | –0.0244485E–10 | –0.10209E+4   |
| 1000–5000K    | 0.0292664E+2 | 0.1487977E–2 | –0.0568476E–5 | 0.1009704E–9 | –0.0675335E–13 | –0.0922798E+4 |
| $CO_2$        |              |              |               |              |                |               |
| 300–1000K     | 0.0227572E+2 | 0.0992207E–1 | –0.104091E–4  | 0.0686669E–7 | –0.021173E–10  | –0.0483731E+6 |
| 1000–5000K    | 0.0445362E+2 | 0.0314017E–1 | –0.1278411E–5 | 0.02394E–8   | –0.1669033E–13 | –0.048967E+6  |
| $H_2O$        |              |              |               |              |                |               |
| 300–1000K     | 0.0338684E+2 | 0.347498E–1  | –0.063547E–4  | 0.0696858E–7 | –0.0250659E–10 | –0.0302081E+6 |
| 1000–5000K    | 0.0267215E+2 | 0.0305629E–1 | –0.0873026E–5 | 0.1200996E–9 | –0.0639162E–13 | –0.0298992E+6 |
| <i>Gazole</i> |              |              |               |              |                |               |
|               | –38.0643     | 1032.335     | –600.833      | 135.135      | 0.2165         | 209.535       |



# Etude de la combustion d'un biocarburant innovant dans les moteurs à combustion interne de véhicules

## **Résumé :**

L'utilisation des huiles végétales, qui ne sont destinées à la consommation humaine ou animale, comme carburant pour les moteurs Diesel apparaît comme une solution intéressante pour faire face à la raréfaction des énergies fossiles et au réchauffement climatique provoqué par les émissions de gaz à effet de serre. La caractérisation physico-chimique de l'huile d'eucalyptus a montré qu'elle ne peut pas être utilisée directement à l'état pure sur moteur vue sa viscosité élevée et sa mauvaise volatilité. La conversion de cette huile en biodiesel par une réaction chimique de transestérification a permis de rendre ses caractéristiques voisines de celles du gazole et conformes aux normes américaine (ASTM D6751) ou européenne (EN 14214).

Une campagne d'essais a été effectuée sur un moteur diesel monocylindre pour l'étude des performances, des émissions et de la combustion du biodiesel préparé et de ses mélanges formulés avec le gazole. Les résultats obtenus ont montré que les biocarburants donnent de performances comparables à celles du gazole avec une réduction significative des émissions d'hydrocarbures, de monoxyde de carbone et de suies à fortes charges du moteur. Un modèle thermodynamique à une zone a été développé pour prédire la pression cylindre et les performances énergétiques (puissance effective, rendement thermique et consommation spécifique de carburant). La confrontation des résultats de simulation à ceux de l'expérimentation a montré une bonne concordance avec une moyenne des erreurs moins de 3%.

**Mots clés :** Biodiesel d'eucalyptus, transestérification, combustion, moteur diesel.

---

## Combustion study of a novel biofuel in internal combustion engine of vehicles

### **Abstract :**

The use of vegetable oils, which are not intended for human or animal consumption, as fuel for diesel engines seems to be an interesting solution to undertake the fossil fuels depletion and the global warming caused by the greenhouse gases emissions. The physicochemical characterization of the pure eucalyptus oil shows that it can not fuelling directly the diesel engine due to its high viscosity and poor volatility. Converting this oil into biodiesel by chemical reaction transesterification has to make its characteristics close to those of diesel fuel and in agreement with American standards (ASTM D6751) and European standards (EN 14214).

A single cylinder diesel engine is used to test eucalyptus biodiesel and its blends with diesel fuel. The engine combustion parameters, performances and exhaust emissions are evaluated. Results show that neat eucalyptus biodiesel and its blends present significant improvements of carbon monoxide, unburned hydrocarbon, and particulates emissions especially at high loads with equivalent performances to those of diesel fuel. A thermodynamic model, based on a single zone combustion model, is developed to predict the cylinder pressure and the engine performances. The predicted results are validated by the experimental ones. A good agreement with experimental results is noted with average errors less than 3%.

**Keywords :** Eucalyptus biodiesel, transesterification, combustion, diesel engine.