

## TABLE DES MATIÈRES

|   | Page |
|---|------|
| INTRODUCTION.....   | 1    |
| CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE.....  | 5    |
| 1.1 Le biodiesel .....  | 5    |
| 1.1.1 PCI et indice de cétane .....   | 6    |
| 1.1.2 Influence des propriétés du biodiesel sur le système d'injection .....        | 6    |
| 1.1.3 Émissions polluantes du biodiesel .....                                       | 7    |
| 1.1.4 NO <sub>x</sub> et biodiesel .....  | 7    |
| 1.2 Stratégies d'injection .....  | 9    |
| 1.2.1 Pression d'injection.....   | 10   |
| 1.2.2 Avance à l'injection .....  | 10   |
| 1.2.3 Injection double pilotée .....  | 11   |
| 1.2.4 Autres stratégies d'injection .....   | 12   |
| 1.3 Utilisation simultanée du biodiesel et des stratégies d'injection multiple..... | 13   |
| 1.4 Conclusion du chapitre .....  | 14   |
| CHAPITRE 2 MONTAGE ET CONDITIONS EXPÉRIMENTALES .....                               | 17   |
| 2.1 Description du banc d'essai moteur.....   | 17   |
| 2.2 Mesure des émissions polluantes et de particules .....                          | 19   |
| 2.3 Point de référence .....  | 21   |
| 2.4 Système gravimétrique de mesure de la consommation de carburant .....           | 22   |
| 2.4.1 Description et fonctionnement du système .....                                | 22   |
| 2.4.2 Poussée d'Archimède .....   | 25   |
| 2.4.3 Incertitude de la mesure .....  | 28   |
| 2.5 Disparités entre les cylindres .....  | 29   |
| 2.6 Système d'injection .....   | 29   |
| 2.7 Plan expérimental .....   | 30   |
| 2.8 Présentation des carburants testés.....   | 31   |
| CHAPITRE 3 POST-TRAITEMENT DES DONNÉES.....   | 33   |
| 3.1 Introduction .....  | 33   |
| 3.2 Données utilisées .....   | 33   |
| 3.2.1 Volume .....  | 33   |
| 3.2.2 Pression du collecteur d'admission .....                                      | 34   |
| 3.2.3 Pression .....  | 34   |
| 3.2.4 Pression moyenne effective indiquée .....                                     | 37   |
| 3.3 Calcul du dégagement de chaleur .....   | 37   |
| 3.4 Calcul de la FMB .....  | 39   |
| 3.5 Hypothèses .....  | 39   |
| 3.6 Rapport des capacités thermiques.....   | 40   |

|  |   |     |
|--|---|-----|
| 3.7  | Gaz résiduels et court-circuités .....  | 42  |
| 3.8  | Pertes et transfert thermique .....   | 42  |
| 3.9  | Élimination du bruit du signal de pression cylindre .....                         | 43  |
| 3.10   | Sources d'erreurs dans les données .....  | 45  |
| 3.10.1   | Incertitude des données de pression .....   | 45  |
| 3.10.2   | Incertitude PMH .....   | 46  |
| 3.10.3   | Incertitude capteur MAP .....   | 46  |
| 3.11   | Comparaison au modèle simple .....  | 46  |
| 3.12   | Conclusion du chapitre .....  | 47  |
| CHAPITRE 4 INJECTION SIMPLE : RÉSULTATS ET ANALYSE .....   |   | 49  |
| 4.1  | Consommation de carburant .....   | 49  |
| 4.2  | Monoxyde de carbone .....   | 51  |
| 4.3  | Hydrocarbures imbrûlés .....  | 53  |
| 4.4  | Formaldéhydes .....   | 54  |
| 4.5  | Dioxyde de carbone .....  | 55  |
| 4.6  | Oxydes d'azotes .....   | 56  |
| 4.7  | Émissions de particules .....   | 58  |
| 4.8  | Dégagement de chaleur .....   | 62  |
| 4.9  | Température dans le cylindre .....  | 63  |
| 4.10   | Conclusion du chapitre .....  | 64  |
| CHAPITRE 5 INJECTION MULTIPLE : RÉSULTATS ET ANALYSE ..... |   | 67  |
| 5.1  | Effet de l'avance à l'injection .....   | 68  |
| 5.2  | Effet de la répartition du carburant entre les injections .....                   | 75  |
| 5.3  | Effet du temps entre les injections .....   | 82  |
| 5.4  | Résultats de la configuration d'injection double optimisée .....                  | 89  |
| 5.4.1  | Comparaison des points optimisés en injection simple et en injection double ..... | 89  |
| 5.4.2  | Comparaison des différents carburants en injection double .....                   | 92  |
| 5.5  | Conclusion de ce chapitre .....   | 95  |
| CONCLUSION .....   |   | 97  |
| RECOMMANDATIONS .....                                      |   | 99  |
| BIBLIOGRAPHIE .....  |   | 100 |

## LISTE DES TABLEAUX

|             | Page   |
|-------------|--|
| Tableau 2.1 | Spécifications du moteur Renault K9K 704 (Renault, 2004)<br>(ETAI, 2003)..... 17 |
| Tableau 2.2 | Spécifications du système d'injection ..... 17                                   |
| Tableau 2.3 | Conditions d'opération ..... 19  |
| Tableau 2.4 | Paramètres du point de référence ..... 21  |
| Tableau 2.5 | Répétabilité de la mesure des polluants gazeux (COV en %) ..... 22               |
| Tableau 2.6 | Principales propriétés des carburants utilisés ..... 31                          |
| Tableau 5.1 | Stratégies d'injection double pilotée optimisées ..... 89                        |



## LISTE DES FIGURES

|            | Page  |
|------------|---|
| Figure 1.1 | Variation des émissions de polluants en fonction de la concentration de biodiesel d'après US EPA (2012) ..... 8               |
| Figure 2.1 | Schéma du montage expérimental ..... 18   |
| Figure 2.2 | Répartition du nombre de particules en fonction de leur taille, échelle log-lin ..... 20                                      |
| Figure 2.3 | Évolution de la quantité de carburant en fonction du temps sur 500 cycles.. 24  |
| Figure 2.4 | Circuit hydraulique du système de mesure de consommation de carburant.. 25  |
| Figure 2.5 | Surestimation de la mesure de la consommation de carburant ..... 27   |
| Figure 2.6 | Profil de la commande pour une stratégie d'injection pilote ..... 30  |
| Figure 3.1 | Évolution du volume du cylindre en fonction de l'angle vilebrequin ..... 34   |
| Figure 3.2 | Évolution de la pression dans la tubulure d'admission fonction de l'angle vilebrequin, moyenne sur 200 cycles ..... 35        |
| Figure 3.3 | Évolution de la pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin, moyenne sur 200 cycles ..... 36                 |
| Figure 3.4 | Diagramme Pression-Volume, moyenne sur 200 cycles ..... 37  |
| Figure 3.5 | Spectre fréquentiel du signal de pression non filtré ..... 43   |
| Figure 3.6 | Comparaison des signaux de pression filtré et non-filtré..... 44  |
| Figure 3.7 | Comparaison des courbes de taux de dégagement de chaleur obtenues avec les signaux de pression filtré et non-filtré ..... 45  |
| Figure 3.8 | Comparaison des dégagements de chaleur obtenus avec les deux codes..... 47  |
| Figure 4.1 | Consommation moyenne de carburant par cycle en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple..... 50 |
| Figure 4.2 | Émissions de CO en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple..... 52                             |
| Figure 4.3 | Émissions de HC en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple..... 53                             |

|             |   |    |
|-------------|---|----|
| Figure 4.4  | Émissions de HCHO en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple.....                                    | 55 |
| Figure 4.5  | Émissions de CO <sub>2</sub> en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple.....                         | 56 |
| Figure 4.6  | Émissions de NO <sub>x</sub> en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple.....                         | 57 |
| Figure 4.7  | Nombre total de particules en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple .....                          | 59 |
| Figure 4.8  | Masse totale de particules en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple .....                          | 60 |
| Figure 4.9  | Variation des particules émises en masse et en nombre pour les différents carburants au PMH par rapport au diesel.....              | 61 |
| Figure 4.10 | Dégagement de chaleur instantané pour les carburants B <sub>0</sub> , B <sub>100</sub> et G <sub>50</sub> en injection simple ..... | 62 |
| Figure 4.11 | Température dans le cylindre pour les carburants B <sub>0</sub> , B <sub>100</sub> et G <sub>50</sub> en injection simple .....     | 63 |
| Figure 5.1  | Température dans le cylindre en injection simple et double avec du B <sub>100</sub> ....  | 67 |
| Figure 5.2  | Émissions de CO en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection double.....                                      | 69 |
| Figure 5.3  | Émissions de HC en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection double.....                                      | 70 |
| Figure 5.4  | Émissions de HCHO en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection double.....                                    | 71 |
| Figure 5.5  | Émissions de NO en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection double.....                                      | 72 |
| Figure 5.6  | Émissions de NO <sub>2</sub> en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection double.....                         | 73 |
| Figure 5.7  | Nombre total de particules en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection double .....                          | 74 |
| Figure 5.8  | Masse totale de particules en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection double .....                          | 75 |

|             |  |    |
|-------------|--|----|
| Figure 5.9  | Émissions de CO en fonction de la durée de l'injection pilote et du carburant en injection double.....   | 76 |
| Figure 5.10 | Émissions de HC en fonction de la durée de l'injection pilote et du carburant en injection double.....   | 77 |
| Figure 5.11 | Émissions de HCHO en fonction de la durée de l'injection pilote et du carburant en injection double .....  | 78 |
| Figure 5.12 | Émissions de NO en fonction de la durée de l'injection pilote et du carburant en injection double.....   | 79 |
| Figure 5.13 | Émissions de NO <sub>2</sub> en fonction de la durée de l'injection pilote et du carburant en injection double .....   | 79 |
| Figure 5.14 | Dégagement de chaleur pour deux durées d'injection pilote .....  | 80 |
| Figure 5.15 | Nombre total de particules en fonction de la durée de l'injection pilote et du carburant en injection double .....   | 81 |
| Figure 5.16 | Masse totale de particules en fonction de la durée de l'injection pilote et du carburant en injection double .....   | 82 |
| Figure 5.17 | Émissions de CO en fonction du temps entre les injections et du carburant en injection double.....   | 83 |
| Figure 5.18 | Émissions de HC en fonction du temps entre les injections et du carburant en injection double.....   | 84 |
| Figure 5.19 | Émissions de HCHO en fonction du temps entre les injections et du carburant en injection double .....  | 85 |
| Figure 5.20 | Émissions de NO en fonction du temps entre les injections et du carburant en injection double.....   | 86 |
| Figure 5.21 | Émissions de NO <sub>2</sub> en fonction du temps entre les injections et du carburant en injection double.....  | 87 |
| Figure 5.22 | Nombre total de particules en fonction du temps entre les injections et du carburant en injection double .....   | 88 |
| Figure 5.23 | Masse totale de particules en fonction du temps entre les injections et du carburant en injection double .....   | 88 |
| Figure 5.24 | Variation des émissions polluantes en injection double avec la stratégie optimisée 1 par rapport aux émissions en injection simple pour chaque carburant ..... | 90 |

|             |  |    |
|-------------|--|----|
| Figure 5.25 | Variation des émissions polluantes en injection double avec la stratégie optimisée 2 par rapport aux émissions en injection simple pour chaque carburant ..... | 91 |
| Figure 5.26 | Émissions polluantes en injection double par rapport au diesel en injection double .....   | 93 |
| Figure 5.27 | Allure des taux de dégagement de chaleur pour le diesel, le biodiesel et le B <sub>40</sub> pour la stratégie 1 .....  | 95 |



## LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

|                  |   |
|------------------|---|
| AHR              | Apparent Heat Release                             |
| ASTM             | American society for testing and material         |
| B <sub>0</sub>   | Diesel pur  |
| B <sub>10</sub>  | Mélange contenant 10% de biodiesel                |
| B <sub>20</sub>  | Mélange contenant 20% de biodiesel                |
| B <sub>40</sub>  | Mélange contenant 40% de biodiesel                |
| B <sub>100</sub> | Biodiesel pur                                     |
| B <sub>XX</sub>  | Mélanges diesel-biodiesel                         |
| CAI              | California Analytical Instruments Inc.            |
| COV              | Coefficient Of Variation                          |
| DAvPMH           | Degrés Avant le Point Mort Haut                   |
| DCI              | Direct Common rail Injection                      |
| DIATA            | Direct Injection Aluminum Through-bolt Assembly   |
| EPA              | US Environmental Protection Agence                |
| FMB              | Fraction Massique Brûlée                          |
| FTIR             | Fourier Transform InfraRed spectroscopy           |
| G <sub>50</sub>  | Mélange 50/50 de diesel et du carburant prototype |
| IMV              | Inlet Metering Valve                              |
| MAP              | Manifold Admission Pressure                       |
| PCI              | Pouvoir Calorifique Inférieur                     |

XX

|       |  |
|-------|--|
| PID   | Proportionnel Intrégréal Dérivé  |
| PMEF  | Pression Moyenne Effective au Frein  |
| PMEI  | Pression Moyenne Effective Indiquée  |
| PMH   | Point Mort Haut  |
| RGE   | Recirculation des Gaz d'Échappement  |
| SMPS  | Scanning Mobility Particle Sizer   |
| t3e   | Chaire de recherche industrielle en technologies de l'énergie et en efficacité énergétique |
| TFR   | Transformée de Fourier Rapide  |
| UWCPC | Ultrafine Waterbased Condenser Particle Counter  |
| ZAG   | Zéro Air Generator   |

## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

|                 |  |
|-----------------|--|
| $b$             | Pente de la droite de régression linéaire (mg.s <sup>-1</sup> )                |
| $g$             | Intensité de la pesanteur (m.s <sup>-2</sup> )                                 |
| $h$             | Hauteur de liquide dans le réservoir (cm)                                      |
| $m$             | Masse du système (g)   |
| $m_{mes}$       | Masse mesurée (g)  |
| $m_{reelle}$    | Masse réelle (g)   |
| $n$             | Nombre de points (SD)  |
| $FMB$           | Fraction Massique brûlée (SD : Sans Dimension)                                 |
| $MM_{mel}$      | Masse molaire du mélange (g.mol <sup>-1</sup> )                                |
| $P$             | Pression (Pa)  |
| $Q_{app}$       | Dégagement de chaleur apparent (J)   |
| $Q_{cum}$       | Dégagement de chaleur apparent cumulé (J)                                      |
| $Q_{inst}$      | Taux de dégagement de chaleur apparent (J/°)                                   |
| $Q_{tot}$       | Dégagement de chaleur total (J)  |
| $Q_w$           | Transfert de chaleur (J)   |
| $R$             | Constante spécifique des gaz parfaits (kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )     |
| $R_u$           | Constante universelle des gaz parfaits (J.mol <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ) |
| $S_{reservoir}$ | Section du réservoir (cm <sup>2</sup> )  |
| $S_{tuyau}$     | Section de tuyau (cm <sup>2</sup> )  |
| $T$             | Température (K)  |

|                 |  |
|-----------------|--|
| $V$             | Volume instantané du système ( $m^3$ )           |
| $V_{liq}$       | Volume de liquide (L)                            |
| $V_{imm}$       | Volume du solide immergé (L)                     |
| $\vec{g}$       | Vecteur intensité de la pesanteur ( $m.s^{-2}$ ) |
| $\vec{P}_A$     | Vecteur poussée d'Archimède (N)                  |
| $\vec{P}_{liq}$ | Vecteur poids du carburant (N)                   |
| $\gamma$        | rapport des capacités thermiques (SD)            |
| $\rho_{liq}$    | Masse volumique du liquide ( $kg.m^{-3}$ )       |
| $\phi$          | Angle vilebrequin ( $^\circ$ )                   |

## INTRODUCTION

La pollution de l'air par les particules fines a un effet négatif sur la santé cardiopulmonaire et cardiovasculaire (Pope et Dockery, 2006) et sur l'espérance de vie (Pope *et al.*, 2009). De plus, l'agence internationale pour la recherche sur le cancer a classifié les gaz d'échappement des moteurs diesel comme cancérigènes pour les humains (Benbrahim-Tallaa *et al.*, 2012). La pollution atmosphérique, particulièrement présente dans les grandes villes, a donc un effet néfaste sur la santé publique. Les émissions polluantes et de gaz à effet de serre ont également un impact négatif sur l'environnement et devraient conduire à une augmentation de la température à la surface de la Terre de 0,3 °C à 4,8 °C au cours du prochain siècle (GIEC, 2014). Leur réduction est l'un des enjeux majeurs de ce siècle. De plus, les tensions géopolitiques liées à l'approvisionnement en pétrole, la diminution de la disponibilité de cette ressource clé et l'augmentation de son prix sont à l'origine de l'intérêt qui est porté aux carburants de substitution et aux sources d'énergie alternatives depuis quelques décennies. Le problème est donc double. Il s'agit de trouver des solutions vis-à-vis de la raréfaction du pétrole et de préserver l'environnement en réduisant les émissions qui sont associées au fonctionnement des moteurs à combustion interne.

Le biodiesel est le nom générique donné aux esters mono-alkyliques d'huiles végétales ou animales. Il est obtenu par trans-estérification de ces huiles. Ses propriétés sont réglementées par la norme ASTM (American Society for Testing and Material) D6751-08. Du point de vue des émissions polluantes, l'utilisation de biodiesel entraîne une baisse des émissions de particules, HC et CO. Mais le principal problème est l'augmentation significative des émissions de NO<sub>x</sub> constatée dans 85% des études sur le sujet (Hoekman et Robbins, 2012).

L'apparition de l'injection directe, des rampes d'injection haute pression et de nouvelles technologies d'injecteur ont permis un meilleur contrôle du processus d'injection de carburant. La souplesse de ces systèmes et leurs faibles temps de réponse ont entraîné le développement de nouvelles stratégies d'injection. Autrefois limité à une unique injection par cycle, les moteurs diesel sont devenus capables de produire des séquences d'injection complexes composées de nombreuses injections au cours d'un même cycle. Il y est fait référence en utilisant le terme

d'injection multiple. Il est possible en utilisant une stratégie d'injection multiple de réduire simultanément les émissions de  $\text{NO}_x$  et de particules (Chen, 2000). Il est cependant difficile de trouver les paramètres offrant le meilleur compromis entre toutes les émissions polluantes (Mohan *et al.*, 2013).

Le but de cette étude est de savoir s'il est possible de réduire les émissions polluantes des moteurs diesel haute vitesse à rampe d'injection commune et injection directe fonctionnant à faible charge en utilisant des mélanges diesel-biodiesel, du biodiesel pur ou un nouveau carburant expérimental en combinaison avec une stratégie d'injection multiple optimisée.

Une étude expérimentale est conduite, sur un moteur Renault 1.5L DCI (Direct Common rail Injection) 4 cylindres complètement instrumenté, afin d'évaluer l'impact de la combinaison injection multiple et biodiesel sur les performances et les émissions de polluants. Dans ce but, le banc d'essai a été mis en œuvre et réglé afin de reproduire le comportement du moteur sur le véhicule. Puis, un système permettant la mesure de la consommation de carburant, un code d'analyse du dégagement de chaleur et divers programmes de post-traitement ont été développés. Les essais ont débuté par la caractérisation des différents carburants en injection simple afin de caractériser le montage et les carburants utilisés et d'évaluer le potentiel du carburant expérimental ( $G_{50}$ ). Puis à partir des résultats d'une étude précédente (Plamondon, 2014), l'influence des trois paramètres d'injection double a été explorée pour les mélanges diesel-biodiesel et pour le biodiesel pur afin de définir une stratégie d'injection optimisée. Enfin, les résultats obtenus avec la stratégie d'injection optimisée ont été analysés afin d'évaluer le gain par rapport à la stratégie d'injection simple et l'influence du changement de carburant sur les émissions polluantes en lien avec le déroulement de la combustion.

Ce mémoire est composé de cinq chapitres. Le chapitre 1 a pour but de présenter et d'évaluer la littérature existante au sujet de l'utilisation de biodiesel et d'injection multiple dans les moteurs diesel. Puis, le chapitre 2 présente brièvement le montage expérimental, les moyens de mesure ainsi que les conditions expérimentales de cette étude. Ensuite, le chapitre 3 présente le post-traitement des données de pression cylindre mis en place afin d'obtenir le dégagement de chaleur apparent de la combustion et pouvoir ainsi estimer le déroulement de la combustion.

Le chapitre 4 présente et analyse les résultats obtenus en injection simple pour les différents carburants et en particulier pour un mélange à 50/50 du nouveau carburant vert, produit à partir d'une biomasse, et de diesel. Finalement, les résultats obtenus en injection double avec les mélanges diesel-biodiesel et le biodiesel pur sont présentés et analysés dans le cinquième et dernier chapitre.





## CHAPITRE 1

### REVUE DE LITTÉRATURE

Dans ce premier chapitre, la littérature liée au sujet d'étude est évaluée. En premier lieu, l'utilisation du biodiesel dans les moteurs diesel et les conséquences de ce changement de carburant sont étudiées en lien avec ses propriétés. Ensuite, cette revue de littérature s'attache à étudier l'utilisation de l'injection multiple dans les moteurs diesel fonctionnant avec du diesel conventionnel et ses conséquences sur les émissions polluantes et les performances. Finalement, la littérature traitant de l'utilisation combinée de l'injection multiple et des mélanges diesel-biodiesel sera évaluée afin de déterminer les lacunes de ce champ d'étude et de justifier, en lien avec la problématique explicitée en introduction, le cheminement de cette étude.

La majorité des moteurs à allumage par compression fonctionnent avec du diesel, d'où l'appellation courante de moteur diesel pour ce type machine. Cependant, il existe d'autres types de carburants pouvant être utilisés dans ce type de moteur sous forme pure ou bien mélangés à du diesel conventionnel, comme l'huile végétale carburant (Labecki *et al.*, 2012), le fioul lourd ou le biodiesel. Ce dernier est le carburant le plus répandu pour cet usage. Son origine peut être diverse (huile de soja ou de canola, graisses animales, huiles végétales recyclées...). La recherche actuelle s'intéresse grandement aux carburants de substitution du diesel. Une étude de Choi et Reitz (1999), compare par exemple l'utilisation de diesel conventionnel dans un moteur de grosse cylindrée avec celle de biodiesel de soja et d'un éther monométhyle mélangés à du diesel.

#### 1.1 Le biodiesel

Le biodiesel est un carburant composé d'esters monoalkyliques contenant de longues chaînes d'acides gras obtenu à partir d'huiles végétales ou de gras animal, tel que défini dans la norme ASTM D6751-08 D6751-12 (2012). Ce carburant, lorsqu'il provient d'huiles végétales, est biodégradable, non toxique, sans soufre, et surtout renouvelable (Qi *et al.*, 2011). Son emploi comme carburant de substitution est majoritairement motivé par le fait que les émissions totales

de CO<sub>2</sub> sont réduites dans des proportions importantes. Cependant à cause de son coût de production élevé, il ne peut être concurrentiel par rapport au diesel que grâce aux réductions de taxes (Carraretto, 2004), comme c'est par exemple le cas en France (Ministère de l'écologie).

### **1.1.1 PCI et indice de cétane**

Le Pouvoir Calorifique Inférieur (PCI) et l'indice de cétane du biodiesel sont compatibles avec son utilisation dans les moteurs diesel à injection directe modernes (Knothe *et al.*, 2005). Le PCI du biodiesel est généralement plus faible que celui du diesel conventionnel. Le PCI du biodiesel de colza est de 37,7 MJ/kg alors que celui du diesel est de 42,5 MJ/kg (Ferguson et Kirkpatrick, 2001). Cette différence a pour conséquence immédiate une consommation massive de carburant plus élevée avec le biodiesel à puissance et rendement égaux. Même si la différence est sensible au niveau de la consommation, elle est néanmoins suffisamment faible pour permettre l'utilisation de biodiesel dans les moteurs diesel. L'indice de cétane du diesel est compris entre 40 et 55 (Ferguson et Kirkpatrick, 2001). Celui du biodiesel est généralement supérieur ce qui a pour conséquence de réduire le délai d'inflammation du carburant (Karra *et al.*, 2008). Le délai d'inflammation est le temps, en degré vilebrequin, entre le début du signal commandant l'ouverture de l'injecteur et le début d'inflammation du carburant.

### **1.1.2 Influence des propriétés du biodiesel sur le système d'injection**

Le PCI et l'indice de cétane sont les propriétés les plus importantes du carburant pour son utilisation dans un moteur à allumage par compression. Cependant, les autres propriétés physiques et chimiques du carburant influent également le comportement du moteur. C'est par exemple le cas du module d'élasticité isostatique et de la vitesse du son. Ces deux propriétés conduisent dans le cas du biodiesel à une injection plus précoce que celle observée pour le diesel dans les anciens systèmes d'injection à pompe en ligne, cet effet n'est toutefois plus observé dans les systèmes d'injection à rampe commune modernes (Hoekman et Robbins, 2012). En outre, la densité du carburant influe sur la quantité injectée et, avec la viscosité et le module de compressibilité, modifie l'amplitude des ondes de pression qui se propagent dans les tubulures haute pression (Boudy et Seers, 2009).

### 1.1.3 Émissions polluantes du biodiesel

L'US Environmental Protection Agency (EPA) (US EPA, 2012), dans un rapport synthétisant les conclusions de nombreuses études sur l'utilisation du biodiesel dans les moteurs diesel de grosse cylindrée (heavy-duty), conclut que l'utilisation de biodiesel entraîne une diminution importante des émissions de CO, HC, des particules ainsi qu'une augmentation des émissions de NO<sub>x</sub> et de la consommation de carburant. Les résultats de cette étude concernant les polluants sont représentés sur la figure 1.1 tirée de ce rapport. Cette figure montre que, pour le B<sub>100</sub> l'augmentation moyenne des NO<sub>x</sub> constatée dans la littérature est de 10%, que la réduction des émissions de particules et de CO est en moyenne de 48% et la réduction des émissions de HC de 67%. Les variations des émissions polluantes rapportées dans ce rapport sont les variations moyennes rapportées dans la littérature. L'étude se base sur des études portant sur des moteurs de grosse cylindrée, le comportement des moteurs de faible cylindrée tel que celui utilisé dans le cadre de cette étude peut-être légèrement différent. De plus, les variations constatées varient selon l'origine du carburant employé. L'oxygène contenu dans les molécules de biodiesel ainsi que son indice de cétane plus élevé améliorent la combustion en réduisant la richesse locale dans la flamme et sont à l'origine de la réduction des émissions de HC, CO et particules (Karra *et al.*, 2008). Pour Choi et Reitz (1999) les faibles concentrations d'aromatiques et l'absence de sulfures généralement observés avec le biodiesel sont à l'origine de la réduction des émissions de particules.

### 1.1.4 NO<sub>x</sub> et biodiesel

Dans les moteurs diesel, le monoxyde d'azote (NO) est l'espèce d'oxyde d'azote (NO<sub>x</sub>) majoritaire dans les gaz d'échappement, le dioxyde d'azote (NO<sub>2</sub>) y est également présent en concentration plus faible. Dans ce type de moteur, les NO<sub>x</sub> sont formés par les mécanismes de Zeldovich et Fenimore ???. Le premier, majoritaire dans les moteurs diesel est très fortement liée à la température dans le cylindre et au temps de résidence des gaz à haute température (Ferguson et Kirkpatrick, 2001). Le second a lieu dans les zones riches en carburant, comme la flamme de diffusion. Une relation inverse a été démontrée entre les NO<sub>x</sub> produits par le mécanisme Fenimore et les émissions de particules du biodiesel, car il semble y avoir compétition

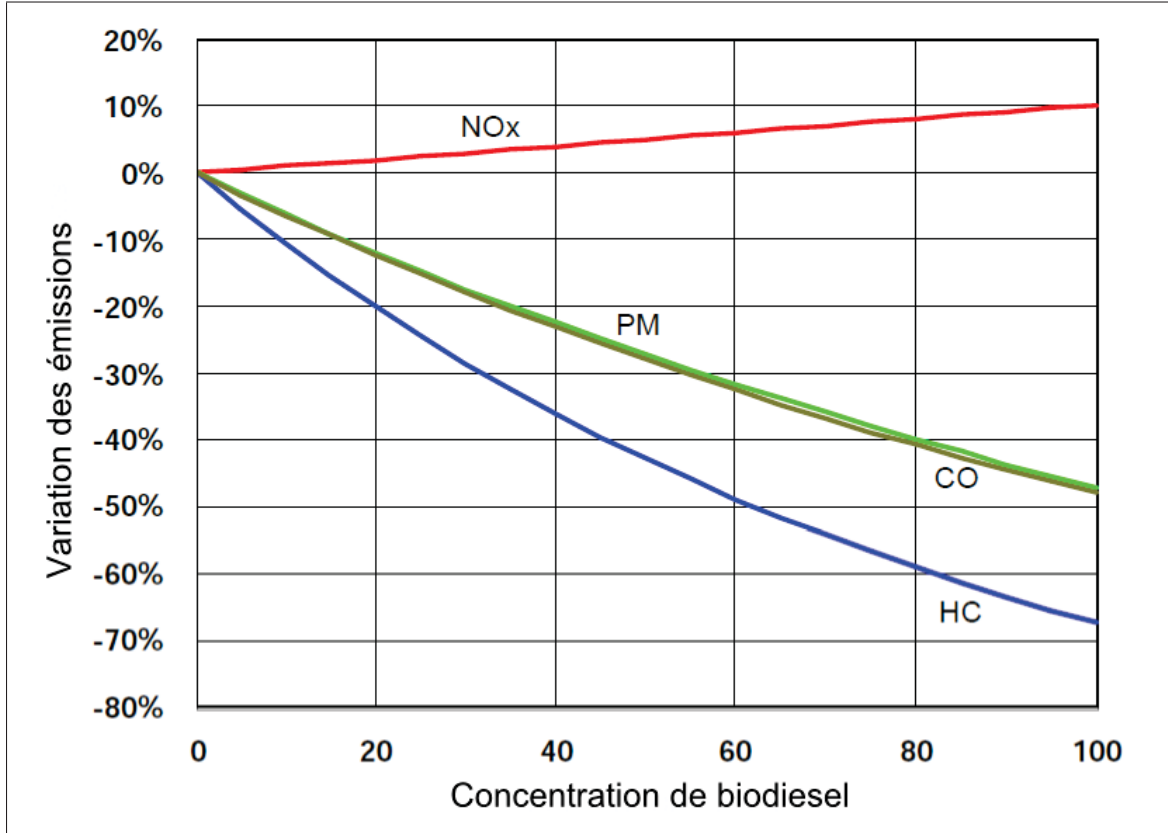


Figure 1.1 Variation des émissions de polluants en fonction de la concentration de biodiesel d'après US EPA (2012)

pour le CH dans ces deux mécanismes de formation (Hoekman et Robbins, 2012). De nombreuses théories ont été avancées afin de tenter d'expliquer l'augmentation des émissions de NO<sub>x</sub> avec le biodiesel, mais aucune ne fait consensus. Il apparaît dans la littérature que de nombreux facteurs influencent la variation des émissions de NO<sub>x</sub> avec le biodiesel par rapport au diesel et que c'est l'ensemble de tous ces facteurs qui conditionne la variation observée dans les émissions. Certaines propriétés intrinsèques du carburant comme la quantité d'oxygène qu'il contient ou le degré d'insaturation de la molécule sont par exemple réputés avoir une influence sur les émissions de NO<sub>x</sub>. En ce qui concerne les paramètres moteurs, l'influence de la charge a été observée, des cas de diminution des NO<sub>x</sub> ont déjà été constatés à faible charge. Ce dernier résultat va à l'encontre de la tendance générale d'augmentation des émissions d'oxydes d'azote avec l'augmentation de la concentration de biodiesel dans le diesel. Cependant, ce n'est pas un cas isolé puisque seulement 85% des études rapportent une augmentation des NO<sub>x</sub> avec

l'utilisation de biodiesel (Hoekman et Robbins, 2012). De plus, les variations des émissions en fonction du mélange ne sont pas linéaires. Il ressort de l'étude de Karra *et al.* (2008) que l'augmentation des  $\text{NO}_x$  en utilisant du  $\text{B}_{20}$  par rapport au  $\text{B}_0$  est très faible, ces résultats sont confortés par le rapport de l'US EPA (2012).

## 1.2 Stratégies d'injection

L'apparition des rampes communes d'injection directe haute pression sur les moteurs de faible cylindrée, au début des années 1990, a permis le développement des nouvelles stratégies d'injection. Cette génération de système d'injection utilise des pressions d'injection plus élevées. De plus, le pilotage électronique permet une modification beaucoup plus aisée des paramètres d'injection en comparaison avec les anciens systèmes d'injection mécanique. Il est ainsi devenu possible de faire varier l'avance à l'injection, puis de faire plusieurs injections par cycle. Certains systèmes d'injection modernes sont capables de produire huit injections distinctes par cycle (Fiat). La littérature s'intéresse principalement aux stratégies doubles et triples. En injection double, la répartition du carburant entre les deux injections permet de classer ces stratégies en trois catégories : l'injection pilotée, l'injection split et l'injection post. Dans la première stratégie, la plus grande partie du carburant est injectée lors de la deuxième injection, dans la deuxième stratégie, le carburant injecté est équitablement réparti entre les deux injections et dans la dernière stratégie, la première injection est celle qui contient le plus de carburant.

L'avance à l'injection quantifie le moment de l'injection dans le cycle, c'est le décalage angulaire entre la position du vilebrequin au début de l'énergisation de l'injecteur et sa position au point mort haut (PMH) exprimée en degrés avant le point mort haut (DAvPMH). Une avance à l'injection négative correspond donc à un début de signal d'injection après le PMH et une avance à l'injection positive à un début d'énergisation de l'injecteur avant le PMH. Ainsi plus l'avance à l'injection, exprimée en DAvPMH, est faible, plus l'injection se produit tard dans le cycle.

L'impact de la modification de la pression d'injection et de l'avance à l'injection, ainsi que celui de l'emploi des stratégies d'injection multiple et en particulier de la stratégie d'injection

double pilotée ont fait l'objet de quelques études. Leurs conclusions sont rapportées dans les paragraphes suivants.

### **1.2.1 Pression d'injection**

L'augmentation de la pression d'injection entraîne une augmentation de l'efficacité thermique et des émissions de  $\text{NO}_x$  mais une diminution des émissions de CO, HC et de particules (Mohan *et al.*, 2013). Ces variations ont également été observées pour les mélanges diesel-biodiesel ainsi que pour le biodiesel pur et sont le résultat de l'amélioration de l'atomisation et de la vaporisation du carburant. En effet, cela entraîne une augmentation de la fraction de carburant brûlé par la combustion prémélangée et donc l'augmentation de la température locale. Une diminution du délai d'inflammation est également observée. Quand à la légère augmentation de la consommation spécifique parfois observée, c'est la conséquence de l'augmentation de puissance requise par la pompe d'injection pour fournir une pression d'injection plus élevée (Karra *et al.*, 2008).

### **1.2.2 Avance à l'injection**

La littérature s'accorde à dire que la diminution de l'avance de l'injection principale entraîne une diminution des  $\text{NO}_x$  et une augmentation des émissions de CO, HC et de particules accompagnée d'une détérioration de la combustion (Mohan *et al.*, 2013). Cette tendance s'observe indépendamment de la stratégie d'injection et aussi bien en injection simple qu'en injection multiple. Cependant, la stratégie d'injection utilisée a un impact sur l'avance optimale de l'injection principale du point de vue des émissions polluantes et de la performance du moteur. Ces tendances liées à l'évolution des conditions de température et de pression à l'intérieur du cylindre au cours du cycle. En effet, si l'injection se produit plus tôt, la combustion aura lieu plus près du PMH et la température et la pression seront donc plus élevées dans le cylindre. Finalement, la température maximale atteinte au cours du cycle sera également plus importante ; une augmentation des émissions de  $\text{NO}_x$  en découlera puisque la formation de cette espèce chimique augmente avec la température. À l'inverse, si l'injection se produit plus tard, le carburant brûlera dans un milieu où la pression et la température seront moins élevées. D'une part

le délai d'inflammation sera plus long, et d'autre part la température maximale atteinte dans le cylindre sera moins élevée. Les émissions de  $\text{NO}_x$  seront donc moins importantes, mais la qualité de la combustion va également diminuer ce qui va conduire à l'apparition dans les gaz d'échappement d'espèces d'oxydation partielle comme le CO ou les HC et à l'augmentation des émissions de particules par réduction du taux d'oxydation des suies (Choi et Reitz, 1999). Un compromis doit donc être fait entre la réduction des suies, HC et CO et celle des  $\text{NO}_x$  dans la mesure où leurs mécanismes de formation et de destruction sont antagonistes. C'est là toute la difficulté du problème.

### 1.2.3 Injection double pilotée

Le but de cette section est de présenter les résultats de plusieurs études conduites en injection pilote avec du diesel, afin de servir de base pour les tests de cette étude, puisque c'est cette stratégie qui sera utilisée pour les tests de la présente étude. Cette stratégie permet de réduire les émissions de  $\text{NO}_x$  ainsi que le bruit de combustion (Mohan *et al.*, 2013).

Dans une étude expérimentale conduite sur un moteur 1,2L quatre cylindres Ford alimenté au diesel pur et dans des conditions proches de celles de la présente étude Chen (2000) étudie l'impact de différentes stratégies d'injection multiple et des paramètres d'injection. Les résultats suivants ont été démontrés au sujet de l'utilisation de l'injection pilote. Les émissions de  $\text{NO}_x$  diminuent avec l'augmentation de l'intervalle entre les deux injections et les émissions de particules admettent un maximum lorsque cet intervalle est de 30 degrés. L'avance à l'injection pour l'injection principale lors de l'emploi d'une injection pilote doit être retardée jusqu'à la plage -6 à -10 DAvPMH ; pour cette avance, une réduction simultanée des  $\text{NO}_x$  et des particules est observée. Enfin, la réduction de la quantité de l'injection pilote induit une réduction des émissions de  $\text{NO}_x$ . La différence principale avec la présente étude est l'utilisation de recirculation des gaz d'échappement (RGE), ce qui a un impact certain sur les émissions polluantes et permettra d'expliquer les éventuels désaccords sur les tendances.

L'étude de Tow *et al.* (1994) est une référence incontournable dans le domaine de l'injection multiple dans les moteurs diesel. L'étude expérimentale a été conduite sur un cylindre d'un

moteur diesel Caterpillar de grosse cylindrée. Il a été montré dans cette étude que les émissions de  $\text{NO}_x$  sont corrélées à l'avance à l'injection et à la quantité de carburant dans la première injection dans le cas des stratégies doubles. Les avances tardives et les injections pilotes courtes permettent d'obtenir les plus faibles émissions de  $\text{NO}_x$ . L'intérêt principal des stratégies d'injection doubles et triples est qu'elles permettent de retarder l'injection de la principale sans augmentation des émissions de particules.

Parmi les études précédentes, l'une conduite sur un moteur de faible cylindrée dans des conditions proches de celles de la présente étude, hormis pour la RGE, (Chen, 2000) et l'autre conduite sur un moteur de grosse cylindrée (Tow *et al.*, 1994) s'accordent sur l'intérêt de la réduction de la quantité de carburant dans l'injection pilote. Cette stratégie a également été recommandée par Plamondon (2014) dans une étude précédente sur le même montage expérimental que la présente étude. De plus, la possibilité de retarder l'injection principale en injection double ressort également de ces deux études. Cependant, seules les émissions de  $\text{NO}_x$ , de particules et la consommation du carburant y ont été étudiées.

#### **1.2.4 Autres stratégies d'injection**

Deux autres stratégies d'injection double existent, l'injection post (Arrègle *et al.*, 2008) et l'injection split (Herfatmanesh *et al.*, 2013), (Choi et Reitz, 1999). Elles diffèrent de la stratégie d'injection pilotée par la répartition du carburant dans les injections. Des stratégies d'injection triple (Tow *et al.*, 1994) sont également à l'étude, mais l'ajout d'une injection ajoute deux degrés de liberté supplémentaires au problème. L'explosion combinatoire prend tout son sens pour ce genre d'étude et les études exploratoires deviennent rapidement difficiles. L'utilisation de l'injection triple requiert l'injection d'une quantité de carburant suffisamment importante sur le cycle pour être en mesure de respecter une quantité de carburant minimale dans chacune des injections. Aussi, les études sur l'injection triple se font principalement à forte charge, car la quantité de carburant injectée y est élevée, ce qui n'est pas le cas à faible charge dans des conditions de circulation sur autoroute ou en ville.



### 1.3 Utilisation simultanée du biodiesel et des stratégies d'injection multiple

Lorsqu'elles sont utilisées avec du diesel conventionnel, l'impact de l'utilisation des stratégies d'injection multiple sur les émissions polluantes et les performances du moteur a été largement investigué. Quelques études se sont intéressées à l'utilisation de ces schémas avancés d'injection en combinaison avec l'utilisation de biodiesel. La section suivante s'attache à rendre compte de l'état actuel des connaissances dans ce domaine. Cependant, le faible nombre d'études utilisant l'injection multiple et le biodiesel dans les moteurs de faible cylindrée sans RGE contraint à élargir le champ de la revue de littérature à d'autres types de moteurs, ceux de grosse cylindrée (moteurs de poids lourds, camions, tracteurs). Les technologies sont similaires, mais les conclusions peuvent ne pas être directement transposables dans la mesure où la combustion est différente dans ce type de moteur. En effet, les moteurs de poids lourds sont des moteurs dont la cylindrée et la puissance sont plus importantes que les moteurs d'automobile. Il en résulte que la part diffusive de la combustion est plus importante que dans les moteurs de faible cylindrée, en lien avec la puissance demandée (Hoekman et Robbins, 2012).

Des études sur moteur DIATA (Direct Injection Aluminum Through-bolt Assembly), similaire à celui utilisé par Chen (2000), combinées à des simulations numériques (Stringer *et al.*, 2008) (Stringer *et al.*, 2009) et sur moteur optique mono-cylindre (Fang et Lee, 2009) présentent des cas de réduction simultanée des émissions de particules et de  $\text{NO}_x$  en utilisant du biodiesel pur ou des mélanges diesel-biodiesel par rapport au diesel pur avec une stratégie d'injection double pilotée avec injection principale tardive. L'utilisation d'une injection principale tardive et un temps important entre les deux injections permettent de réduire la température du mélange gazeux et donc de réduire les émissions de  $\text{NO}_x$ . Dans ces études, les émissions de  $\text{NO}_x$  ont été mesurées expérimentalement, mais ce n'est pas le cas des émissions de particules. En effet, les études de Stringer s'appuient sur des simulations numériques et celle de Fang sur la mesure de la luminosité de la flamme.

Une étude de Park *et al.* (2011) sur un moteur mono-cylindre de faible cylindrée avec du biodiesel et une mesure des particules grâce à un spectromètre SMPS (Scanning Mobility Particle Sizer) conclut que l'injection pilote avec une faible quantité de carburant dans la première in-

jection est plus efficace que l'utilisation de l'injection split. De plus, une durée courte entre les injections implique une diminution des émissions de particules, HC et CO et une augmentation des émissions de NO<sub>x</sub>. Une diminution significative des grosses particules est également observée. Cette dernière étude, plus complète en ce qui concerne les émissions étudiées, fait également le lien entre la durée entre les injections et les émissions de NO<sub>x</sub>. La diminution des NO<sub>x</sub> rapportée dans les autres études lorsque les injections sont éloignées se fait, en réalité, au détriment de la qualité de la combustion et donc des émissions de particules, HC et CO.

#### 1.4 Conclusion du chapitre

D'une part, l'utilisation de biodiesel entraîne généralement une diminution des émissions de particules, HC et CO mais une augmentation des émissions de NO<sub>x</sub> et de la consommation de carburant. D'autre part, il a été démontré que l'utilisation d'une stratégie d'injection multiple correctement optimisée pour le point d'opération, le moteur et le carburant permet une réduction simultanée des émissions de particules et de NO<sub>x</sub> avec du diesel, et ce malgré leurs mécanismes de formation antagonistes. Enfin, peu d'études ont étudié l'utilisation combinée des mélanges diesel-biodiesel ou du biodiesel pur avec les stratégies d'injection multiple dans les moteurs multi-cylindres de faible cylindrée et sans l'utilisation de gaz recirculés. Cette étude vise donc à combler cette lacune en explorant ce champ d'étude.

L'injection pilote est une piste prometteuse pour la réduction des émissions polluantes sur ce moteur et à ce point d'opération par Plamondon (2014), ce que semble confirmer la littérature (Park *et al.*, 2011). Cette stratégie d'injection sera donc utilisée dans cette étude afin d'évaluer s'il est possible de réduire les émissions polluantes des moteurs diesel haute vitesse à rampe d'injection commune et injection directe fonctionnant à faible charge en utilisant des mélanges diesel-biodiesel, du biodiesel pur ou un nouveau carburant expérimental en combinaison avec une stratégie d'injection multiple optimisée.

L'objectif principal de cette étude est l'évaluation de l'impact de l'utilisation combinée des stratégies d'injection double pilotée et des mélanges diesel-biodiesel sur les performances et les émissions polluantes d'un moteur diesel de faible cylindrée fonctionnant à faible charge.

Afin de compléter l'objectif principal, les sous-objectifs suivants sont définis :

- 1 Les différents carburants seront testés en injection simple afin de caractériser le montage, les carburants utilisés et ainsi d'évaluer l'impact de la concentration de biodiesel sur les performances et les émissions polluantes pour ce banc d'essai.
- 2 L'impact des trois paramètres de l'injection double pilotée sur les performances et les émissions polluantes sera ensuite évalué afin de dégager une stratégie d'injection double optimisée.
- 3 Grâce à la stratégie d'injection double optimisée, l'impact de l'utilisation de l'injection multiple avec les différents carburants ainsi que l'impact de l'utilisation des différents carburants en injection multiple par rapport au diesel seront évalués.

Le chapitre suivant présente les principaux aspects du montage expérimental.



## CHAPITRE 2

### MONTAGE ET CONDITIONS EXPÉRIMENTALES

Ce chapitre a pour but de présenter le montage expérimental ainsi que les divers systèmes de mesure et en particulier le système de mesure gravimétrique de mesure de la consommation de carburant. Le plan expérimental ainsi que les carburants testés seront également présentés à la fin de ce chapitre.

#### 2.1 Description du banc d'essai moteur

Le banc d'essai utilise un moteur Renault 1,5l DCI K9K 704, les spécifications principales de ce moteur sont détaillées dans le tableau 2.1. Ce moteur comporte un turbo permettant une suralimentation de la pression d'air dans l'admission jusqu'à 1,3 bars et le système d'injection à rampe commune Delphi d'origine dont les spécifications sont données dans le tableau 2.2.

Tableau 2.1 Spécifications du moteur Renault K9K 704  
(Renault, 2004) (ETAI, 2003)

|                        |                             |
|------------------------|-----------------------------|
| Nombre de cylindres    | 4                           |
| Nombre de soupapes     | 8                           |
| Cylindrée              | 1461 cc                     |
| Alésage                | 76 mm                       |
| Course                 | 80,5 mm                     |
| Rapport de compression | 18,25 :1                    |
| Puissance maxi         | 48 kW (65 ch) @ 4000 tr/min |
| Couple maxi            | 16 daN.m @ 2000 tr/min      |

Tableau 2.2 Spécifications du système d'injection

|                               |                              |
|-------------------------------|------------------------------|
| Référence injecteur           | Delphi EJBR 02101Z           |
| Type d'injecteur              | Solénoïde à action indirecte |
| Pression d'injection maximale | 1600 bars                    |
| Nombre de trous               | 5                            |
| Angle du spray                | 120°                         |

Le moteur est couplé à un dynamomètre AVL alpha 160 AF. Le contrôle moteur est effectué grâce à un contrôleur en temps réel National Instrument cRIO-9012. La pression dans la rampe haute pression est obtenue grâce à un capteur piézoélectrique placé sur la durite haute-pression du cylindre 1. La pression dans le cylindre est mesurée grâce à un transducteur piézoélectrique Kistler type 6056A inséré dans le cylindre 1 par le trou de la bougie de préchauffage au moyen d'un adaptateur sur-mesure. Le signal du capteur est amplifié par un Kistler type 5010 et envoyé vers la carte NI DAQ SCB 68. Cette carte est utilisée pour acquérir les signaux de pression cylindre, de pression rail et de la pression dans le collecteur d'admission (MAP), cadencés à 1440 pulses par cycle par l'encodeur placé sur l'arbre à cames. La consommation de carburant est mesurée à l'aide d'un système gravimétrique maison dont le principe de fonctionnement et les principales caractéristiques sont détaillées dans le paragraphe 2.4.1. La figure 2.1 présente un schéma du montage expérimental.

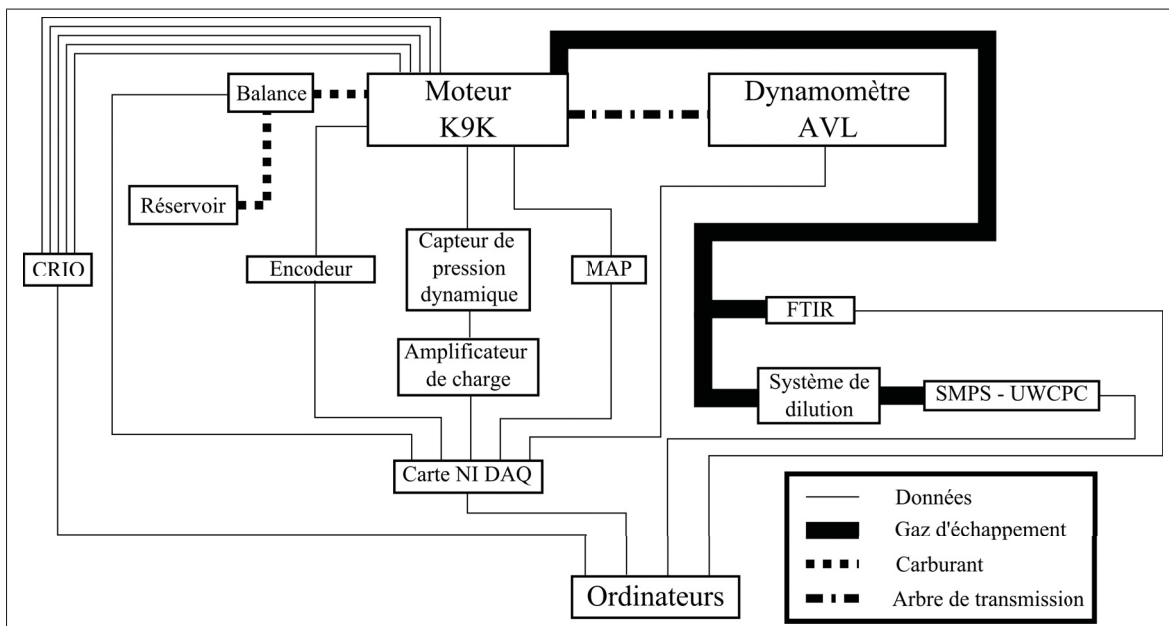


Figure 2.1 Schéma du montage expérimental

Tous les tests sont effectués au point d'opération défini dans le tableau 2.3. La charge utilisée de 2 bars PMEF (Pression Moyenne Effective au Frein) correspond à un couple de 23,25 N.m.

À 2000 tr/min, la puissance développée est proche des conditions autoroutières d'où l'intérêt pour ce point d'étude.

Tableau 2.3 Conditions d'opération

|                      |             |
|----------------------|-------------|
| Vitesse moteur       | 2000 tr/min |
| Charge               | 2 bars PMEF |
| Pression d'injection | 800 bars    |
| RGE                  | 0%          |

## 2.2 Mesure des émissions polluantes et de particules

Les polluants gazeux sont mesurés grâce à un analyseur CAI (California Analytical Instruments Inc.) model 600 FTIR (Fourier Transform InfraRed spectroscopy) couplé à un CAI model ZAG-6L (Zéro Air Generator) qui fournit de l'air pour la purge et la mesure de référence. Le spectromètre FTIR permet d'obtenir les concentrations des espèces chimiques contenues dans le mélange gazeux. Ce système utilise un interféromètre de Michelson alimenté par une source de lumière cohérente, le mouvement du miroir permet d'obtenir en sortie de l'interféromètre un faisceau de lumière cohérente composée de plusieurs longueurs d'onde appartenant à la gamme de l'infrarouge. La composition de la lumière est connue en fonction de la position du miroir. L'absorption est ensuite mesurée pour différentes positions du miroir puis grâce à un algorithme basé sur la décomposition en série de Fourier, le spectre d'absorption du mélange gazeux est obtenu. Le logiciel analyse ensuite ce spectre à partir des spectres d'absorption des différentes espèces chimiques à diverses concentrations afin de sortir la concentration de chaque espèce chimique. Ce type d'appareil peut mesurer la concentration de toutes les molécules non-symétriques, le dioxygène ( $O_2$ ) et le diazote ( $N_2$ ) sont donc exclus. La mesure de la concentration en  $O_2$  dans les gaz d'échappement est effectuée par un CAI model 200. Dans le cadre de cette étude, les polluants mesurés seront les oxydes d'azote (NO et  $NO_2$ ), le monoxyde de carbone (CO), les formaldéhydes (HCHO) et les hydrocarbures imbrulés en équivalent propane ( $C_3H_8$ ). Les gaz d'échappement contiennent une grande diversité d'hydro-

carbures, leur mesure est exprimée en équivalent propane, ce qui signifie que la concentration exprimée correspond à trois fois la concentration en atomes de carbones.

Les émissions de particules sont mesurées à l'aide d'un TSI scanning mobility particle sizer spectrometer (SMPS) model 3080 et d'un TSI ultrafine waterbased condenser particle counter (UWCPC) model 3786. Le premier appareil classe les particules par taille en les ionisant grâce à une source radioactive et le second les compte, ce qui permet d'obtenir la répartition en nombre et en masse des particules en fonction de leur taille. Dans la configuration utilisée, l'appareil scanne les particules de 9,65 nm à 421,7 nm selon une échelle logarithmique. La figure 2.2 montre un spectre obtenu pour l'un des essais.

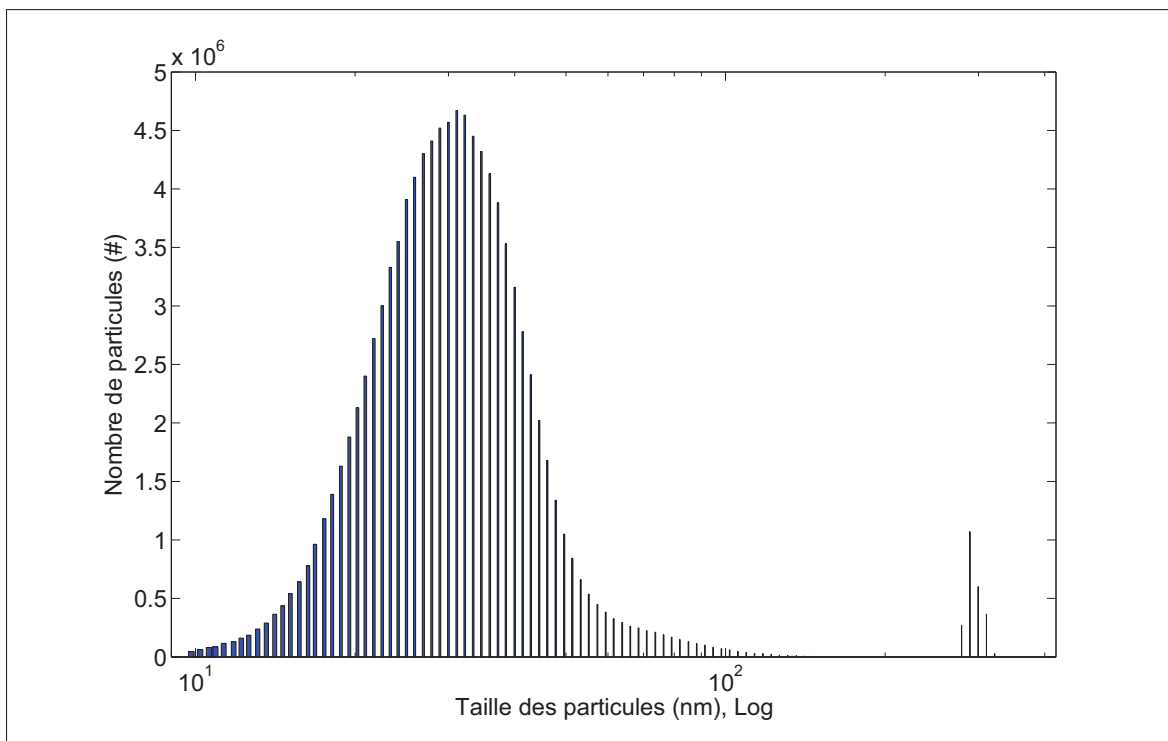


Figure 2.2 Répartition du nombre de particules en fonction de leur taille, échelle log-lin

L'échantillon de gaz utilisé pour l'analyse des émissions de particules est prélevé directement dans l'échappement. Lors des premiers tests, il est apparu que la concentration de particules était supérieure à la concentration maximale admissible par l'UWCPC, pour pallier ce problème, un système de dilution utilisant une pompe venturi et branché sur un circuit d'air com-



primé sans huile a été mis en place. Cependant, le taux de dilution n'a pas pu être maintenu constant tout au long des essais. Des mesures de référence ont été prises à intervalle régulier au cours des journées de test. Une interpolation linéaire est effectuée entre les mesures de référence afin d'avoir un repère pour chaque point mesuré. Les valeurs mesurées pour chaque point sont ensuite adimensionnalisées grâce à la valeur de référence correspondante afin d'obtenir une mesure relative de la quantité de particules. Les résultats des émissions de particules sont donc exprimés relativement à la mesure de référence correspondant à l'instant de la mesure obtenue par relation linéaire entre les deux points de référence les plus proches.

Le logiciel d'acquisition des données communique avec l'appareil de mesure, recueille les données et en effectue le traitement statistique. Dans cette étude, les grandeurs étudiées seront principalement les concentrations totales en nombre ( $\#/cm^3$ ) et en masse ( $\mu g/cm^3$ ).

### 2.3 Point de référence

Lors des essais, des points de référence sont mesurés à intervalle régulier. Les paramètres d'injection de ces points sont explicités dans le tableau 2.4. Dans cette étude, ils servent à évaluer la répétabilité des mesures du FTIR et à calculer la valeur de référence des émissions de particules afin d'obtenir une mesure relative de ces émissions dans le but de s'affranchir des aléas du taux de dilution.

Tableau 2.4 Paramètres du point de référence

|   |          |
|---|----------|
| Type d'injection                            | Simple   |
| Avance à l'injection                        | 2 DAvPMH |
| Puissance moyenne effective au frein (PMEF) | 2 bars   |
| Pression d'injection                        | 800 bars |

Le tableau 2.5 retranscrit les coefficients de variation des données de polluant gazeux pour les points de référence pour les différents carburants. Les coefficients de variation calculés pour les émissions de CO, HCHO et NO sont inférieures à 10%, ce qui est satisfaisant. En ce qui concerne les émissions de HC, des coefficients de variations plus élevés sont observés, car les

concentrations sont faibles (inférieures à 20 ppm), en particulier pour le B<sub>100</sub>. Les écarts-types calculés pour les émissions de HC restent inférieurs à 3 ppm pour tous les carburants.

Tableau 2.5 Répétabilité de la mesure des polluants gazeux (COV en %)

| Carburant | Nombre de points | HC   | CO  | HCHO | NO  |
|-----------|------------------|------|-----|------|-----|
| Diesel    | 6                | 12,2 | 7,1 | 1,9  | 3,2 |
| B10       | 8                | 14,0 | 2,2 | 8,2  | 2,7 |
| B20       | 16               | 14,5 | 5,0 | 4,5  | 3,8 |
| B40       | 8                | 9,4  | 3,2 | 4,0  | 2,1 |
| B100      | 7                | 34,7 | 5,8 | 7,5  | 1,2 |

## 2.4 Système gravimétrique de mesure de la consommation de carburant

Lors de la planification d'essais moteur, l'évaluation de la consommation de carburant apparaît vite primordiale. Cette mesure permet en effet d'accéder à la consommation spécifique, au rapport air-carburant, à l'efficacité de la combustion et à l'efficacité globale du moteur. La consommation spécifique et les efficacités permettent de juger de l'efficacité des stratégies d'injection et des points d'opération testés et de prévoir la variation de la consommation pour l'utilisateur final. Le rapport air-carburant est évalué en utilisant la valeur du débitmètre d'air du moteur et la cylindrée du moteur en plus de la consommation de carburant. L'objectif est d'obtenir un système capable de garantir une mesure fiable et précise de la consommation.

### 2.4.1 Description et fonctionnement du système

La mesure du débit de carburant à la sortie des injecteurs à partir de la pression dans la rampe commune et de la durée de la commande des injecteurs est difficile dans la mesure où certaines caractéristiques importantes des injecteurs sont inconnues et difficiles d'accès, comme par exemple les délais d'ouverture et de fermeture de l'injecteur ou bien le débit massique de carburant en régime constant. Il est donc nécessaire de trouver une autre méthode pour mesurer la consommation de carburant.

Il existe trois méthodes pour mesurer expérimentalement la consommation de carburant. La première, qui est à la fois la plus simple et la plus ancienne est volumique, elle consiste à mesurer la variation du volume du carburant en fonction du temps. Cette méthode est aujourd'hui jugée obsolète du fait de son imprécision. De plus, l'absence de méthode de mesure électronique simple du volume et la variation du volume en fonction de la température constituent autant d'obstacles à sa mise en œuvre. La seconde méthode est basée sur la mesure des débits dans les lignes d'alimentation. Or, ceux-ci sont supérieurs de plusieurs ordres de grandeur à celui qui passe à travers les injecteurs. Les débitmètres Coriolis peuvent fournir une précision suffisante pour remplir les spécifications (Drecq, 2007), mais étant donné leur coût élevé une autre solution serait à privilégier. Finalement, la méthode gravimétrique est la plus adaptée, car elle est à la fois la plus simple à mettre en place, la moins coûteuse et la plus apte à fournir la précision escomptée. Le système mis en place utilise une balance OHAUS NV2101 ( $2,1\text{kg} \pm 0,1\text{g}$ ). La mesure de la consommation est basée sur la mesure de la variation de masse de carburant dans le réservoir posé sur la balance en fonction du temps.

Dans le but de limiter au maximum les pertes de charge dans le circuit basse-pression de carburant et de garantir le fonctionnement correct du filtre diesel, la longueur des lignes d'alimentation entre le filtre diesel et le réservoir a été réduite au maximum. Dans la mesure où peu de carburant peut être stocké dans le réservoir posé sur la balance, un système composé de 3 électrovannes 3-voies a été mis en place pour permettre le remplissage et la vidange de ce réservoir depuis et vers un réservoir de plus grande capacité et plus sécuritaire installé au laboratoire. L'opérateur peut ainsi, grâce à une pompe basse pression, remplir le réservoir pendant que le moteur fonctionne sans le perturber, vider le réservoir pour stocker le carburant diesel dans le grand réservoir ou pour remplacer le carburant si celui-ci devenait trop chaud. À chaque début de cycle, les données temporelles et massiques sont enregistrées par le programme Labview. Un programme Matlab de post-traitement est ensuite utilisé pour calculer la consommation au moyen d'une régression linéaire. La pente de la droite de régression correspond à la consommation du moteur en grammes par seconde, la consommation en grammes par cycle est ensuite calculée grâce à la vitesse de rotation. La figure 2.3 représente l'évolution de la quantité de car-

burant en fonction du temps pour un point d'opération. La droite obtenue par l'algorithme de régression linéaire y est également représentée. La figure 2.4 schématise le circuit hydraulique.

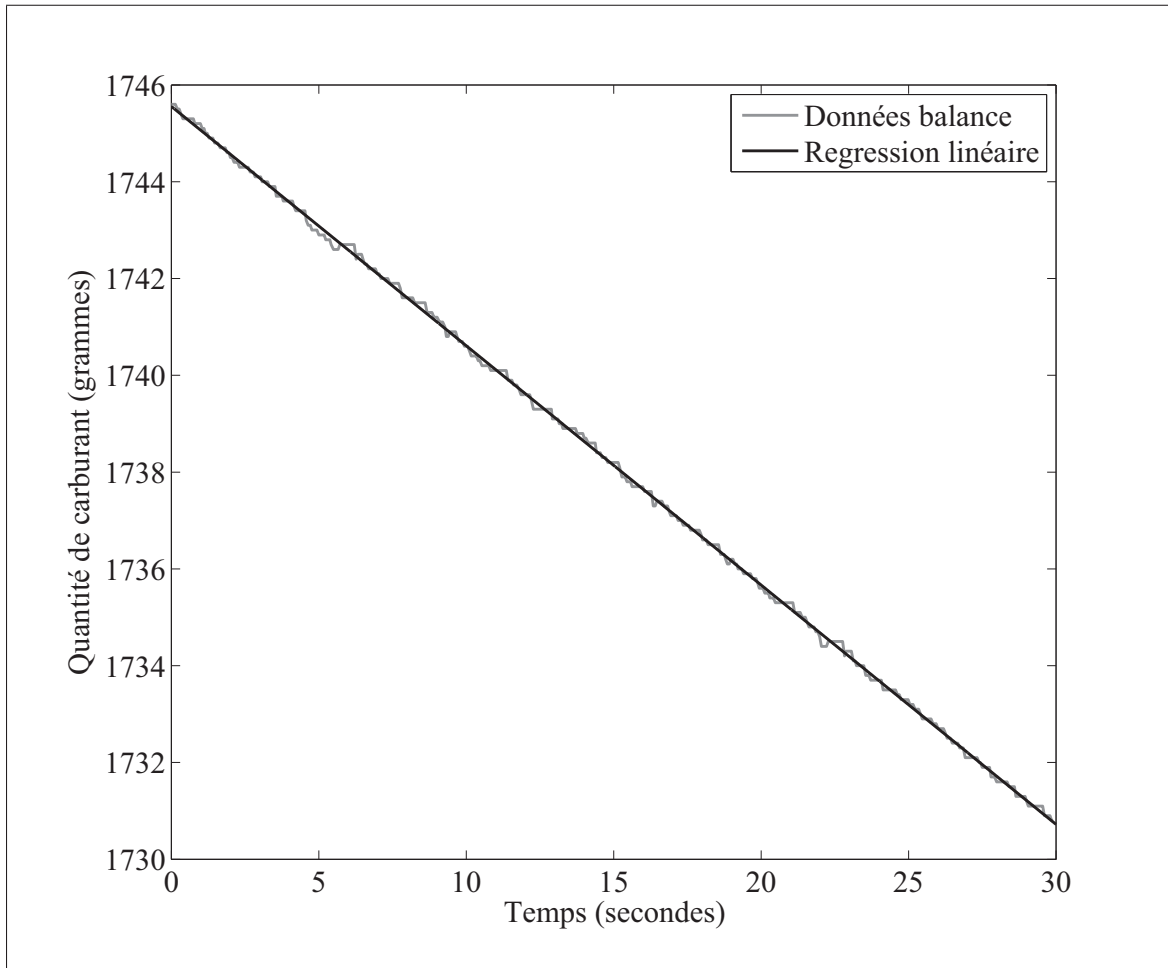


Figure 2.3 Évolution de la quantité de carburant en fonction du temps sur 500 cycles

Afin de limiter l'évaporation du carburant, pour garantir le bon fonctionnement du moteur et pour des raisons évidentes de sécurité un système de refroidissement a été mis en place. Cet échangeur de chaleur est constitué d'un tube de cuivre de 10 pieds enroulé sur lui même, placé dans le carburant et dans lequel circule de l'eau froide. La température de l'eau varie suivant la saison entre 2 et 20 °C. Jusqu'à présent le refroidissement a toujours été suffisant et la température limite de 40 °C n'a jamais été atteinte dans le réservoir. Cette température

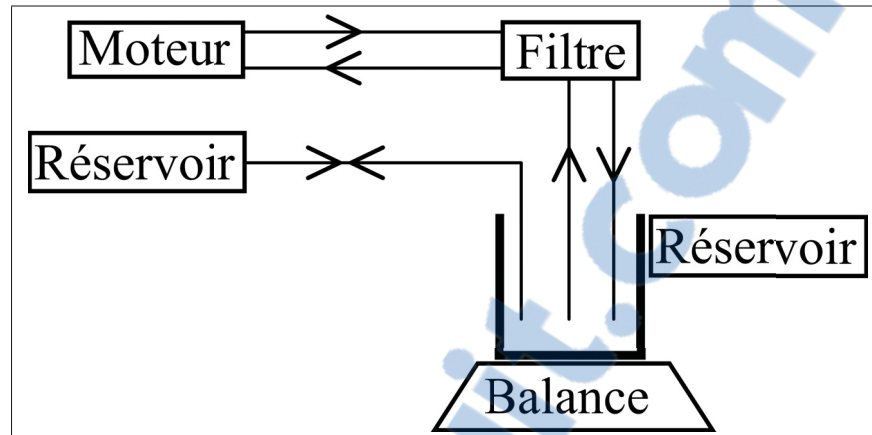


Figure 2.4 Circuit hydraulique du système de mesure de consommation de carburant

correspond au point éclair minimal du diesel suivant la norme canadienne CAN/CGSB-3.517-2013 (SCC, 2013).

Le filtre diesel placé sur le circuit d'alimentation en carburant comporte un élément thermodilatable qui régule la température du carburant dans la pompe haute pression. La stabilité de cette température est primordiale pour la répétabilité des tests puisque sa variation entraînerait une modification de la densité du carburant susceptible de modifier la puissance développée par le moteur. Grâce au système de refroidissement et à la régulation de température par le filtre diesel, la température du carburant dans le circuit haute pression est stable aux environs de 52 °C. Enfin, l'échangeur de chaleur garantit que la température du carburant soit suffisamment basse pour pouvoir négliger l'évaporation du carburant dans le calcul de la consommation.

#### 2.4.2 Poussée d'Archimède

Le système de refroidissement en cuivre est composé d'un tuyau de cuivre enroulé partiellement immergé et attaché de façon rigide à un support. La valeur mesurée par la balance est faussée par la poussée d'Archimède qui s'exerce sur le plateau de la balance puisque le solide immergé est fixé de façon rigide au bâti. Le système de refroidissement se compose de deux parties, définies par  $h$ , la hauteur de carburant, la première pour  $h < 75\text{mm}$ , dite partie basse,

est équivalent, d'après les estimations théoriques, à une section de cuivre de 15,0 cm<sup>2</sup> et la seconde pour  $h > 75mm$ , dite partie haute, est équivalente à une section de cuivre de 1,3 cm<sup>2</sup>.

La masse indiquée par la balance est conséquence de la somme des vecteurs poids et poussée d'Archimède, ceux-ci sont en effet coaxiaux et de même sens, puisque le vecteur force de la poussée d'Archimède est appliqué sur le fond du réservoir et non sur l'objet immergé comme dans le cas canonique. Ainsi :

$$\Delta m_{mes} = \frac{\overrightarrow{\Delta P_{liq}} + \overrightarrow{\Delta P_A}}{\overrightarrow{g}} = \Delta m_{reelle} + \frac{\rho_{liq} \Delta V_{imm}}{g} = \Delta m_{reelle} + \frac{\rho_{liq} S_{tuyau} \Delta h}{g} \quad (2.1)$$

Avec  $\rho_{liq}$ , la masse volumique du liquide,  $g$ , l'intensité de la pesanteur,  $\overrightarrow{g}$ , le vecteur intensité de la pesanteur,  $\overrightarrow{\Delta P_{liq}}$ , la variation du vecteur poids du carburant,  $\overrightarrow{\Delta P_A}$ , la variation du vecteur Poussée d'Archimède,  $V_{liq}$ , le volume de liquide,  $\Delta V_{imm}$ , la variation du volume du solide immergé,  $\Delta m_{mes}$ , la variation de masse mesurée,  $S_{tuyau}$ , la section de tuyau,  $\Delta h$ , la variation de hauteur du liquide dans le réservoir,  $\Delta m_{reelle}$ , la variation réelle de masse sur la balance,  $S_{reservoir}$ , la section du réservoir. Finalement :

$$\Delta m_{reelle} = \Delta m_{mes} - \frac{\rho_{liq} S_{tuyau} \Delta h}{g} \quad (2.2)$$

Le pourcentage de surestimation de la consommation se définit ainsi :

$$\frac{\Delta m_{mes} - \Delta m_{reelle}}{\Delta m_{reelle}} = \frac{S_{tuyau}}{S_{reservoir}} \quad (2.3)$$

D'après l'étude théorique conduite, la section du réservoir est de 176,7 cm<sup>2</sup>, la section de cuivre dans la partie haute est de 1,3 cm<sup>2</sup> et de 15,0 cm<sup>2</sup> dans la partie basse. Ainsi, la masse mesurée est supérieure de 0,7 % à la masse réelle dans la partie haute et de 8,5 % dans la partie basse selon l'étude théorique. Cependant, il s'avère que les irrégularités dans la forme du refroidisseur

ne permettent pas de se ramener à un cas aussi simple. Des mesures expérimentales de la surestimation de consommation ont été effectuées. Afin d'obtenir cette surestimation, une quantité de carburant est pesée une première fois dans un bécher, puis une seconde fois lors de son ajout dans la cuve contenant le système de refroidissement immergé. Le rapport de ces deux mesures donne la surestimation cherchée. Les résultats de cette étude expérimentale sont présentés sur la courbe 2.5. Il apparaît que la surestimation peut en réalité aller jusqu'à 13%. Au regard des difficultés rencontrées pour obtenir des résultats précis, les résultats de consommation présentés dans le chapitre suivant n'ont pas été corrigés pour tenir compte de la surestimation de consommation induite par la poussée d'Archimède sur le plateau de la balance. Cependant, les mesures effectuées avec plus de 1,5 kg sur le plateau de la balance présentent une erreur négligeable vis-à-vis de la poussée d'Archimède, d'après la figure 2.5. Dans la mesure du possible, ces points seront privilégiés dans la présentation des résultats.

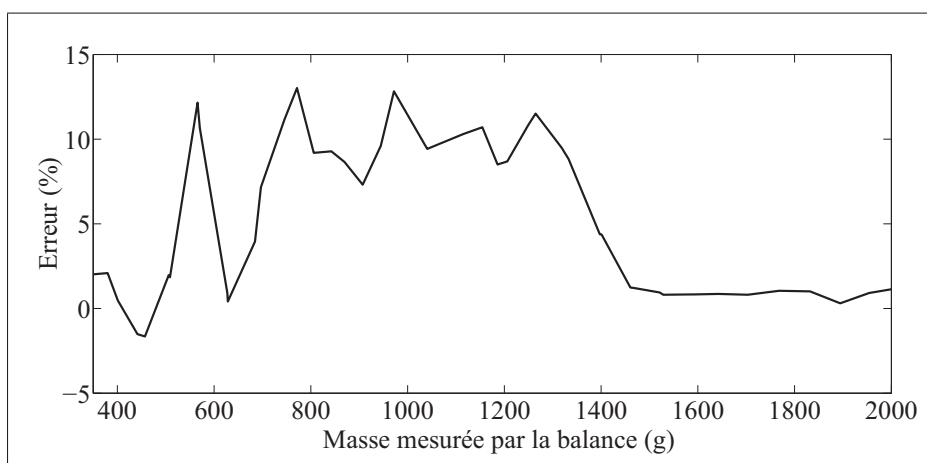


Figure 2.5 Surestimation de la mesure de la consommation de carburant

Le paragraphe suivant s'attache à évaluer la précision du système en faisant abstraction du problème lié à la poussée d'Archimède présenté ci-dessus.

### 2.4.3 Incertitude de la mesure

L'hypothèse est faite qu'il n'y a de fuite de carburant ni dans le moteur ni dans le circuit hydraulique et que la quantité de carburant dans le circuit d'alimentation est constante. De plus, comme cela a déjà été énoncé, la perte de masse par évaporation est négligeable par rapport à celle induite par la consommation de carburant par le moteur.

Les deux sources principales d'erreur sont, le temps de stabilisation de la balance, inférieur à une seconde selon les données du constructeur et l'incertitude de la mesure de masse, égale à  $\pm 0,1$  gramme. Le temps de transfert des données est négligeable devant le temps de stabilisation de la balance. Chaque paquet de données contient 17 symboles et est transmis à 19 200 bauds, soit un temps de transmission inférieur à une milliseconde. De même, le délai de traitement des données est négligeable devant le temps de stabilisation de la balance, car la carte d'acquisition et le programme Labview traitent toutes les données en moins d'un cycle moteur, ce qui correspond pour une vitesse de rotation de 2000 tours par minutes à une durée de 60 ms.

L'algorithme de régression linéaire utilisé calcule la pente  $b$ , sur  $n$  points, grâce à l'équation 2.4. Avec,  $X$ , une matrice colonne contenant les données temporelles, et  $Y$ , une seconde matrice colonne contenant les données de masses associées.

$$b = \frac{n \sum_{i=1}^n x_i y_i - \sum_{i=1}^n x_i \sum_{i=1}^n y_i}{\Delta} \quad (2.4)$$

Avec :

$$\Delta = n \sum_{i=1}^n x_i^2 - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2 \quad (2.5)$$

L'incertitude sur la pente est définie par l'équation 2.6.

$$\sigma_b = \sigma_y \sqrt{\frac{n}{\Delta}} \quad (2.6)$$



Lors du calcul, il apparaît que l'erreur induite par le temps de stabilisation est 5 fois supérieure à celle induite par la précision de la balance. Cette dernière sera donc considérée négligeable. L'incertitude ainsi calculée sur la pente de la droite de régression est de 2,2 % pour un essai de 60 secondes dont la consommation est 30,2 mg/cycle. Il est à noter que l'erreur diminue à mesure que le nombre de cycles acquisitionnés augmente.

## **2.5 Disparités entre les cylindres**

Lors des tests préliminaires, il a été mis en évidence grâce au capteur de pression dynamique que la pression de compression est supérieure de quelques bars dans le cylindre 1. Cette différence trouve probablement sa source dans la disposition des pistons sur la tubulure d'admission, le cylindre 1 se trouve en effet en bout de tubulure et il est fort probable que la dynamique de l'écoulement dans la tubulure favorise le remplissage de ce cylindre. Cette légère différence aura sûrement des conséquences au niveau du déroulement de la combustion de même que les légères disparités géométriques entre les injecteurs autoriseront plus ou moins de carburant à entrer dans les différents cylindres avec les mêmes paramètres d'injection. Quoiqu'il en soit, les cylindres semblent avoir globalement le même comportement et dans cette étude seul le cylindre 1 sera monitoré pour la pression. Cependant, les polluants seront pris dans l'échappement, les gaz analysés proviennent donc des quatre cylindres.

## **2.6 Système d'injection**

La quantité de carburant injectée est pilotée grâce à la durée du signal de commande des injecteurs. Cependant, d'autres paramètres influent sur cette quantité, comme la pression dans la rampe commune, la température du carburant ou la tension de la batterie. Dans le but d'avoir un comportement moteur répétable, un effort important a été fourni afin que ces paramètres varient le moins possible. Pour ce faire, le correcteur PID (Proportionnel Intrégré Dérivé) de contrôle de l'IMV (Inlet Metering Valve) du circuit haute-pression a été finement ajusté afin d'avoir le moins de fluctuations de pression possible. De plus, le module d'injection est alimenté par un bloc d'alimentation stabilisé à 13,00 Volt dans le but de s'affranchir des variations de ten-

sions inhérentes à l'utilisation d'une batterie. Enfin, la température du carburant dans la rampe haute-pression a été stabilisée comme cela a déjà été décrit dans le paragraphe 2.4.1.

Dans cette étude, la stratégie d'injection utilisée est une stratégie d'injection pilote. Ce type d'injection est définie par quatre paramètres présentés sur la figure 2.6. La durée de l'injection principale est ajustée pour chaque point d'opération afin d'atteindre les 2 bars PMEF requis. Elle ne constitue donc pas, dans cette étude, un degré de liberté, contrairement aux trois autres paramètres qui seront étudiés en détail.

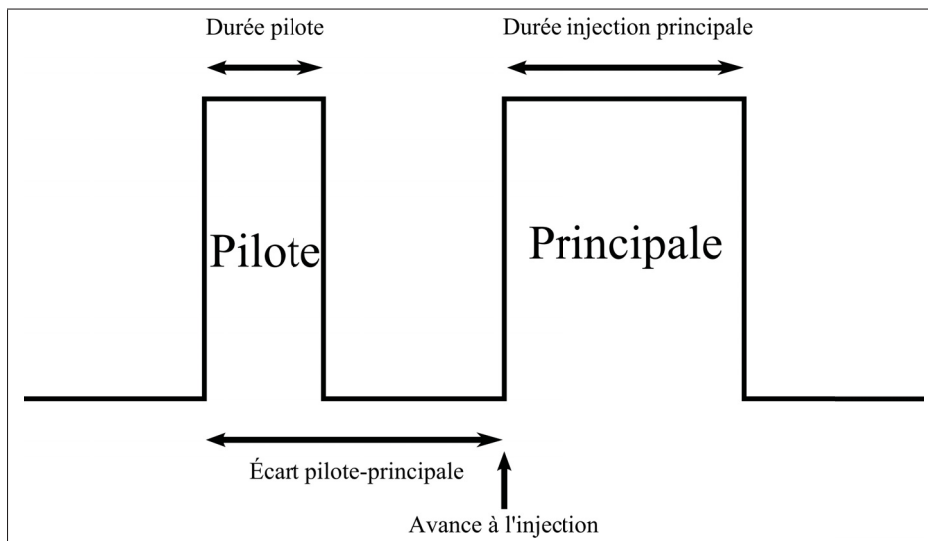


Figure 2.6 Profil de la commande pour une stratégie d'injection pilote

Sur ce type de système d'injection, les injecteurs sont habituellement calibrés individuellement grâce à un code hexadécimal entré dans le calculateur du véhicule. N'ayant pas accès à ces données, les durées d'injection ont été laissées identiques dans les quatre cylindres. Il est donc probable que tous les cylindres ne développent pas exactement la même puissance lors des essais.

## 2.7 Plan expérimental

L'utilisation d'injection multiple avec du diesel a fait l'objet d'une étude préalable sur le même banc d'essai avec des paramètres semblables à ceux de cette étude (Plamondon, 2014). Le plan

expérimental de cette étude est le suivant : dans un premier temps, les trois mélanges diesel-biodiesel (B<sub>10</sub>, B<sub>20</sub> et B<sub>40</sub>), le diesel pur, le biodiesel pur et un mélange du carburant universitaire et de diesel seront caractérisés en injection simple en faisant varier l'avance à l'injection autour du PMH afin de mettre en évidence les différences entre ces différents carburants en terme de consommation, d'émissions polluantes et de déroulement de la combustion. Ensuite, l'injection double sera étudiée avec les mélanges diesel-biodiesel et le biodiesel pur afin d'évaluer l'impact des trois paramètres d'injection double et du carburant sur la consommation, les émissions polluantes et le déroulement de la combustion.

L'impact de l'utilisation de gaz recirculés ne sera pas étudié, afin de limiter les fuites et de prévenir l'ouverture inopinée de la valve EGR, celle-ci a été retirée et remplacée par une pièce obstruant le passage entre les tubulures d'admission et d'échappement. De même, la pression d'injection sera maintenue constante à 800 bars tout au long des essais.

## 2.8 Présentation des carburants testés

Le diesel utilisé dans les tests est le diesel conventionnel utilisé au Canada. Le biodiesel quant à lui a été fabriqué au Québec à partir d'huile de fritures usagée. Le dernier carburant, obtenu par craquage thermique et hydrogénation, provient d'une étude expérimentale conduite par le professeur Ying Zheng, à l'université du Nouveau-Brunswick. Même s'il est de source renouvelable puisque fabriqué à partir d'une huile de friture recyclée, ce carburant est composé d'alcane, c'est-à-dire d'hydrocarbures, tout comme le diesel. Sa composition exacte est toutefois inconnue. Ce carburant est réputé ne contenir aucun aromatique contrairement au diesel, la présence d'aromatiques est connue pour favoriser la formation de particules. Les principales propriétés du diesel, du biodiesel et du carburant spécial sont retranscrites dans le tableau 2.6.

Tableau 2.6 Principales propriétés des carburants utilisés

|   | Diesel    | Biodiesel | Carburant spécial |
|---|-----------|-----------|-------------------|
| Densité à 15°C                                    | 0,830     | 0,886     | 0,780             |
| Indice de cétane                                  | 45        | 54,8      | Inconnu           |
| Viscosité cinématique à 40°C (mm <sup>2</sup> /s) | 1,3 à 4,1 | 4,74      | 2,894             |

Les tests présentés dans cette étude ont été effectués sur six carburants différents :

- du diesel pur ( $B_0$ ).
- du biodiesel pur ( $B_{100}$ ).
- trois mélanges diesel-biodiesel à différentes concentrations ( $B_{10}$ ,  $B_{20}$ ,  $B_{40}$ ).
- un mélange 50/50 de diesel et du carburant du professeur Zheng ( $G_{50}$ ).

## CHAPITRE 3

### POST-TRAITEMENT DES DONNÉES

#### 3.1 Introduction

Les performances et les émissions de polluants d'un moteur sont liées au déroulement de la combustion dans le cylindre (Amann, 1985). Dans le cadre des études en laboratoire, la méthode de diagnostic de la combustion utilisant les données de pression cylindre est la plus répandue et la plus appropriée (Lapuerta *et al.*, 1999). Le post-traitement de ces données permet d'obtenir le dégagement de chaleur, c'est-à-dire d'apprécier le déroulement de la combustion du point de vue temporel. Le fonctionnement d'un moteur à combustion interne est un processus multiphysique complexe difficile à décrire complètement. Les modèles thermodynamiques mono-zone restent donc aujourd'hui, malgré leur apparente simplicité, une alternative intéressante pour quiconque souhaite calculer de manière efficace le dégagement de chaleur d'un moteur à combustion interne. Cette étude utilisera donc ce type de modèle.

#### 3.2 Données utilisées

L'analyse du dégagement de chaleur est basée sur les données de pression cylindre et les données de volume cylindre correspondantes en fonction de l'angle vilebrequin. Elle utilise également la valeur moyenne de la pression du collecteur d'admission.

##### 3.2.1 Volume

La matrice des volumes est calculée par le programme d'acquisition à partir des données géométriques du moteur (Tableau 2.1) et des équations de calcul du volume instantané du cylindre (Ferguson et Kirkpatrick, 2001). La figure 3.1 représente l'évolution du volume calculé en fonction de l'angle vilebrequin sur un cycle.

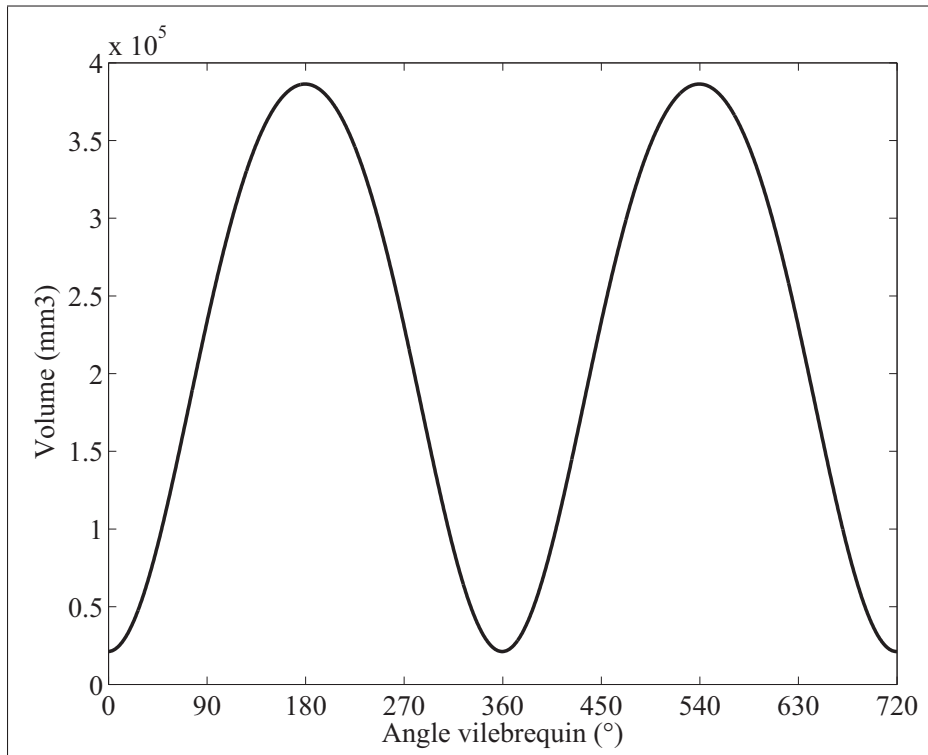


Figure 3.1 Évolution du volume du cylindre en fonction de l'angle vilebrequin

### 3.2.2 Pression du collecteur d'admission

Les données du capteur MAP sont mesurées à la même fréquence que les données de pression cylindre (1440 fois par cycle) et stockées sous forme matricielle. La figure 3.2 représente l'évolution du MAP en fonction de l'angle vilebrequin sur un cycle, les ondes de pression générées par l'ouverture et la fermeture des soupapes ainsi que les échos générés par leur réflexion dans la tubulure d'admission y apparaissent clairement. Il peut également être intéressant de noter que la pression moyenne du MAP sur cet exemple (1,23 bar) est supérieure à la pression atmosphérique à cause du turbocompresseur.

### 3.2.3 Pression

Les données de pression enregistrées ont une résolution temporelle de 0,5 degré vilebrequin. Leur acquisition est cadencée par l'encodeur fixé sur l'arbre à cames, 1440 pulses par tour

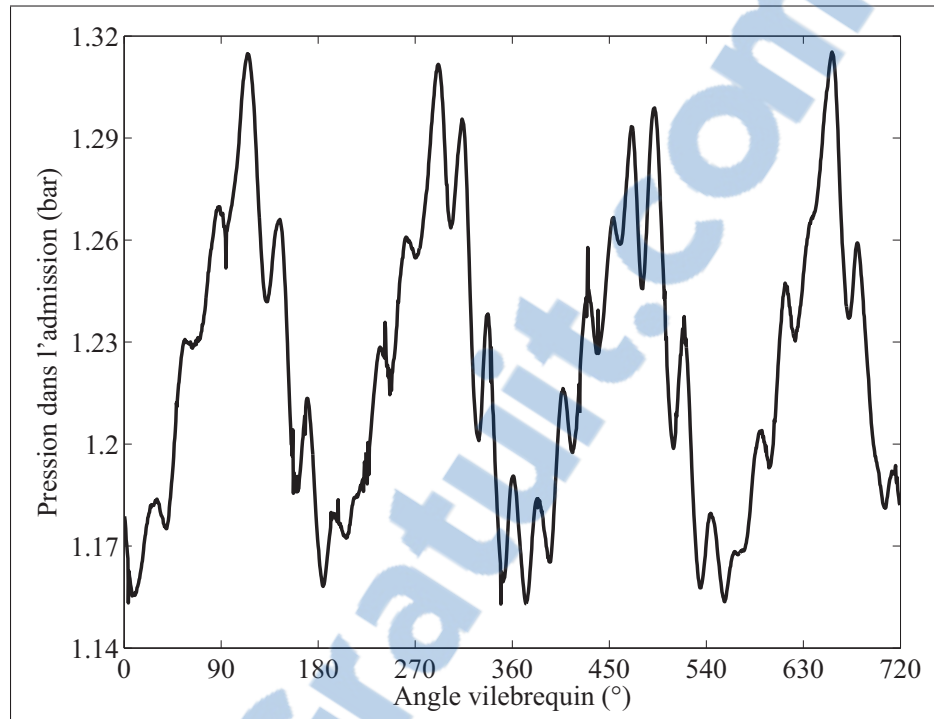


Figure 3.2 Évolution de la pression dans la tubulure d'admission fonction de l'angle vilebrequin, moyenne sur 200 cycles

d'arbre à cames. Les données obtenues se présentent sous la forme d'un tableau à 1440 lignes et autant de colonnes que de cycles enregistrés. À 2000 tr/min, la fréquence d'acquisition est donc de 24 kHz. La figure 3.3 représente l'évolution de la pression cylindre sur un cycle. Deux augmentations de pression y sont visibles, la première est la conséquence de la compression exercée par la remontée du piston tandis que la seconde est imputable à la combustion du carburant. À partir de ces données et des données de pression, la figure 3.4 a été tracée, elle représente l'évolution de la pression en fonction du volume, plus communément appelé "diagramme PV".

Le capteur de pression dynamique fournit une mesure relative de la pression. Une pression de référence est nécessaire pour obtenir une valeur absolue et pouvoir utiliser ces données. Cette correction est basée sur l'hypothèse qu'au point mort bas la pression cylindre est égale à la pression moyenne dans le collecteur d'admission. Cette hypothèse est largement utilisée dans la littérature, entre autres par Lapuerta *et al.* (2000) dans leur étude de sensibilité de l'analyse du

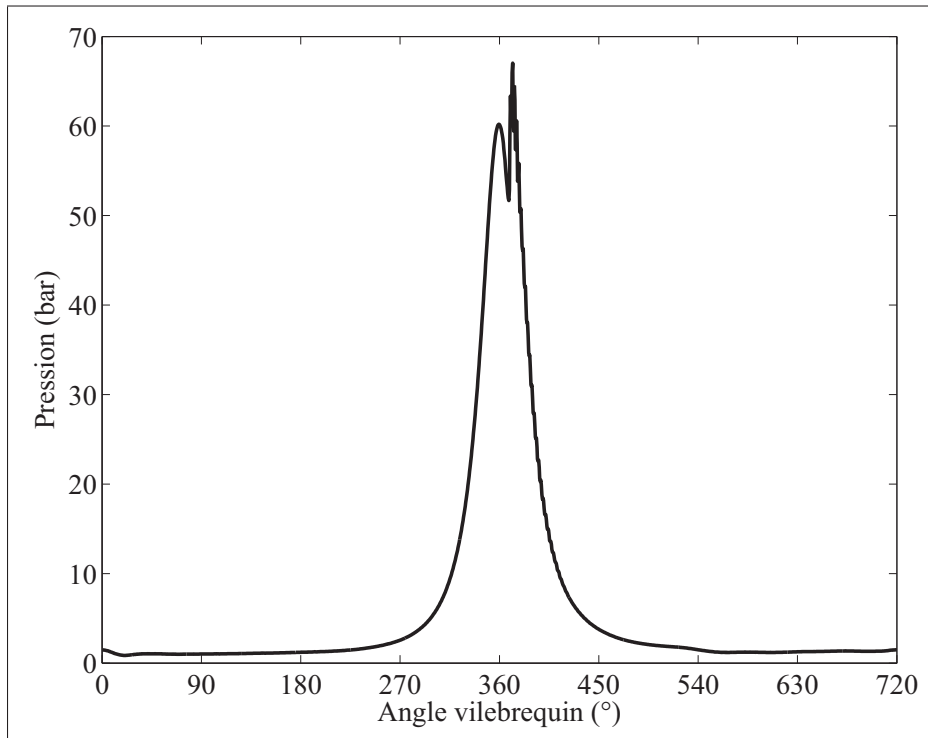


Figure 3.3 Évolution de la pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin, moyenne sur 200 cycles

dégagement de chaleur. Ghojel et Honnery (2005) proposent une méthode thermodynamique pour la détermination de la pression de référence. Cette méthode se base sur l'hypothèse que la compression est un processus polytropique et utilise un algorithme itératif pour calculer d'une part l'index polytropique sur la phase de compression en utilisant la méthode des moindres carrés et d'autre part la pression de référence (Ghojel et Honnery, 2005). Cette autre méthode a été testée et est apparue peu robuste, la valeur obtenue pour la pression de référence varie de façon assez importante en fonction des points choisis. La première méthode sera employée dans cette étude, les valeurs obtenues pour la pression cylindre ne présentant pas d'incohérence majeure (pas de pression négative, pas de saut de pression entre les cycles).



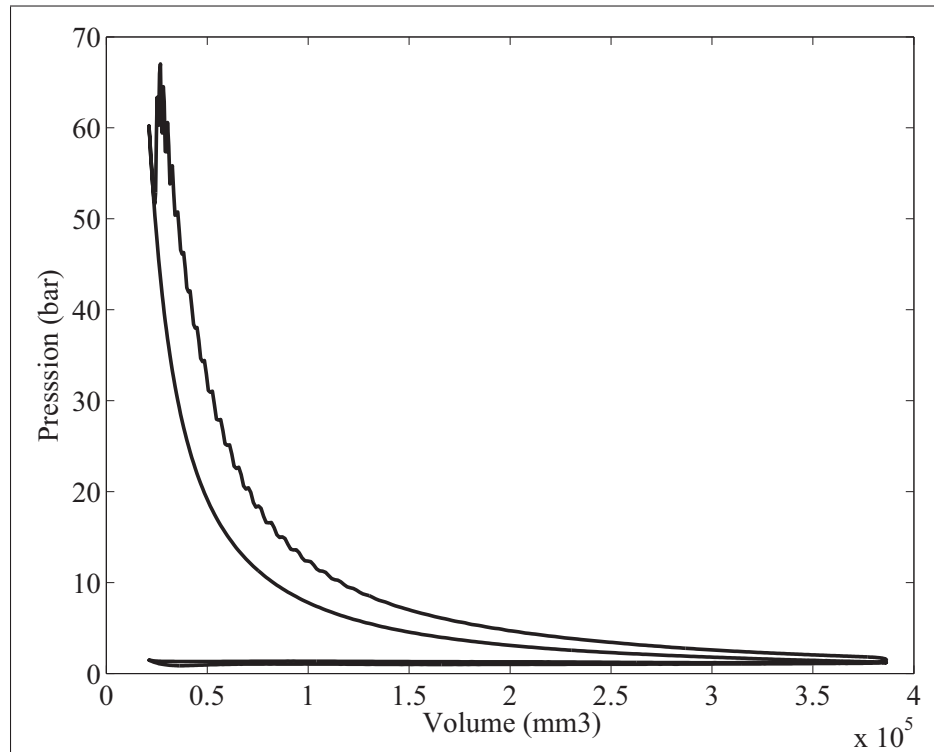


Figure 3.4 Diagramme Pression-Volume, moyenne sur 200 cycles

### 3.2.4 Pression moyenne effective indiquée

À partir des données de pression et de volume, il est possible de calculer la pression moyenne effective indiquée (PMEI) d'un cycle (équation 3.1).

$$PMEI = \frac{\int PdV}{V_d} \quad (3.1)$$

Cette grandeur est la quantité nette de travail développé par le cycle par unité de volume déplacé (Ferguson et Kirkpatrick, 2001). Elle est donc calculée en divisant le travail des forces de pression par  $V_d$ , le volume déplacé par cylindre, et est homogène à une pression.

### 3.3 Calcul du dégagement de chaleur

Les modèles mono-zones sont des algorithmes basés sur la première loi de la thermodynamique et sur l'équation d'état des gaz parfaits. Ils visent à quantifier l'évolution du dégagement de

chaleur apparent cumulé et du taux de dégagement de chaleur apparent. Ces grandeurs sont à même de fournir de précieuses indications sur le déroulement de la combustion et constituent une base solide pour tenter d'expliquer les différences constatées en terme de performances et d'émissions polluantes entre différentes conditions d'opération. Le calcul de la PMEI complète la description de la combustion en y apportant une mesure quantitative de la puissance générée.

L'équation 3.2 (Gatowski *et al.*, 1984) (Ceviz et Kaymaz, 2005) présente le calcul du taux de dégagement de chaleur total  $\frac{dQ_{tot}}{d\phi}$ , soit la dérivée angulaire de l'énergie dégagée par la combustion, également appelé dégagement de chaleur instantané.

$$\frac{dQ_{tot}}{d\phi} = \frac{\gamma PdV}{(\gamma - 1)d\phi} + \frac{VdP}{(\gamma - 1)d\phi} + \frac{dQ_w}{d\phi} \quad (3.2)$$

Où  $\gamma$  est le rapport des capacités thermiques,  $P$ , la pression dans le cylindre,  $V$ , le volume du cylindre,  $\phi$ , l'angle vilebrequin et  $\frac{dQ_w}{d\phi}$ , le taux angulaire de transfert thermique.

À partir du taux de dégagement de chaleur total  $\frac{dQ_{tot}}{d\phi}$ , le taux de dégagement de chaleur apparent est défini.

$$\frac{dQ_{app}}{d\phi} = \frac{dQ_{tot}}{d\phi} - \frac{dQ_w}{d\phi} \quad (3.3)$$

Le taux de transfert de chaleur,  $\frac{dQ_w}{d\phi}$ , correspond aux pertes du système par échange thermique du milieu gazeux vers les parois du cylindre. Le taux de dégagement de chaleur apparent est donc :

$$\frac{dQ_{app}}{d\phi} = \frac{\gamma PdV}{(\gamma - 1)d\phi} + \frac{VdP}{(\gamma - 1)d\phi} \quad (3.4)$$

Ce modèle est nommé AHR (Apparent heat release), c'est le modèle de base du dégagement de chaleur. Selon Asad et Zheng (2008), le modèle AHR est sensible au bruit dans le signal car le calcul de la dérivée de la pression l'amplifie. Une méthode de filtration du signal de pression est présentée dans la section 3.9 afin de supprimer le bruit parasite de ce signal.

Le dégagement de chaleur apparent omet le transfert de chaleur, ce n'est donc plus l'énergie dégagée par la combustion qui est calculée, mais l'énergie dégagée par la combustion sous

forme de pression. À partir du taux de dégagement de chaleur, la définition du dégagement de chaleur apparent est immédiate.

$$Q_{app} = \int_{\phi_s}^{\phi_e} \frac{dQ_{app}}{d\phi} d\phi \simeq \sum_{\phi_s}^{\phi_e} dQ_{app} \quad (3.5)$$

### 3.4 Calcul de la FMB

Afin d'estimer la composition chimique du mélange gazeux, la fraction massique brûlée (FMB) est calculée, sa définition provient du modèle de Rasswieler et Withrow, cette quantité permet de donner une bonne estimation de l'avancement chimique de la réaction de combustion. C'est la méthode la plus efficace pour évaluer la fraction massique brûlée (Brunt *et al.*, 1998). Le modèle de Rasswieler-Withrow, qui est basé sur l'hypothèse que l'augmentation de pression dans le cylindre, est la somme de l'augmentation de pression causée par la combustion et de l'augmentation de pression causée par le mouvement du piston, cette dernière étant décrite par l'équation de compression polytropique. La définition de la FMB calculée à l'instant  $j$  du cycle est donnée par l'équation 3.6.

$$FMB(j) = \frac{\sum_0^j \Delta P_{comb}}{\sum_0^K \Delta P_{comb}} \quad (3.6)$$

Avec :

$$\Delta P_{comb}(j) = P_j - P_{j-1} \left( \frac{V_{j-1}}{V_j} \right)^n \quad (3.7)$$

### 3.5 Hypothèses

Un modèle thermodynamique mono-zone 0-dimension est mis en place avec les hypothèses de comportement de gaz parfait, combustion complète, mélange homogène dans le but d'obtenir le dégagement de chaleur apparent. Dans cette modélisation, les transferts de masse par les soupapes et par les segments des pistons ainsi que l'ajout de masse consécutif à l'injection sont négligés (Huang *et al.*, 2004). Ces dernières hypothèses ont également été utilisées par

Asad et Zheng (2008). L'équation thermodynamique n'est valable que sur un système fermé et donc uniquement entre la fermeture de la soupape d'admission et l'ouverture de la soupape d'échappement. Le modèle utilisé ici fait donc de nombreuses hypothèses, certains modèles détaillés dans la littérature sont en revanche plus complets. C'est le cas de celui de Lapuerta *et al.* (1999) dans lequel, aucune hypothèse simplificatrice sur le transfert de masse n'est faite. Des corrélations sont toutefois utilisées pour estimer les entrées et sorties de masse dans le système via des équations basées sur le principe de conservation de la matière.

L'hypothèse de mélange homogène est plus problématique dans le cas des moteurs diesel à injection directe que dans le cas des moteurs à allumage commandé et injection dans la tubulure d'admission dans la mesure où le jet enflammé de carburant constitue une zone riche en carburant alors que le reste du volume du cylindre, composé d'air, est une zone pauvre en carburant. Cette hypothèse est néanmoins employée dans plusieurs études de dégagement de chaleur pour des moteurs diesel en fonctionnement conventionnel et les résultats obtenus semblent généralement acceptables. De plus, une valeur constante de  $R$  (constante universelle des gaz parfaits) est utilisée car les températures atteintes ne sont pas assez élevées pour que la dissociation ait un effet sensible sur la valeur de la constante  $R$  (Lapuerta *et al.*, 1999).

Le modèle de dégagement de chaleur utilisé a été présenté, il se base sur le modèle AHR afin de calculer le dégagement de chaleur apparent ainsi que sa dérivée dans le but d'obtenir une estimation de la chronologie du dégagement de chaleur. Il est affiné par une estimation de la FMB afin d'estimer la composition du mélange gazeux.

### 3.6 Rapport des capacités thermiques

Cette section présente la méthode de calcul du rapport des capacités thermiques  $\gamma$  qui est utilisée afin d'affiner le calcul du dégagement de chaleur. La méthode de calcul de l'évolution de la température moyenne du mélange gazeux, utilisé pour estimer  $\gamma$ , est également présentée.

Les modèles les plus simples utilisent une valeur constante de  $\gamma$  et ne nécessitent pas de calcul supplémentaire. L'allure du dégagement de chaleur est correcte avec ces hypothèses simplistes, mais l'amplitude du taux de dégagement de chaleur est sous-estimée (Asad et Zheng, 2008).

De plus, le rapport des capacités thermiques est le paramètre le plus influent sur le résultat du dégagement de chaleur (Ghojel et Honnery, 2005) (Ceviz et Kaymaz, 2005) car la valeur de ce paramètre est élevée à la puissance dans l'équation du dégagement de chaleur. En conséquence, les études qui essayent d'affiner le calcul du dégagement de chaleur se concentrent généralement sur le calcul du rapport des capacités thermiques afin de décrire le plus précisément possible les propriétés thermiques du mélange gazeux supposé homogène. Dans le but d'obtenir une estimation plus fidèle du taux de dégagement de chaleur apparent, l'évolution temporelle du rapport des capacités thermiques est calculé en fonction de la température et d'une estimation de la composition du mélange gazeux en utilisant les corrélations de Chase et Force (1998). L'effet de la pression est négligé, car il ne devient significatif qu'à haute température (Lapuerta *et al.*, 1999).

La température moyenne du mélange gazeux dans le cylindre est obtenue grâce à l'équation des gaz parfaits (équation 3.8). Quant à la composition du mélange gazeux, elle est calculée grâce à la FMB et l'équation de combustion, selon la méthode de Klein et Eriksson (2004). Ainsi, la fraction molaire de chaque espèce est estimée à chaque pas de temps, en supposant que la réaction est complète, que le mélange n'est constitué que d'espèces chimiques stables et qu'il n'y a pas de dissociation des espèces chimiques sous l'effet de la température. Dans le cadre d'études plus exigeantes, un solveur chimique est employé, ce qui permet d'obtenir une meilleure estimation de la composition chimique du mélange, cependant cela augmente le temps de calcul de façon notable.

$$T = \frac{P.V.MM_{mel}}{m.R_u} \quad (3.8)$$

Dans cette étude, des mélanges diesel-biodiesel sont utilisés à différentes concentrations, il est nécessaire de pouvoir adapter simplement le modèle de combustion en fonction du mélange utilisé, puisque celui-ci influence les fractions massiques des produits dans les gaz brûlés. Le diesel est modélisé par  $C_{10.8}H_{18.7}$  et le biodiesel par  $C_{20}H_{40}O_2$ . La quantité volumique de biodiesel dans le diesel est une donnée d'entrée du programme et permet de calculer l'équation de combustion appropriée à chaque cas. Cependant, ce paramètre est peu influent. En effet, si l'on

remplace  $C_{10.8}H_{18.7}$  par  $C_{12}H_{26}$  ou  $C_8H_{18}$ , la différence sur l'énergie interne est inférieure à 1% (Lapuerta *et al.*, 1999).

### 3.7 Gaz résiduels et courtcircuités

Les gaz résiduels correspondent à la fraction de gaz brûlés qui reste dans le cylindre après que la soupape d'échappement se soit refermée. La fraction de gaz résiduels est fixée à la valeur usuelle de 5% (Heywood, 1988). Les gaz court-circuités sont ceux qui passent directement de la tubulure d'admission à la tubulure d'échappement lors du croisement des soupapes sans séjourner dans le cylindre. Ces deux phénomènes ont des conséquences sur la composition chimique du mélange gazeux. Dans le moteur utilisé, le croisement des soupapes est nul, car la soupape d'échappement se ferme avant l'ouverture de la soupape d'admission. La quantité de gaz court-circuitée est donc nulle, seuls les gaz résiduels sont pris en compte.

### 3.8 Pertes et transfert thermique

Lors du processus de combustion, l'énergie disponible dans le carburant, quantifiée par le PCI, est répartie entre le dégagement de chaleur apparent et les pertes. Les pertes sont majoritairement imputables au transfert thermique, il est à noter que ce sont les seules qui sont suffisamment importantes pour être significatives selon Ghojel et Honnery (2005). Le transfert thermique est divisé entre le mécanisme de convection et celui de radiation dans les moteurs à combustion interne, en effet la diffusion est négligeable dans la mesure où le temps caractéristique du système est faible devant l'importance des écoulements. La radiation est souvent négligée bien qu'ayant un impact important, tout particulièrement dans les moteurs diesel (Ghojel et Honnery, 2005). De nombreuses corrélations utilisant différentes hypothèses sont utilisées dans les codes calculant le dégagement de chaleur total, loi de Newton, équation de Stefan-Boltzmann, corrélation prenant en compte l'effet de la radiation, méthode Wiebe, celle qui reste la plus commune est la corrélation de Wochni (Ghojel et Honnery, 2005). Dans le modèle développé, le transfert thermique n'a pas été calculé, car le dégagement de chaleur apparent est utilisé. Cependant, dans le cas d'études plus poussées du dégagement de chaleur ou de la thermique d'un moteur son estimation grâce aux modèles cités peut-être intéressante.

### 3.9 Élimination du bruit du signal de pression cylindre

Le signal de pression mesuré est fortement bruité durant la combustion à cause des ondes de pression générées par la combustion et de leur réflexion sur les parois du cylindre et dans l'adaptateur supportant le capteur de pression dynamique. De plus, le calcul du dégagement de chaleur est très sensible au bruit dans le signal, car celui-ci est amplifié lorsque le signal de pression est dérivé. Dans le but d'obtenir une trace exploitable du dégagement de chaleur, une méthode utilisant un filtre digital sans phase "forward and reverse butterworth" a été mis en place, selon la méthode développée par Dey (2012). Selon Dey (2012), la fréquence de coupure optimale du filtre dépend du régime moteur et du point d'opération, dans la mesure où seule la stratégie d'injection change lors des essais, une fréquence de coupure constante égale à 4000 Hz a été choisie. Le filtre est d'ordre 5 comme recommandé par Dey (2012).

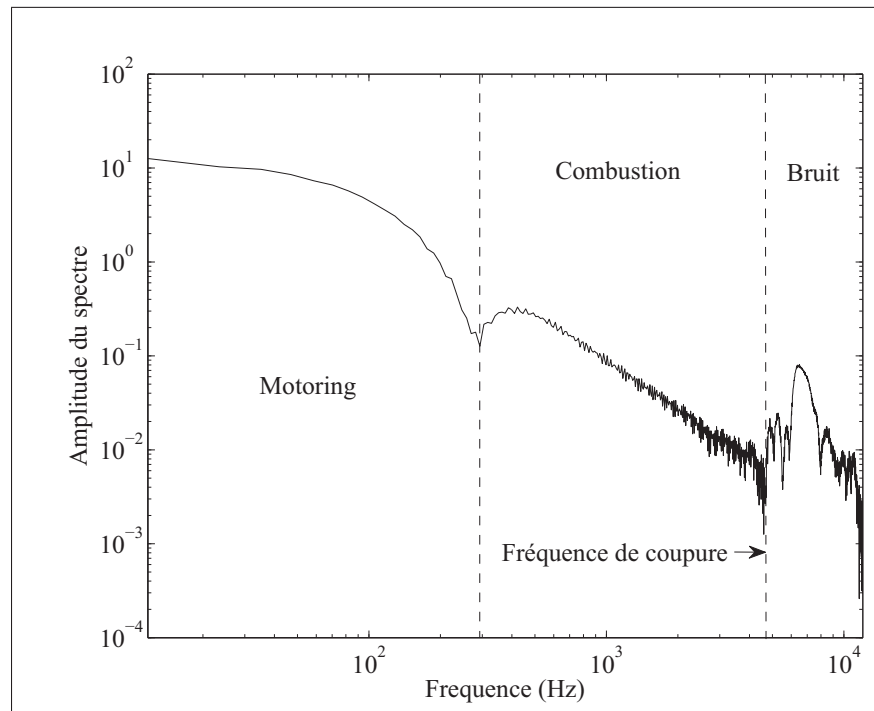


Figure 3.5 Spectre fréquentiel du signal de pression non filtré

La fréquence de coupure a été déterminée grâce à la figure 3.5 représentant le spectre du signal obtenu grâce à une TFR (Transformée de Fourier Rapide) en déterminant les fréquences liées

à l'augmentation de pression causée par la remontée du piston (motoring), à la combustion et au bruit selon l'analyse du spectre faite par Dey.

La méthode originale utilise une moyenne mobile à cinq points pour lisser le signal avant le début de la combustion et un "Forward and reverse butterworth filter" après le début de la combustion. Dans la présente étude, le signal de pression lors du motoring est peu bruité et ne nécessite pas d'être filtré. De plus, la résolution angulaire du signal de pression dans l'étude de Dey est cinq fois supérieure à celle obtenue dans cette étude, appliquer la moyenne mobile aurait donc été plus préjudiciable dans le cas présent. Ainsi, seul le filtre de Butterworth est appliqué et ce à partir du début de la combustion. Le début de la combustion est déterminé en utilisant la dérivée seconde de la pression.

Les figures 3.6 et 3.7 illustrent respectivement la pression cylindre et le dégagement de chaleur instantané avec et sans filtrage du signal du capteur de pression cylindre.

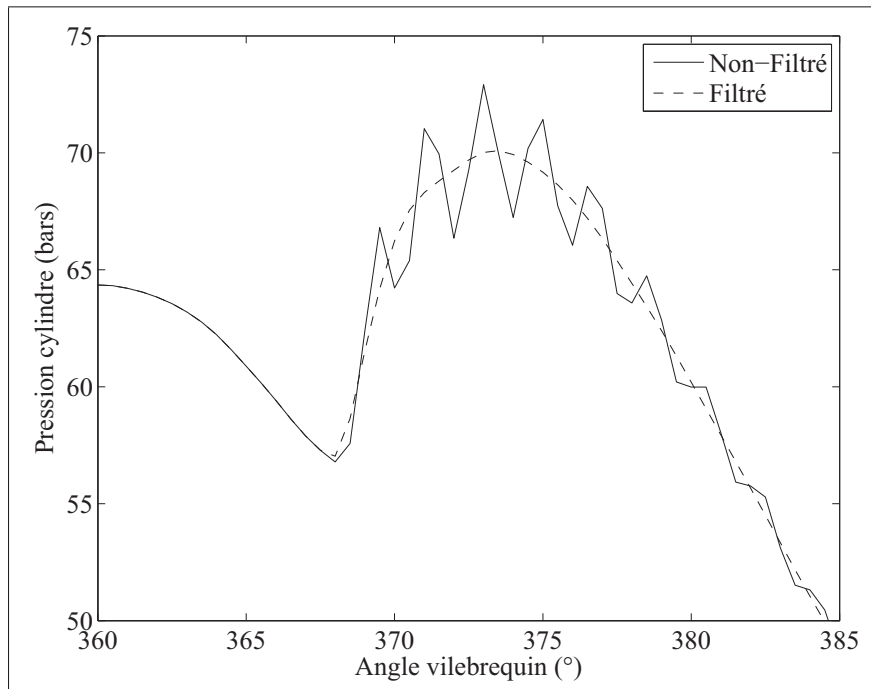


Figure 3.6 Comparaison des signaux de pression filtré et non-filtré



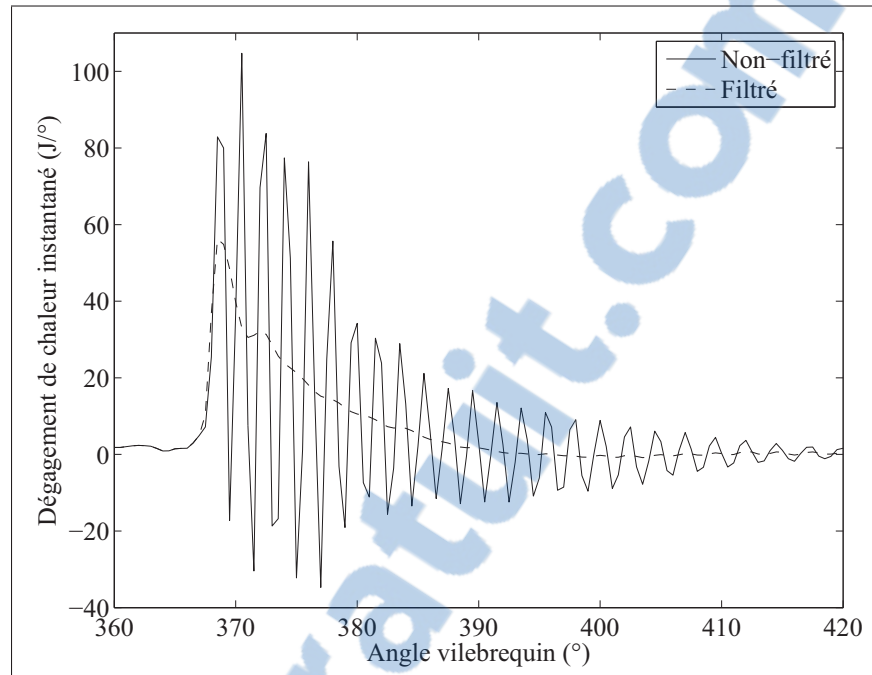


Figure 3.7 Comparaison des courbes de taux de dégagement de chaleur obtenues avec les signaux de pression filtré et non-filtré

Le filtrage des données de pression induit une erreur sur la PMEI. Il a été observé que la PMEI des données filtrées est moins importante que la PMEI des données brutes. L'erreur constatée décroît avec l'augmentation de la PMEI et devient inférieure à 1% à partir de 4,5 bars PMEI.

### 3.10 Sources d'erreurs dans les données

Afin de s'assurer de la validité des résultats du modèle, les trois principales sources d'incertitudes, ainsi que l'erreur qui en découle, sont présentées dans cette section.

#### 3.10.1 Incertitude des données de pression

Les données obtenues grâce à des capteurs de pression dynamiques piézoélectriques sont connues pour être sensibles au bruit électrique, en particulier entre le capteur et l'amplificateur de charge, et à la dérive du signal sur le long terme (Asad et Zheng, 2008). Cependant, sur le présent montage, aucune de ces deux sources d'erreur ne semble influente dans la mesure

où les câbles ont été correctement blindés et où la valeur de référence est actualisée toutes les cycles, soit toutes les 60 millisecondes à 2000 tours/minute.

### 3.10.2 Incertitude PMH

La correspondance entre la pression acquisitionnée à un instant et la position vilebrequin est effectuée par estimation de la position du PMH (Point Mort Haut). Pour cela, l'hypothèse que la pression cylindre maximale du cycle motorisé correspond au PMH est utilisée. Cette hypothèse néglige le transfert de chaleur (Lapuerta *et al.*, 2000) et le caractère dynamique du système. Dans son étude de sensibilité, Lapuerta démontre que l'erreur commise sur le dégagement de chaleur pour une erreur de  $\pm 1$  degré est inférieure à 3%, donc négligeable. L'erreur induite sur le calcul du travail (PMEI) est en revanche très importante. Mais dans la mesure où l'hypothèse est la même quel que soit le cylindre ou le point d'opération, il est raisonnable d'affirmer que s'il est possible que les valeurs de la PMEI soient imprécises, leur hiérarchie n'est pas influencée par l'erreur causée par le positionnement incertain du PMH.

### 3.10.3 Incertitude capteur MAP

La valeur moyenne du MAP est utilisée comme donnée de référence pour les données de pression cylindre selon la méthode détaillée plus haut. En conséquence, les erreurs commises lors de la mesure de la valeur du MAP sont transmises aux données de pression. Cependant, une erreur de  $\pm 0.3$  bar sur la valeur de la pression de référence induit une erreur inférieure à 3% sur la valeur du dégagement de chaleur (Lapuerta *et al.*, 2000). Étant donné la faible sensibilité de la correction de la pression de référence dans le calcul du dégagement de chaleur, l'incertitude associée au capteur MAP et les éventuelles imprécisions induites par l'hypothèse utilisée pour le calcul de la pression de référence peuvent être considérées acceptables. De plus, l'erreur est similaire pour tous les cas lors des comparaisons.

## 3.11 Comparaison au modèle simple

La figure 3.8 compare les résultats de dégagement de chaleur obtenus pour un cas test avec le code décrit dans ce chapitre et avec la version simple du code, utilisant un  $\gamma$  constant. Les

différences observées sur le dégagement de chaleur apparent sont faibles. Le dégagement de chaleur apparent est plus élevé avec le code à  $\gamma$  variable durant la combustion, car le calcul du coefficient polytropique prend en compte que la capacité thermique du  $\text{CO}_2$  est supérieure à celle du  $\text{O}_2$ . Le code à  $\gamma$  variable sera utilisé dans la suite de cette étude.

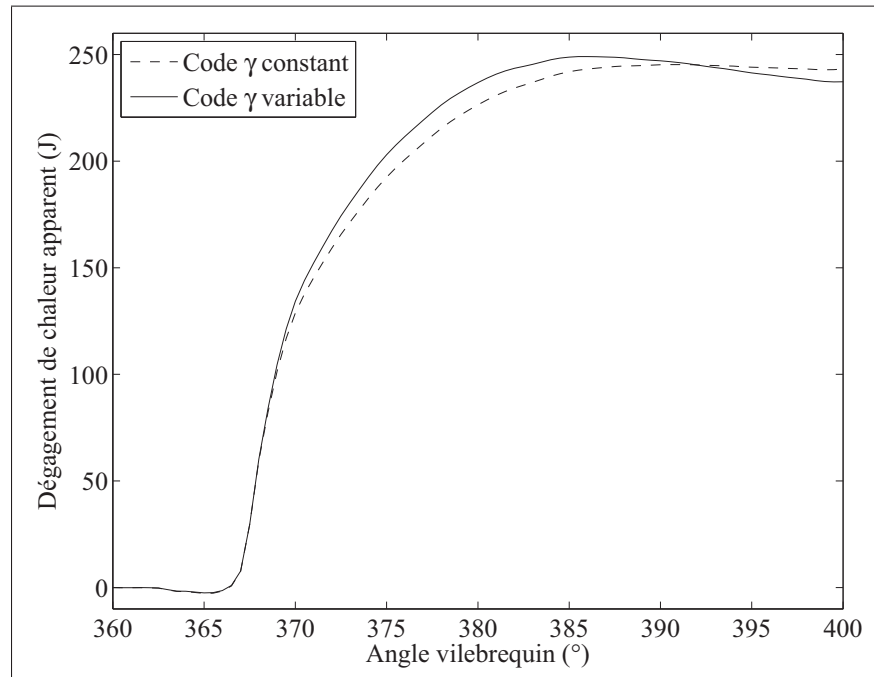


Figure 3.8 Comparaison des dégagements de chaleur obtenus avec les deux codes

### 3.12 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, après une brève présentation des données, une méthode de filtrage des données de pression cylindre à été mise en place afin de filtrer le bruit du signal. Puis à partir de la littérature, un code de calcul du dégagement de chaleur apparent incluant une estimation de l'évolution de la température et de la composition du mélange gazeux afin de prendre en compte les variations subséquentes du rapport des capacités thermiques a été mis en place et comparé au code simple. Les résultats sont satisfaisants et concordants pour les deux codes. Lors de l'analyse des résultats, la version avec  $\gamma$  variable du calcul de dégagement de chaleur apparent sera utilisée.

Le chapitre suivant présente et analyse les résultats obtenus en injection simple avec le diesel, le biodiesel, les mélanges diesel-biodiesel et le mélange de diesel et de carburant spécial.

## CHAPITRE 4

### INJECTION SIMPLE : RÉSULTATS ET ANALYSE

Une première série de tests a été effectuée en utilisant l'injection simple avec les différents carburants. En injection simple, l'avance à l'injection et le carburant utilisé sont les deux seuls paramètres de cette étude, puisque les essais sont effectués à charge constante, ce qui conditionne donc la durée de l'injection. Ce chapitre a pour but de présenter et d'analyser les résultats obtenus, afin de montrer l'impact de ces deux paramètres sur la consommation et les émissions de polluants et de particules. La stratégie d'injection simple la plus intéressante servira de base de comparaison, dans le chapitre suivant, pour évaluer l'impact de l'injection multiple.

Comme cela a été exposé dans la revue de littérature, les émissions les plus problématiques pour les moteurs diesel sont les  $\text{NO}_x$  et les particules. Dans cette étude, en injection simple au PMH, les émissions de  $\text{NO}_x$  mesurées sont de l'ordre de 300 ppm. Les émissions de CO et de HC, dont les ordres de grandeur pour le diesel en injection simple au PMH sont respectivement de 500 ppm et 20 ppm, sont en revanche peu contraignantes du point de vue des normes environnementales. L'accent sera donc mis sur le contrôle des émissions de  $\text{NO}_x$  et de particules, en essayant de minimiser l'impact sur les autres émissions polluantes. Les ordres de grandeur des émissions de  $\text{NO}_x$ , HC et CO sont cohérents avec ceux trouvés par Park *et al.* (2011).

#### 4.1 Consommation de carburant

La figure 4.1 représente l'évolution de la consommation de carburant en fonction de l'avance à l'injection et du carburant utilisé. Il apparaît tout d'abord que la consommation de carburant augmente avec la diminution de l'avance à l'injection, c'est-à-dire à mesure que l'injection se produit tard dans le cycle, sur la plage d'avances à l'injection testée et pour tous les carburants. L'amplitude de cette augmentation est importante pour le  $B_0$ . Elle est en revanche moins marquée pour le  $B_{100}$  et le  $G_{50}$ . Il apparaît donc que l'augmentation de la concentration de biodiesel a pour effet de diminuer l'augmentation de consommation liée aux avances tardives et que le  $G_{50}$  permet également de réduire cette augmentation.

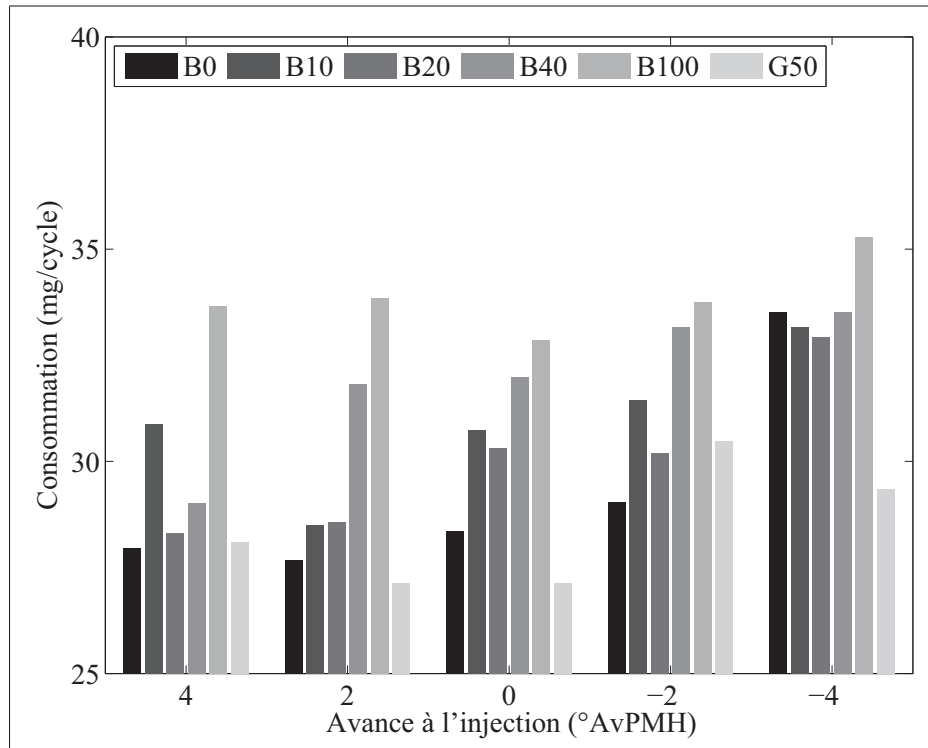


Figure 4.1 Consommation moyenne de carburant par cycle en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple

Sur la figure 4.1, il apparaît également que, pour les carburants  $B_{XX}$  (mélanges diesel-biodiesel, diesel pur et biodiesel pur), l'augmentation de la concentration de biodiesel induit une augmentation de la consommation de carburant. Cette tendance est la conséquence du PCI plus faible du biodiesel ; une masse supérieure de biodiesel est requise pour développer une puissance égale. Cette tendance est particulièrement visible sur la plage d'avance à l'injection positive. Pour l'avance à l'injection la plus tardive ( - 4 DAvPMH), la différence de consommation mesurée entre le diesel et le biodiesel est moins importante que lorsque l'avance à l'injection est positive. L'augmentation supérieure de la consommation de carburant pour le diesel aux avances à l'injection tardives tend à compenser la différence de consommation entre le diesel et le biodiesel liée au PCI.

La consommation de carburant du  $G_{50}$  est semblable à celle du  $B_0$  pour toutes les avances à l'injection hormis la plus tardive ( -4 DAvPMH). Ce résultat amène à la conclusion que les

PCI des deux carburants sont certainement voisins, ce qui est pertinent puisque les deux sont composées d'hydrocarbures uniquement.

## 4.2 Monoxyde de carbone

La figure 4.2 présente les concentrations de CO mesurées en injection simple pour les différentes avances et les différents carburants. Lorsque l'avance à l'injection est retardée, les émissions de CO augmentent légèrement sur la plage d'avance à l'injection positive puis fortement lorsque l'avance à l'injection est négative. Les émissions de CO sont liées à la qualité de la combustion. L'importante augmentation de ces émissions lorsque l'injection est beaucoup retardée permet de dire que l'avancement de la réaction de combustion diminue avec la diminution de l'avance à l'injection. La combustion devient de plus en plus incomplète, favorisant l'émission de ces espèces qui ne sont pas totalement oxydées, à cause des faibles conditions de température et de pression dans le cylindre, insuffisantes pour assurer une oxydation complète du carburant. Ainsi, lorsque l'injection est trop retardée, une dégradation de la qualité de la combustion est observée. Ce résultat permet d'expliquer l'augmentation de la consommation de carburant observée pour les avances les plus tardives. En effet, puisque la qualité de la combustion se dégrade, une quantité plus importante de carburant est nécessaire pour atteindre la puissance requise. Ces résultats sont confortés par la littérature (Mohan *et al.*, 2013) (Roy *et al.*, 2014).

Dans l'analyse des résultats de consommation, il a par ailleurs été montré que l'augmentation de consommation constatée pour les avances tardives était moins marquée pour les carburants contenant une plus grande concentration de biodiesel. Une augmentation plus faible des émissions de CO pour les carburants contenant plus de biodiesel est également constatée aux avances tardives. La concentration de biodiesel dans le diesel a donc un impact sur le comportement de la combustion vis-à-vis de l'avance à l'injection, probablement dû au fait de la présence d'oxygène dans le carburant.

Enfin, il apparaît que les émissions de CO diminuent avec l'augmentation de la quantité de biodiesel dans le diesel. Par exemple, pour le cas où l'injection se produit au PMH, le B<sub>100</sub> produit

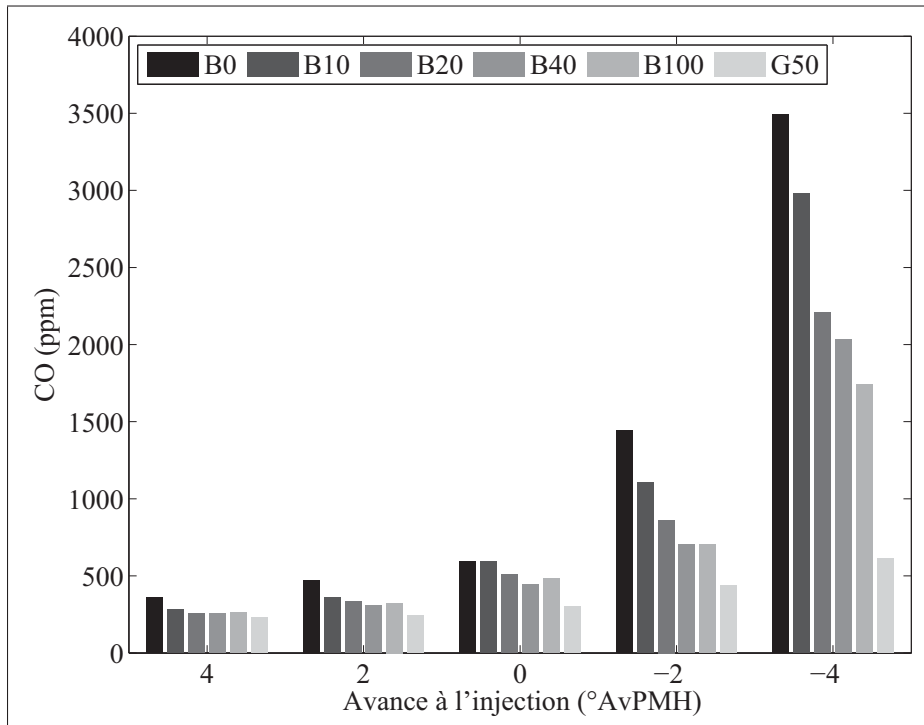


Figure 4.2 Émissions de CO en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple

19% de CO en moins que le B<sub>0</sub>. La littérature rapporte également une réduction des émissions de CO avec l'augmentation de la concentration de biodiesel dans le diesel (US EPA, 2012). Cette réduction est attribuée à l'amélioration de la combustion causée par l'indice de cétane plus élevé d'une part et la diminution de la richesse locale de la flamme grâce à l'oxygène contenu dans le carburant d'autre part (Karra *et al.*, 2008).

Les émissions de CO mesurées avec le G<sub>50</sub> sont les plus faibles sur l'ensemble de la plage d'avance à l'injection testée. Elles sont, par exemple, inférieures de 49% à celles observées avec le B<sub>0</sub> pour une injection simple au PMH (avance de 0 DAvPMH). Il apparaît également que l'augmentation des émissions de CO constatée pour les avances tardives lors de la diminution de l'avance à l'injection est bien moins marquée qu'avec les autres carburants. Les concentrations de CO mesurées restent faibles, même pour les avances les plus tardives.



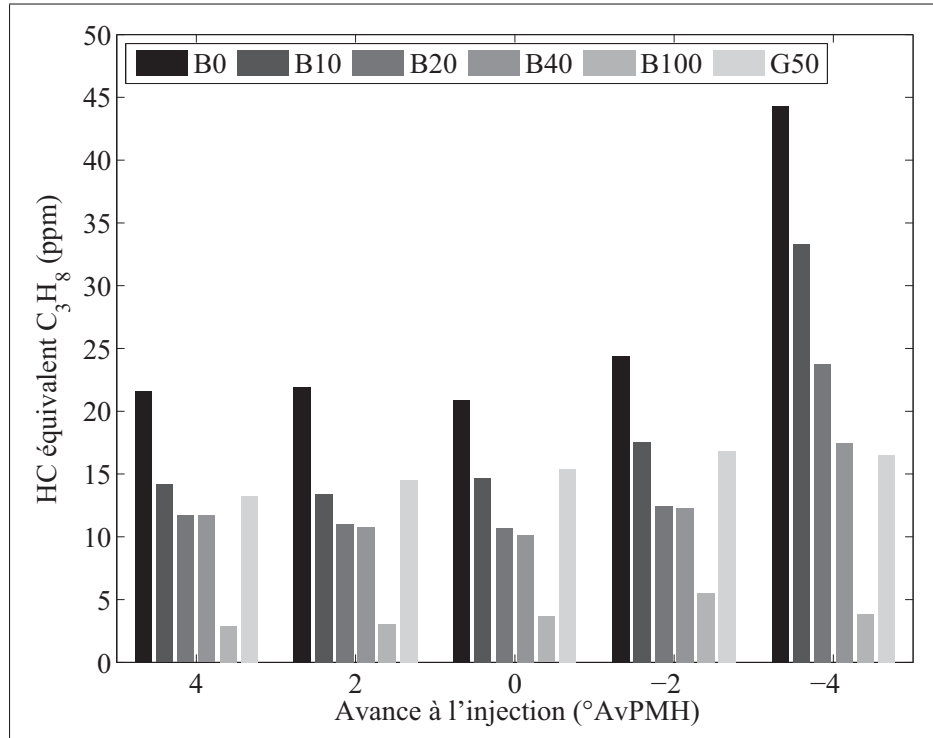


Figure 4.3 Émissions de HC en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple

### 4.3 Hydrocarbures imbrûlés

La figure 4.3 représente les concentrations d'hydrocarbures imbrûlés (HC) en équivalent propane (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) mesurées en injection simple en fonction de l'avance à l'injection et du carburant. Il apparaît que les émissions de HC sont constantes pour tous les carburants sur la plage d'avance à l'injection positive, c'est-à-dire lorsque le début de l'énergisation de l'injecteur a lieu avant le PMH. Sur la plage d'avance à l'injection négative, les émissions de HC augmentent beaucoup lorsque l'injection est retardée après le PMH pour le carburant diesel. L'amplitude de cette augmentation est bien plus faible pour le biodiesel et trouve son origine dans la dégradation de la combustion pour les avances les plus tardives, comme cela était déjà le cas pour les émissions de CO.

Les émissions de HC observées avec le B<sub>100</sub> sont inférieures de 83% à celles mesurées avec le B<sub>0</sub> et une diminution des émissions de HC est observée lors de l'augmentation de la concen-

tration en biodiesel dans le diesel. Ces tendances sont semblables à celles rapportées dans la littérature (US EPA, 2012).

Pour le  $G_{50}$ , les émissions de HC sont réduites de 26% par rapport au  $B_0$ . Elles sont cependant supérieures à celles observées avec le  $B_{100}$ . De façon similaire avec ce qui a été rapporté pour les émissions de CO, l'augmentation des émissions de HC rapportées aux avances tardives est faible pour ce carburant.

#### 4.4 Formaldéhydes

La figure 4.4 rapporte les concentrations de formaldéhydes (HCHO) mesurées en injection simple pour les différentes avances à l'injection et les différents carburants testés. Le HCHO est un produit intermédiaire de l'oxydation des carburants à base de carbone (Tan *et al.*, 2009). Il apparaît que les émissions de HCHO augmentent lorsque l'injection est retardée. Cette augmentation, faible sur la plage des avances à l'injection positive, devient très importante sur la plage des avances à l'injection négatives. De plus, l'augmentation la plus importante pour les avances les plus tardives est constatée pour le  $B_0$ . Elle est en revanche plus modérée pour le  $B_{100}$  et fonction de la concentration de biodiesel dans le diesel pour les mélanges diesel-biodiesel. Il apparaît donc que les tendances observées pour les émissions de HCHO vis-à-vis de l'avance à l'injection pour les différents carburants sont fortement semblables à celles constatées pour les émissions de CO. Ces tendances sont la conséquence de la dégradation progressive de la combustion lorsque l'injection est retardée dans le cycle, comme cela a déjà été mis en avant pour les émissions de CO. La tendance observée pour les émissions de HCHO en fonction de l'avance à l'injection pour le diesel est en accord avec les résultats de Roy (2008).

Une réduction des émissions de HCHO est également observée lors de l'augmentation de la concentration de biodiesel dans le diesel pour les différents points d'opération en injection simple. Ainsi, pour un début d'énergisation au PMH, les émissions de HCHO du  $B_0$  sont supérieures de 28% à celles du  $B_{100}$ .

Pour le  $G_{50}$ , les émissions de HCHO sont les plus faibles de tous les carburants testés, quelle que soit l'avance à l'injection. De plus, pour le point d'avance à l'injection au PMH, elles

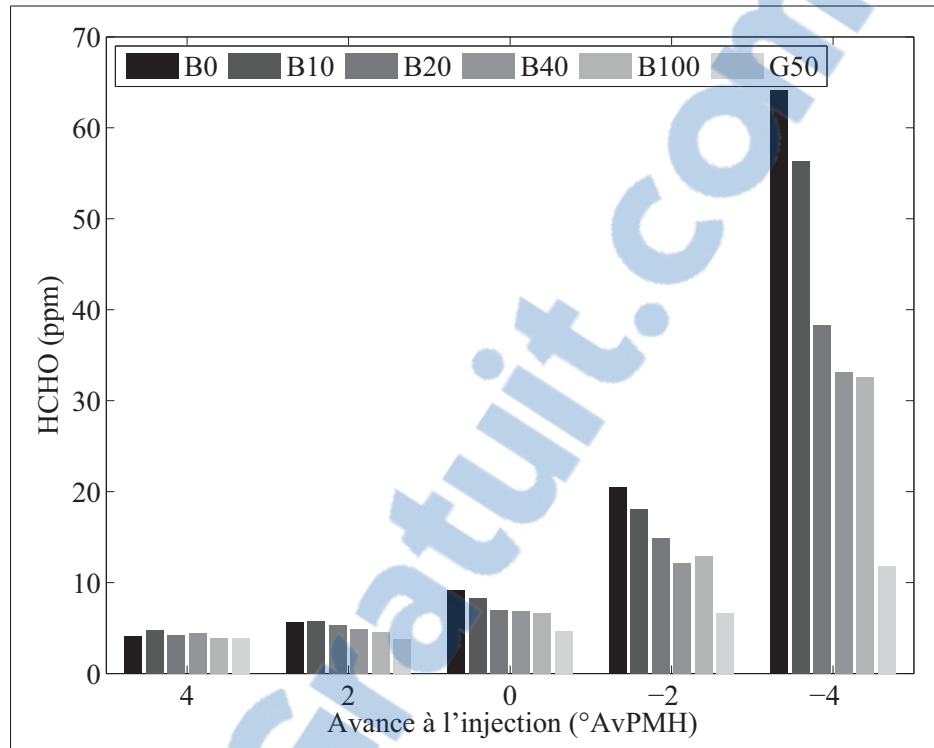


Figure 4.4 Émissions de HCHO en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple

sont inférieures de 49% à celles mesurées pour le B<sub>0</sub>. Enfin, l'augmentation des émissions de HCHO constatée pour les avances tardives est beaucoup moins importante que pour les autres carburants. Ces tendances sont une nouvelle fois proches de celles constatées pour le CO. Les faibles émissions de CO, HC et HCHO rapportées pour le G<sub>50</sub> ainsi que la dégradation moins importante de la combustion constatée pour les avances tardives par rapport aux autres carburants semblent être la conséquence des propriétés de ce carburant et en particulier du fait qu'il soit uniquement constitué d'alcane et ne contienne pas d'aromatiques. Il est probable que la dégradation de la combustion intervienne pour des avances plus tardives, ce qui pourra être validé en testant ce carburant avec des avances plus tardives.

#### 4.5 Dioxyde de carbone

La figure 4.5 présente les concentrations de CO<sub>2</sub> mesurées dans les gaz d'échappement pour les différents carburants et les différentes avances. Il apparaît que les émissions de CO<sub>2</sub> diminuent

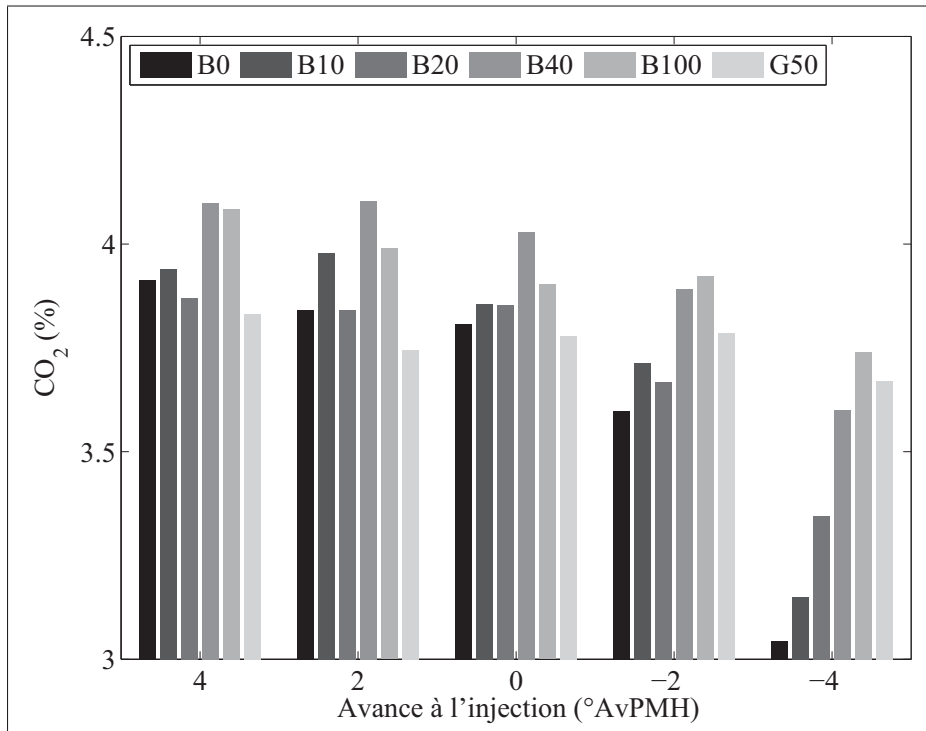


Figure 4.5 Émissions de CO<sub>2</sub> en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple

pour les avances les plus tardives, en particulier avec le B<sub>0</sub>. Cette diminution est la conséquence de l'augmentation des émissions de CO pour ce point. Il y a en effet compétition entre le CO et le CO<sub>2</sub> pour les atomes de carbones. Pour les autres avances à l'injection, les émissions de CO<sub>2</sub> varient peu.

#### 4.6 Oxydes d'azotes

La figure 4.6 présente les émissions d'oxydes d'azote (NO<sub>x</sub>). Les émissions de NO<sub>x</sub> sont obtenues en ajoutant celles de NO et de NO<sub>2</sub>, puisque ce sont les deux espèces d'oxydes d'azote majoritaires dans les gaz d'échappement des moteurs diesel (Ferguson et Kirkpatrick, 2001). De plus, les variations des émissions de NO<sub>2</sub> d'un point à l'autre en injection simple sont bien inférieures à celles observées pour le NO, les émissions de NO<sub>x</sub> sont donc gouvernées par les variations des émissions de NO en injection simple.

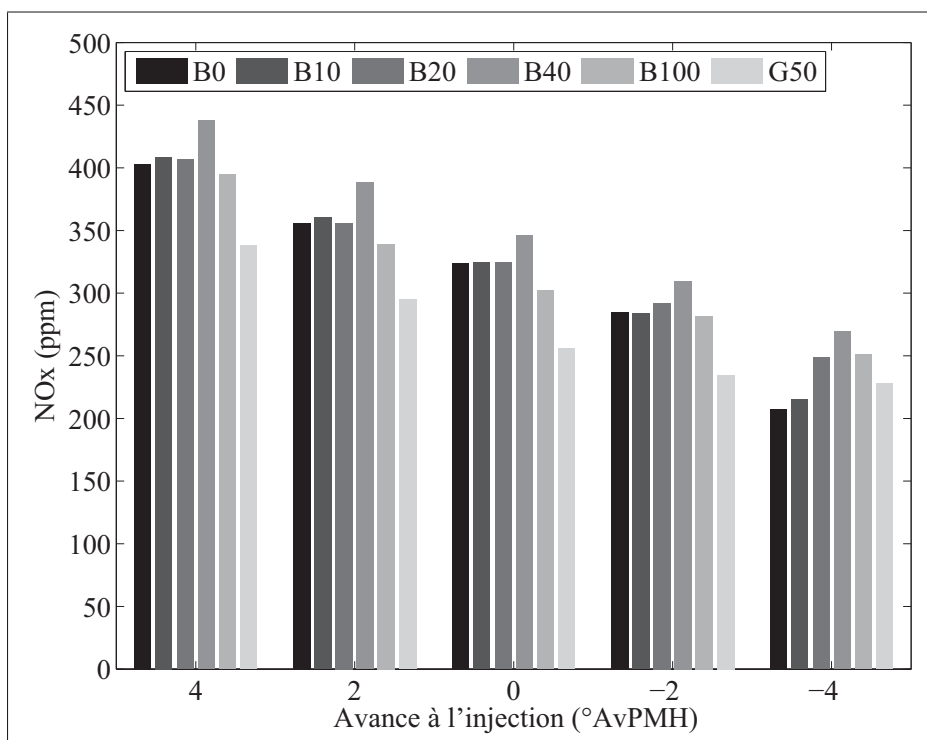


Figure 4.6 Émissions de  $\text{NO}_x$  en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple

La diminution de l'avance à l'injection entraîne une diminution régulière des émissions de  $\text{NO}_x$  et ce pour tous les carburants testés. La littérature fait état d'une dépendance forte entre le taux de production de  $\text{NO}_x$  et la température des gaz dans le cylindre. Or, lorsque l'injection se produit plus tard, le volume du cylindre est plus important, car le piston descend durant la phase de détente. Comme le cylindre a un volume plus important, la température moyenne du mélange gazeux est plus faible, ce qui explique que la concentration de  $\text{NO}_x$  diminue. En conséquence et dans le but de trouver le meilleur compromis entre les différentes émissions de polluants, l'avance à l'injection doit être retardée autant que possible, du point de vue des émissions de  $\text{NO}_x$ .

Le mélange diesel-biodiesel qui produit le plus de  $\text{NO}_x$  est le  $\text{B}_{40}$ , cette tendance se retrouve pour les cinq avances à l'injection testées. De plus, avec le  $\text{B}_{100}$ , une baisse de 4% des émissions de  $\text{NO}$  et de 16% des émissions de  $\text{NO}_2$  est observée par rapport au  $\text{B}_0$  pour un début d'énergisation au PMH. Ces deux derniers résultats sont quelque peu surprenants dans le sens

où la littérature penche plus en faveur d'une augmentation des émissions de NO avec l'augmentation de la concentration de biodiesel, tel que cela a été rapporté dans la revue de littérature (US EPA, 2012). Il existe cependant dans la littérature des cas de diminution des émissions d'oxydes d'azote, semblables à celui observé dans cette série de données, en particulier à faible charge (Hoekman et Robbins, 2012).

Le G<sub>50</sub> émet moins de NO<sub>x</sub> que les autres carburants en injection simple. Les émissions de NO mesurées, pour le point d'avance à l'injection PMH, sont inférieures de 18% à celles observées pour le diesel. Pour les émissions de NO<sub>2</sub> la réduction est de 47%. Le carburant spécial, mélangé au diesel dans le G<sub>50</sub>, ne contient que des alcanes saturés. Le G<sub>50</sub> contient donc moins de liaisons doubles que le diesel. Or il est possible que la présence de liaison double favorise la formation de NO<sub>2</sub>, ce qui constituerait une piste pour expliquer la réduction des émissions de NO<sub>2</sub> observée.

#### **4.7 Émissions de particules**

Les mesures de particules présentées sur les figures 4.7 et 4.8 ont pour but d'évaluer l'impact des paramètres d'injection sur les émissions pour chaque carburant. Les mesures sont présentées en terme de variation du nombre total et de la masse totale de particules au point d'opération par rapport aux points de référence de chaque carburant. Ces données ne peuvent donc pas être utilisées pour étudier les variations des émissions de particules entre les carburants. Ensuite, dans le but de comparer les émissions de particules des différents carburants, les points de référence pris avant et après les changements de carburants sont comparés, afin de montrer la variation des émissions de particules lors du changement de carburant. Ces résultats sont présentés sur la figure 4.9.

Le point de référence a été fixé arbitrairement à une avance de 2 DAvPMH (Degrés Avant le Point Mort Haut). Pour les carburants B<sub>XX</sub>, le point d'avance 2 DAvPMH est redondant ; le point présenté dans les résultats n'a pas été utilisé afin d'établir le niveau de référence pour les émissions de particules. Ainsi la fiabilité de la méthode de correction des valeurs des émissions de particules peut être évaluée. Il apparaît que l'écart le plus important entre la valeur mesurée

et la référence calculée est obtenu pour le diesel. Cet écart est de 9,3% en nombre et de 11,2% en masse. Pour tous les autres carburants  $B_{XX}$  l'écart pour ce point est inférieur à 4%. Ces écarts sont faibles devant la précision de l'instrument qui est de 30% selon les données du constructeur. Pour le  $G_{50}$ , il n'y a pas de redondance du point d'avance 2 DAvPMH faute d'une quantité de carburant suffisante pour faire ce point, la fiabilité de la méthode ne pourra donc pas être évaluée pour ce carburant.

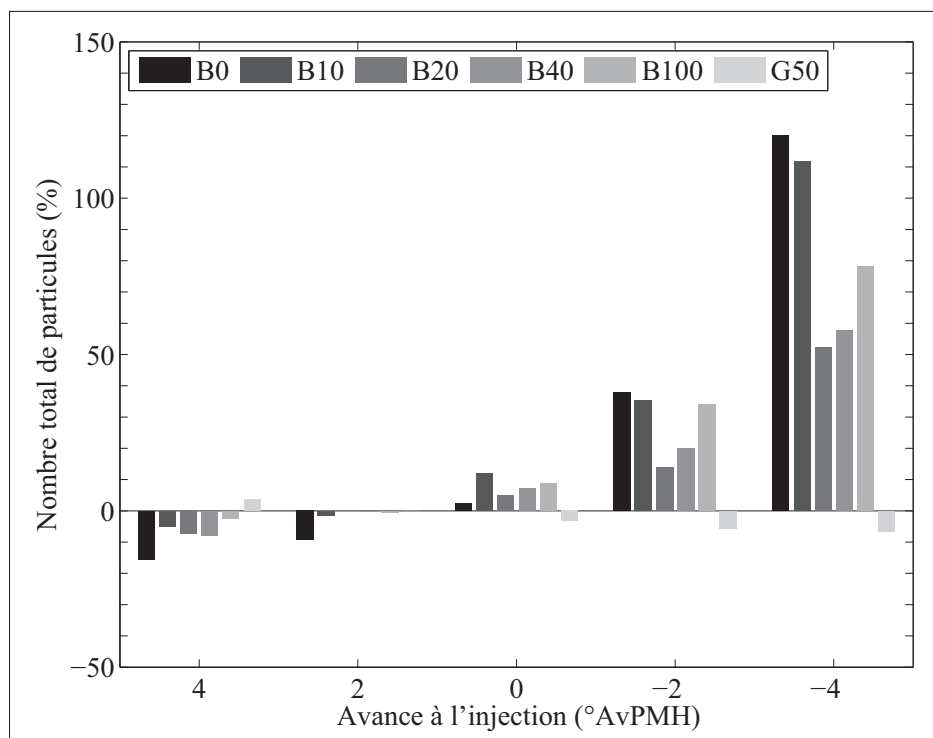


Figure 4.7 Nombre total de particules en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple

Les figures 4.7 et 4.8 représentent l'évolution du nombre total et de la masse totale des émissions de particules en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple. Pour les mélanges diesel-biodiesel, il apparaît que le nombre et la masse totaux de particules augmentent avec la diminution de l'avance à l'injection. Ces résultats sont similaires à ceux obtenus par Li *et al.* (2014). Tout comme les émissions de CO, les émissions de particules augmentent beaucoup si l'injection est retardée après le PMH. En conséquence, l'avance à l'injection PMH semble être la plus tardive envisageable pour les mélanges diesel-biodiesel

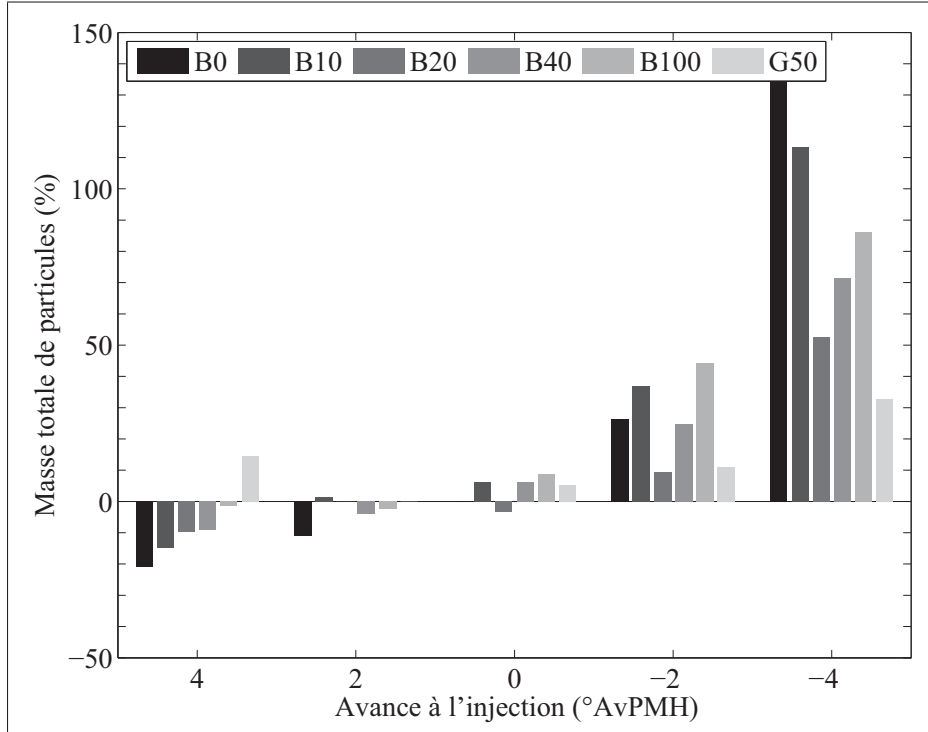


Figure 4.8 Masse totale de particules en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection simple

au regard des émissions de particules et donc le meilleur compromis en ce qui concerne les émissions de particules et de  $\text{NO}_x$ .

Le nombre total de particules émises par le G<sub>50</sub> varie peu avec l'avance à l'injection, les résultats montrent, contrairement à la tendance observée pour les autres carburants, une légère diminution du nombre total de particules lorsque l'avance à l'injection diminue. Cette réduction est d'environ 10% sur l'ensemble de la plage d'avance à l'injection balayée, ce qui n'est pas significatif au regard de l'incertitude de l'appareil et de la chaîne de mesure. En terme de masse totale, la série de données du G<sub>50</sub> passe par un minimum à 2 DAvPMH. Il apparaît que pour ce carburant, l'allure et l'amplitude des données de masses totales et de nombre total de particules sont différentes, ce qui traduit une évolution de la répartition des particules lorsque l'avance change.



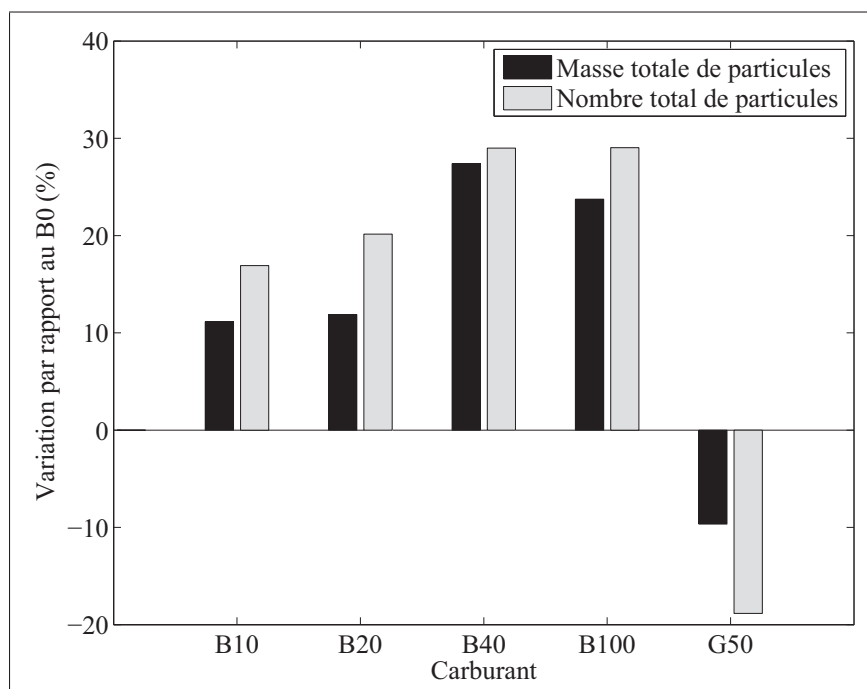


Figure 4.9 Variation des particules émises en masse et en nombre pour les différents carburants au PMH par rapport au diesel

La figure 4.9 représente les variations des émissions de particules en nombre total et en masse totale par rapport au  $B_0$  pour les différents carburants pour une injection simple au PMH. Il apparaît que les émissions de particules augmentent avec la concentration de biodiesel dans le diesel. Cette augmentation atteint 24% en masse et 29% en nombre pour le  $B_{100}$  par rapport au  $B_0$ . Cette tendance est contraire à celle généralement décrite dans la littérature, en particulier avec du biodiesel de soja (US EPA, 2012) et provient sûrement de la composition du biodiesel utilisé.

En revanche, le  $G_{50}$  émet 10% de particules en moins en nombre et 19% de moins en masse. La baisse des émissions de particules dans le  $G_{50}$  est la conséquence de l'absence de composés aromatiques dans le carburant spécial. Les aromatiques sont en effet connus pour favoriser la formation de particules (Sarvi *et al.*, 2011).

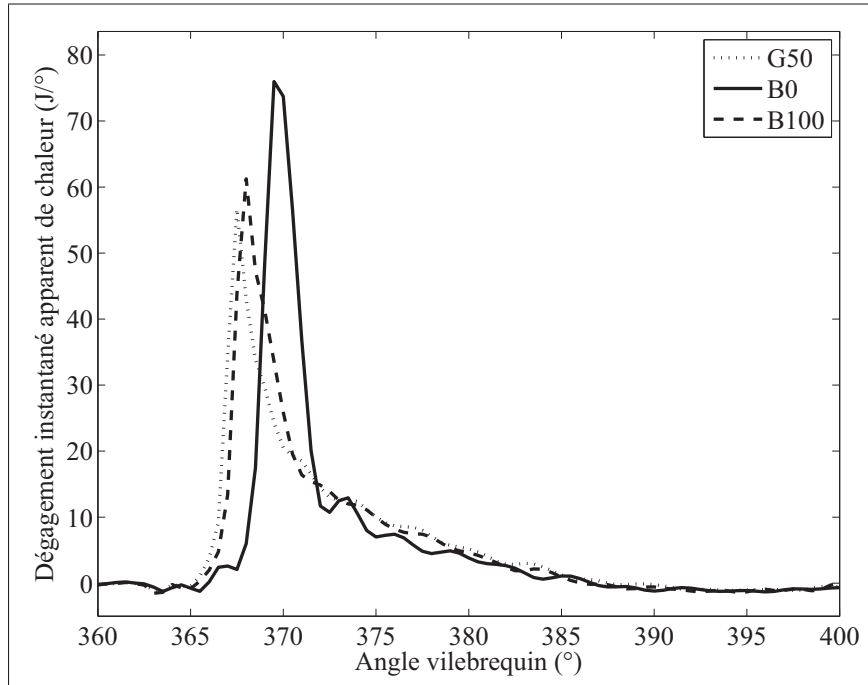


Figure 4.10 Dégagement de chaleur instantané pour les carburants B<sub>0</sub>, B<sub>100</sub> et G<sub>50</sub> en injection simple

#### 4.8 Dégagement de chaleur

La figure 4.10 représente les dégagements de chaleur instantanés pour les carburants B<sub>0</sub>, B<sub>100</sub> et G<sub>50</sub>. Grâce à cette figure, les délais d'ignition de ces trois carburants peuvent être comparés. Des délais d'ignition voisins sont observés pour le G<sub>50</sub> et le B<sub>100</sub>, celui du B<sub>0</sub> est en revanche plus long. Ce délai est l'addition du temps de latence électro-hydro-mécanique de l'injecteur et de la durée nécessaire pour enflammer le carburant après le début de l'injection. Le changement de carburant peut influencer les deux paramètres puisque la viscosité du carburant va conditionner le temps d'ouverture de l'injecteur tandis que son indice de cétane va influencer sur le délai d'apparition de la première flamme. Les émissions supérieures de HC et CO constatées pour le diesel sont la conséquence de ce délai d'ignition plus long. En effet, comme la combustion se produit plus tard dans le cycle, la pression dans le cylindre est plus faible et la qualité de la combustion en pâtit. Ce résultat permet également d'expliquer que la dégradation de la combustion est plus rapide avec la diminution de l'avance à l'injection. De plus, un délai

d'ignition plus long induit des conséquences similaires à la réduction de l'avance à l'injection : augmentation de CO et HC mais diminution des émissions de  $\text{NO}_x$ .

#### 4.9 Température dans le cylindre

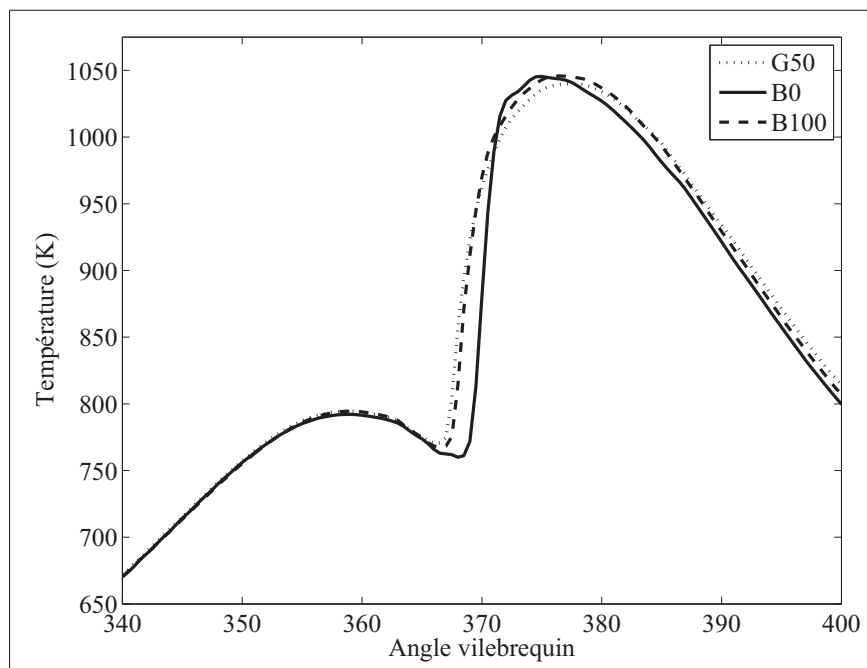


Figure 4.11 Température dans le cylindre pour les carburants  $B_0$ ,  $B_{100}$  et  $G_{50}$  en injection simple

La figure 4.11 représente l'évolution de l'estimation de la température dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin fournie par le programme de dégagement de chaleur. Les différences observées entre les évolutions de température du  $B_0$  et du  $B_{100}$  ne sont pas assez importantes pour justifier la différence observée pour les émissions de  $\text{NO}_x$ . Il est même possible que la différence observée pour ces émissions soit imputable au mécanisme de Fénimore, lié à la richesse et non à la température. Il apparaît également que l'augmentation de température pour le  $B_0$  est plus rapide que pour les deux autres carburants.

#### 4.10 Conclusion du chapitre

Les résultats obtenus en injection simple ont été présentés et analysés dans ce chapitre. L'effet de l'avance à l'injection et du changement de carburant ont été successivement analysés. Il a été montré qu'en injection simple, les émissions de particules, HC, CO et HCHO augmentent fortement lorsque l'avance à l'injection est retardée (injection après le PMH) pour les mélanges diesel-biodiesel. Dans le même temps, le retard de l'avance à l'injection entraîne une diminution régulière des oxydes d'azotes. En conséquence, il apparaît que pour les carburants du type B<sub>XX</sub>, l'avance optimale est au PMH, puisque cette avance offre le meilleur compromis entre les émissions de NO<sub>x</sub> et de particules, tout en permettant de maintenir des niveaux acceptables de HC, CO et HCHO. Les tendances et les concentrations observées pour les émissions de HC, CO et NO<sub>x</sub> ainsi que la tendance des émissions de particules en fonction de l'avance à l'injection sont en accord avec ce qui a été trouvé par Li *et al.* (2014). Pour le G<sub>50</sub> en revanche, la dégradation semble se faire plus tardivement et il semble pertinent d'utiliser une avance légèrement plus tardive afin de favoriser la diminution des NO<sub>x</sub> puisque pour ce carburant la pénalité sur les autres émissions est beaucoup plus limitée. Ce résultat montre l'importance d'ajuster la stratégie d'injection en fonction de la nature et de la composition du carburant.

De plus, d'après les mesures effectuées, l'utilisation de B<sub>100</sub> entraîne une réduction sensible des émissions de polluants gazeux, mais une augmentation des émissions de particules et de la consommation. Si les tendances en ce qui concerne le CO, HC et HCHO sont en accord avec la littérature, en revanche la diminution des émissions de NO<sub>x</sub> et l'augmentation des émissions de particules avec le biodiesel ne le sont pas. Autre fait attendu, le délai d'inflammation du biodiesel est plus court que celui du diesel. Le biodiesel testé semble être légèrement différent des biodiesel traditionnel. Le délai d'inflammation court est la conséquence de l'indice de cétane supérieur du biodiesel, ce qui d'une part induit que la combustion est gouvernée par le biodiesel et non par le diesel et qui d'autre part pourrait expliquer les tendances inhabituelles observées pour les NO<sub>x</sub> et les particules.

Avec le G<sub>50</sub>, toutes les émissions de polluants gazeux diminuent par rapport au diesel et seules les émissions de HC sont plus élevées qu'avec le biodiesel. De plus, avec ce carburant, les

particules sont également réduites et la consommation n'augmente pas comme c'est le cas avec le biodiesel. Ce dernier carburant semble donc très prometteur au regard de ses faibles émissions polluantes. Enfin, l'augmentation des émissions de particules, HC, CO et HCHO constatée avec les autres carburants, pour les injections après le PMH est très limitée. Cela autorise donc de retarder l'injection de quelques degrés après le PMH et ainsi de maximiser la réduction des NO<sub>x</sub> sans pénalité sur les autres émissions polluantes.

Ainsi se conclut ce premier chapitre de présentation et d'analyse des résultats, les tests effectués en injection simple ont permis de caractériser le montage et les carburants utilisés et d'évaluer l'impact de la concentration de biodiesel dans le diesel sur les performances et les émissions polluantes pour ce banc d'essai. Le sous-objectif 1 est donc atteint.



## CHAPITRE 5

### INJECTION MULTIPLE : RÉSULTATS ET ANALYSE

Dans le chapitre précédent, les résultats des tests effectués en injection simple pour six carburants ont été présentés. Il ressort de ces tests que l'avance à l'injection au PMH (ou nulle) présente un bon compromis entre les différentes émissions polluantes pour les carburants  $B_{XX}$  en injection simple.

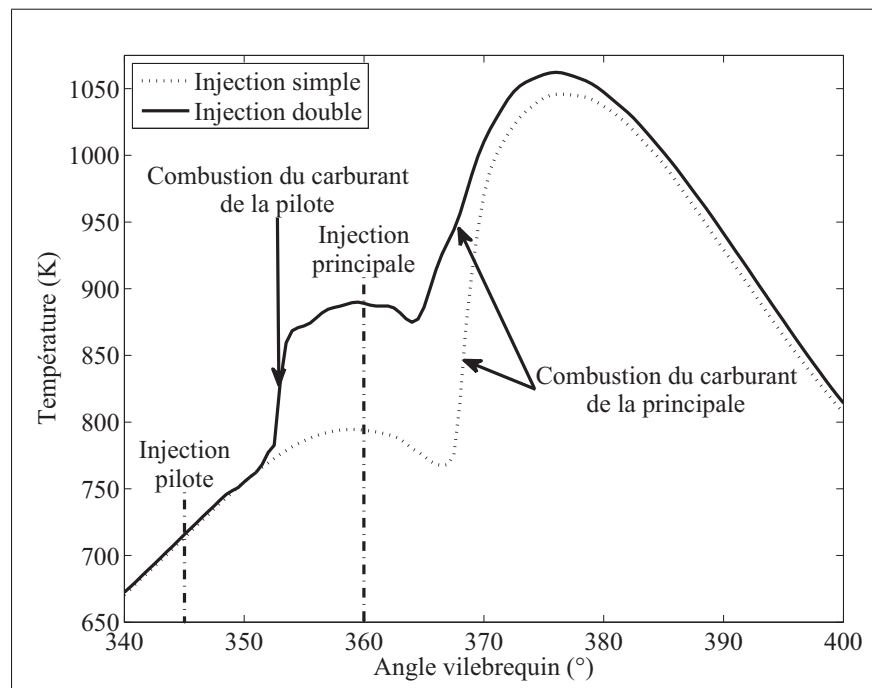


Figure 5.1 Température dans le cylindre en injection simple et double avec du  $B_{100}$

La figure 5.1 représente l'évolution de la température dans le cylindre pour une injection simple au PMH et une injection double au PMH avec une pilote de  $260 \mu s$   $15^\circ$  avant la principale. Une différence importante entre les profils de température des deux stratégies est observée. La combustion de l'injection pilote induit une élévation de température précoce dans le cycle, ici près du PMH. De plus, il apparaît que la combustion de l'injection principale lors de l'utilisation d'une injection pilote se produit plus tôt qu'en injection simple, les avances à l'injection des



deux injections principales sont pourtant identiques. Ainsi, l'utilisation d'une injection pilote ne produit pas uniquement une élévation de température au moment de la combustion, mais modifie le comportement global du moteur. Étant donné le constat précédent, des modifications sur les émissions polluantes sont à prévoir lors de l'utilisation de l'injection pilote. Le but de ce chapitre est d'étudier ces modifications.

Dans ce chapitre, les résultats obtenus en injection multiple sont présentés. Les carburants testés sont le B<sub>10</sub>, le B<sub>20</sub>, le B<sub>40</sub> et le B<sub>100</sub>. L'effet de l'avance à l'injection, de la répartition du carburant et du temps entre les injections sont successivement étudiés afin de tenter de comprendre l'influence de chacun de ces paramètres et de définir la stratégie d'injection double pilotée la plus intéressante pour chacun des carburants à ce point d'opération. Ces études permettront d'atteindre le sous-objectif 2. Ensuite, les résultats obtenus pour deux stratégies d'injection double optimisées seront comparés aux résultats d'injection simple pour chaque carburant afin d'évaluer l'impact de l'utilisation de ces stratégies d'injection optimisées sur les émissions polluantes. Finalement, les résultats obtenus pour les différents carburants pour l'une des stratégies d'injection optimisées seront comparés à ceux du diesel pour cette même stratégie afin de mettre en évidence l'impact d'un changement de carburant en injection double. Ces deux dernières sections permettront d'atteindre le sous-objectif 3 défini à la fin du chapitre 1.

## 5.1 Effet de l'avance à l'injection

L'effet de l'avance à l'injection a été testé pour les quatre carburants utilisés en injection double. Afin d'évaluer l'influence de l'avance à l'injection, la durée de l'injection pilote et le temps entre les deux injections ont été maintenues constants, à, respectivement, 260  $\mu$ s et 15 degrés vilebrequin. De façon similaire à ce qui a été fait en injection simple, pour chaque stratégie d'injection, la durée de l'injection principale a été ajustée afin d'atteindre le point d'opération utilisé dans cette étude (2 bars PMEF @ 2000 tr/min).

Les résultats des émissions de CO en fonction de l'avance à l'injection sont présentés sur la figure 5.2. Pour le B<sub>10</sub>, la diminution de l'avance à l'injection entraîne une augmentation importante des émissions de CO, cette augmentation est également observée pour les autres car-



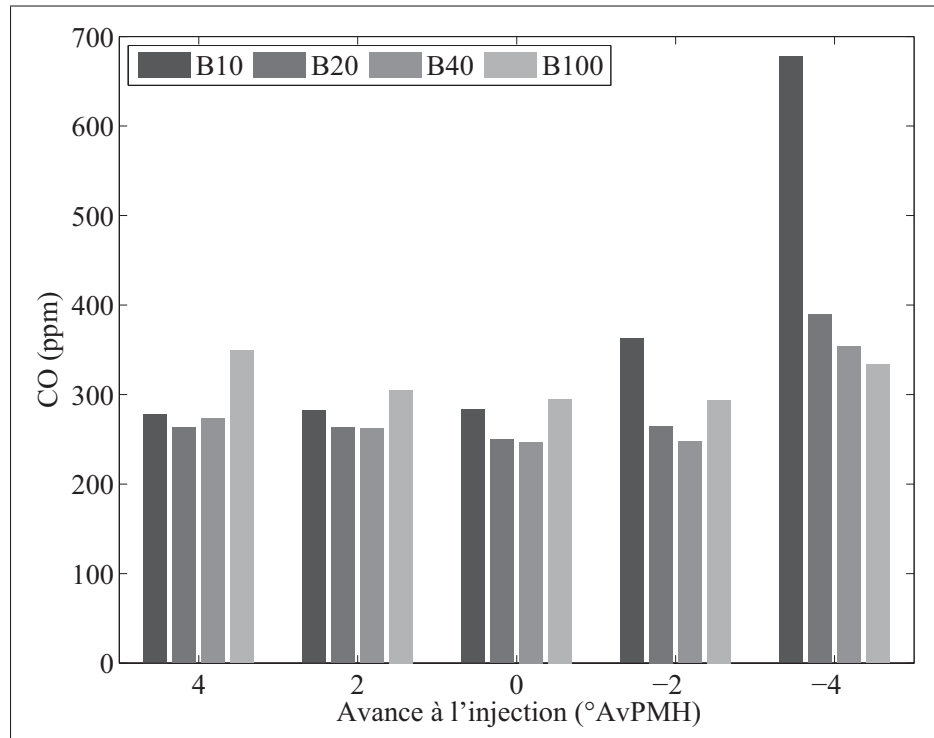


Figure 5.2 Émissions de CO en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection double

burants, mais est beaucoup moins marquée et son amplitude diminue à mesure que la concentration de biodiesel augmente. La tendance pour le B<sub>10</sub> est similaire à celle observée en injection simple, le niveau des émissions pour les injections tardives a cependant été largement réduit, au point d'avance -4 DAvPMH, les émissions de CO ont été divisées par 4. L'effet de l'avance à l'injection sur le B<sub>100</sub> est légèrement différent de celui observé en injection simple, les émissions de CO passent par un minimum pour l'avance de -2 DAvPMH. La concentration de biodiesel a donc une influence sur l'effet de l'avance sur les émissions de CO comme cela a été décrit dans la littérature (US EPA, 2012). De plus, l'utilisation de l'injection multiple permet de diminuer le niveau des émissions, en particulier pour les avances tardives.

Les tendances observées pour les carburants B<sub>20</sub> et B<sub>40</sub> font le lien entre les deux tendances différentes constatées pour le B<sub>10</sub> et le B<sub>100</sub>. Ainsi, la diminution de l'avance à l'injection entraîne une très légère diminution des émissions de CO sur la plage d'avance positive qui conduit à un minimum des émissions de CO pour l'avance nulle, comme c'est le cas pour le

B<sub>100</sub>. Sur la plage d'avance négative, les émissions de CO augmentent à mesure que l'avance à l'injection diminue.

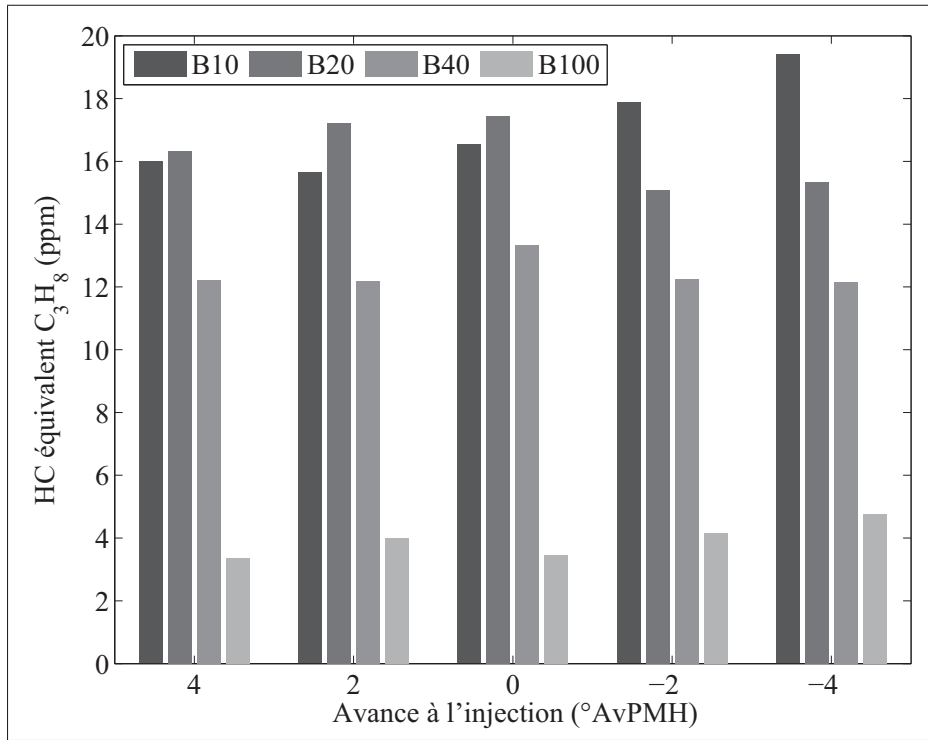


Figure 5.3 Émissions de HC en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection double

La figure 5.3 présente les résultats obtenus pour les émissions de HC en équivalent C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, en injection double, en fonction de l'avance de l'injection principale et du carburant utilisé. Une légère augmentation des émissions de HC est observée lorsque l'avance à l'injection est retardée pour le B<sub>10</sub>, comme c'était déjà le cas en injection simple. Cependant l'augmentation constatée en injection double (4 ppm sur l'ensemble de la plage d'avance à l'injection) est inférieure à celle qui avait été rapportée en injection simple (20 ppm). Pour le B<sub>40</sub> et le B<sub>100</sub>, les émissions de HC ne varient pas avec la modification de l'avance à l'injection.

La figure 5.4 présente les résultats obtenus pour les émissions de HCHO. Les tendances observées sont très similaires à celles détaillées ci-dessus pour les émissions de CO. Ainsi, les émissions de HCHO sont légèrement réduites par l'utilisation de cette stratégie d'injection

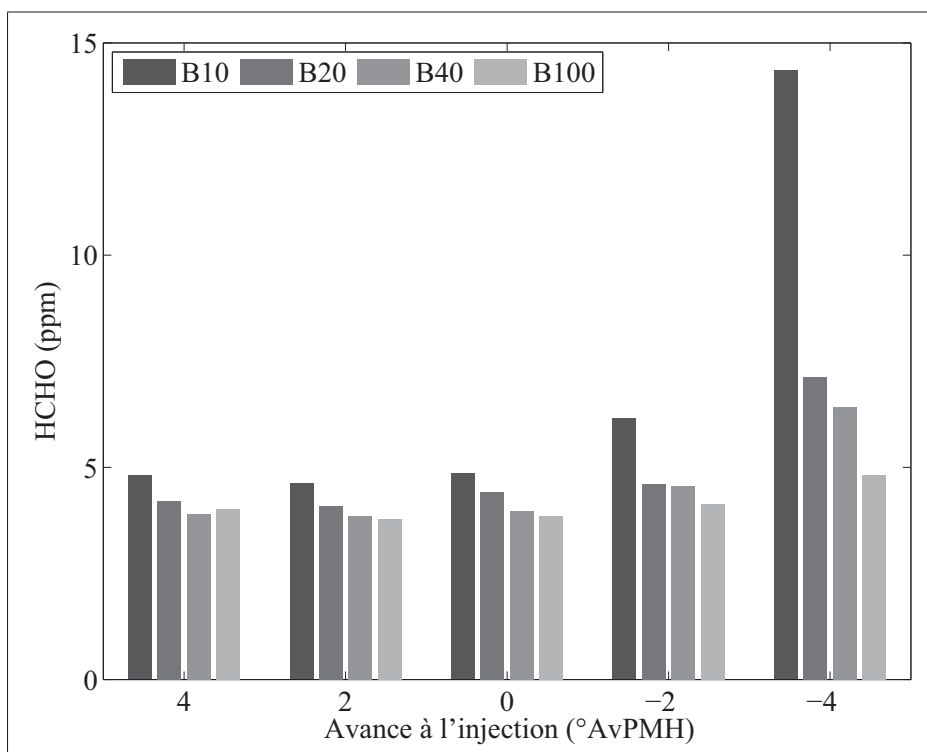


Figure 5.4 Émissions de HCHO en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection double

double sur toute la plage d'avances testée et l'augmentation constatée pour les avances négatives a été fortement réduite. L'augmentation la plus importante constatée pour les avances tardives est encore une fois observée pour le carburant le plus riche en diesel (ici le B<sub>10</sub>).

La figure 5.5 représente les concentrations de NO mesurées pour les différents carburants et avances à l'injection. Il apparaît que les émissions de NO diminuent régulièrement avec la diminution de l'avance à l'injection de manière similaire à ce qui a été constaté en injection simple. Toutefois, comme pour les polluants précédents, le niveau des émissions a été réduit pour l'ensemble des avances testées. De plus, en injection simple, la relation entre la concentration de biodiesel dans le diesel et les émissions de NO n'est pas apparue clairement sur les données. Dans cette série de données, l'augmentation classique des NO conjointement à l'augmentation de la concentration de biodiesel dans le diesel est manifeste. Pour le point d'avance à l'injection nulle, le B<sub>100</sub> émet 9,8% de NO en plus que le B<sub>10</sub>, ce qui est très proche de l'augmentation moyenne de 10% des émissions de NO<sub>x</sub> rapportée à par l'EPA US EPA (2012).

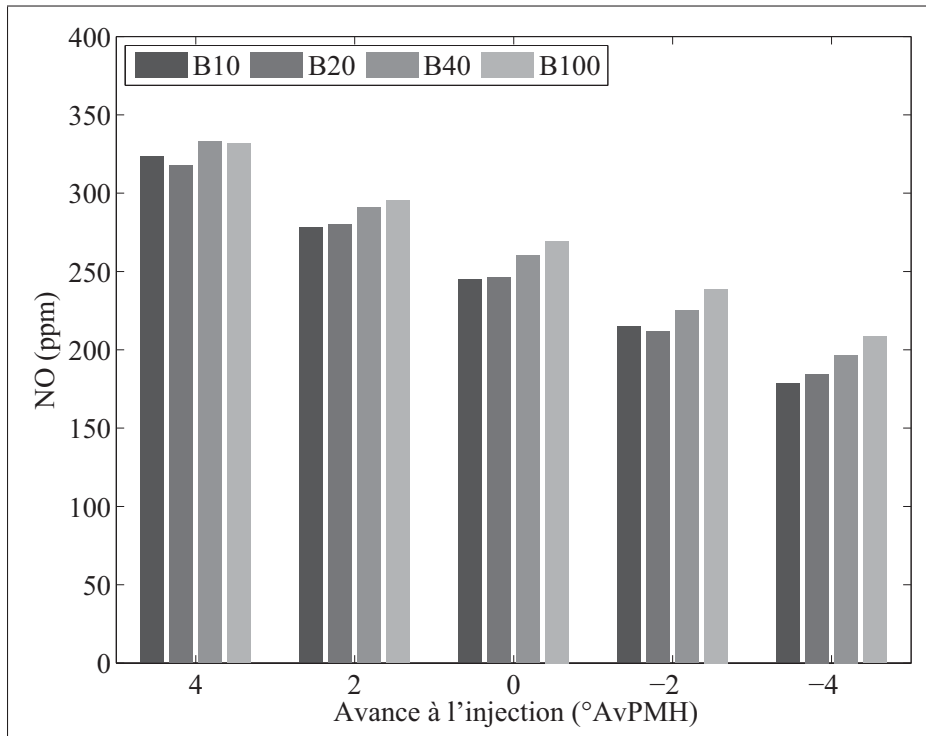


Figure 5.5 Émissions de NO en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection double

L'influence de l'avance à l'injection sur les émissions de  $\text{NO}_2$  est représentée sur la figure 5.6. La tendance générale est une diminution des émissions de  $\text{NO}_2$  lorsque l'avance à l'injection de la principale est retardée. Si cette tendance est très nette jusqu'à -2 DAvPMH, il semble en revanche que lorsque l'avance est d'avantage retardée, les émissions de  $\text{NO}_2$  du B<sub>10</sub> ne s'y conforment pas strictement.

Tout comme dans le chapitre précédent, les résultats des émissions de particules présentés sur les figures 5.7 et 5.8 sont présentés en pourcentage de variation par rapport au point de référence (injection simple à 2 DAvPMH). Des réductions importantes de la masse et du nombre de particules sont observées en injection double par rapport à l'injection simple. Les réductions maximales sont constatées pour le B<sub>10</sub> et le B<sub>20</sub> pour une avance à l'injection nulle et pour le B<sub>40</sub> avec l'avance à l'injection égale à deux degrés. En ce qui concerne le B<sub>100</sub>, la réduction maximale est observée à 4 degrés d'avance en terme de masse et à 2 degrés d'avance en terme de nombre de particules. D'autre part, les niveaux de réduction les plus importants sont consta-

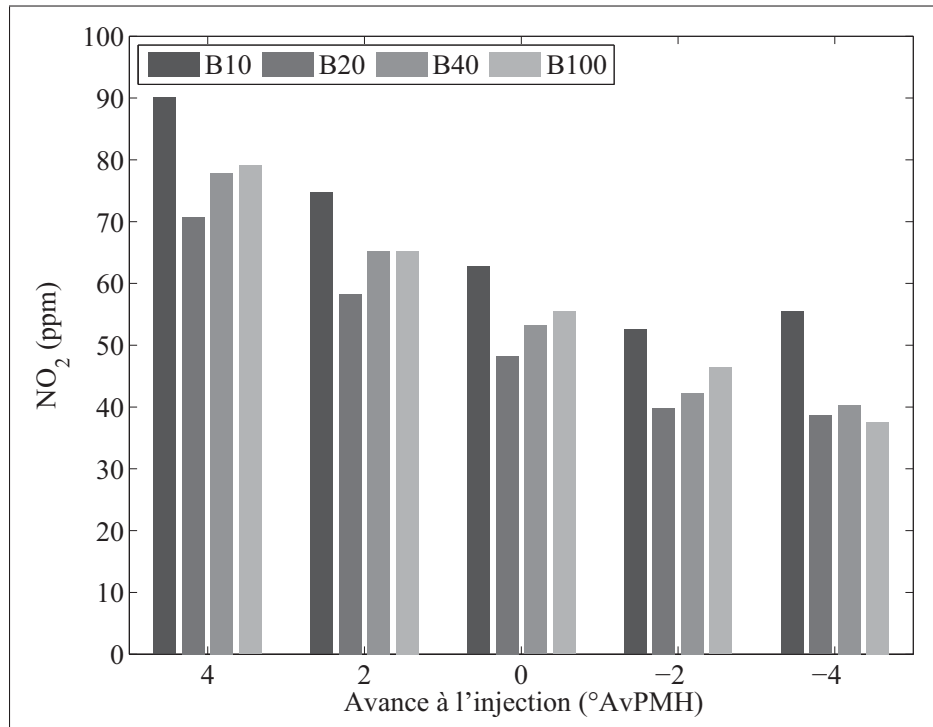


Figure 5.6 Émissions de  $\text{NO}_2$  en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection double

tés pour les carburants contenant le plus de diesel. Or ces carburants émettaient déjà moins de particules à leur point de référence comme en atteste la figure 4.9. L'utilisation de l'injection double pilotée à une avance optimale pour le carburant permet donc de réduire les émissions de particules par rapport à l'injection simple. De plus, il apparaît que l'avance optimale en ce qui concerne les émissions de particules varie de façon importante en fonction du carburant utilisé ; une injection au PMH est plus profitable aux carburants contenant une concentration importante de diesel tandis qu'une injection plus précoce sera bénéfique pour les carburants contenant plus de biodiesel.

Pour le point d'avance à l'injection nulle, cette stratégie d'injection double pilotée a permis la réduction de tous les polluants et des émissions de particules. De plus, ce point est un compromis intéressant pour la réduction des différents polluants dont les tendances vis-à-vis de l'avance à l'injection sont parfois antagonistes. Ce point est un bon compromis pour tous les carburants malgré les divergences qui ont été observées en ce qui concerne les émissions de

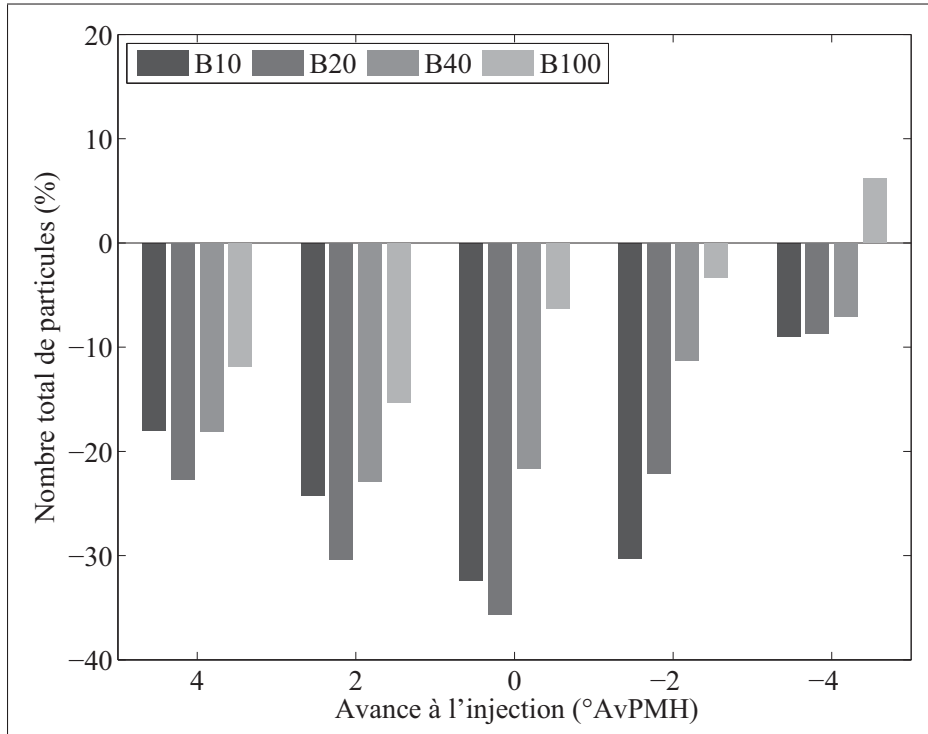


Figure 5.7 Nombre total de particules en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection double

particules, puisqu'une injection plus précoce implique une trop grande pénalité vis-à-vis des émissions de  $\text{NO}_x$ . Dans la section suivante, l'influence de la répartition de carburant entre les injections est étudiée. L'intérêt de retarder l'injection principale en injection double mentionné dans la littérature (Tow *et al.*, 1994) n'apparaît pas dans cette étude. Celle semble même préjudiciable en ce qui concerne les émissions de particules.

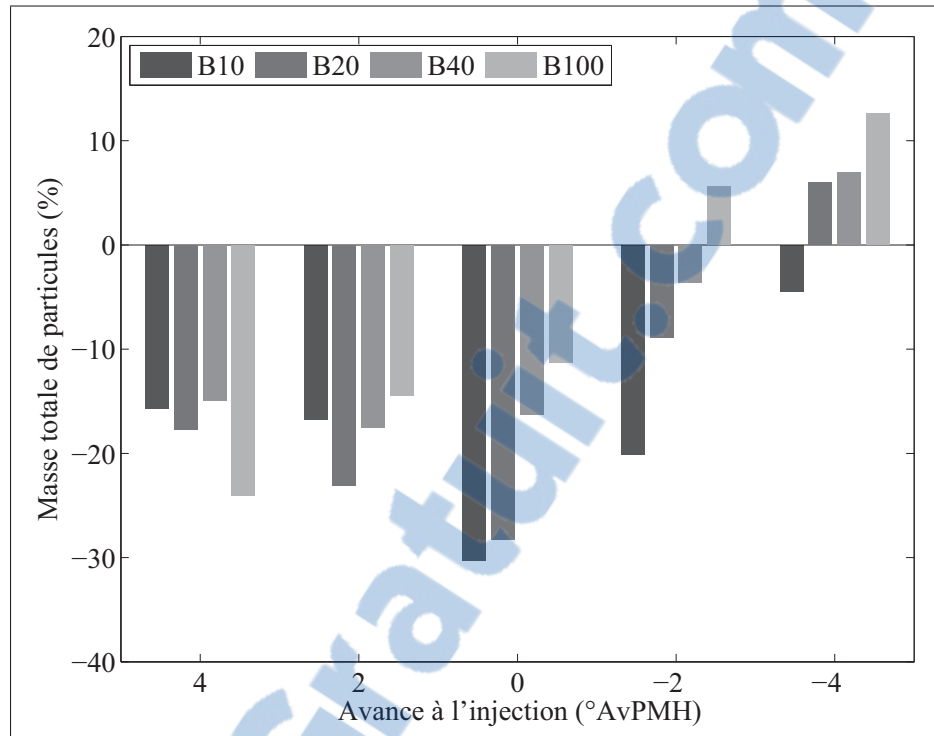


Figure 5.8 Masse totale de particules en fonction de l'avance à l'injection et du carburant en injection double

## 5.2 Effet de la répartition du carburant entre les injections

Dans cette section, les résultats obtenus en faisant varier la répartition du carburant entre les deux injections sont présentés. Pour ce faire, la durée de l'injection pilote est réglée à la valeur désirée puis la puissance globale du moteur est ajustée en jouant sur la durée de l'injection principale afin d'atteindre le point d'opération (2 bars PMEF @ 2000 tours/minute). La plage de durée étudiée s'étend de 255  $\mu$ s à 280  $\mu$ s avec un pas de 5  $\mu$ s.

La figure 5.9 présente les résultats des émissions de CO en fonction de la durée de l'injection pilote. Il apparaît que l'augmentation de cette durée entraîne une diminution des émissions de CO pour tous les carburants étudiés. Pour le B<sub>10</sub> et le B<sub>20</sub>, une réduction trop importante de la durée de l'injection pilote entraîne une augmentation rapide des émissions de CO. L'augmentation des émissions constatée est due à un mauvais contrôle de la durée d'injection pour les courtes durées d'activation. En effet, les injecteurs solénoïdes ont des délais d'ouverture

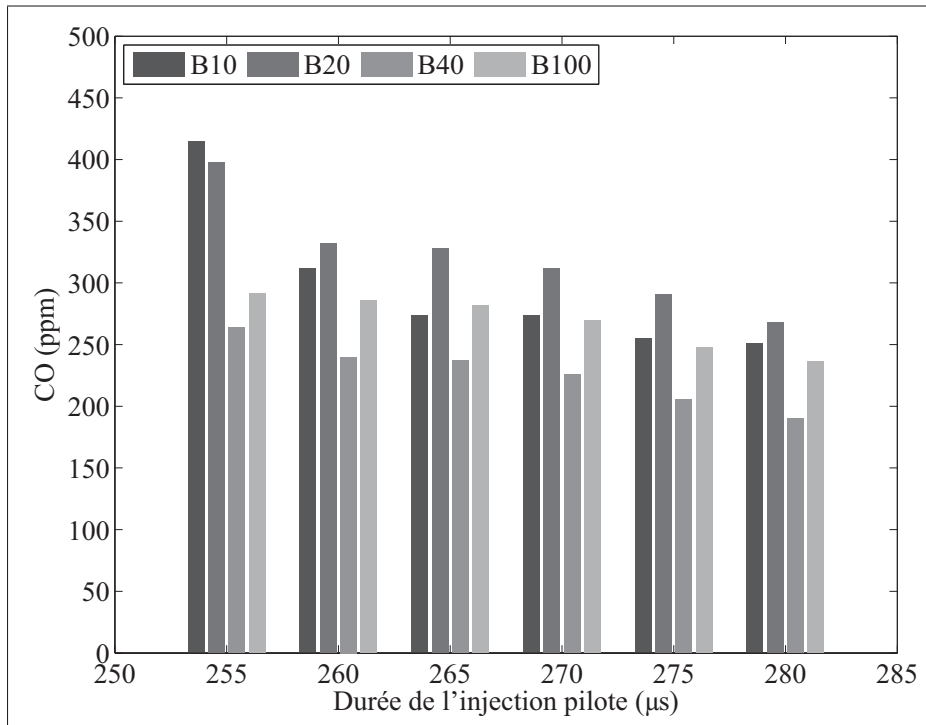


Figure 5.9 Émissions de CO en fonction de la durée de l'injection pilote et du carburant en injection double

de l'ordre de 200  $\mu\text{s}$  (Boudy et Seers, 2009). Pour les courtes durées d'activation, l'aiguille de l'injecteur ne se soulève pas complètement, ce qui peut conduire à une mauvaise atomisation du carburant injecté et donc à une augmentation des émissions de CO.

En ce qui concerne les émissions de HC, présentées sur la figure 5.10, leur concentration augmente légèrement avec l'augmentation de la durée d'injection pour tous les carburants. Il est possible que cette tendance soit la conséquence d'un mouillage des parois plus important lorsque la quantité de carburant injectée dans la pilote est plus importante, ce qui favorise l'augmentation de la concentration de HC dans les gaz d'échappement. Les variations et les niveaux des émissions restent cependant très faibles.

La figure 5.11 représente la concentration de HCHO émise en fonction de la durée de l'injection pilote. Les émissions de HCHO sont constantes pour les durées d'injection pilote comprises entre 260  $\mu\text{s}$  et 280  $\mu\text{s}$ . Le point dont la durée d'injection est de 255  $\mu\text{s}$  présente des concentrations de HCHO supérieures à celles observées pour les autres durées d'injection pour tous



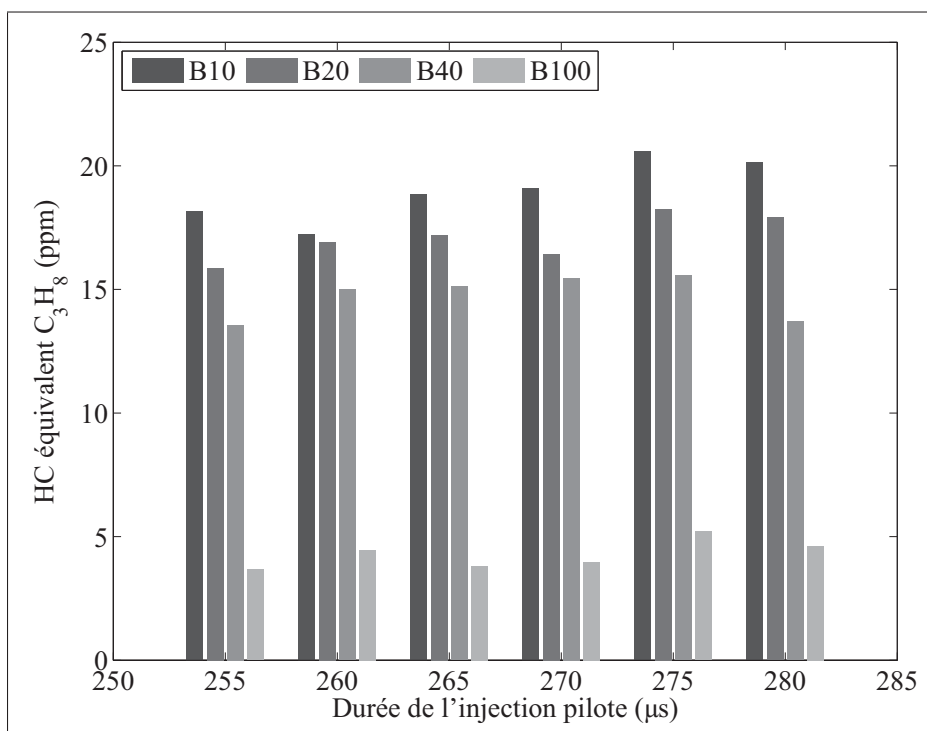


Figure 5.10 Émissions de HC en fonction de la durée de l'injection pilote et du carburant en injection double

les carburants sauf le B<sub>100</sub>. Il apparaît donc que les effets de la diminution de l'avance à l'injection et de la diminution de la durée de l'injection pilote ont des conséquences similaires sur les émissions de CO et HCHO. L'augmentation des émissions de CO et HCHO pour les durées d'injection les plus faibles est la conséquence d'une mauvaise combustion causée par une quantité de carburant injectée trop faible.

Les émissions de NO (figure 5.12) pour les deux durées d'injection les plus faibles (255  $\mu\text{s}$  et 260  $\mu\text{s}$ ) sont semblables, pour les autres points la concentration de NO augmente avec la durée de l'injection pilote. Lors de l'augmentation de la durée de l'injection pilote, il est probable que, dans un premier temps, la combustion de la pilote reste homogène, puis, qu'à partir d'une certaine quantité injectée, une flamme de diffusion apparaisse. Si tel est le cas, l'augmentation des émissions de NO est, dans un premier temps, la conséquence de l'augmentation de la durée de la combustion homogène de la pilote (mécanisme de Zeldovich). Ensuite, l'apparition de la flamme de diffusion permet de poursuivre l'augmentation des émissions de NO grâce

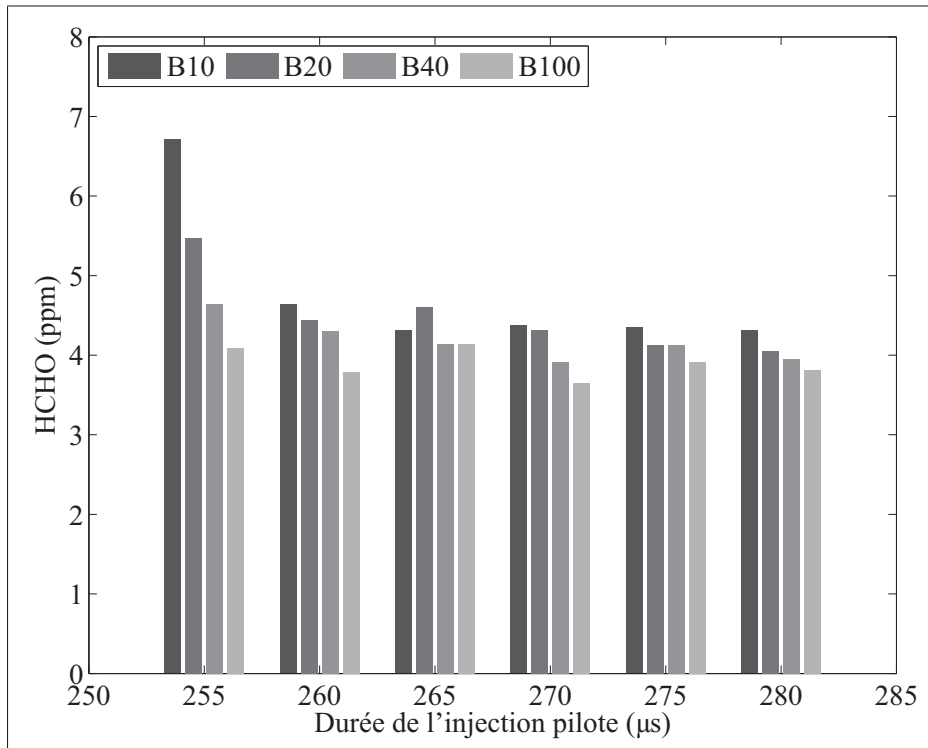


Figure 5.11 Émissions de HCHO en fonction de la durée de l'injection pilote et du carburant en injection double

au mécanisme Fenimore ; il sont alors produits dans les zones riches en carburant. De plus, l'augmentation de la durée de l'injection pilote a également pour conséquence de réduire le délai d'inflammation de l'injection principale, puisque plus l'injection pilote est longue, plus l'injection principale a lieu dans un mélange gazeux chaud. Il est possible que cela entraîne également une augmentation des émissions de NO en favorisant la combustion homogène dans l'injection principale.

La concentration de NO<sub>2</sub> dans l'échappement (figure 5.13) augmente avec l'augmentation de la durée d'injection à partir de 260 µs. Pour le point 255 µs, une concentration supérieure à celle du point 260 µs est observé pour les carburants B<sub>10</sub> et B<sub>20</sub>, les deux autres carburants présentent des concentrations de NO<sub>2</sub> identiques pour les deux points. Les températures faibles et les concentrations massiques en oxygène plus élevées favorisent la formation des NO<sub>2</sub> par rapport à celle des NO (Benajes *et al.*, 2014). Dans le paragraphe précédent il a été envisagé que lors de l'augmentation de la durée de l'injection pilote, la combustion est d'abord com-

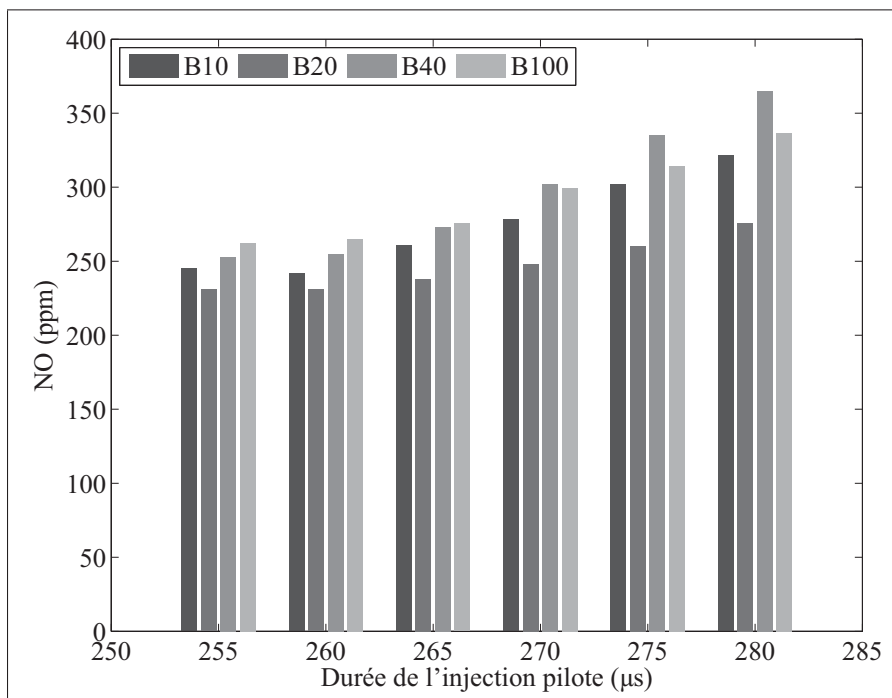


Figure 5.12 Émissions de NO en fonction de la durée de l'injection pilote et du carburant en injection double

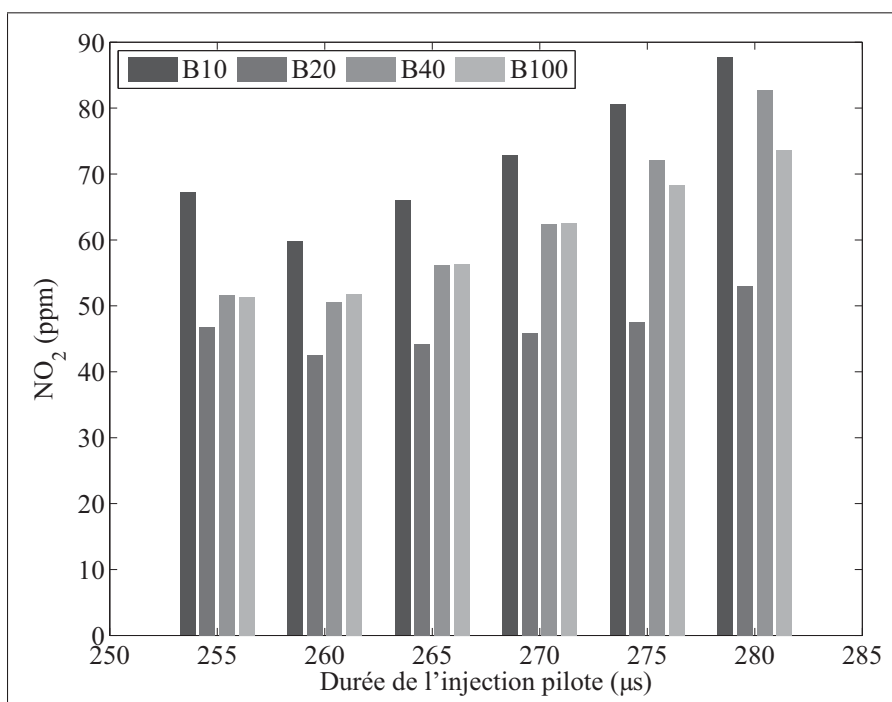


Figure 5.13 Émissions de NO<sub>2</sub> en fonction de la durée de l'injection pilote et du carburant en injection double

plètement homogène puis qu'à partir d'une certaine durée une flamme de diffusion apparaît. Cette hypothèse concorde avec l'évolution des émissions de  $\text{NO}_2$  en fonction de la durée de l'injection pilote qui admet un minimum pour la durée de 260  $\mu\text{s}$ . Cette durée correspondrait donc à l'apparition de la combustion diffusive dans la pilote.

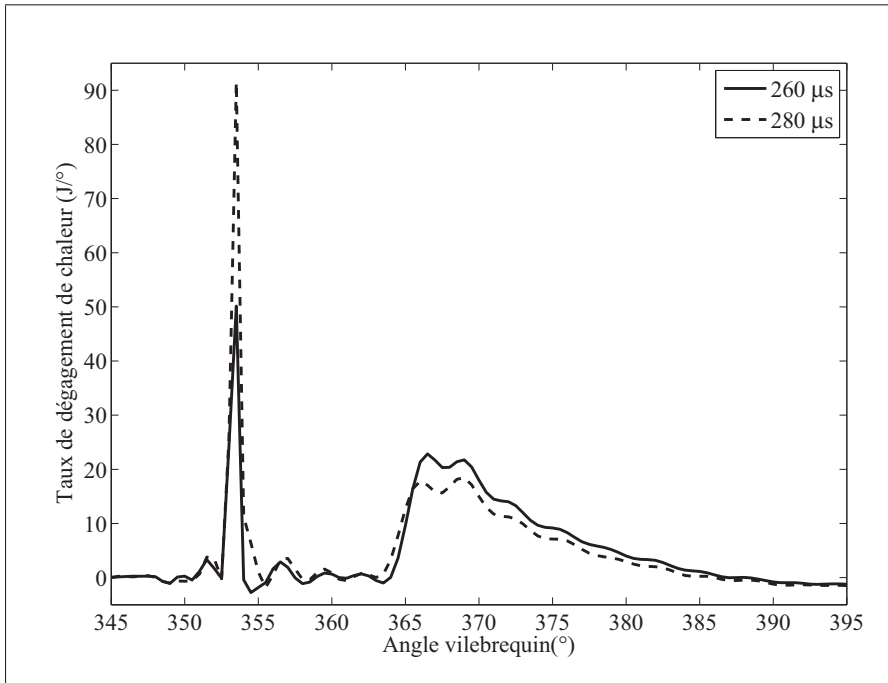


Figure 5.14 Dégagement de chaleur pour deux durées d'injection pilote

La figure 5.14 présente le dégagement de chaleur obtenu en injection multiple pour deux durées d'injection pilote différentes (260  $\mu\text{s}$  et 280  $\mu\text{s}$ ). Il apparaît que la combustion de la pilote de 260  $\mu\text{s}$  est très majoritairement homogène, alors que la combustion de la pilote de 280  $\mu\text{s}$  comporte une part diffusive significative. L'hypothèse formulée dans les paragraphes précédents est confortée par cette observation.

Les figures 5.15 et 5.16 présentent les résultats des mesures des émissions de particules en fonction de la durée de l'injection pilote en nombre total et en masse totale de particules. Comme dans tous les résultats, les quantités de particules sont présentées en %, relativement au point de référence pour chaque carburant. Une réduction du nombre et de la masse de particules est

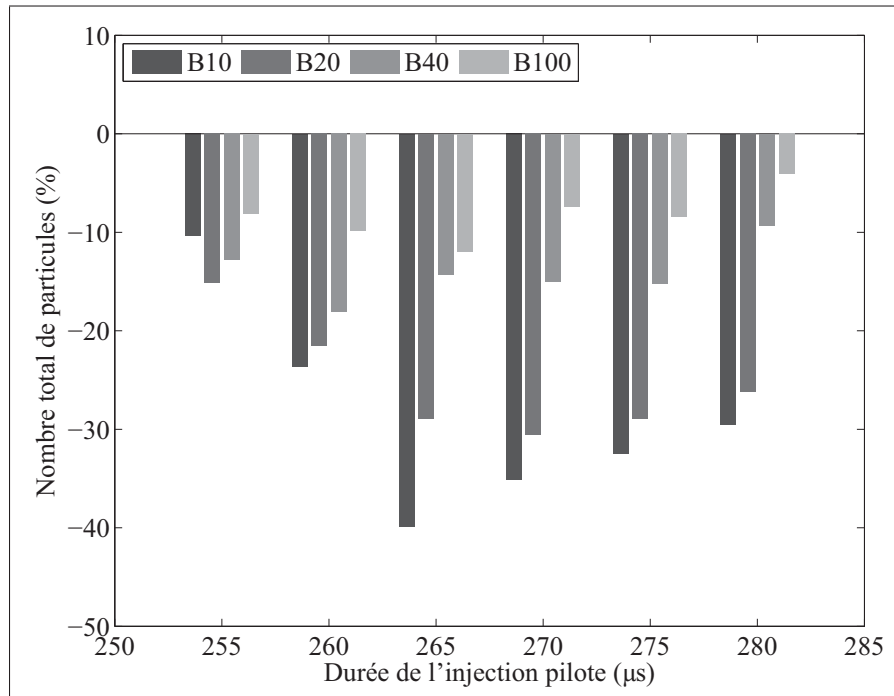


Figure 5.15 Nombre total de particules en fonction de la durée de l'injection pilote et du carburant en injection double

observée avec presque toutes les stratégies d'injection utilisées dans cette étude de la durée de l'injection pilote. La plage de durées d'injection pilote de 260  $\mu\text{s}$  à 270  $\mu\text{s}$  est optimale en ce qui concerne la réduction des particules. Suivant les carburants et le critère étudié (masse totale ou nombre total), la durée d'injection pilote permettant la réduction maximale des émissions de particules varie à l'intérieur de cette plage et est fonction du carburant. Ceci laisse entendre qu'entre 260 et 270  $\mu\text{s}$ , la combustion homogène est maximisée, puisque ce mode de combustion est connu pour minimiser les émissions de particules. Cette constatation rejoint l'analyse qui a été faite pour les émissions de  $\text{NO}_x$ . Lors de l'augmentation de la durée de l'injection pilote, la combustion est homogène pour les durées d'injection les plus faibles, puis à partir d'une certaine durée, une flamme de diffusion apparaît dans la combustion de la pilote. D'après les résultats, l'apparition de la flamme diffusive a lieu entre 260 et 270  $\mu\text{s}$ .

Finalement, les durées d'injection de 260 et 265  $\mu\text{s}$  semblent les plus intéressantes du point de vue de la réduction des émissions polluantes. Ces durées se trouvent dans la plage optimale du point de vue de la réduction des émissions de particules pour les carburants étudiés. Ces

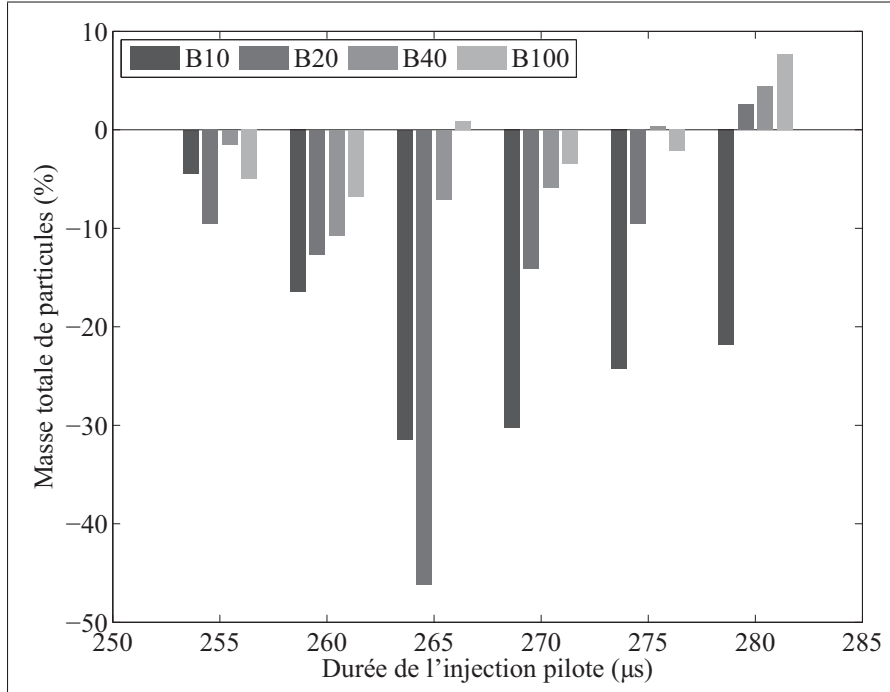


Figure 5.16 Masse totale de particules en fonction de la durée de l'injection pilote et du carburant en injection double

durées sont cependant suffisamment importantes pour ne pas observer d'augmentation marquée des émissions de CO ou HCHO. De plus, la faible durée d'injection permet de minimiser les émissions de NO, NO<sub>2</sub> et HC. Elles semblent correspondre à la maximisation de la combustion homogène, c'est à dire à la durée maximale pour laquelle la combustion de l'injection pilote ne comprend pas de combustion diffusive.

### 5.3 Effet du temps entre les injections

Dans cette section, l'effet du temps entre les injections est étudié. Ce temps correspond au décalage entre le début d'énergisation des deux injections. Il est exprimé en degré vilebrequin et la plage étudiée va de 5 à 25 degrés. Le point d'opération est le même que dans les études précédentes (2 bars PMEF @ 2000 tours/min). L'injection pilote dure 260 μs et l'avance à l'injection de la principale est au PMH.

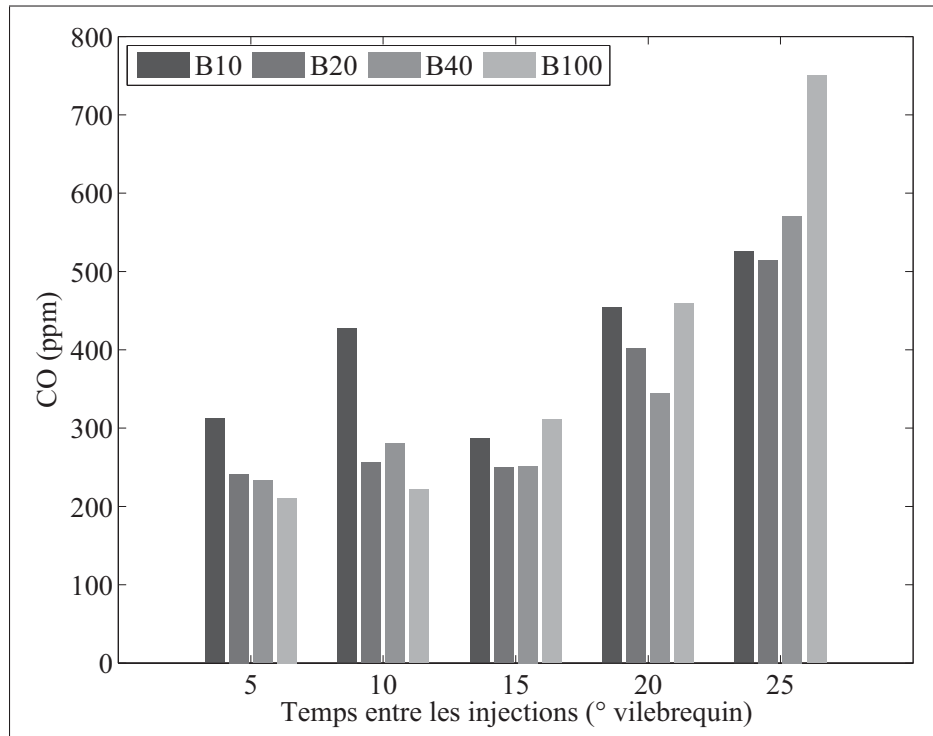


Figure 5.17 Émissions de CO en fonction du temps entre les injections et du carburant en injection double

La figure 5.17 représente l'évolution des émissions de CO en fonction du temps entre les injections pour les différents carburants. Il apparaît que les émissions de CO sont constantes jusqu'à 15 degrés puis augmentent avec l'augmentation du temps entre les injections. Dans la mesure où l'avance de l'injection principale est fixe, l'augmentation du temps entre les deux injections implique que l'injection pilote se produit plus tôt dans le cycle. Donc, dans ces conditions, plus le temps entre les injections est important, plus il est difficile d'enflammer la pilote. De ce fait, il est envisageable qu'une durée trop importante entre les deux injections entraîne une dispersion trop importante du carburant de la première injection. Le mélange air-carburant est alors, par endroit trop pauvre pour brûler correctement, d'où l'augmentation des émissions de CO.

La variation du temps entre les injections a peu d'incidence sur les émissions de HC comme en atteste la figure 5.18. Seul le point pour lequel les émissions sont les plus rapprochées présente une concentration de HC légèrement inférieure aux autres.

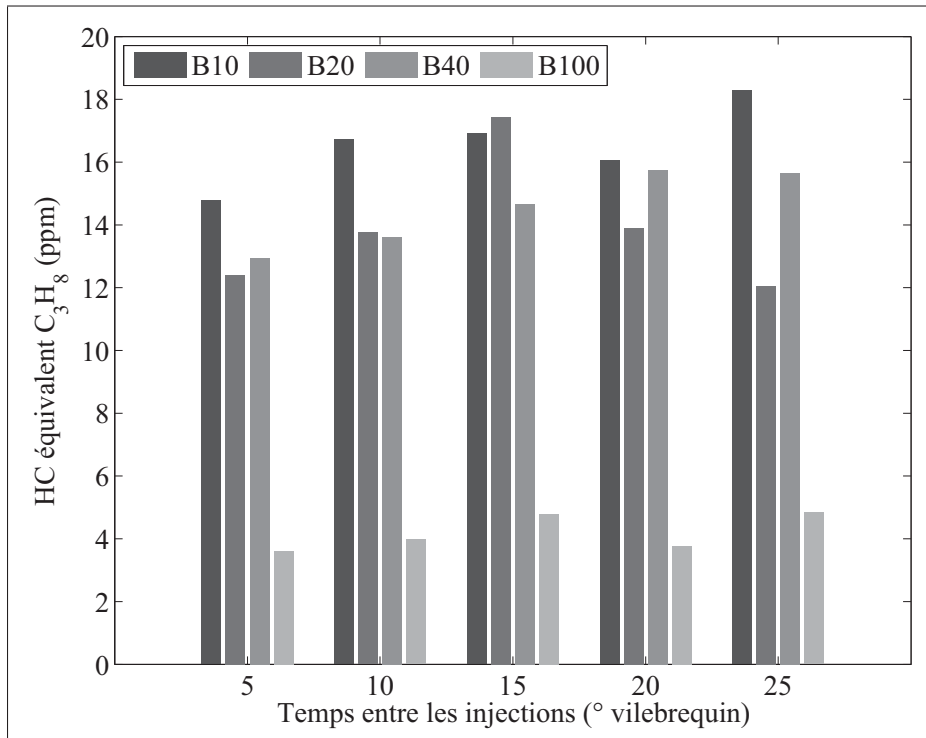


Figure 5.18 Émissions de HC en fonction du temps entre les injections et du carburant en injection double

Les émissions de HCHO présentées sur la figure 5.19 affichent la même tendance que les émissions de HC. Les émissions sont à peu près constantes sur de 5° à 15° puis augmentent lorsque les injections sont plus éloignées. La tendance est très semblable à celle observée pour le CO. L'hypothèse formulée pour tenter d'expliquer les variations des émissions de CO s'applique donc également pour les HCHO.

L'augmentation des émissions de CO et HCHO lorsque les injections sont éloignées traduit une nouvelle fois une détérioration de la combustion. Une injection pilote trop précoce augmente ces émissions puisque le carburant injecté a du mal à se consumer à cause de la faible température dans le cylindre au moment de l'injection de manière similaire aux injections tardives.

Les émissions de NO diminuent avec l'augmentation du temps entre les injections (figure 5.20). Quant aux émissions de NO<sub>2</sub>, elles varient peu en fonction du temps entre les injections comme en atteste la figure 5.21. Ce résultat suggère que les émissions de NO<sub>2</sub> sont principalement for-



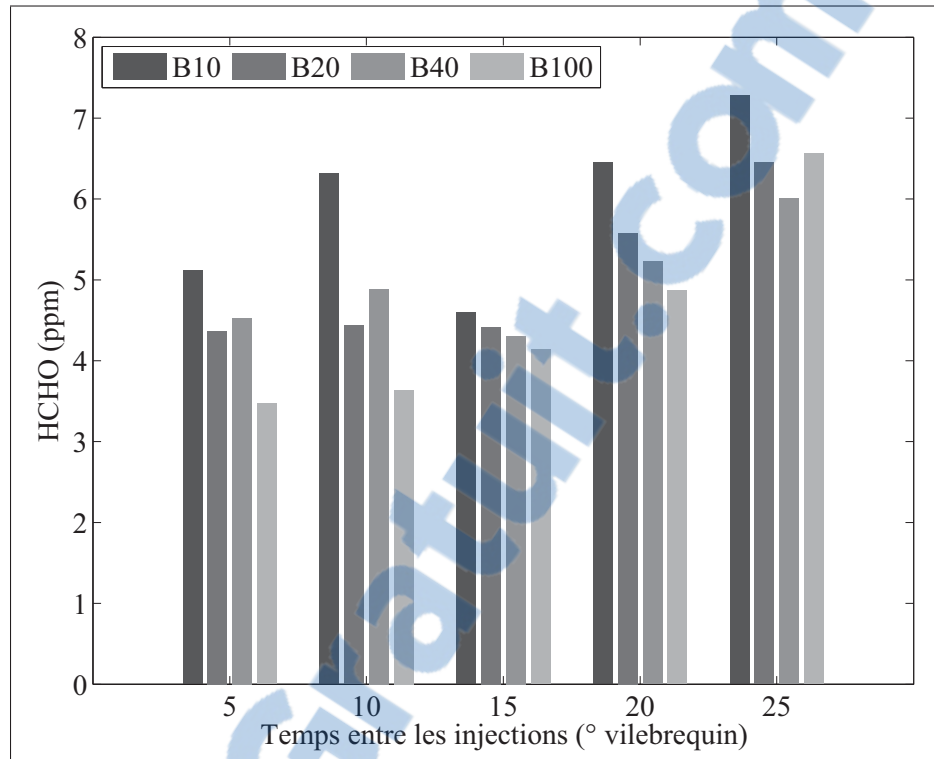


Figure 5.19 Émissions de HCHO en fonction du temps entre les injections et du carburant en injection double

mées par la flamme de diffusion de l'injection principale, puisque la dégradation de la qualité de la combustion de la pilote constatée lorsque le temps entre les injections est important n'a pas d'influence sur les émissions de  $\text{NO}_2$ .

Lorsque les deux injections sont trop proches, la température moyenne dans le cylindre est plus importante, car le mélange gazeux a moins de temps pour refroidir par échange thermique avec les parois du cylindre. De plus, la température locale dans la zone d'injection est également plus élevée car le gaz a moins de temps pour se mélanger. Donc la principale a lieu dans une région plus chaude du mélange gazeux ce qui réduit le délai d'inflammation et permet un dégagement d'énergie plus rapide. Ainsi, la température de la combustion principale est probablement plus élevée, ce qui favoriserait la formation de NO.

Les figures 5.22 et 5.23 présentent les résultats des émissions de particules en nombre et en masse en fonction du paramètre étudié. Les tendances en terme d'émissions de particules dé-

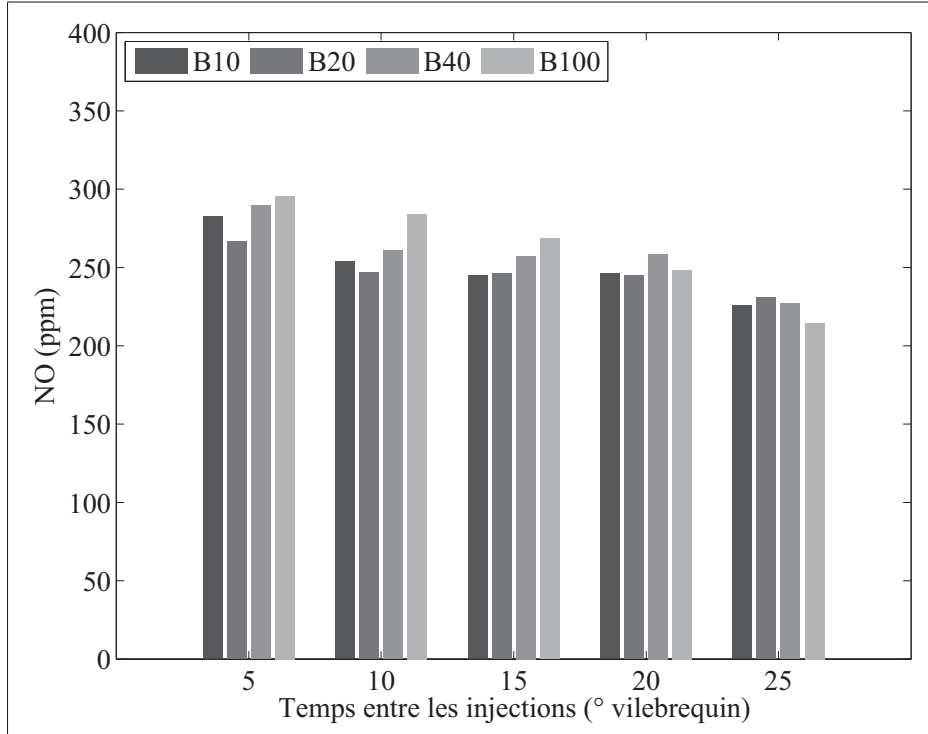


Figure 5.20 Émissions de NO en fonction du temps entre les injections et du carburant en injection double

pendent du carburant utilisé, il semble néanmoins que les points 5 et 15 degrés soient les plus favorables à une réduction des émissions de particules. La réduction des émissions de particules peut être la conséquence de la diminution du taux de formation ou d'une augmentation du taux d'oxydation des particules. Les raisons peuvent être multiples et sont assez mal connues, la quantité de turbulence dans le cylindre ou l'homogénéité du mélange peuvent par exemple jouer un rôle important en réduisant la quantité de zones riches en carburant, propices à la formation des particules par manque d'oxygène.

L'effet de la séparation des deux injections a été étudié. Plus le temps entre les injections est long, plus la réduction des émissions de NO est importante. Il y a en revanche peu d'effet sur les émissions de NO<sub>2</sub>. D'autre part, les émissions de particules, HCHO et CO augmentent lorsque le temps entre les injections devient supérieur à 15 degrés. Cette tendance indique que la combustion se dégrade lorsque le temps entre les injections est trop grand. La dégradation de la combustion provient alors du fait que l'injection pilote se produit trop tôt dans le cycle et

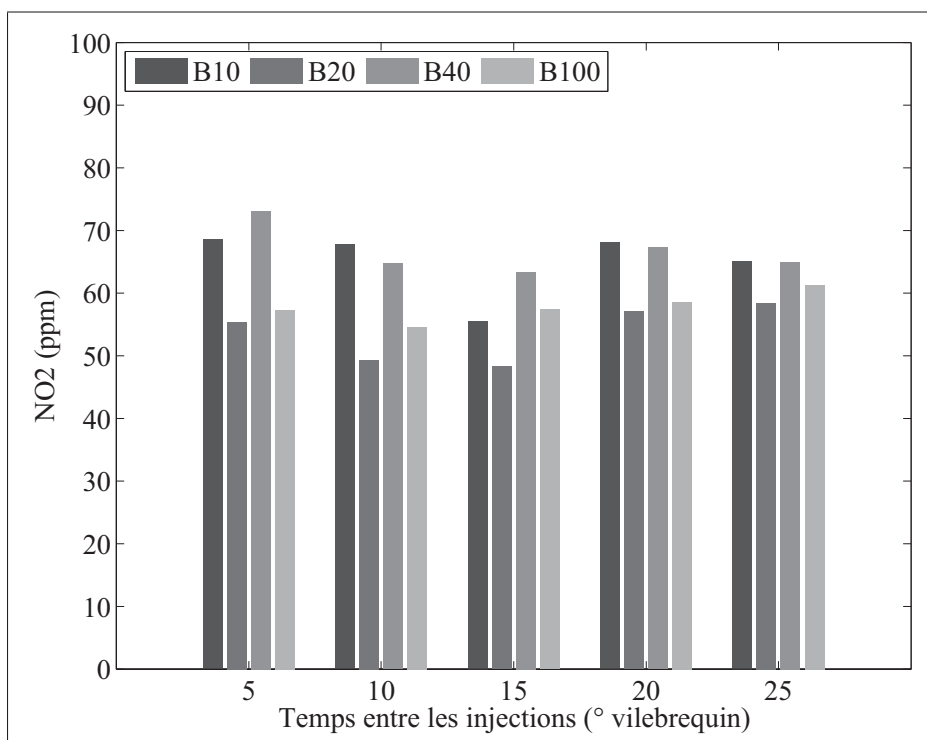


Figure 5.21 Émissions de NO<sub>2</sub> en fonction du temps entre les injections et du carburant en injection double

que les conditions de température et de pression ne permettent pas une combustion complète, probablement à cause de la dispersion du carburant dans le cylindre et de l'apparition de zone trop pauvre pour que la combustion y ait lieu. Une séparation des deux injections de 15 degrés est donc un bon compromis entre diminution des émissions de NO et réduction des émissions de particules, HCHO et CO. De plus, la diminution de l'écart entre les injections conduit à l'augmentation de la variabilité cyclique de combustion. Ainsi, le COV (Coefficient Of Variation) de l'IMEP, lorsque les deux injections sont séparées de 5 degrés, est supérieur de 60% à celui mesuré lorsque la séparation est de 15 degrés.

Les trois paramètres d'injection double pilotée ont été étudiés séparément. Les paramètres des deux stratégies d'injection optimisées sont présentés dans le tableau 5.1.

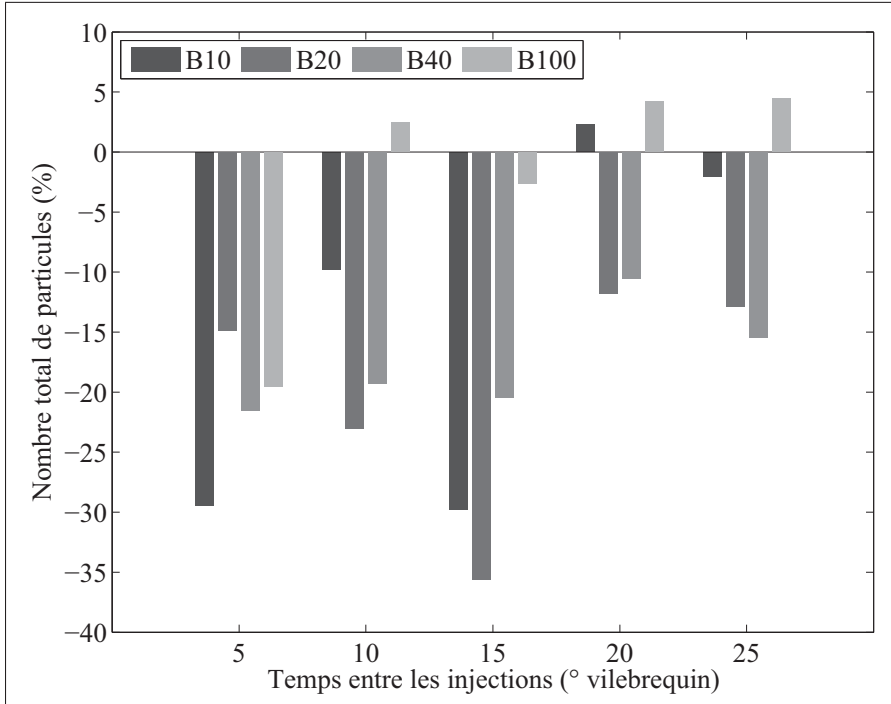


Figure 5.22 Nombre total de particules en fonction du temps entre les injections et du carburant en injection double

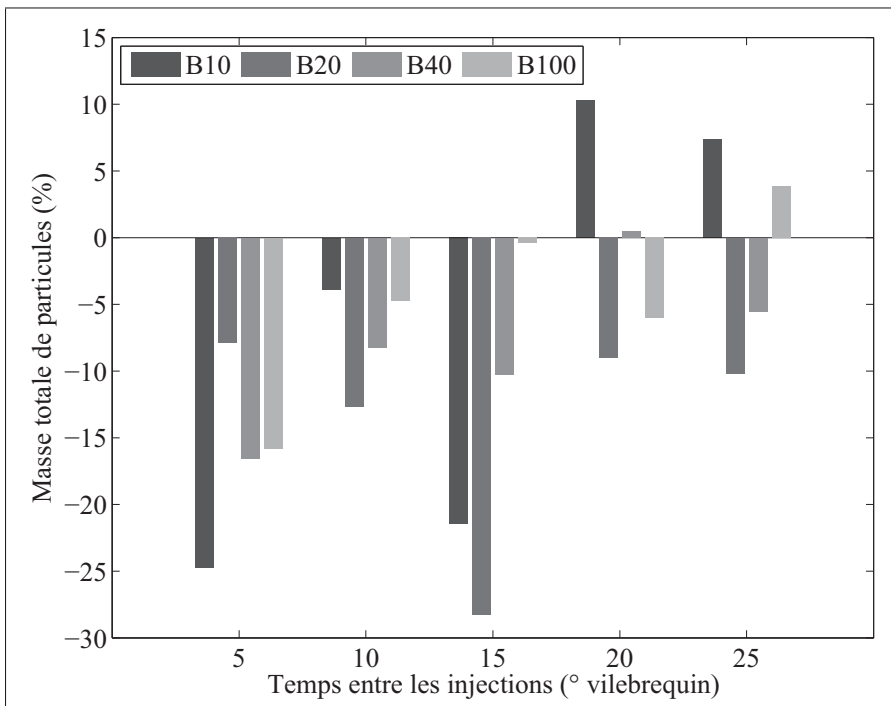


Figure 5.23 Masse totale de particules en fonction du temps entre les injections et du carburant en injection double

Tableau 5.1 Stratégies d'injection double pilotée optimisées

|                                       | Stratégie 1 | Stratégie 2 |
|---------------------------------------|-------------|-------------|
| Durée de l'injection pilote           | 260 $\mu$ s | 265 $\mu$ s |
| Temps entre les deux injections       | 15 degrés   | 15 degrés   |
| Avance à l'injection de la principale | 0 DAvPMH    | 0 DAvPMH    |

#### 5.4 Résultats de la configuration d'injection double optimisée

Les études des trois paramètres d'injection ont permis de définir deux stratégies présentant un bon compromis entre les différentes émissions polluantes. Le deuxième sous-objectif est donc atteint.

##### 5.4.1 Comparaison des points optimisés en injection simple et en injection double

Cette première section répond à la problématique suivante : quels sont les avantages et les inconvénients sur les émissions de polluants et de particules de l'utilisation des stratégies d'injection double optimisées par rapport à l'utilisation de l'injection simple pour chaque carburant. Il s'agit donc de montrer l'impact des deux stratégies double optimisées sur les émissions polluantes. Pour ce faire les variations de toutes les émissions polluantes par rapport au cas d'injection simple sont représentées sur la figure 5.24 pour la stratégie 1 et sur la figure 5.25 pour la stratégie 2. Ainsi, une variation nulle signifie que la concentration du polluant mesurée en injection double optimisée est égale à celle mesurée en injection simple, avec une injection au PMH. Une variation négative montre que la concentration du polluant mesurée en injection double est inférieure à celle mesurée en injection simple. Pour chaque carburant, les émissions de référence pour le calcul des variations sont les concentrations mesurées en injection simple. La stratégie 1 a été explorée pour tous les carburants utilisés en injection simple. Par contre, seuls les mélanges diesel-biodiesel ainsi que le biodiesel pur ont été testés avec la stratégie 2.

Il ressort de la figure 5.24 que lors du passage de l'injection simple à l'injection double, une légère diminution des émissions de NO est observée pour tous les carburants sauf le B<sub>100</sub> et le G<sub>50</sub> avec la stratégie d'injection 1 et seulement avec le B<sub>20</sub> avec la stratégie d'injection 2. Pour les deux stratégies, les variations, qu'elles soient positives ou négatives, des émissions de

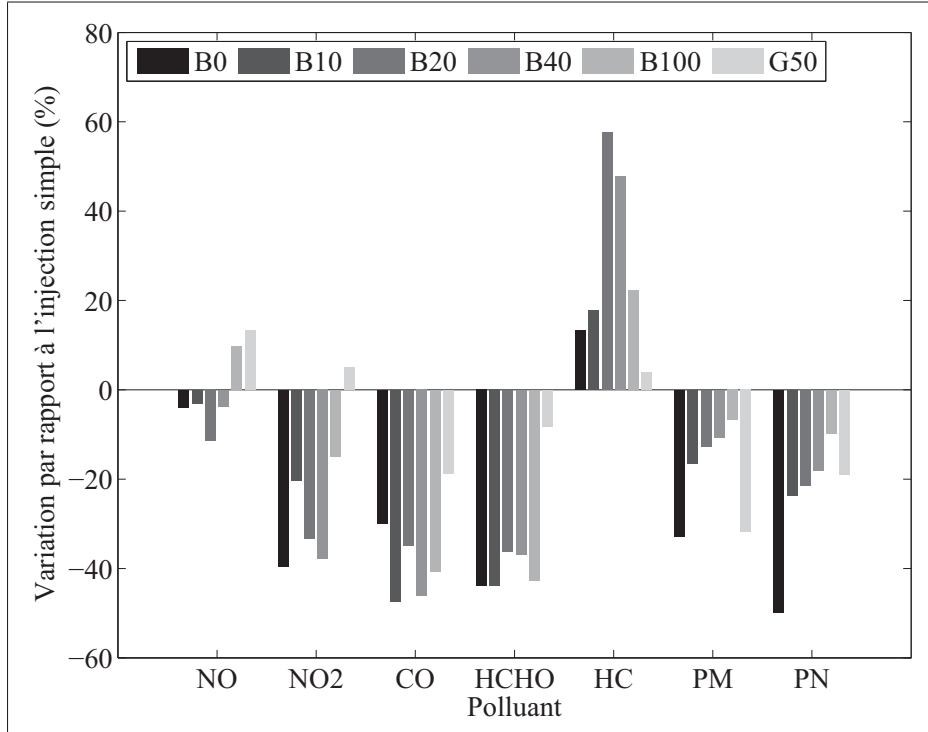


Figure 5.24 Variation des émissions polluantes en injection double avec la stratégie optimisée 1 par rapport aux émissions en injection simple pour chaque carburant

NO lors du passage de l'injection simple à l'injection double, sont inférieures à 15%. De plus, pour les deux stratégies, le biodiesel pur présente l'augmentation la plus forte des carburants B<sub>XX</sub>. Pour le G<sub>50</sub> les émissions de NO en injection double sont supérieures de 13,3% à celles observées en injection simple.

Les émissions de NO<sub>2</sub> sont réduites par l'utilisation des deux stratégies d'injection double. Les carburants testés avec les deux stratégies présentent une réduction des NO<sub>2</sub> supérieure avec la stratégie 1. Pour le G<sub>50</sub> une augmentation de 5,1% des émissions est observée en injection double par rapport à l'injection simple.

L'utilisation des stratégies d'injection double optimisées permet la réduction des émissions de CO et HCHO pour tous les carburants. La réduction de ces polluants est supérieure avec la stratégie 1 pour les carburants proches du diesel (B<sub>10</sub> et B<sub>20</sub>). En revanche pour le B<sub>40</sub> et B<sub>100</sub> c'est la stratégie 2 qui permet la réduction la plus importante. Aucune des deux stratégies ne

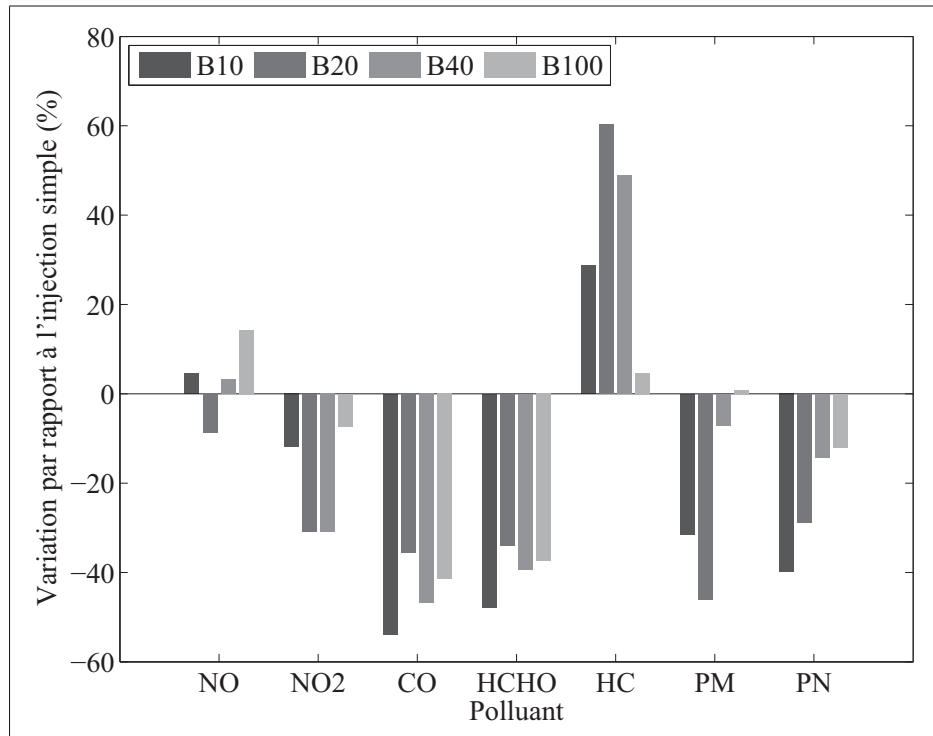


Figure 5.25 Variation des émissions polluantes en injection double avec la stratégie optimisée 2 par rapport aux émissions en injection simple pour chaque carburant

permet de réduire les émissions de HC. Les variations observées vont jusqu'à +60%, mais les concentrations mesurées en injection double sont inférieures à 20 ppm, soit inférieures d'un ordre de grandeur aux émissions de NO.

Pour les émissions de particules, la stratégie 2 permet de réduire nettement plus les particules que la stratégie 1 pour le B<sub>10</sub> et le B<sub>20</sub>. Pour le B<sub>100</sub> la stratégie 1 permet une réduction supérieure de la masse de particules et la stratégie 2 permet une réduction supérieure du nombre de particules. Aucune différence notable n'a pu être relevée en ce qui concerne la répétabilité de la combustion et la consommation de carburant entre les deux stratégies d'injection double optimisées et l'injection simple.

Ainsi, les deux stratégies d'injection double étudiées dans cette section sont intéressantes du point de vue de la réduction des émissions polluantes. Il a été montré que la stratégie 1 est favorable à la réduction des émissions de NO<sub>2</sub>, à la réduction des émissions de HC et HCHO

pour le B<sub>10</sub> et B<sub>20</sub> et la réduction de la masse de particules émise par le B<sub>100</sub>. En revanche, la stratégie 2 est favorable à la réduction des émissions de CO et HCHO pour le B<sub>40</sub> et B<sub>100</sub> et à la réduction du nombre de particules émises par le B<sub>100</sub>. La réduction des émissions de NO est, en revanche, assez faible lors du passage de l'injection simple à l'injection double, une légère augmentation est même constatée pour le biodiesel pur. Le choix de l'une ou l'autre permettra de favoriser la réduction de certaines espèces de polluants en fonction du carburant utilisé afin, par exemple, d'être conforme aux normes anti-pollution en vigueur.

Finalement, pour les mélanges diesel-biodiesel, l'utilisation des stratégies d'injection optimisées permet de réduire significativement les émissions de NO<sub>2</sub>, CO, HCHO et de particules, par rapport aux émissions observées en injection simple, sans pénalité majeure sur les émissions de NO sauf pour le biodiesel pur pour lequel une augmentation de 10 à 15% des NO est constatée. Les émissions de HC augmentent et les variations calculées sont importantes. Cependant leur concentration reste inférieure d'un ordre de grandeur aux émissions de NO et CO. Pour le G<sub>50</sub> l'utilisation de la stratégie 1 ne semble pas aussi profitable que pour les mélanges diesel-biodiesel, puisqu'une augmentation des émissions de NO est observée, cependant la réduction des émissions de particules et de CO est intéressante. Pour ce carburant, une étude plus approfondie de l'effet des paramètres d'injection sur les émissions de polluants et de particules est nécessaire afin de trouver la stratégie qui présente le meilleur compromis entre les différentes émissions polluantes. Il a en effet été montré, dans le chapitre précédent, que ce carburant ne semble réagir ni comme le diesel ni comme le diesel et qu'il est possible que des injections plus tardives soient plus profitables. Ce résultat démontre l'importance d'étudier et d'optimiser la stratégie d'injection utilisée pour chaque carburant.

#### **5.4.2 Comparaison des différents carburants en injection double**

Dans la section précédente, l'impact de l'utilisation des deux stratégies optimisées à la place de l'injection simple a été présenté pour chaque carburant. Cependant, comme cela a été montré dans le chapitre précédent, tous les carburants n'émettent pas les mêmes quantités de polluants en injection simple. Il est donc nécessaire, et c'est le but de cette ultime section, de comparer les émissions polluantes des différents carburants lors de l'utilisation d'une stratégie d'injection



double optimisée. La stratégie 1 a été choisie. Tout comme dans la section précédente les résultats sont exprimés en tant que variation par rapport à une référence. Ici, les références pour les différents polluants sont les résultats obtenus avec le diesel pur et la stratégie 1. Ces résultats sont présentés sur la figure 5.26.

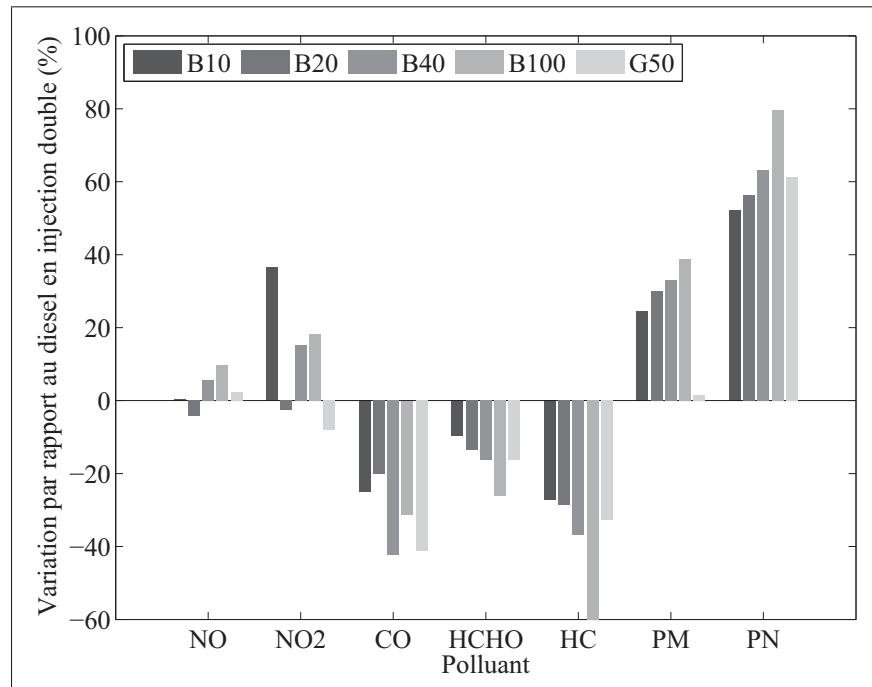


Figure 5.26 Émissions polluantes en injection double par rapport au diesel en injection double

Pour la stratégie d'injection double utilisée, les émissions de NO du biodiesel sont supérieures de 10% à celles du diesel, contrairement à ce qui a été observé en injection simple. Parmi les mélanges diesel-biodiesel, seul le B<sub>20</sub> affiche des émissions de NO inférieures (- 4,2%) à celle du diesel en injection double. Pour le G<sub>50</sub> les émissions de NO sont supérieures de 2% à celles du diesel pur.

Les émissions de NO<sub>2</sub> des mélanges diesel-biodiesel en injection double sont supérieures à celles du diesel pur, sauf pour le B<sub>20</sub> où les émissions sont comparables. Une réduction des émissions de NO<sub>2</sub> est en revanche observée pour le G<sub>50</sub> (- 8%).

Les émissions de CO de tous les carburants sont inférieures à celles du diesel en injection double. Les réductions les plus importantes sont observées pour le B<sub>40</sub> et le G<sub>50</sub>. Pour ces carburants, les émissions de CO sont inférieures de plus de 40% à celles mesurées pour le diesel. Le B<sub>100</sub> présente également des émissions de CO inférieures à celles du diesel. La tendance générale qui se dégage de ces résultats est une réduction plus importante des émissions de CO pour les carburants contenant plus de biodiesel. Cette relation est en revanche manifeste pour les émissions de HCHO et HC. En effet, l'augmentation de la teneur en biodiesel induit une augmentation de la réduction des émissions de ces deux polluants par rapport aux émissions mesurées pour le diesel. En injection double, le biodiesel semble donc permettre une combustion de meilleure qualité que le diesel. Une réduction des émissions de HC et HCHO est également constatée pour le G<sub>50</sub>.

Une augmentation importante du nombre total et de la masse totale de particules émises par rapport aux émissions mesurées pour le diesel est constatée pour les mélanges diesel-biodiesel ainsi que pour le B<sub>100</sub> pur. Il apparaît également que plus le carburant contient de biodiesel, plus les émissions de particules sont importantes, comme c'était déjà le cas en injection simple. Pour le G<sub>50</sub>, en injection double, les émissions de particules en masse totale sont supérieures de 1% à celles du diesel en injection double. En revanche, en terme de nombre total de particules, les émissions du G<sub>50</sub> sont supérieures de 61% à celles du diesel. Les particules émises lors de la combustion du G<sub>50</sub> sont donc plus fines.

La figure 5.27 représente l'allure des taux de dégagement de chaleur pour le diesel pur, le biodiesel pur et le B<sub>40</sub> pour la stratégie d'injection double optimisée dont l'injection pilote dure 260  $\mu$ s et débute 15 degrés avant la principale (stratégie 1). Comme c'était déjà le cas en injection simple, il apparaît que le biodiesel utilisé, du fait de son indice de cétane supérieur, a un délai d'inflammation inférieur au diesel. Ce résultat est observé sur les deux injections de la stratégie double. La combustion de la pilote semble être exclusivement prémélangée d'après l'allure du taux de dégagement de chaleur; ce mode de combustion est connu pour réduire les émissions de polluants. En revanche la phase de combustion prémélangée de l'injection principale est largement inférieure à ce qui a été observé en injection simple. Enfin le délai

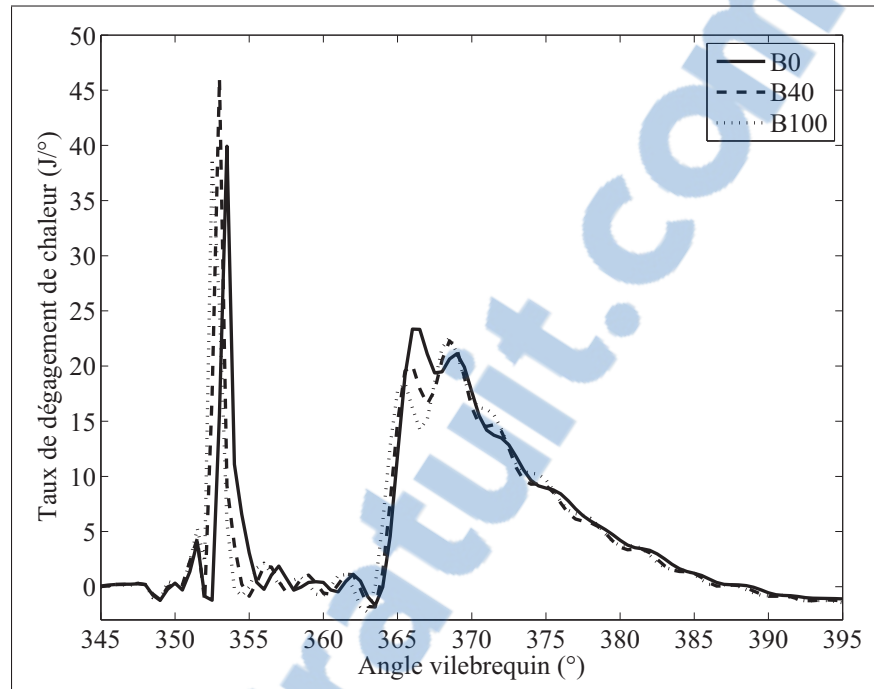


Figure 5.27 Allure des taux de dégagement de chaleur pour le diesel, le biodiesel et le B<sub>40</sub> pour la stratégie 1

d'inflammation de l'injection principale est réduit d'environ 5 degrés en injection double par rapport à l'injection simple. La réduction du délai d'inflammation en injection double provient de la température plus élevée du mélange gazeux ainsi que de la présence de précurseurs chimiques résiduels provenant de la combustion de l'injection pilote.

Finalement, l'analyse de la variation des concentrations de polluants en injection double par rapport au diesel en injection double montre que pour cette stratégie, le diesel émet globalement moins de NO, de NO<sub>2</sub> et de particules que les autres autres carburants du type B<sub>XX</sub> mais plus CO, HCHO et HC. Il ressort également que l'augmentation de la concentration de biodiesel conduit, avec cette stratégie, à une augmentation des émissions de NO, NO<sub>2</sub> et de particules, mais à une diminution des émissions de HCHO, HC et CO.

## 5.5 Conclusion de ce chapitre

Dans ce chapitre, les résultats obtenus en injection double ont été présentés et analysés. Tout d'abord, l'influence des trois paramètres d'injection a été étudiée afin de dégager une stratégie

d'injection optimisée. D'après cette analyse, l'avance à l'injection optimale est 0 DAvPMH, comme c'était déjà le cas en injection simple. Pour la pilote, une durée d'injection pilote de 260 ou 265  $\mu\text{s}$  et une séparation des injections de 15 degrés ont été choisis. Cette stratégie présente les meilleurs compromis entre les différentes émissions polluantes tout en gardant une répétabilité de combustion acceptable. Cette première partie du chapitre a donc permis d'atteindre le deuxième sous-objectif.

Ensuite les résultats obtenus avec les différents carburants pour cette stratégie d'injection optimisée ont été comparés à ceux obtenus en injection simple pour chaque carburant. Il en ressort qu'une diminution des émissions de  $\text{NO}_2$ , CO, HCHO et de particules est observée pour tous les carburants. Les émissions de NO augmentent cependant pour la stratégie d'injection double optimisée avec le biodiesel pur. Ensuite, lorsque les résultats obtenus en injection double optimisée avec les différents carburants sont comparés à ceux obtenus avec cette même stratégie et le diesel, il ressort que le diesel émet moins de NO,  $\text{NO}_2$  et de particules, mais plus de CO, HCHO et HC. Ces conclusions permettent de répondre aux sous-objectif 3.

## CONCLUSION

Cette étude visait à évaluer le potentiel de l'utilisation combinée de l'injection multiple et de mélanges diesel-biodiesel sur les émissions polluantes et les performances d'un moteur diesel fonctionnant à faible charge, tel que cela a été défini dans l'objectif principal de cette étude.

Il ressort de cette étude que l'utilisation de ce biodiesel en injection simple ne conduit pas à l'augmentation des émissions de  $\text{NO}_x$  habituellement rapportée dans la littérature. De même, une hausse des émissions de particules a été observée. Cependant, les émissions de HC et CO ont bien été réduites. En ce qui concerne l'effet de l'avance à l'injection, il a été établi, conformément à la littérature, que la combustion se dégrade pour les avances à l'injection les plus tardives, ce qui entraîne une augmentation des émissions de CO, HC et HCHO. L'amplitude de cette augmentation est maximale pour le carburant diesel. À l'inverse, les émissions de  $\text{NO}_x$  diminuent avec la réduction de l'avance à l'injection. Le point d'avance à l'injection nulle semble être un bon compromis entre les différentes émissions polluantes pour les mélanges diesel-biodiesel.

Dans le but d'optimiser de trouver une stratégie d'injection double pilote optimisée, les trois paramètres d'injection ont été évalués. Même en injection double, l'avance à l'injection nulle semble offrir le meilleur compromis entre réduction des  $\text{NO}_x$  et réduction des émissions de CO, HC, HCHO et de particules. De plus, les durées de 260 et 265  $\mu\text{s}$  pour l'injection pilote semblent être les plus prometteuses, en permettant de profiter au maximum des faibles émissions de  $\text{NO}_x$  offertes par les faibles durées d'injection sans trop dégrader la combustion et donc subir l'augmentation du CO, des HCHO et des particules. Finalement, 15 degrés est le meilleur réglage pour la durée entre les injections. Ainsi une stratégie d'injection optimisée est définie pour les mélanges diesel-biodiesel.

Par rapport à l'injection simple, l'utilisation de cette stratégie d'injection optimisée permet la réduction de tous les polluants pour les carburants  $\text{B}_{xx}$  hormis les HC qui augmentent légèrement ainsi que les émissions de NO pour le biodiesel pur. Ainsi, l'utilisation de la stratégie

d'injection double optimisée est bénéfique en terme d'émissions polluantes par rapport à l'injection simple pour les mélanges diesel-biodiesel.

L'utilisation combinée des mélanges diesel-biodiesel et de la stratégie d'injection optimisée permet également de réduire les émissions de CO, HCHO et HC par rapport à l'utilisation de diesel et de la même stratégie d'injection optimisée. En revanche, une augmentation des émissions de NO, NO<sub>2</sub> et de particules est observée, conjointement à l'augmentation de la concentration de biodiesel dans le diesel.

En utilisant le nouveau carburant testé en injection simple en mélange à 50% avec du diesel (G<sub>50</sub>), une réduction importante de toutes les émissions polluantes et des émissions de particules a été constatée. Les concentrations de polluants et de particules observées sont inférieures à celles de tous les autres carburants testés, dont le diesel et le biodiesel. De plus, aucune pénalité sur la consommation n'a été observée ; la consommation mesurée était semblable à celle du diesel. Pour l'instant encore à l'état de prototype, ce carburant présente des résultats très intéressants en terme d'émissions polluantes et de particules et de performance. Un point a été mesuré en injection multiple avec la stratégie optimisée pour les mélanges diesel-biodiesel, mais les résultats ont été peu concluants, il est fort probable que la stratégie n'était pas optimale pour le G<sub>50</sub>. Il serait cependant fort intéressant de poursuivre dans cette voie et d'explorer l'utilisation des stratégies d'injection multiples avec ce nouveau carburant.

## RECOMMANDATIONS

Au regard des résultats obtenus dans la présente étude, les recommandations de l'auteur sont :

- Les mélanges diesel-biodiesel, le diesel pur et le biodiesel pur ont été testés. La stratégie d'injection double optimisée permet une réduction des émissions de polluants par rapport à l'injection simple pour ce point d'opération. Il serait donc intéressant d'effectuer des tests avec d'autres points d'opération afin d'évaluer l'effet du couple et de la charge sur les paramètres de la stratégie d'injection optimisée.
- Le G<sub>50</sub> a été testé en injection simple et pour un point d'injection double. Son potentiel de réduction des émissions polluantes a été démontré. Il serait donc intéressant, d'une part de le tester sous forme pure dans le moteur afin de mesurer les émissions qu'il produit et, d'autre part, d'explorer l'injection multiple pour ce carburant soit sous forme pure, soit sous forme diluée, afin d'évaluer s'il est possible de réduire encore les émissions polluantes grâce à cette technique.
- Un système gravimétrique de mesure de la consommation de carburant a été mis en place et testé. Il est apparu lors des tests que cette configuration du système n'est pas optimale et que les lacunes constatées dégradent la précision du système de mesure. Des ajustements sont donc conseillés afin de pallier aux lacunes existantes sur le système actuel. L'auteur et concepteur de ce système recommande le remplacement du système de refroidissement actuel par un système non-immersé. Il est également recommandé de faire attention à ce que ces modifications du système n'augmentent pas trop les pertes de charge dans le circuit de carburant, faute de quoi la stabilité d'opération du moteur pourrait être compromise.





## BIBLIOGRAPHIE

- Amann, Charles A. 1985. *Cylinder-pressure measurement and its use in engine research*. Technical report. SAE Technical paper.
- Arrègle, Jean, José V. Pastor, J. Javier López, et Antonio García. 2008. « Insights on postinjection-associated soot emissions in direct injection diesel engines ». *Combustion and Flame*, vol. 154, n° 3, p. 448-461.
- Asad, Usman et Ming Zheng. 2008. « Fast heat release characterization of a diesel engine ». *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 47, n° 12, p. 1688-1700.
- Benajes, J., J. J. López, R. Novella, et P. Redón. 2014. « Comprehensive modeling study analyzing the insights of the NO–NO<sub>2</sub> conversion process in current diesel engines ». *Energy Conversion and Management*, vol. 84, n° 0, p. 691-700.
- Benbrahim-Tallaa, Lamia, Robert A. Baan, Yann Grosse, Béatrice Lauby-Secretan, Fatiha El Ghissassi, Véronique Bouvard, Neela Guha, Dana Loomis, et Kurt Straif. 2012. « Carcinogenicity of diesel-engine and gasoline-engine exhausts and some nitroarenes ». *The Lancet Oncology*, vol. 13, n° 7, p. 663-664.
- Boudy, Frédéric et Patrice Seers. 2009. « Impact of physical properties of biodiesel on the injection process in a common-rail direct injection system ». *Energy Conversion and Management*, vol. 50, n° 12, p. 2905-2912.
- Brunt, Michael FJ, Harjit Rai, et Andrew L Emtage. 1998. *The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data*. Technical report. SAE Technical Paper.
- Carraretto, C. 2004. « Biodiesel as alternative fuel : Experimental analysis and energetic evaluations ». *Energy*, vol. 29, n° 12-15, p. 2195-2211.
- Ceviz, M. A. et İ Kaymaz. 2005. « Temperature and air–fuel ratio dependent specific heat ratio functions for lean burned and unburned mixture ». *Energy Conversion and Management*, vol. 46, n° 15-16, p. 2387-2404.
- Chase, Malcolm W. et Joint Army Navy Air Force, 1998. *NIST JANAF thermochemical tables*. American Institute of Physics.
- Chen, S. 2000. « Simultaneous Reduction of NO<sub>x</sub> and Particulate Emissions by Using Multiple Injections in a Small Diesel Engine ». *SAE Technical Paper 2000-01-3084*.
- Choi, C. Y. et R. D. Reitz. 1999. « An experimental study on the effects of oxygenated fuel blends and multiple injection strategies on DI diesel engine emissions ». *Fuel*, vol. 78, n° 11, p. 1303-1317.
- D6751-12, ASTM International. 2012. « Standard Specification for Biodiesel Fuel Blend Stock (B100) for Middle Distillate Fuels ».

- Dey, Koustav. 2012. « Characterization and rejection of noise from in-cylinder pressure traces in a diesel engine ». Masters of applied science thesis, University of Windsor.
- Drecq, Daniel. 2007. « Essais des moteurs automobiles Moyens de mesure ». *Techniques de l'ingénieur Groupes motopropulseurs (GMP) automobiles : contrôles et hybridation*, vol. TIB169DUO, n° BM2963.
- ETAI. 2003. « Renault clio II phase 2 moteur diesel 1,5 dCi ». *Revue Technique Automobile*, vol. 657.
- Fang, Tiegang et Chia-fon F. Lee. 2009. « Bio-diesel effects on combustion processes in an HSDI diesel engine using advanced injection strategies ». *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 32, n° 2, p. 2785-2792.
- Ferguson, C.R. et A.T. Kirkpatrick, 2001. *Internal combustion engines : applied thermo-sciences*. John Wiley & Sons.
- Fiat, Groupe. Publié le 25 novembre 2009 . « The new 1.3 Multijet II 95 HP (Euro5) engine is making its first appearance on the Fiat 500 and 500C ».
- Gatowski, JA, En N Balles, KM Chun, FE Nelson, JA Ekchian, et John B Heywood. 1984. *Heat release analysis of engine pressure data*. Technical report. SAE Technical paper.
- Ghojel, Jamil et Damon Honnery. 2005. « Heat release model for the combustion of diesel oil emulsions in DI diesel engines ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, n° 14-15, p. 2072-2085.
- GIEC. 2014. *Climate change 2014 : Mitigation of climate change*. Technical report. Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat.
- Herfatmanesh, Mohammad Reza, Pin Lu, Mohammadreza Anbari Attar, et Hua Zhao. 2013. « Experimental investigation into the effects of two-stage injection on fuel injection quantity, combustion and emissions in a high-speed optical common rail diesel engine ». *Fuel*, vol. 109, p. 137-147.
- Heywood, J.B., 1988. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill.
- Hoekman, S. Kent et Curtis Robbins. 2012. « Review of the effects of biodiesel on NOx emissions ». *Fuel Processing Technology*, vol. 96, p. 237-249.
- Huang, ZH, HB Lu, DM Jiang, K Zeng, B Liu, JQ Zhang, et XB Wang. 2004. « Combustion characteristics and heat release analysis of a compression ignition engine operating on a diesel/methanol blend ». *Proceedings of the institution of mechanical engineers, part D : Journal of Automobile Engineering*, vol. 218, n° 9, p. 1011-1024.
- Karra, Prashanth K., Matthias K. Veltman, et Song-Charng Kong. 2008. « Characteristics of Engine Emissions Using Biodiesel Blends in Low-Temperature Combustion Regimes ». *Energy & Fuels*, vol. 22, n° 6, p. 3763-3770.

- Klein, Marcus et Lars Eriksson. 2004. *A specific heat ratio model for single-zone heat release models*. Technical report. SAE Technical Paper.
- Knothe, G., J.H. Van Gerpen, et J. Krahl, 2005. *The Biodiesel Handbook*. AOCS Press.
- Labecki, L., A. Cairns, J. Xia, A. Megaritis, H. Zhao, et L. C. Ganippa. 2012. « Combustion and emission of rapeseed oil blends in diesel engine ». *Applied Energy*, vol. 95, p. 139-146.
- Lapuerta, M, O Armas, et JJ Hernández. 1999. « Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 19, n° 5, p. 513-529.
- Lapuerta, M, O Armas, et V Bermúdez. 2000. « Sensitivity of diesel engine thermodynamic cycle calculation to measurement errors and estimated parameters ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, n° 9, p. 843-861.
- Li, Xinling, Zhen Xu, Chun Guan, et Zhen Huang. 2014. « Effect of injection timing on particle size distribution from a diesel engine ». *Fuel*, vol. 134, n° 0, p. 189-195.
- Ministère de l'écologie, du développement durable et de l'énergie. Consulté le 18 juin 2014 . « La défiscalisation partielle des biocarburants en France ».
- Mohan, Balaji, Wenming Yang, et Siaw kiang Chou. 2013. « Fuel injection strategies for performance improvement and emissions reduction in compression ignition engines—A review ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 28, p. 664-676.
- Park, Su Han, Seung Hyun Yoon, et Chang Sik Lee. 2011. « Effects of multiple-injection strategies on overall spray behavior, combustion, and emissions reduction characteristics of biodiesel fuel ». *Applied Energy*, vol. 88, n° 1, p. 88-98.
- Plamondon, Étienne. 2014. « Impact de l'utilisation de stratégies d'injections multiples et de biodiesel sur un moteur diesel à rampe commune d'injection. ». PhD thesis, École de technologie Supérieure.
- Pope, C. Arden et Douglas W. Dockery. 2006. « Health Effects of Fine Particulate Air Pollution : Lines that Connect ». *Journal of the Air & Waste Management Association*, vol. 56, n° 6, p. 709-742.
- Pope, C. Arden, Majid Ezzati, et Douglas W. Dockery. 2009. « Fine-Particulate Air Pollution and Life Expectancy in the United States ». *New England Journal of Medicine*, vol. 360, n° 4, p. 376-386.
- Qi, Donghui, Michael Leick, Yu Liu, et Chia-fon F. Lee. 2011. « Effect of EGR and injection timing on combustion and emission characteristics of split injection strategy DI-diesel engine fueled with biodiesel ». *Fuel*, vol. 90, n° 5, p. 1884-1891.
- Renault. 2004. *Technical note6006a : K9k engine - engine workshop repair manual*. Technical report. Renault.

- Roy, Murari Mohon. 2008. « HPLC analysis of aldehydes in automobile exhaust gas : Comparison of exhaust odor and irritation in different types of gasoline and diesel engines ». *Energy Conversion and Management*, vol. 49, n° 5, p. 1111-1118.
- Roy, Murari Mohon, Wilson Wang, et Majed Alawi. 2014. « Performance and emissions of a diesel engine fueled by biodiesel–diesel, biodiesel–diesel-additive and kerosene–biodiesel blends ». *Energy Conversion and Management*, vol. 84, n° 0, p. 164-173.
- Sarvi, Arto, Jussi Lyyräinen, Jorma Jokiniemi, et Ron Zevenhoven. 2011. « Particulate emissions from large-scale medium-speed diesel engines : 2. Chemical composition ». *Fuel Processing Technology*, vol. 92, n° 10, p. 2116-2122.
- SCC. 2013. « CAN/CGSB-3.517-2013 ».
- Stringer, Valerie L, Way Lee Cheng, F Lee Chia-fon, et Alan C Hansen. 2008. *Combustion and emissions of biodiesel and diesel fuels in direct injection compression ignition engines using multiple injection strategies*. Technical report. SAE Technical Paper.
- Stringer, Valerie L, Way Lee Cheng, Chia-Fon F Lee, et Alan C Hansen. 2009. *Comparing the operation of an hsdie engine using multiple injection schemes with soybean biodiesel, diesel and their blends*. Technical report. SAE Technical Paper.
- Tan, Pi-Qiang, Zhi-Yuan Hu, et Di-Ming Lou. 2009. « Regulated and unregulated emissions from a light-duty diesel engine with different sulfur content fuels ». *Fuel*, vol. 88, n° 6, p. 1086-1091.
- Tow, TC, DA Pierpont, et Rolf D Reitz. 1994. *Reducing particulate and nox emissions by using multiple injections in a heavy duty di diesel engine*. Technical report. SAE Technical Paper.
- US EPA, United States Environmental Protection Agency. 2012. *A comprehensive analysis of biodiesel impacts on exhaust emissions draft technical report*. Technical Report 9781249263661. United States Environmental Protection Agency.