

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

THÈSE PRÉSENTÉE À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DU
DOCTORAT EN GÉNIE
Ph. D.

PAR
Étienne PLAMONDON

IMPACT DE L'UTILISATION DES STRATÉGIES D'INJECTION MULTIPLE ET DE
BIODIESEL SUR UN MOTEUR DIESEL À RAMPE COMMUNE D'INJECTION

MONTREAL, LE 10 JUIN 2015



Étienne Plamondon, 2015



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

Notre plus grande faiblesse réside dans l'abandon; la façon la plus sûre de réussir est d'essayer une autre fois

Thomas A. Edison

Cela semble toujours impossible, jusqu'à ce que ce soit fait

Nelson Mandela

PRÉSENTATION DU JURY

CETTE THÈSE A ÉTÉ ÉVALUÉE

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Patrice Seers, directeur de thèse
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Mathias Glaus, président du jury
Département de génie de la construction à l'École de technologie supérieure

M. Christian Belleau, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Julien Weiss, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Jean Thomassin, examinateur externe indépendant
Pratt & Whitney Canada

ELLE A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 23 AVRIL 2015

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Mes premiers remerciements iront naturellement à mon directeur de recherche, Patrice Seers, pour m'avoir proposé un sujet de recherche si intéressant. Malgré toutes les embûches rencontrées, j'aime toujours autant ce domaine. Depuis 2008, son soutien, ses conseils et sa confiance m'ont permis de me rendre jusqu'au bout et de persévérer dans les moments les plus difficiles. Je le remercie également pour les multiples opportunités offertes au courant de mes études. Que ce soit pour mon stage en Europe, pour la responsabilité du laboratoire moteur ou pour les charges de cours, ces expériences m'ont fait grandir et évoluer sur de multiples aspects. Nos discussions sont une des choses qui vont me manquer et j'espère sincèrement avoir l'opportunité de collaborer avec lui de nouveau dans le futur.

Je tiens à remercier également Christine Mounaïm-Rousselle de m'avoir accueilli au sein du Laboratoire PRISME à l'Université d'Orléans en France durant quatre mois. Ce passage m'a permis de découvrir la France et une bonne partie de l'Europe, d'utiliser des installations de haut niveau, de rencontrer des gens hors du commun et surtout, d'obtenir mes premiers résultats expérimentaux. J'en garderai un souvenir pour toute ma vie.

Je suis également très reconnaissant envers les membres du département de Génie Mécanique de l'École de Technologie Supérieure, pour leur aide tout au long de ce projet : Alain Grimard, Michel Drouin, Serge Plamondon, Patrick Blouin et Mario Corbeil. Votre aide a été plusieurs fois essentielle et j'ai eu plaisir à travailler et discuter avec vous. Un merci particulier à Michel Orsini pour son travail durant la dernière année. Sans sa disponibilité et ses qualités en usinage, je n'aurais jamais pu réaliser les tests moteurs en si peu de temps.

Je remercie bien sûr les organismes m'ayant accordé mes bourses soit le Conseil de recherche en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG), le Fonds de recherche du Québec - nature et technologies (FRQNT) et l'École de technologie supérieure. Grâce à ceux-ci, j'ai pu me concentrer à temps plein à mes études sans m'inquiéter de l'aspect financier. Merci de nouveau à Patrice Seers, pour m'avoir soutenu financièrement durant la dernière année.

VIII

Je ne saurais passer sous silence l'apport de tous mes collègues des cycles supérieurs, autant à l'ÉTS que lors de mon passage à Orléans, avec qui j'ai tellement appris en plus de partager les moments plus difficiles. À Montréal, je salue Simon, Alexandre (les deux), Jonathan, Trung, Sitraka, Denis, Thomas, Pascal et Mohamed. Du côté de la France, merci à Jérémie, Audrey, Arnaud, Amine, Julie, Romain et Toni. Je réserve un merci particulier à Guillaume Broustail qui m'a accueilli et aidé à m'installer à mon arrivée à Orléans. Il m'a permis de vivre la France en plus de m'héberger à la fin de mon séjour. Je garde un excellent souvenir de nos nombreux barbecues et surtout de notre visite en Normandie.

Je tiens à souligner l'importance de ma famille et de mes amis dans ma réussite. Un immense merci à mes parents, grâce à qui je suis devenu la personne que je suis aujourd'hui. Ils m'ont toujours encouragé, écouté et appuyé durant cette épreuve en plus de m'offrir conseil et réconfort. Je leur serai éternellement reconnaissant pour les valeurs qu'ils m'ont transmises et l'éducation qu'ils m'ont faite. Clin d'œil à ma petite sœur Édith, qui a si souvent eu à entendre parler de mon doctorat. Merci à mes amis, surtout P-O, Hugo, Guillaume, Fred, Mathieu et Magoon, mais également tous les autres. Les bons moments passés entre amis durant toutes ces années ont rendu mon passage au doctorat un peu moins pénible en me permettant de décrocher à l'occasion.

Je ne pourrais terminer sans remercier l'une des personnes les plus importantes pour moi, ma compagne de vie, Mireille. Sans elle, je n'y serais tout simplement jamais arrivé. Sa bonne humeur contagieuse, ses encouragements sans borne et son appui indéfectible ont été essentiels à ma réussite. Elle a eu à endurer beaucoup plus de bas que de haut, elle a été la confidente de mes frustrations et de mes découragements, elle a enduré mes soirées et mes weekends à travailler et pourtant, elle est encore là pour moi. Depuis notre rencontre, elle est l'étincelle dans ma vie qui m'a permis de ne pas tout laisser tomber. Merci d'avoir toujours été aussi compréhensive. Maintenant que cette épreuve est derrière nous, nos projets pourront finalement prendre vie.

IMPACT DE L'UTILISATION DE STRATÉGIES D'INJECTION MULTIPLE ET DE BIODIESEL SUR UN MOTEUR DIESEL À RAMPE COMMUNE D'INJECTION

Étienne PLAMONDON

RÉSUMÉ

Les stratégies d'injection multiple et les mélanges diesel/biodiesel ont montré des résultats prometteurs au niveau de l'amélioration de la relation d'échange entre les oxydes d'azotes et les particules en moteur diesel, mais leurs effets ne sont pas parfaitement compris. Dans ce contexte, cette thèse porte sur la caractérisation de l'impact des stratégies d'injection multiple et du biodiesel sur les émissions polluantes, sur les performances et sur le comportement du système d'injection. Afin d'y parvenir, une campagne de tests moteurs a été réalisée et un modèle de simulation de l'injection a été développé. Les tests moteurs à faible charge avec une injection pilote ont permis de réduire les émissions de NO_x de 27% et celles de PM de 22,3% comparées à l'injection simple, à la condition qu'un réglage précis des paramètres d'injections soit préalablement réalisé. Cette réduction simultanée s'explique par la réduction de la phase de combustion prémélangée et de la quantité de carburant injectée durant l'injection principale lorsque l'injection pilote est utilisée. En injection triple et pour la charge moteur testée, la postinjection n'a pas permis de réduire les PM puisqu'elle contribue elle-même à la production de PM alors que la préinjection se produit trop tôt pour brûler convenablement en plus de causer des perturbations dans le système d'injection. L'utilisation d'un mélange de B20 en injection simple a causé une augmentation des PM et une réduction des NO_x qui s'expliquent probablement par une moins bonne atomisation du carburant. Toutefois, l'injection pilote avec du B20 a permis d'obtenir une réduction simultanée des NO_x et des PM, tout comme avec du diesel. Un modèle de simulation de l'injection a également été développé et validé expérimentalement pour plusieurs pressions d'injection, durées d'activation et délai entre les injections. Les simulations ont montré qu'il existe une durée d'activation critique à laquelle la durée d'injection est la même pour le diesel et pour le biodiesel. Pour une durée d'activation plus courte, la durée d'injection du biodiesel est plus courte que celle du diesel alors qu'une durée d'activation plus longue présente le comportement inverse. La durée d'injection pour les différents mélanges se trouve entre les situations de carburant pur. L'utilisation de propriétés constantes (densité, viscosité) et de coefficient de décharge constant n'a pas montré de perte de précision majeure sur les estimations de débit massique, mais a permis d'obtenir un gain important en temps de calcul. L'utilisation d'un module de compressibilité et d'une pression d'injection variable s'est quant à elle montrée essentielle afin de ne pas obtenir de changement drastique sur la prédiction finale. Finalement, la pertinence du modèle proposé dans un cadre d'essais moteurs a été démontrée autant pour l'utilisation de stratégies d'injection multiple que pour celle de biodiesel puisqu'il permet un ajustement précis des paramètres d'injections tout en considérant les effets dynamiques causés par l'injection.

Mots-Clés : Moteur diesel, injections multiples, biodiesel, émissions polluantes, dégagement de chaleur, modèle mathématique, simulation d'injection

IMPACT OF USING MULTIPLE INJECTION STRATEGIES AND BIODIESEL ON A COMMON RAIL DIESEL ENGINE

Étienne PLAMONDON

ABSTRACT

Using biodiesel/diesel fuel blends and multiple injection strategies in diesel engines have shown promising results in improving the trade-off relationship between nitrous oxides and particulate matters, but their effects are still not completely understood. In this context, this thesis focuses on the characterization of the multiple injection strategies and biodiesel impacts on pollutant emissions, performances and injection system behavior. To reach this goal, an experimental campaign on a diesel engine was performed and a model simulating the injection process was developed. The engine tests at low load with pilot injection allowed the reduction of NO_x emissions up to 27% and those of PM up to 22.3% compared to single injection, provided that a precise tuning of the injection parameters was previously realized. This simultaneous reduction is explained by the reduction of the premixed combustion phase and injected fuel quantity during principal injection when a pilot injection is used. With triple injection for the tested engine load, the post-injection did not result in PM reduction since it contributes by itself to the PM production while the preinjection occurred too soon to burn conveniently and caused perturbations in the injection system as well. Using B20 blend in single injection caused a PM increase and a NO_x reduction which might be explained by the poorer fuel atomization. However, pilot injection with B20 allowed to get a simultaneous reduction of NO_x and PM, as observed with diesel. An injection simulation model was also developed and experimentally validated for different injection pressures as well as different energizing times and dwell times. When comparing the use of biodiesel with diesel, simulation showed that there was a critical energizing time for which both fuels yielded the same injection duration. For shorter energizing times, the biodiesel injection duration was shorter than for diesel, while longer energizing times presented the opposite behavior. The injection duration for the different blends falls between the pure-fuel situations. The use of constant properties (density, viscosity) and constant discharge coefficient showed no major loss in the precision of the flow-rate estimation, but revealed a great gain in calculus time. The use of pressure dependent bulk modulus and fluctuating injection pressure proved to be essential in order to have no drastic changes in the final predictions. Finally, the proposed model relevance in a case of engine testing was demonstrated with multiple injection strategies as well as with biodiesel since it allows a precise adjustment of the injection parameters while considering the dynamic effects caused by the injection.

Keywords : Diesel engine, multiple injection, biodiesel, pollutant emission, heat release, mathematical model, injection simulation

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	5
1.1 Notions fondamentales sur les moteurs diesel à rampe commune.....	5
1.1.1 Le système d'injection à rampe commune.....	5
1.1.2 Le processus de combustion diesel.....	6
1.2 Les polluants en moteur diesel	9
1.2.1 Les oxydes d'azote	9
1.2.2 Les particules	10
1.2.3 Le monoxyde de carbone et les hydrocarbures non brûlés	12
1.3 L'injection multiple.....	12
1.3.1 L'injection pilote	13
1.3.2 La postinjection	18
1.3.3 L'injection triple.....	19
1.4 Utilisation du biodiesel comme carburant alternatif.....	21
1.4.1 Description du biodiesel	22
1.4.2 Effet du biodiesel sur les performances et les émissions polluantes en situation d'injection simple.....	22
1.4.3 Le biodiesel et les stratégies d'injection multiple	28
1.5 Impact de l'injection multiple et du biodiesel sur le processus d'injection	30
1.6 Outils d'analyses, de contrôles et de prédictions du phénomène d'injection.....	31
1.7 Problématique	33
1.8 Objectifs de recherche.....	34
CHAPITRE 2 MÉTHODOLOGIE EXPÉRIMENTALE D'ÉVALUATION DES IMPACTS DE L'INJECTION MULTIPLE SUR LES ÉMISSIONS POLLUANTES ET LES PERFORMANCES	37
2.1 Moteur et système de contrôle	37
2.2 Mesures des émissions polluantes	40
2.2.1 Analyse des polluants gazeux	40
2.2.2 Analyse des particules	42
2.3 Performances et combustion.....	48
2.3.1 Consommation de carburant	48
2.3.2 Paramètres de performances	49
2.3.3 Pression cylindre	51
2.3.4 Dégagement de chaleur.....	53
2.3.5 Délai d'ignition	56
2.3.6 Pression dans le tube d'injection.....	58
2.4 Carburants et démarche expérimentale	59
2.5 Incertitudes des mesures expérimentales	64
2.5.1 Incertitudes sur les émissions polluantes	64

2.5.2	Incertitude sur la consommation de carburant.....	66
2.5.3	Incertitude sur la pression cylindre.....	67
2.5.4	Incertitude sur le dégagement de chaleur.....	68
2.5.5	Incertitude sur le délai d'ignition.....	69
2.5.6	Contrôle des paramètres moteurs.....	70
2.6	Synthèse du chapitre.....	71
CHAPITRE 3 IMPACT DE L'INJECTION MULTIPLE SUR LES ÉMISSIONS POLLUANTES ET SUR LE COMPORTEMENT THERMODYNAMIQUE		
3.1	Injection simple.....	73
3.2	Injection double : injection principale fixe.....	77
3.3	Injection double : injection principale variable	95
3.4	L'injection triple.....	107
3.4.1	La postinjection	108
3.4.2	La préinjection.....	117
3.5	Utilisation d'un mélange biodiesel/diesel.....	126
3.5.1	Injection simple	126
3.5.2	Injection double	132
3.6	Synthèse du chapitre.....	138
CHAPITRE 4 MODÈLE MATHÉMATIQUE DE SIMULATION DU TAUX D'INTRODUCTION		
4.1	Description de l'injecteur	143
4.2	Développement mathématique du modèle.....	146
4.2.1	Écoulement en orifice	146
4.2.2	Propriétés physiques	148
4.2.3	Sous-systèmes hydrauliques.....	150
4.2.4	Sous-systèmes mécaniques	157
4.2.5	Système d'équations final	164
4.3	Synthèse du chapitre.....	166
CHAPITRE 5 VALIDATION EXPÉRIMENTALE ET ANALYSE DU MODÈLE D'INJECTION.....		
5.1	Description du montage expérimental.....	169
5.2	Identification des carburants, des stratégies et des conditions d'opérations	171
5.3	Analyse expérimentale	174
5.3.1	La vitesse du son.....	175
5.3.2	Les caractéristiques de l'injection	177
5.3.3	Le coefficient de décharge	178
5.3.4	Incertitude des mesures expérimentales.....	180
5.4	Validation du modèle	181
5.4.1	Méthode d'intégration et influence du pas de temps	181
5.4.2	Validation du modèle pour une injection simple.....	183
5.4.3	Effets des mélanges de biodiesel sur le taux d'introduction	189
5.4.4	Validation du modèle en injection double	193

5.5	Effet de la pression d'alimentation modélisée et réelle	196
5.6	Influence de la variation des propriétés et du coefficient de décharge	200
5.7	Application du modèle en situation de tests moteurs.....	204
5.7.1	Application du modèle avec l'injection multiple	204
5.7.2	Application du modèle avec du biodiesel	208
5.8	Synthèse du chapitre	210
CONCLUSION		213
RECOMMANDATIONS		219
ANNEXE I	CALCUL DE L'INCERTITUDE DES POLLUANTS GAZEUX.....	221
ANNEXE II	DIMENSIONS PHYSIQUES DE L'INJECTEUR BOSCH CRI 3.3	231
ANNEXE III	MODÈLE MATLAB DE SIMULATION D'INJECTION.....	233
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES		243

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1	Caractéristiques principales du moteur Renault38
Tableau 2.2	Caractéristiques du SMPS et paramètres de tests.....44
Tableau 2.3	Résultats de l'étude du temps de balayage45
Tableau 2.4	Carburants utilisés en essais moteurs59
Tableau 2.5	Conditions d'opérations des tests moteurs60
Tableau 2.6	Incertitude des polluants gazeux66
Tableau 2.7	Variations des paramètres moteurs pour tous les essais71
Tableau 3.1	Résultats des tests de références d'injection simple.....77
Tableau 3.2	Paramètres de tests de l'injection double avec injection principale fixe.....78
Tableau 3.3	Paramètres des stratégies d'injection double pour l'étude du calage dans le cycle96
Tableau 3.4	Caractéristiques et performances de l'injection double sélectionnée comme la plus performante.....107
Tableau 3.5	Paramètres des tests sur la postinjection.....108
Tableau 3.6	Paramètres des tests sur la préinjection117
Tableau 4.1	Caractéristiques géométriques de la buse de l'injecteur144
Tableau 4.2	Coefficients pour la corrélation de densité (Payri <i>et al.</i> , 2011a).....149
Tableau 4.3	Valeurs des coefficients pour la corrélation du module de compressibilité (Payri <i>et al.</i> , 2011a).....149
Tableau 4.4	Valeurs des coefficients pour la corrélation de la viscosité dynamique (Duncan <i>et al.</i> , 2010; Duncan <i>et al.</i> , 2012).....149
Tableau 5.1	Propriétés physiques des carburants172
Tableau 5.2	Stratégies d'injection simple et multiple173
Tableau 5.3	Conditions d'opérations des mesures de taux d'introduction.....174

XVIII

Tableau 5.4	Incertitudes expérimentales du taux d'introduction	181
Tableau 5.5	Masse injectée (mg) vs. ET_1 à $P_{inj} = 900$ bars (% erreur vs. expérimental)	187
Tableau 5.6	Coefficients d'amortissement de l'aiguille	190
Tableau 5.7	Masse injectée (mg) vs. ET pour des injections multiples avec $DT = 1$ ms (% erreur vs. expérimental)	196

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1	Dégagement de chaleur en moteur diesel (adapté de Heywood, 1988)..... 7
Figure 1.2	Taux de dégagement de chaleur selon le type de stratégie d'injection (adapté d'Asad et Zheng, 2008) 8
Figure 2.1	Montage expérimental moteur41
Figure 2.2	Distribution des particules selon la durée du balayage46
Figure 2.3	Pompe venturi d'échantillonnage des particules47
Figure 2.4	Nomenclature géométrique50
Figure 2.5	Résultat du filtrage du signal de la pression cylindre53
Figure 2.6	Représentation du taux de dégagement de chaleur des différentes stratégies d'injection selon leur profil (haut) et leur intensité (bas et échelle de couleur).....56
Figure 2.7	Schéma des caractéristiques de la combustion pour une injection triple.....58
Figure 2.8	Structure des injections multiples.....61
Figure 2.9	Déroulement des tests moteurs.....62
Figure 3.1	Variation des émissions de NO_x et de PM en injection simple en fonction du calage d'injection74
Figure 3.2	Impact du calage d'injection sur $P_{\max}$, la CSC, les THC et le CO75
Figure 3.3	Impact du calage d'injection sur P_{cyl} et sur $dQ/d\theta$76
Figure 3.4	Variation des émissions de NO_x selon la durée et le calage de l'injection pilote par rapport à l'injection simple79
Figure 3.5	Variation des émissions de PM selon la durée et le calage de l'injection pilote par rapport à l'injection simple80
Figure 3.6	Effet de l'avance et de la durée de l'injection pilote sur le délai d'ignition principal et la position du début de la combustion principale81
Figure 3.7	Impact du DT_{Pilote} sur la pression dans le tube d'alimentation en carburant82

Figure 3.8	Effet du $DT_{Piloté}$ et du $ET_{Piloté}$ sur la quantité de chaleur dégagée avant l'injection principale.....	83
Figure 3.9	Effet du $DT_{Piloté}$ et du ET sur le $dQ/d\theta_{max}$ de l'injection principale	85
Figure 3.10	Polluants et intensité du taux de dégagement de chaleur pour différents $ET_{Piloté}$ (250, 260 et 275 μs de haut en bas)	88
Figure 3.11	Profil des taux dégagements de chaleur pour différents $ET_{Piloté}$ (250, 260 et 275 μs de haut en bas)	89
Figure 3.12	Effet de l'injection pilote sur les THC et le CO.....	92
Figure 3.13	Impact du calage et de la durée de l'injection pilote sur le rapport NO_2/NO_x	93
Figure 3.14	Impact de l'injection pilote sur la CSC et le COV_{PMEI}	94
Figure 3.15	Variation des émissions de NO_x selon le calage de l'injection principale et le DT de l'injection pilote par rapport à l'injection simple.....	97
Figure 3.16	Variation des émissions de PM selon le calage de l'injection principale et le DT de l'injection pilote par rapport à l'injection simple.....	97
Figure 3.17	Influence du $SOE_{Principale}$ et du $DT_{Piloté}$ sur le $SOC_{Principale}$	98
Figure 3.18	Influence du $SOE_{Principale}$ et du $DT_{Piloté}$ sur la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur de l'injection principale.....	99
Figure 3.19	Polluants et intensité du taux de dégagement de chaleur pour différents $DT_{Piloté}$ (5, 15 et 25° de haut en bas)	100
Figure 3.20	Profil des taux dégagements de chaleur pour différent $DT_{Piloté}$ (5°, 15° et 25° de haut en bas)	101
Figure 3.21	Variation des émissions de THC et de CO selon le $SOE_{Principale}$ et le $DT_{Piloté}$	105
Figure 3.22	Effet du $SOE_{Principale}$ et du $DT_{Piloté}$ sur la CSC et le COV_{PMEI}	106
Figure 3.23	Influence du DT_{Post} et du ET_{Post} sur les émissions de NO_x et de PM par rapport à l'injection double de référence	109
Figure 3.24	Effet du ET_{Post} et du DT_{Post} sur le $ET_{Principale}$	110

Figure 3.25	Polluants et intensité du taux de dégagement de chaleur pour différentes durées de postinjection (255, 260, 265 et 270 μ s, de haut en bas)	113
Figure 3.26	Profil des taux de dégagements de chaleur pour différentes durées de postinjection (255, 260, 265 et 270 μ s, de haut en bas)	114
Figure 3.27	Effet du ET_{Post} et du DT_{Post} sur les THC et le CO	115
Figure 3.28	Effet du ET_{Post} et du DT_{Post} sur la CSC et le COV_{PMEI}	116
Figure 3.29	Influence du $DT_{Pré}$ et du $ET_{Pré}$ sur les émissions de NO_x et de PM par rapport à l'injection double de référence.....	118
Figure 3.30	Effet de l'avance et de la durée de la préinjection sur la position du début de la combustion principale	119
Figure 3.31	Effet de l'avance et de la durée de la préinjection sur le taux de dégagement de chaleur maximum de l'injection pilote et principale	120
Figure 3.32	Effet du $DT_{Pré}$ sur la pression du tube d'alimentation de l'injecteur pour un $ET_{Pré}$ de 260 μ s (injection pilote de référence puis $DT_{Pré}$ de 30°, 35°, 40° et 45°, de haut en bas).....	121
Figure 3.33	Polluants et intensité du taux de dégagement de chaleur pour différentes durées de préinjection (260 et 270 μ s, de haut en bas)	122
Figure 3.34	Profil des taux dégagements de chaleur pour différentes durées de préinjection (260 et 270 μ s, de haut en bas)	123
Figure 3.35	Effet du $ET_{Pré}$ et du $DT_{Pré}$ sur les THC et le CO	124
Figure 3.36	Effet du $ET_{Pré}$ et du $DT_{Pré}$ sur la CSC et le COV_{PMEI}	125
Figure 3.37	Influence de l'utilisation de B20 sur les émissions polluantes en injection simple	127
Figure 3.38	Influence de l'utilisation du B20 sur le début de la combustion et la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur en injection simple.....	128
Figure 3.39	Effet du carburant sur la pression cylindre et sur le taux de dégagement de chaleur pour des $SOE_{Principale}$ de 5° avant PMH, au PMH et 5° après PMH (de haut en bas).....	130
Figure 3.40	Influence du carburant sur la durée d'activation de l'injection selon le calage dans le cycle	131

Figure 3.41	Influence du carburant et du $SOE_{Principale}$ sur le CO, les THC, la CSC et le COV_{PMEI}	132
Figure 3.42	Variation des émissions de NO_x et de PM selon le carburant utilisé et le $SOE_{Principale}$ avec une injection pilote comparée à une injection simple de référence	133
Figure 3.43	Influence de l'utilisation du B20 sur le début de la combustion et la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur en injection double.....	134
Figure 3.44	Effet du carburant sur la P_{cyl} et sur le $dQ/d\theta$ en injection double pour des $SOE_{Principale}$ de 4° avant PMH, au PMH et 4° après PMH (de haut en bas)	136
Figure 3.45	Influence du carburant avec une injection pilote sur la durée d'activation de l'injection selon le calage de l'injection principale dans le cycle	137
Figure 3.46	Influence du carburant et du $SOE_{Principale}$ sur le CO, les THC, la CSC et le COV_{PMEI} en utilisant une injection pilote.....	138
Figure 4.1	Schéma de l'injecteur CRI 3.3 de Bosch.....	145
Figure 4.2	Schéma de la chambre de distribution	151
Figure 4.3	Schéma de la chambre de contrôle	152
Figure 4.4	Schéma de la chambre de valve.....	153
Figure 4.5	Schéma de la chambre d'amplification	154
Figure 4.6	Schéma de la conservation de masse du tube d'injection.....	155
Figure 4.7	Schéma de la conservation de la quantité de mouvement du tube d'injection	156
Figure 4.8	Schéma du plongeur de connexion	159
Figure 4.9	Schéma de l'assemblage de la valve.....	161
Figure 4.10	Schéma de l'aiguille	163
Figure 5.1	Montage expérimental du taux d'introduction.....	170
Figure 5.2	Structure des injections multiples.....	172

Figure 5.3	Délai entre signal incident et réflexion d'onde.....	176
Figure 5.4	Vitesse du son des carburants selon la contre-pression d'injection.....	176
Figure 5.5	Caractéristiques des injections	177
Figure 5.6	Impact du ΔP et du carburant sur le débit massique moyen et sur le C_d	179
Figure 5.7	Analyse de l'impact du pas de temps sur l'erreur et sur le temps de calcul.....	182
Figure 5.8	Tension dans l'actionneur piézoélectrique, position d'aiguille et de valve ($P_{inj} = 900$ bars, $ET_1 = 630 \mu s$).....	184
Figure 5.9	Validation du modèle à $P_{inj} = 900$ bars et $ET_1 = 630 \mu s$	185
Figure 5.10	Validation du modèle à $P_{inj} = 900$ bars et $ET_1 = 230 \mu s$	186
Figure 5.11	Validation du modèle pour des P_{inj} variées ($ET_1 = 525 \mu s$).....	188
Figure 5.12	Position d'aiguille pour des P_{inj} variées.....	188
Figure 5.13	Levée d'aiguille pour différentes durées d'activation à $P_{inj} = 900$ bars (De haut en bas ET_1 : $230 \mu s$; $400 \mu s$, $630 \mu s$, et $2500 \mu s$)	191
Figure 5.14	Ratios de masse et d'EID simulés du B100 sur le B0 et le B50 à $P_{inj} = 900$ bars.....	192
Figure 5.15	Comparaison des ratios de masse et de EID expérimentaux et de simulations du B100 sur le B0 et le B50 à $P_{inj} = 900$ bars.....	193
Figure 5.16	Validation d'injection multiple ($P_{inj} = 900$ bars, ET_1 et $ET_2 = 315 \mu s$, $DT = 1$ ms)	194
Figure 5.17	Validation d'injection multiple avec, de haut en bas, B0, B50 et B100 ($P_{inj} = 900$ bars)	195
Figure 5.18	Comparaison de la pression d'alimentation constante, modélisée et actuelle	198
Figure 5.19	Comparaison de la levée d'aiguille pour différentes hypothèses de pression	199
Figure 5.20	Effet des propriétés et C_d instantanés vs constants ($P_{inj} = 900$ bars, $ET = 400 \mu s$)	201

Figure 5.21	Validation du C_d et ρ constants comparés aux propriétés instantanées à $P_{inj} = 900$ bars (Haut : B0, $ET = 630 \mu s$; Centre : B0, $ET_1=ET_2=315 \mu s$ et $DT=1$ ms; Bas : B100, $ET_1=230 \mu s$, $ET_2=400 \mu s$, et $DT = 1$ ms) 203
Figure 5.22	Influence du DT_{Pilote} sur les émissions polluantes et sur les fluctuations de pression dans le tube d'alimentation pour un ET_{Pilote} de $260 \mu s$ 205
Figure 5.23	Variation du $ET_{Principale}$ selon le DT_{Pilote} pour différents ET_{Pilote} 206
Figure 5.24	Impact du DT_{Pilote} sur le délai d'ouverture et sur la masse injectée 207
Figure 5.25	Correction du début de l'activation et du $ET_{Principale}$ pour un début d'injection et une masse injectée constante 208
Figure 5.26	Stratégie d'injection triple adaptée au biodiesel pour la même masse injectée (haut) et énergie totale du carburant (bas)..... 210

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

°vil	Degré vilebrequin
BXX	Fraction volumique de biodiesel ou XX représente le % volumique
COV	Coefficient de variation
CSC	Consommation spécifique de carburant
DMA	<i>Differential mobility analyzer</i>
DSP	Densité spectrale de puissance
DT	Délai entre les injections (<i>Dwell time</i>)
EGR	Recirculation des gaz d'échappement (<i>Exhaust gas recirculation</i>)
EID	Durée effective d'injection (<i>Effective injection duration</i>)
ET	Durée d'activation (<i>Energizing time</i>)
FAME	<i>Fatty acid methyl ester</i>
FPGA	<i>Field programmable gate array</i>
FTIR	<i>Fourier transform infrared</i>
FVA	Fermeture de la valve d'admission
FVE	Fermeture de la valve d'échappement
HC	Hydrocarbure non-brûlé
HCCI	<i>Homogeneous charge compression ignition</i>
LTC	<i>Low temperature combustion</i>
OVA	Ouverture de la valve d'admission
OVE	Ouverture de la valve d'échappement
PAH	Hydrocarbure aromatique polycyclique (<i>polycyclic aromatic hydrocarbon</i>)
PCI	Pouvoir calorifique inférieur

PM	Particules (<i>Particulate matter</i>)
PME	Pression moyenne effective
PMEF	Pression moyenne effective au frein
PMEI	Pression moyenne effective indiquée
PMB	Point mort bas
PMH	Point mort haut
RIO	<i>Reconfigurable input/output</i>
RT	<i>Real Time</i>
SMD	<i>Sauter mean diameter</i>
SMPS	<i>Scanning Mobility Particle Sizer</i>
SOC	Début de la combustion (<i>Start of combustion</i>)
SOE	Début d'activation de l'injection (<i>Start of energization</i>)
TEC	Contenu total en énergie (<i>Total energy content</i>)
THC	Hydrocarbures non brûlés totaux
tr	Tour
UWCPC	<i>Ultrafine water condensation particle counter</i>

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Espèces chimiques

CH ₄	Méthane
C ₃ H ₈	Propane
CO	Monoxyde de carbone
CO ₂	Dioxyde de carbone
H	Hydrogène monoatomique
HO ₂	Radical hydroperoxyde
N	Azote monoatomique
N ₂	Azote
NO	Oxyde d'azote
NO ₂	Dioxyde d'azote
NO _x	Oxydes d'azote
O	Oxygène monoatomique
O ₂	Oxygène
OH	Radical d'hydroxyle

Unités de mesure

°C	degré Celsius (unité calorifique)
#/cm ³	nombre par centimètre cube (unité de concentration)
bar	bar (unité de pression)
cm	centimètre (unité de longueur)
cm ³	centimètre cube (unité de volume)
g	gramme (unité de masse)
Gb	gigabit (unité de mémoire informatique)
GHz	gigahertz (unité de fréquence)
h	heure (unité de temps)
J	Joule (unité d'énergie)
K	Kelvin (unité calorifique)
Kg	kilogramme (unité de masse)
kJ	kilojoule (unité d'énergie)
kW	kilowatt (unité de puissance)
L	litre (unité de volume)
L/min	litre par minute (unité de débit)
µm	micromètre (unité de longueur)
Mb	mégabyte (unité de mémoire informatique)
mg	milligramme (unité de masse)
MHz	mégahertz (unité de fréquence)
min	minute (unité de temps)
mg/cm ³	milligramme par centimètre cube (unité de concentration)
MJ	mégajoule (unité d'énergie)
mm	millimètre (unité de longueur)

μs	microseconde (unité de temps)
ms	milliseconde (unité de temps)
nm	nanomètre (unité de longueur)
Nm	Newton-mètre (unité de travail)
ppm	partie par million (unité de concentration)
s	seconde (unité de temps)
V	Volt (unité de tension électrique)

Symboles

Lettres grecques :

β	Module de compressibilité
β_{ac}	Module de compressibilité de la chambre d'amplification
β_{cc}	Module de compressibilité de la chambre de contrôle
β_{dc}	Module de compressibilité de la chambre de distribution
β_t	Module de compressibilité du tube d'entrée
β_{vc}	Module de compressibilité de la chambre de valve
Δ	Différence
ε_{33}	Permittivité du matériel
γ	Ratio des chaleurs spécifiques
θ	Position angulaire du moteur
λ	Coefficient d'excès d'air
λ_{flow}	Nombre d'écoulement
λ_{crit}	Nombre d'écoulement critique
μ	Viscosité dynamique
μ_{PMEI}	Moyenne de la PMEI
ν	Viscosité cinématique
ρ	Densité
σ	Écart-type d'une mesure
σ_{PMEI}	Écart-type de la PMEI
τ	Délai d'ignition
ω	Débit volumique
ω_A	Débit volumique de l'orifice A
ω_{bp}	Débit volumique de l'orifice de contournement
ω_{in}	Débit volumique entrant
ω_{inj}	Débit volumique injecté
ω_{out}	Débit volumique sortant
ω_r	Débit volumique de la rampe commune
ω_{tdc}	Débit volumique du tube d'entrée vers la chambre de distribution
ω_Z	Débit volumique de l'orifice Z

Lettres latines :

a	Rayon vilebrequin
A	Surface de passage
A_{cc}	Surface mobile de la chambre de contrôle
A_{cp}	Surface mobile du plongeur de connexion
a_{hyp}	Vitesse du son hypothétique
A_n	Aire effective de l'aiguille
A_{pz}	Surface effective du l'actionneur piézoélectrique
A_{sac}	Surface du volume du sac
$a_{réel}$	Vitesse du son réel
a_{son}	Vitesse du son
A_{tube}	Section du tube
A_v	Surface mobile de la chambre de valve
A_{vp}	Surface mobile du plongeur de valve
B	Alésage
B_i	Incertitude systématique individuelle
B_{Xi}	Incertitude systématique d'une variable
b_1	Coefficient d'amortissement de ressort et de friction sèche
b_2	Coefficient d'amortissement visqueux
b_{cp}	Coefficient d'amortissement du plongeur de connexion
b_n	Coefficient d'amortissement de l'aiguille
b_{tube}	Coefficient d'amortissement du tube
C_d	Coefficient de décharge
C_v	Chaleur spécifique à volume constant (kJ/kgK)
D_3	Densité de charge
D_h	Diamètre hydraulique
d_i	Diamètre d'entrée d'orifice de la buse de l'injecteur
d_o	Diamètre de sortie d'orifice de la buse de l'injecteur
E_3	Champ électrique
F_{bcp}	Force d'amortissement sur le plongeur de connexion
F_{bn}	Force d'amortissement sur l'aiguille
F_{cc}	Force de pression de la chambre de contrôle
F_{cp}	Force de pression sur le plongeur de connexion
F_{damp}	Force de friction visqueuse
F_{dc}	Force de pression de la chambre de distribution
F_{kcp}	Force du ressort du plongeur de connexion
F_{kn}	Force du ressort de l'aiguille
F_{kv}	Force du ressort de la valve
F_{kvp}	Force du ressort du plongeur de valve
F_{Prail}	Force de pression de surface côté rampe commune
F_{Ptube}	Force de pression de surface côté tube
F_{pz}	Force effective appliquée par l'actionneur piézoélectrique
F_{react}	Force de réaction sur le bout de l'aiguille
F_{tip}	Force de pression sur le bout de l'aiguille

F_{vc}	Force de pression sur la valve
F_{vp}	Force de pression sur le plongeur de valve
g_{33}	Constante piézoélectrique
h_f	Enthalpie du carburant (kJ/kg)
I_{pz}	Courant de charge
k_{cp}	Constante du ressort du plongeur de connexion
k_n	Constante du ressort de l'aiguille
k_v	Constante du ressort de la valve
k_{vp}	Constante du ressort du plongeur de valve
l	Entraxe de bielle
L	Course
L_o	Longueur d'orifice de la buse de l'injecteur
L_{pas}	Longueur de passage
L_{tube}	Longueur du tube
$\dot{m}_{corr}$	Débit de carburant de corrigé
m_{cp}	Masse du plongeur de connexion
$\dot{m}_{exp}$	Débit de carburant expérimental
m_f	Masse de carburant (g)
$\dot{m}_f$	Débit de carburant (g/h)
$\dot{m}_{inj}$	Débit de carburant injecté
$\dot{m}_{mes}$	Débit de carburant mesuré
m_n	Masse de l'aiguille
m_{pz}	Masse de l'actionneur piézoélectrique
m_t	Masse de fluide dans le tube
$\dot{m}_{th}$	Débit de carburant théorique
m_v	Masse de la valve
m_{vp}	Masse du plongeur de valve
n	Nombre d'échantillons
N	Vitesse de rotation (tr/min)
$n_{orifice}$	Nombre d'orifices
N_{pz}	Nombre de plaquettes de céramique piézoélectrique
N_T	Nombre totale de mesure
P	Pression
P_{ac}	Pression instantanée de la chambre d'amplification
$\dot{P}_{ac}$	Dérivée temporelle de la pression de la chambre d'amplification
P_{cc}	Pression instantanée de la chambre de contrôle
$\dot{P}_{cc}$	Dérivée temporelle de la pression de la chambre de contrôle
P_{cyl}	Pression cylindre (bar)
P_{dc}	Pression instantanée de la chambre de distribution
$\dot{P}_{dc}$	Dérivée temporelle de la pression de la chambre de distribution
P_f	Puissance développée (kW)
P_{inj}	Pression d'injection
PL_{cp}	Précharge du ressort du plongeur de connexion
PL_n	Précharge du ressort de l'aiguille
PL_v	Précharge du ressort de la valve

PL_{vp}	Précharge du ressort du plongeur de valve
P_o	Pression de référence
P_{out}	Pression de la ligne de retour
P_{rail}	Pression instantanée dans la rampe
P_t	Pression instantanée du tube d'entrée
$\dot{P}_t$	Dérivée temporelle de la pression du tube d'entrée
P_{vc}	Pression instantanée de la chambre de valve
$\dot{P}_{vc}$	Dérivée temporelle de la pression de la chambre de valve
Q	Chaleur (J)
Q_{app}	Chaleur apparente (J)
r_v	Rapport volumétrique
R	Constante des gaz pour l'air (J/kgK)
R_A	Résistance de l'orifice A
R_{bp}	Résistance de l'orifice de contournement
R_h	Résistance équivalente des orifices de buse
R_{hyd}	Résistance hydraulique
R_i	Rayon intérieur de cylindre
R_{nseat}	Résistance équivalente du siège d'aiguille
R_o	Rayon extérieur de cylindre
R_{out}	Résistance entre la chambre de valve et la ligne de retour
R_{tdc}	Résistance de passage entre tube d'entrée et chambre de distribution
R_{tot}	Résistance totale
R_Z	Résistance de l'orifice Z
s	Distance entre l'axe du vilebrequin et l'axe du piston (m)
S	Section de passage d'orifice d'injection
s_{33}	Souplesse du matériel
S_3	Déformation de l'empilement piézoélectrique
S_{tube}	Surface de passage du tube IAV
S_{Xi}	Incertitude aléatoire d'une variable
t	Temps (s)
t_{pz}	Épaisseur des plaquettes de céramique piézoélectrique
$t_{v,0.95}$	Coefficient de distribution Student
T	Température (K)
T_3	Contrainte dans la céramique
T_{dyno}	Couple (Nm)
T_o	Température de référence (K)
U	Énergie interne (kJ)
$U_{0.95}$	Incertitude totale
U_R	Incertitude globale
V	Volume
V_{ac}	Volume initial de la chambre d'amplification
V_{cc}	Volume initial de la chambre de contrôle
V_d	Volume balayé
V_{dc}	Volume de la chambre de distribution
V_{inst}	Volume instantané

V_{pz}	Tension dans l'actionneur piézoélectrique
V_t	Volume du tube d'entrée
V_{th}	Vitesse théorique
v_{tube}	Vitesse du fluide dans le tube
V_{vc}	Volume de la chambre de valve
x_n	Position de l'aiguille
$\dot{x}_n$	Vitesse de l'aiguille
$\ddot{x}_n$	Accélération de l'aiguille
x_{pz}	Position de l'actionneur piézoélectrique
$\dot{x}_{pz}$	Vitesse de l'actionneur piézoélectrique
$\ddot{x}_{pz}$	Accélération de l'actionneur piézoélectrique
x_v	Position de la valve
$\dot{x}_v$	Vitesse de la valve
$\ddot{x}_v$	Accélération de la valve

INTRODUCTION

Les réglementations environnementales de plus en plus strictes en ce qui a trait aux émissions polluantes provenant de nos véhicules routiers représentent un défi d'envergure pour les constructeurs automobiles. De plus, nos moyens de transport actuels sont principalement propulsés par des moteurs thermiques utilisant des carburants d'origines fossiles. Ce type de carburant, en plus d'être l'objet d'enjeux économiques et sociaux, contribue de façon non négligeable à la pollution atmosphérique. En réponse à ces situations, de nombreux chercheurs se concentrent à travailler sur la réduction des émissions polluantes ainsi qu'à la valorisation de carburants alternatifs renouvelables.

Dans ce contexte, de nombreux travaux sont réalisés sur les moteurs diesel, justifiés principalement par les nouvelles technologies d'injections beaucoup plus performantes ainsi que par la meilleure compréhension des phénomènes de combustion. Reconnu pour leur meilleure efficacité comparée aux moteurs à allumage commandé ainsi que pour leur économie de carburant supérieure, les moteurs diesel produisent également jusqu'à 20% moins de dioxyde de carbone (CO_2) ainsi que moins de monoxyde de carbone (CO) et d'hydrocarbure non brûlés (HC). Cependant, ils émettent plus d'oxyde d'azote (NO_x), qui est responsable des pluies acides et du smog en plus de causer des troubles respiratoires, mais également plus de particules, qui sont soupçonnées comme étant cancérogènes. Différents systèmes ont été développés afin de réduire les NO_x et les particules, comme la recirculation des gaz d'échappement (EGR) ou les trappes à particules. Cependant, l'avenir concernant la réduction des émissions polluantes des moteurs diesel se situe plutôt dans la bonne gestion de l'injection et de la combustion en utilisant les technologies à notre disposition ou encore le développement de nouveaux carburants. À ce propos, les avancements récents dans les systèmes d'injection électronique diesel permettant l'intégration de stratégies d'injection multiple et l'utilisation du biodiesel, grâce à ses propriétés différentes, augmentent les possibilités d'amélioration des émissions polluantes. Ce projet est donc justifié par le besoin de quantifier l'influence, d'améliorer la compréhension et de contrôler les phénomènes influençant les émissions polluantes produites par un moteur diesel lors de l'utilisation de ces deux technologies.

Le premier chapitre de cette thèse présente tout d'abord une revue de littérature détaillée regroupant une grande partie des travaux récents traitant de l'utilisation de l'injection multiple et du biodiesel et de leurs impacts respectifs sur les émissions polluantes, sur les performances et sur le comportement de l'injection ainsi qu'un survol des outils permettant de prédire le comportement de l'injection. Ce chapitre se termine par la définition des objectifs de ce projet.

Le second chapitre traite de la mise en place de la méthodologie expérimentale permettant de quantifier les émissions polluantes et les performances obtenues par un moteur diesel lorsque des stratégies d'injection multiple et du biodiesel sont utilisés. Une emphase particulière est mise sur la description du banc d'essai et sur les différents systèmes de mesures nécessaires à la récolte des données d'importances. Par la suite, les méthodes de calcul utilisées ainsi que la description des tests effectués sont exposées avant de terminer par la présentation des incertitudes des mesures expérimentales.

Le troisième chapitre présente les résultats des campagnes de mesures des émissions polluantes et des performances pour l'ensemble des stratégies d'injection multiple testées. L'analyse des résultats de ces campagnes permet de mettre en évidence l'impact des différents paramètres de contrôle des stratégies sur les émissions polluantes d'un point de vue thermodynamique. Ce chapitre se termine par l'évaluation de l'effet d'un mélange de diesel et de biodiesel lorsqu'utilisé dans un contexte de stratégie d'injection déjà déterminée comme étant efficace avec du diesel pur.

Le quatrième chapitre expose la modélisation mathématique d'un injecteur piézoélectrique permettant de simuler le taux d'introduction du carburant. La description physique ainsi que le principe de fonctionnement de l'injecteur utilisé sont d'abord détaillés. Par la suite, le développement mathématique du modèle est présenté précisément selon les différentes composantes mécaniques et hydrauliques de l'injecteur avant de terminer par la synthèse du système d'équations.

Le cinquième chapitre permet essentiellement de valider le modèle présenté au quatrième chapitre ainsi que d'analyser les résultats obtenus grâce au modèle. Une description du montage expérimental utilisé afin de mesurer le taux d'introduction de l'injecteur est d'abord présentée avant de poursuivre avec l'identification des carburants utilisés, l'élaboration des stratégies d'injection testées et la détermination des conditions d'opérations choisies. La démarche d'analyse expérimentale est ensuite exposée suivie de la validation extensive du modèle. L'analyse des résultats obtenus grâce au modèle validé et aux données expérimentales permet finalement de mesurer l'impact de la pression d'alimentation et des propriétés physiques des carburants sur le taux d'introduction. La fin de ce chapitre vise en quelque sorte à faire le lien avec les résultats des tests moteurs et l'utilité du modèle de simulation du taux d'introduction. Une première partie permet de montrer de quelle façon l'utilisation du modèle permet à la fois d'expliquer les phénomènes affectant l'injection avec des stratégies d'injection multiple, mais également de concevoir de façon efficace ces stratégies. La seconde partie se penche sur l'application du modèle lors de l'utilisation de carburant alternatif en montrant de quelle façon il peut contribuer à une meilleure compréhension de l'effet de ces carburants sur le processus d'injection.

Finalement, une conclusion générale portant sur l'ensemble des résultats de cette thèse est présentée et est suivie en terminant de recommandations particulières visant à orienter la direction à prendre en vue de travaux futurs.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

Ce chapitre présente une revue de littérature scientifique portant sur le contrôle des émissions polluantes en moteur diesel tout en mettant l'accent sur l'utilisation des stratégies d'injection multiple et du biodiesel. Pour débiter, un survol des généralités concernant les moteurs diesel à rampe commune d'injection est présenté. Ensuite, le processus de formation des polluants en moteur diesel est brièvement expliqué avant d'approfondir sur le sujet de l'injection multiple et du biodiesel. Par la suite, l'impact de ces deux aspects sur le processus d'injection est abordé pour finalement s'intéresser aux différents outils permettant de contrôler et de prévoir le comportement de l'injection lors de l'utilisation de stratégies avancées ou de carburant alternatif. Pour finir, les objectifs de ce projet de recherche ainsi que la structure de cette thèse sont définis.

1.1 Notions fondamentales sur les moteurs diesel à rampe commune d'injection

Afin de situer le lecteur, la technologie du système d'injection à rampe commune et sa contribution à l'augmentation de l'efficacité des moteurs diesel actuels sont abordées. Ensuite, le processus de combustion conventionnel en injection simple des moteurs diesel est décrit, plus particulièrement du point de vue du dégagement de chaleur, avant de montrer brièvement comment l'injection multiple peut influencer le profil du dégagement de chaleur.

1.1.1 Le système d'injection à rampe commune

Le moteur diesel moderne utilise des systèmes d'injection directe à rampe commune. Ces systèmes comprennent principalement une pompe haute pression actionnée par le moteur, une rampe commune d'injection ainsi que les injecteurs électroniques à solénoïde ou à actionneur piézoélectrique. La pompe mécanique permet de générer des pressions qui varient entre 300 et 2000 bars dépendant du point d'opération tandis que l'utilité de la rampe commune est de

permettre le maintien d'une pression pratiquement constante durant le fonctionnement moteur en agissant comme un accumulateur (Vaglieco, 2010). L'injecteur électronique permet quant à lui beaucoup plus de flexibilité puisqu'il est possible de contrôler précisément le calage de l'injection dans le cycle.

Comme mentionné précédemment, les nouveaux systèmes permettent d'injecter le carburant sous très haute pression (jusqu'à 2000 bars à l'heure actuelle) ce qui apporte de nombreux avantages. La haute pression favorise l'atomisation du carburant afin d'obtenir des gouttelettes de plus faibles diamètres. Des gouttes plus petites augmentent la vitesse à laquelle le carburant s'évapore et aura donc un effet direct sur le délai d'ignition du carburant. De plus, les nouveaux injecteurs sont équipés de buses possédant plusieurs orifices d'injections créant ainsi plusieurs jets de carburant ce qui favorise l'utilisation de l'air disponible. Globalement, un impact important sur la formation des polluants ainsi que sur le dégagement de chaleur du cylindre est observé (Agarwal *et al.*, 2013).

L'injection électronique a quant à elle permis une véritable révolution dans le domaine des moteurs diesel en permettant de caler l'injection n'importe quand durant le cycle moteur comme mentionné précédemment, mais également en rendant possible l'injection multiple. Ce concept, comme son nom l'indique, consiste à diviser le processus d'injection standard en plusieurs événements distincts comprenant une certaine fraction de la quantité totale de carburant nécessaire et séparés par un délai entre chacun de ces événements. Ultimement, l'objectif de ce concept est de parfaitement contrôler la formation du mélange à l'intérieur du cylindre ainsi que le dégagement de chaleur associé à la combustion du carburant et par conséquent, la production des émissions polluantes.

1.1.2 Le processus de combustion diesel

Traditionnellement, la combustion dans les moteurs diesel conventionnels en injection simple est composée de quatre phases (voir Figure 1.1) (Heywood, 1988). La première phase est le délai d'ignition qui est la période entre le début de l'injection et le début de la combustion.

Ensuite, la phase de combustion prémélangée se produit et est caractérisée par une augmentation importante et très rapide du taux de dégagement de chaleur sur une courte durée. Le carburant évaporé durant le délai d'ignition s'enflamme donc et brûle de façon très rapide sur quelques degrés vilebrequin ($^{\circ}\text{vil}$) et contribue à l'augmentation importante du taux de dégagement de chaleur. Toutefois, l'injection n'est pas terminée alors que débute la troisième phase dite de combustion de diffusion qui, elle, est contrôlée par le taux de mélange du carburant injecté avec l'air. Ainsi, le carburant injecté doit s'atomiser, s'évaporer, se mélanger avec l'air et subir des transformations chimiques supplémentaires avant de brûler. L'intensité de cette phase dépend de la quantité de carburant injecté et donc de la charge du moteur (pour l'ensemble de cette thèse, la charge moteur désigne le couple produit par le moteur). Finalement, la dernière phase correspond quant à elle à la combustion de faible intensité très tard durant l'expansion. La présence de cette combustion tardive s'explique entre autres par la température et la pression plus faible durant cette période et qui ralentissent les réactions chimiques ainsi que par la combustion d'une faible fraction de carburant encore présente dans le cylindre. La charge développée par le moteur dépend de la quantité de carburant injecté qui est limitée afin d'éviter une production excessive de particules. Ceci fait en sorte que le moteur diesel est toujours opéré en mélange pauvre en carburant par rapport à la stoechiométrie.

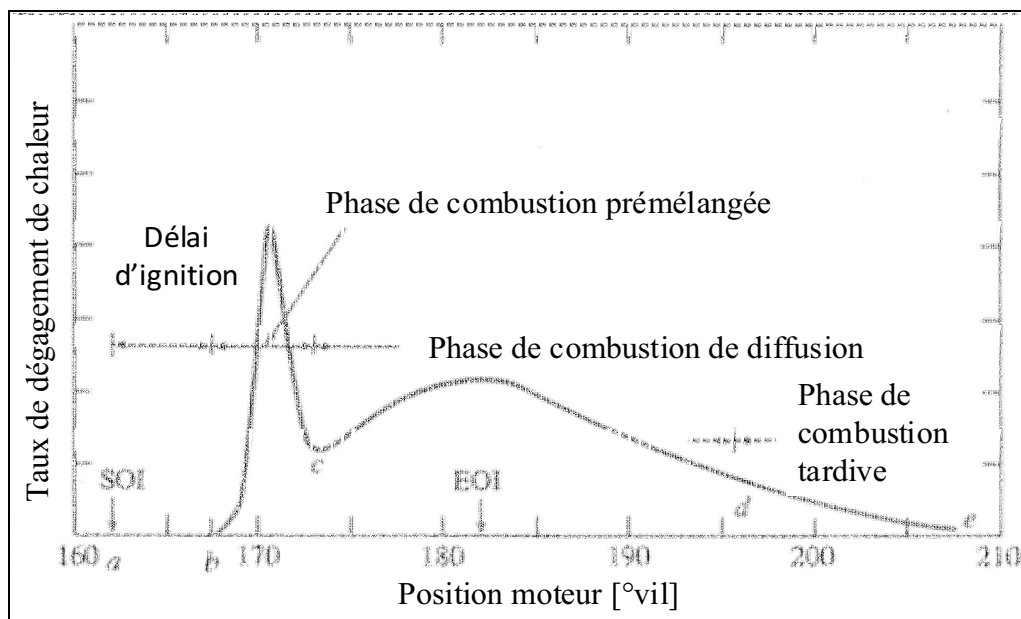


Figure 1.1 Dégagement de chaleur en moteur diesel (adapté de Heywood, 1988)

Lorsque l'injection multiple est utilisée, le processus de combustion précédent est toujours valable, mais sera divisé en plusieurs événements qui auront des intensités et durées variables selon le type de stratégie utilisée. La Figure 1.2 montre l'impact de différentes stratégies d'injection sur le taux de dégagement de chaleur. La Figure 1.2 (haut) illustre le taux de dégagement de chaleur d'une stratégie d'injection simple conventionnelle, comme présentée à la Figure 1.1. La phase prémélangée et la phase de diffusion sont observables et l'intensité de la phase de diffusion varie selon la charge du moteur. Les deux autres graphiques illustrent l'impact d'une stratégie d'injection double (bas à gauche) et triple (bas à droite) sur le taux de dégagement de chaleur et permettent de remarquer que, selon la stratégie, l'intensité de la phase prémélangée peut être modifiée et la phase de diffusion peut également disparaître. Ceci aura inévitablement un impact sur la formation des émissions polluantes.

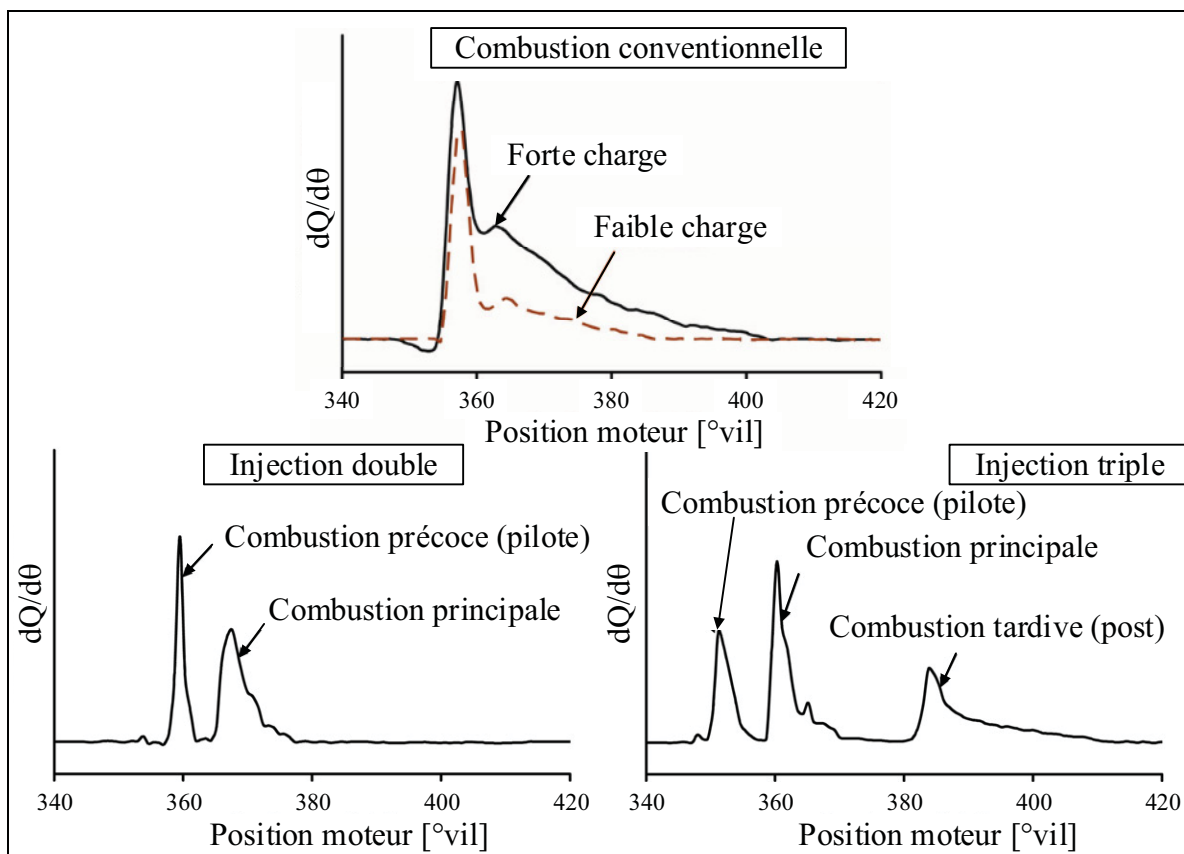


Figure 1.2 Taux de dégagement de chaleur selon le type de stratégie d'injection (adapté d'Asad et Zheng, 2008)

1.2 Les polluants en moteur diesel

Afin de comprendre de quelle façon les différentes stratégies d'injection peuvent influencer les émissions polluantes, il est nécessaire de s'attarder à la façon dont les polluants sont formés dans les moteurs diesel. Dans ce type de moteur, le carburant est injecté légèrement avant la combustion, en fin de compression, ce qui fait en sorte que la distribution du carburant dans le cylindre est majoritairement non uniforme tout au long du processus. Cet état des faits affectera directement la formation des polluants qui sont extrêmement dépendants de la distribution du mélange et de l'évolution de cette distribution (Heywood, 1988). Cette section présente les principaux polluants rencontrés en combustion diesel, soit les oxydes d'azotes, les particules, les hydrocarbures non brûlés et le monoxyde de carbone, ainsi que leur mode de formation respectif. Ces modes de formation s'appliquent aussi bien à l'utilisation de l'injection simple que de l'injection multiple.

1.2.1 Les oxydes d'azote

Les NO_x en moteur diesel sont en fait l'addition des monoxydes d'azote (NO) et des dioxydes d'azote (NO_2), mais les NO occupent la concentration la plus importante. Les NO_x sont produits dans les zones de hautes températures (supérieure à 1800 K) situées dans le front de flamme ou dans les gaz brûlés et cette production augmente avec la température (Mohan, Yang et Chou, 2013). Outre la température, la quantité de NO_x produite dépend également du temps nécessaire aux réactions chimiques pour prendre place ainsi que de la richesse du mélange, leur production étant favorisée par la présence d'un mélange légèrement pauvre en carburant (Rahman *et al.*, 2014).

La source principale de NO est l'oxydation d'azote atmosphérique et les réactions gouvernantes de formations sont les réactions (1.1) à (1.3) (Heywood, 1988). Le NO_2 quant à lui dépend d'abord de la présence de NO et est formé par la conversion du NO grâce aux réactions (1.4) et (1.5) et peut également être reconverti en NO grâce à la réaction (1.6).



Selon Benajes *et al.* (2014), la formation des NO₂ en moteur diesel serait favorisée majoritairement par la réaction (1.4) et est la conséquence d'un phénomène cyclique entre le NO et le NO₂ qui est fortement dépendant de la température. De façon générale, plus la température est basse, plus le ratio NO₂/NO_x est élevé puisque la haute température favorise la reconversion du NO₂ par la réaction (1.6). Le facteur dominant en combustion diesel conventionnelle serait le refroidissement des produits de combustion avec l'air frais encore présent dans la chambre à combustion (Benajes *et al.*, 2014). La formation du NO₂ est également influencée dans une moindre mesure par la richesse du mélange, les mélanges pauvres le favorisant.

1.2.2 Les particules

Les particules émises (PM) par les moteurs à combustion interne sont un mélange complexe de composantes solides et liquides qui comprennent de la suie, de la cendre, de l'eau, des hydrocarbures et des fractions organiques solubles (Rahman *et al.*, 2014). Dans un moteur diesel, les PM sont principalement de la suie sur laquelle des composés organiques ont été absorbés. Elles peuvent être caractérisées selon leur forme, leur surface, leur grosseur, leur nombre, leur masse, leur composition chimique, leur solubilité et leur source (Burtscher, 2005;

Forti *et al.*, 2005; Rahman *et al.*, 2014). La quantité de PM émise par un moteur diesel est le résultat d'un phénomène complexe jumelant le processus de formation à celui d'oxydation. Le processus de formation élémentaire des PM se fait principalement en trois étapes dans le cylindre, soit la nucléation, le grossissement et l'agglomération, et une absorption/condensation supplémentaire peut se produire dans l'échappement par la suite. Le phénomène d'oxydation des PM peut se produire à tout moment durant ce processus de formation (Heywood, 1988).

Lors de la phase de combustion prémélangée, des hydrocarbures aromatiques polycycliques (PAH) sont formés par le manque d'oxygène et la présence d'un environnement riche en carburant et leur formation est maximisée pour des températures se situant entre 1300K et 1600K (Turns, 2000). Les PAH sont reconnus comme étant des précurseurs à la formation des PM. Ensuite, lors de la combustion contrôlée par le taux de mélange, le carburant est d'abord oxydé partiellement dans une zone de réaction prémélangée riche en carburant avant de brûler complètement dans la flamme de diffusion sous un environnement près de la stoechiométrie. Les produits de combustion partiels provenant de la combustion prémélangée riche en carburant contribuent à la formation des PM. Les PM ainsi produites sont ensuite pratiquement toutes oxydées durant la phase de combustion tardive, mais une fraction ne parvient pas à s'oxyder et se retrouve dans l'échappement (Mohan, Yang et Chou, 2013).

Le mode de formation et de destruction du NO_x et des PM entraîne un phénomène d'échange entre ces deux polluants qui rend leur diminution simultanée très compliquée. En effet, la haute température (supérieure à 1600 K) présente dans le cylindre facilite l'oxydation des précurseurs des PM, mais entraîne inévitablement une augmentation de la formation des NO_x . Inversement, une faible température réduit la quantité de NO_x produit, mais cause une augmentation des PM en échappement par la diminution de leur oxydation.

1.2.3 Le monoxyde de carbone et les hydrocarbures non brûlés

Le CO est le résultat d'une combustion incomplète des hydrocarbures et la quantité émise est principalement contrôlée par la richesse du mélange. Dans les mélanges riches en carburant, la quantité de CO produite augmente continuellement avec l'augmentation de la quantité de carburant tandis qu'en mélange pauvre elle est très peu influencée par l'appauvrissement du mélange. Par conséquent, en moteur diesel, les émissions de CO sont très faibles et sont rarement considérées (Heywood, 1988). Néanmoins, la quantité de CO en moteur diesel peut être augmentée lorsque la température est insuffisante (inférieure à 1500 K) pour soutenir les réactions d'oxydation du CO ou lorsqu'il y a extinction de flamme (Rahman *et al.*, 2014).

Les HC sont quant à eux obtenus lorsqu'une partie de carburant est expulsée par l'échappement sans avoir été complètement oxydée. En combustion diesel, la formation des HC provient principalement de deux phénomènes distincts. Premièrement, un appauvrissement excessif du mélange peut empêcher son auto-inflammation ou être trop pauvre en carburant pour supporter la propagation d'une flamme. Ceci se produit lorsque le délai d'ignition est trop important alors que la quantité de HC produit dépendra de la quantité de carburant injecté durant le délai d'ignition. Il s'agit du mécanisme de production des HC le plus important en moteur diesel, particulièrement à faible charge (Rahman *et al.*, 2014). Le second phénomène causant la formation des HC est un mélange insuffisant entre le carburant et l'air causant un mélange trop riche incapable de s'enflammer ou de supporter la flamme. Ce mécanisme de formation est associé à l'injection à basse vitesse du carburant tard durant la combustion ou à une injection trop importante de carburant particulièrement à très forte charge. Les zones trop riches en carburant peuvent brûler par une oxydation thermique lente durant l'expansion après s'être mélangées avec l'air (Heywood, 1988).

1.3 L'injection multiple

Plusieurs méthodes existent afin de contrôler la quantité d'émissions polluantes en sortie de moteur diesel. Par exemple, l'utilisation de la recirculation des gaz d'échappement permet de

contrôler la quantité de NO_x formé durant la combustion ou l'ajout de système de post-traitement comme les catalyseurs ou les trappes à particules éliminent respectivement les NO_x et les PM. Cependant, l'idéal afin de réduire les émissions polluantes consiste à les éliminer directement à la source, lors de la combustion. Les nouveaux systèmes d'injection électronique à rampe commune permettent de s'attaquer à ce problème en utilisant de très hautes pressions d'injection, en contrôlant le taux d'introduction, en variant le calage de l'injection ainsi qu'en utilisant l'injection multiple (Mohan, Yang et Chou, 2013). L'injection multiple peut servir à améliorer les émissions polluantes en utilisant le mode de combustion traditionnel sous haute température utilisant l'injection simple, mais peu d'études récentes s'intéressent à ce mode de combustion. En effet, plus récemment, l'injection multiple est principalement utilisée afin d'obtenir des modes de combustion alternatifs tels que la combustion d'une charge homogène par auto-inflammation (HCCI) ou encore la combustion à basse température (LTC). Toutefois, cette thèse s'intéresse principalement à l'impact des stratégies d'injection multiple sur la formation des polluants et cette section présente la revue des différents travaux sur ce sujet en se concentrant sur les modes de combustion traditionnelle à haute température.

1.3.1 L'injection pilote

L'injection pilote consiste à injecter une quantité de carburant lors d'un évènement distinct de l'injection principale plus tôt dans le cycle et est généralement reconnue comme permettant de réduire à la fois les NO_x ainsi que le bruit produit par le moteur (Mohan, Yang et Chou, 2013; Vaglieco, 2010). Il s'agit en général d'une quantité minime de carburant et c'est la stratégie d'injection multiple la mieux documentée. Les paramètres pouvant être modifiés lors de stratégies d'injection utilisant l'injection pilote sont le délai entre chacune des injections ainsi que la quantité injectée durant la première injection.

L'utilisation de l'injection pilote est connue comme affectant le délai d'ignition de l'injection principale. L'ignition du carburant dans le cas d'une injection double se produit toujours plus près de l'injecteur ce qui indique que le délai d'ignition est toujours plus court que dans le cas d'une injection simple (Amagai, Hashimoto et Arai, 1999). La réduction du délai entre les

injections agit directement sur la réduction du délai d'ignition de la seconde injection, car l'évaporation est favorisée et le mélange est accentué par la présence d'une combustion rapprochée et donc d'une température dans le cylindre supérieure (Herfatmanesh et Zhao, 2013). L'augmentation du rapport entre la quantité injectée lors de l'injection principale et de la quantité totale injectée diminue la quantité de chaleur dégagée lors de la première combustion ce qui se traduit par une température plus basse dans le cylindre avant la seconde injection. Ceci augmente le délai d'ignition de la seconde injection favorisant ainsi la combustion prémélangée (Chung *et al.*, 2008). Le délai d'ignition de l'injection pilote peut quant à lui être réduit lorsque l'injection est retardée vers le PMH et ceci se produit grâce à un meilleur mélange et à une meilleure évaporation du carburant (Herfatmanesh et Zhao, 2014).

L'impact du délai entre l'injection pilote et l'injection principale sur la combustion peut être divisé en trois catégories, soit : 1) les délais pour lesquels les combustions sont jointes et où aucune distinction ne peut être faite entre les injections; 2) les délais pour lesquels les injections s'influencent, car la seconde injection se fait alors que la première injection est en combustion et finalement 3) les délais à partir desquels les combustions sont complètement séparées (Goldwine et Sher, 2009). Dans le cas extrême où le délai entre les injections est trop faible, il est possible que le début de la seconde injection se produise avant la fin de la première injection et le début de la combustion (Herfatmanesh et Zhao, 2013). Ceci aura pour impact une combustion plus riche et une température de combustion plus basse qui ne favorise pas l'oxydation des PM (Diez et Zhao, 2010).

Pour un délai entre les injections suffisamment élevé pour éviter la combinaison des jets de carburant, il est toutefois possible que la seconde injection se produise durant la combustion de la première injection (Diez et Zhao, 2010). Une interaction entre les deux jets de carburant se produit alors, le second entrant dans les zones enflammées de la première injection et intensifiant la combustion prémélangée de la première combustion (Herfatmanesh et Zhao, 2013; Herfatmanesh et Zhao, 2014). Ainsi, la combustion de l'injection principale se joint à celle de l'injection pilote ce qui augmente la température dans le cylindre et contribue aux émissions de NO_x (Goldwine et Sher, 2009). Lorsque la seconde injection s'effectue dans les

zones de combustion restantes de la première injection, ceci cause une auto-inflammation en bout de jet, là où la concentration en carburant est élevée (Herfatmanesh et Zhao, 2013). Le résultat est une augmentation des PM et des HC qui peut être associée à une mauvaise évaporation et à un mauvais mélange de la seconde injection (Herfatmanesh *et al.*, 2013).

Lorsque le délai entre l'injection pilote et l'injection principale est suffisamment élevé pour obtenir des combustions distinctes, la température lors de la combustion est plus faible. Ceci permet ainsi une réduction des émissions de NO_x (Goldwine et Sher, 2009) par rapport à l'injection simple et ce peu importe la quantité injectée puisque le taux de dégagement de chaleur durant l'injection principale est plus faible (Tanaka, Ando et Ishizaka, 2002). Ce résultat est rapporté par plusieurs auteurs (Chen, 2000; Yang, Mellor et Chen, 2002). La durée de combustion totale pour l'injection double est également plus courte (7 à 20 ms) que pour l'injection simple (7 à 40 ms) ce qui laisse suggérer que l'injection double favorise un meilleur mélange (Amagai, Hashimoto et Arai, 1999). La variation de la pression d'injection a généralement peu d'influence sur les émissions polluantes, mis à part qu'à haute pression, moins de PM sont produites. Ceci s'explique par le fait que l'injection à haute pression permet une meilleure distribution du mélange (Park, Kook et Bae, 2004).

Pour un délai supérieur entre les injections de l'ordre de 2 degrés vilebrequin, une réduction des HC et des PM est obtenue. Ce résultat est relié au fait qu'un plus grand délai permet un meilleur mélange ainsi qu'une combustion plus complète et uniforme. La flamme ainsi obtenue est plus pauvre et la zone de diffusion est plus petite réduisant ainsi la quantité de PM produite (Diez et Zhao, 2010). Cependant, un délai trop important occasionne une hausse des émissions de HC et de CO qui est le résultat d'un délai d'ignition plus long de l'injection pilote ce qui se traduit par la combustion d'un mélange plus pauvre (Chen, 2000; Tanaka, Ando et Ishizaka, 2002). Il est également possible que le carburant injecté durant l'injection pilote ne brûle tout simplement pas, causant une hausse marquée des HC et de la consommation spécifique de carburant (CSC) (Yang, Mellor et Chen, 2002). Au niveau des PM, elles sont diminuées si l'avance est élevée et si la quantité est diminuée. Ceci est causé par le fait que les gaz brûlés

restent dans la zone de combustion principale lorsque la quantité est trop élevée ou l'injection trop retardée (Tanaka, Ando et Ishizaka, 2002).

Dépendant du délai entre l'injection pilote et l'injection principale, certaines stratégies sont influencées négativement par les fluctuations de pression dans le système d'injection (Diez et Zhao, 2010). Les phénomènes transitoires causés par l'injection multiple peuvent causer des variations au niveau des quantités injectées allant jusqu'à 40% par rapport aux quantités souhaitées (Herfatmanesh et Zhao, 2014). La modification des stratégies d'injection afin de prendre en compte les fluctuations de pressions dans le système peut offrir des résultats négatifs comparés à celles non modifiées. En effet, la modification peut entraîner une injection de carburant supplémentaire durant l'injection principale ce qui compromet l'oxydation adéquate des PM et contribue à l'augmentation de la quantité de HC produit causée par un moins bon mélange (Herfatmanesh *et al.*, 2013). Ceci illustre la complexité de la calibration adéquate lors de l'injection multiple.

Les quantités injectées lors de l'injection pilote et de l'injection principale auront également un impact sur les émissions polluantes bien qu'il soit rapporté que cet impact est moins important que celui du délai entre les injections (Goldwine et Sher, 2009). L'augmentation du rapport entre la quantité injectée lors de l'injection principale et la quantité totale injectée provoque une augmentation de la charge et une diminution de la CSC. Toutefois, lorsque ce rapport dépasse les 70%, l'efficacité de combustion et la CSC sont presque semblables à l'utilisation d'une seule injection (Chung *et al.*, 2008).

En général, la quantité de NO_x augmente avec l'augmentation du rapport entre la quantité injectée lors de l'injection principale et la quantité totale injectée, car ceci cause une augmentation de la température dans le cylindre. Malgré cela, les émissions de NO_x restent inférieures à la quantité émise lors de l'injection simple (Chung *et al.*, 2008). Il a toutefois déjà été rapporté qu'une trop grande quantité injectée durant la première injection pourrait favoriser la production de NO_x et de PM, mais réduire les HC (Herfatmanesh et Zhao, 2014). Dans la situation où les combustions sont distinctes et lorsque le délai entre l'injection pilote et

l'injection principale est faible, une diminution des NO_x avec la diminution de la quantité injectée lors de l'injection pilote est rapportée. Ceci s'explique par le fait que la chaleur dégagée par l'injection pilote est plus faible et contribue donc moins à la formation des NO_x , car la température dans le cylindre est ainsi moins élevée (Tanaka, Ando et Ishizaka, 2002).

L'augmentation du rapport massique entre la quantité injectée lors de l'injection principale et la quantité totale injectée provoque une diminution des émissions de HC et de CO. La meilleure efficacité de combustion explique la diminution des HC alors que l'augmentation de la température dans le cylindre explique la diminution du CO (Chung *et al.*, 2008). Cependant, dans le cas où le délai entre l'injection pilote et l'injection principale est faible, la quantité injectée n'influence pas les émissions de HC et de CO (Tanaka, Ando et Ishizaka, 2002).

Les PM émises augmentent quant à elles avec le rapport entre la quantité injectée lors de l'injection principale et la quantité totale injectée lorsque ce rapport est inférieur à 50% (Chung *et al.*, 2008). À partir d'un rapport supérieur, la tendance s'inverse et moins de PM sont produites, mais la température maximale lors de la combustion est plus élevée favorisant la formation de NO_x . L'ajustement des quantités injectées dans chaque injection permettrait donc d'obtenir un compromis entre la quantité de NO_x et de PM produites. Selon la stratégie utilisée, le rapport entre la quantité injectée lors de l'injection principale et la quantité totale doit être supérieur à 60% afin d'obtenir des émissions inférieures à l'injection simple (Chung *et al.*, 2008). La réduction de toutes les émissions s'explique par un meilleur mélange et une meilleure utilisation de l'air (Herfatmanesh et Zhao, 2014).

Lorsque les stratégies sont mal choisies, il est possible qu'une quantité de PM supérieure et un niveau équivalent ou supérieur de NO_x au cas de l'injection simple soient obtenus (Goldwine et Sher, 2009). La bonne calibration des stratégies est donc primordiale afin de mieux comprendre de quelle façon l'injection multiple peut être positive à la réduction des polluants (Herfatmanesh et Zhao, 2013). L'impact du délai entre les injections est plus important que la répartition des quantités entre l'injection pilote et l'injection principale en ce qui concerne leur impact sur les émissions polluantes (Goldwine et Sher, 2009). Ceci s'explique par le fait que

l'optimisation du délai entre les injections permet de favoriser la combustion complète à plus basse température (Amagai, Hashimoto et Arai, 1999). Globalement, dans la situation où il y a un parfait contrôle des stratégies utilisées, l'utilisation de l'injection pilote peut offrir la possibilité de réduire simultanément les NO_x et les PM (Badami, Millo et D'Amato, 2001; Chen, 2000; Herfatmanesh *et al.*, 2013; Herfatmanesh et Zhao, 2014).

1.3.2 La postinjection

La postinjection représente l'ajout d'une seconde injection à la suite de l'injection principale. Il est suggéré que ce type de stratégie permettrait la réduction des émissions de PM lorsqu'utilisée peu après l'injection principale, qu'elle favoriserait la régénération des filtres à particules lorsqu'utilisée tard dans le cycle (Mohan, Yang et Chou, 2013; Vaglieco, 2010) ou encore qu'elle pourrait servir de méthode d'activation des catalyseurs de stockage des NO_x (Park, Kook et Bae, 2004). L'utilisation de la postinjection sans injection pilote préalable à l'injection principale est beaucoup moins étudiée et répertoriée dans la littérature, mais certains auteurs abordent néanmoins le sujet.

Par rapport à l'injection simple et pour une postinjection se produisant 17° après l'injection principale (15° après le PMH), même l'ajout d'une petite quantité de carburant améliore le compromis entre les NO_x et les PM. Ceci est observable sans hausse de la consommation et des HC avec un taux d'EGR de 33 à 43% (Yang, Mellor et Chen, 2002). Le délai entre les injections est cependant critique afin d'obtenir une réduction des émissions polluantes (Poorghasemi *et al.*, 2012). Si le calage de la postinjection est trop près de l'injection principale, une augmentation des PM est observée, car la combustion principale se poursuit tout simplement (Park, Kook et Bae, 2004). À l'inverse, si l'injection est trop retardée, la quantité de HC et la CSC augmentent très rapidement puisque l'efficacité de combustion est plus faible ou tout simplement puisque la combustion se produisant trop tard dans le cycle est incomplète (Chen, 2000).

L'importance d'avoir un délai suffisant entre l'injection principale et la postinjection s'explique par le fait que, dans une situation favorable, les zones riches produites en bout de jet par la première injection ne sont pas réalimentées puisque la première injection est plus courte et que, durant le délai entre l'injection principale et la postinjection, le mélange s'appauvrit. La seconde injection se produisant alors en zone de haute température, l'oxydation des PM est supérieure à son taux de formation (Poorghasemi *et al.*, 2012). Donc, la postinjection permettrait une diminution des PM, car, la seconde combustion étant hautement prémélangée, elle fournit la température nécessaire à leur oxydation, mais également l'oxygène nécessaire (Chen, 2000).

La quantité de carburant injectée durant la postinjection favorisant la réduction des PM dépend de la charge développée par le moteur, mais varie de 10% (Park, Kook et Bae, 2004) à 25% (Poorghasemi *et al.*, 2012) de la quantité totale injectée. La haute pression d'injection semble également favoriser la réduction des PM dans le cas de la postinjection (Park, Kook et Bae, 2004). Ceci s'explique par la meilleure atomisation du carburant lorsque la pression d'injection est plus élevée ce qui entraîne un meilleur mélange air-carburant (Poorghasemi *et al.*, 2012). Une réduction des NO_x peut également se produire, car le taux de dégagement de chaleur est réduit par la réduction de la quantité de carburant injecté lors de la première injection (Poorghasemi *et al.*, 2012).

1.3.3 L'injection triple

L'utilisation de l'injection triple implique soit l'utilisation d'une stratégie comprenant l'injection pilote et la postinjection ou d'une stratégie comprenant une préinjection précédant une injection pilote. La première stratégie serait particulièrement efficace à la fois pour la réduction des NO_x et des PM alors que la seconde pourrait réduire le bruit produit par le moteur ainsi que la consommation de carburant (Vaglieco, 2010).

En injection triple utilisant une injection pilote et une postinjection, une petite différence au niveau de la pression cylindre et du dégagement de chaleur est observée lors de l'injection

triple comparée à l'injection pilote seulement (Chen, 2000). À charge moyenne, l'injection triple peut permettre de réduire les NO_x de 30 à 50% et les PM de 40% pour une augmentation de 6% de la CSC comparée à l'injection simple (Park, Kook et Bae, 2004; Yang, Mellor et Chen, 2002). Lorsque l'injection double utilisant l'injection pilote est comparée à l'injection triple à un taux d'EGR de 33% et à faible charge, l'injection double produit 25% moins de NO_x que l'injection simple et l'injection triple 40% de moins. La production de PM est légèrement supérieure, mais très acceptable (Chen, 2000). Par conséquent, l'injection multiple est plus efficace à charge moyenne que basse (Yang, Mellor et Chen, 2002). L'obtention d'une CSC plus élevée est possible en utilisant l'injection triple avec une postinjection, car cette injection ne participe pas ou peu au travail généré par le cylindre (Badami *et al.*, 2002). Pour les émissions de HC et de CO, si le calage de la postinjection est mal réalisé, une augmentation est à prévoir dans le cas où l'efficacité de combustion est réduite par une combustion trop tardive dans le cycle (Park, Kook et Bae, 2004).

Comme dans le cas d'une injection double utilisant une postinjection, si la postinjection se produit trop tôt après l'injection principale, plus de PM sont produites (Badami *et al.*, 2002). Si la postinjection est retardée, la quantité de PM produite s'approche de la quantité produite avec une injection pilote et une principale ce qui indique que la postinjection ne contribue pas à la formation de PM supplémentaires (Arrègle *et al.*, 2008). Par contre, si la postinjection est trop tard dans le cycle, une augmentation des PM est à nouveau observable puisqu'aucune oxydation n'est possible (Badami *et al.*, 2002). Avec un fort retard, la postinjection se fait alors dans un environnement où le processus d'oxydation des PM est très faible puisque la température est basse et signifie donc que la quantité de PM mesurée associée à la postinjection dépend principalement du processus de formation. Ce processus de formation des PM dépend de la quantité d'espèces chimiques précurseurs qui, elles, dépendent de la température des gaz non brûlés (Arrègle *et al.*, 2008). Au niveau de la quantité injectée, lorsque celle-ci est inférieure à une certaine valeur, aucune PM supplémentaire n'est produite ce qui s'explique par le fait qu'une faible quantité de carburant injecté ne permet pas d'obtenir une flamme de diffusion lors de sa combustion (Arrègle *et al.*, 2008).

Les conditions nécessaires à la réduction des PM en injection triple utilisant la postinjection sont que la quantité injectée dans l'injection principale doit être réduite suffisamment et la postinjection doit permettre de conserver une charge équivalente au cas utilisant une injection pilote et une injection principale, tout en ne produisant pas de PM supplémentaires (Arrègle *et al.*, 2008). Il est possible de s'assurer qu'aucune PM supplémentaire ne sera produite par la postinjection si, à la suite de la postinjection, la température des gaz non brûlés est inférieure à 700K, donc en la retardant, et que le ratio de la durée d'injection sur le temps de combustion apparent de la postinjection est plus petit que 0.37 (Arrègle *et al.*, 2008). Il est donc possible de réduire considérablement la production de NO_x et de PM en utilisant l'injection triple avec une postinjection, mais l'optimisation des stratégies est essentielle (Chen, 2000).

Au niveau de la stratégie avec une préinjection et une injection pilote, très peu d'informations sont disponibles, mais elle permettrait de réduire la CSC de 10% et le bruit, mais au détriment des PM et des NO_x qui augmentent de 14% et 60% respectivement (Badami *et al.*, 2002). L'augmentation des PM est causée par le fait que, si le dégagement de chaleur augmente lors de l'injection pilote, le délai d'ignition de l'injection principale diminue réduisant ainsi la portion prémélangée de la combustion. De plus, puisque la combustion principale est avancée, la quantité de NO_x augmente également, car la température augmente. Cependant, une combustion plus tôt permet de réduire la CSC (Badami *et al.*, 2002).

1.4 Utilisation du biodiesel comme carburant alternatif

Le biodiesel, avec ses propriétés différentes de celles du diesel, offre des possibilités supplémentaires d'amélioration au niveau des émissions polluantes qu'il soit utilisé ou non en combinaison avec des technologies d'injection multiple. L'influence de l'utilisation du biodiesel comme carburant alternatif, bien que très documentée, n'est pas encore comprise totalement. Malgré tout, selon les revues de Hoekman et Robbins (2012), de Lapuerta, Armas et Rodríguez-Fernández (2008) et de Shahabuddin *et al.* (2013), une tendance générale est observée parmi la multitude d'articles, mais une raison de l'inconsistance de certains travaux

peut être expliquée par le fait que plusieurs facteurs peuvent influencer les résultats. Cette section présente donc la revue de certaines études concernant le biodiesel.

1.4.1 Description du biodiesel

Le biodiesel est défini comme étant un carburant composé d'esters monoalkyles d'acides gras à longue chaîne obtenu à partir d'huile végétale ou de gras animal et n'est pas une substance pure puisque plusieurs types d'esters sont simultanément présents (Smith, Ott et Bruno, 2008). Le biodiesel est communément fabriqué par un procédé chimique appelé transestérification par lequel le triglycéride obtenu des matières premières réagit avec un alcool en présence d'un catalyseur afin d'obtenir les esters d'alkyle d'acides gras. Le principal alcool utilisé dans le cadre de cette transformation est le méthanol et c'est pourquoi le biodiesel est souvent décrit comme un ester de méthyle d'acides gras (FAME). À la suite de cette réaction, du biodiesel pur est obtenu ainsi qu'un sous-produit, la glycérine. Le biodiesel pur est ainsi désigné comme étant du B100, puisque composé à 100% de FAME. À partir du moment où le biodiesel est utilisé en mélange, majoritairement avec du diesel, le mélange sera désigné par la teneur en FAME contenu dans celui-ci. Ainsi, pour un mélange composé à 20% de biodiesel, le carburant sera désigné comme étant du B20 (Hoekman et Robbins, 2012). De façon générale, lorsque comparé au diesel, le biodiesel possède entre autres propriétés une viscosité et une densité plus élevée, un plus faible contenu en énergie ainsi qu'un indice de cétane supérieur (Lešnik *et al.*, 2013; Park, Yoon et Lee, 2011; Roy, Wang et Bujold, 2013). Ces différences causent des variations au niveau du processus d'injection et de combustion ce qui, en retour, influence les émissions polluantes.

1.4.2 Effet du biodiesel sur les performances et les émissions polluantes en situation d'injection simple

En ce qui concerne l'impact du biodiesel sur la puissance en situation d'injection simple, une baisse négligeable de puissance maximale pour du biodiesel pur à base d'huile de friture usée est observable (Utlu et Koçak, 2008). Cette baisse de puissance peut être attribuée à la densité

plus élevée et à la viscosité plus élevée du biodiesel combiné à une moins bonne combustion causée par l'atomisation plus difficile de ce carburant. Bien qu'une partie de la perte de puissance puisse être associée à la baisse du pouvoir calorifique du carburant, elle ne peut pas être expliquée que par cela. En effet, le biodiesel possède 15 à 20% moins d'énergie que le diesel conventionnel alors que les pertes de puissances dépassent rarement 5% (Lapuerta, Armas et Rodríguez-Fernández, 2008). Selon toute vraisemblance, l'indice de cétane plus élevé du biodiesel pourrait être la cause de cette différence. La combustion démarrant plus rapidement, la pression maximale est alors déplacée et entraîne une perte de puissance moins importante que le pouvoir calorifique laisse présager (Lapuerta, Armas et Rodríguez-Fernández, 2008; Shahabuddin *et al.*, 2013). La réduction du délai d'ignition du biodiesel est causée par l'indice de cétane supérieur du biodiesel et ce délai diminue avec l'augmentation de la concentration en biodiesel dans un mélange avec du diesel (Shahabuddin *et al.*, 2013). Afin de combler cette perte de puissance, la quantité de biodiesel injectée doit être augmentée et le calage de l'injection nécessite une modification. Avec un biodiesel à base d'huile de colza, Senatore *et al.* (2008) sont parvenus à obtenir sensiblement la même puissance et la même charge qu'avec du diesel, et ce, peu importe le régime, au détriment cependant d'une augmentation de la CSC.

L'augmentation de la CSC avec l'utilisation du biodiesel est observée par la majorité des auteurs (Lapuerta, Armas et Rodríguez-Fernández, 2008; Raheman et Ghadge, 2008; Shahabuddin *et al.*, 2013; Srivastava et Verma, 2008; Utlu et Koçak, 2008). En moyenne, la CSC du biodiesel est de 14.34% supérieure à celle du diesel et ce phénomène s'explique par la diminution du pouvoir calorifique du biodiesel ainsi que sa plus haute densité (Utlu et Koçak, 2008). Une certaine relation existe également entre l'augmentation de la concentration en biodiesel à base d'huile de karanja et l'augmentation de la CSC (Srivastava et Verma, 2008). Cependant, à une concentration de 20% par volume de biodiesel (B20) à base d'huile de mahua, la CSC est très près de celle du diesel et avancer le calage de l'injection permettait de diminuer la CSC jusqu'à 15.8% grâce au déplacement de la pression maximale de combustion dans le cycle (Raheman et Ghadge, 2008).

Au niveau du rendement thermique offert par le biodiesel en comparaison à celui obtenu grâce au diesel conventionnel, des tests avec un biodiesel à base d'huile de colza ont montré que ce carburant n'affecte pas significativement le rendement thermique (Tsolakis *et al.*, 2007). Une grande majorité d'auteurs abonde dans le même sens, bien qu'il ait déjà été remarqué qu'une légère amélioration se produise lorsque la concentration en biodiesel varie entre 5 et 10% (Lapuerta, Armas et Rodríguez-Fernández, 2008). Certains travaux montrent un comportement inverse, soit une diminution du rendement thermique de l'ordre de 5% avec du biodiesel pur à base d'huile de karanja, de soja, de canola et d'huiles végétales usées, lorsque comparé avec du diesel pur (Srivastava et Verma, 2008; Zheng *et al.*, 2008). Ce rendement augmente avec la réduction en concentration de biodiesel dans le mélange. Cette baisse de rendement thermique pourrait être attribuée au mauvais calage de l'injection dans le cycle. En effet, le rendement thermique maximum d'un biodiesel à base d'huile de mahua, peu importe la concentration, est sensiblement le même que celui du diesel lorsque l'avance à l'injection est augmentée (Raheman et Ghadge, 2008). Il est donc possible d'atteindre les mêmes performances que le diesel grâce à une modification du calage de l'injection.

Les émissions de CO et de HC sont également influencées par l'utilisation du biodiesel. À régime moteur faible, une diminution de 24% du CO est rapportée et une réduction de 17% en moyenne du CO pour toute la plage de vitesses a pu être mesurée avec l'utilisation d'un biodiesel à base d'huile de friture (Utlü et Koçak, 2008). Pour les HC, des réductions de 4 à 17% pour plusieurs charges de moteur ont été obtenues avec un biodiesel à base d'huile de colza (Leung, Luo et Chan, 2006). Même en retardant le calage de l'injection de 2 degrés, l'utilisation d'un B20 dont la source est inconnue a permis d'obtenir des réductions de CO et de HC de 1.6% et 36.6% respectivement par rapport au diesel utilisé à un calage traditionnel (Zhang et Boehman, 2007). La réduction de ces polluants pourrait être attribuée au fait que, puisque la majorité des HC et du CO sont produits durant la période de diffusion, la présence accrue d'oxygène dans les biodiesels favoriserait une combustion plus complète et entraînerait ainsi une réduction de ces émissions (Zheng *et al.*, 2008). Selon la revue de Lapuerta, Armas et Rodríguez-Fernández (2008), bien que cette hypothèse soit supportée par plusieurs auteurs, ils ajoutent que le biodiesel peut provoquer un début d'injection plus tôt selon le type

d'injecteur et donc entraîner un devancement de la combustion et peut également contribuer à la réduction du délai d'ignition grâce à son indice de cétane plus élevé. Ces deux éléments sont également susceptibles de favoriser la réduction du CO et des HC. Par rapport au diesel, l'augmentation de la pression d'injection entraîne quant à elle une augmentation importante des HC causée par le mouillage des parois du cylindre (Leung, Luo et Chan, 2006).

Certains résultats contredisent ces tendances et une hausse du CO et des HC peut parfois être obtenue comparativement au diesel. C'est le cas des travaux de Srivastava et Verma (2008) pour qui, à pleine charge, la concentration de CO et de HC pour un biodiesel à base d'huile de karanja est respectivement de 0.21% et 120 ppm comparées à 0.18% et 85 ppm pour le diesel. L'augmentation en concentration du biodiesel dans le carburant contribue à l'augmentation de ces émissions. Toutefois, ces résultats ne sont pas justifiés, le type d'équipements utilisés n'est pas détaillé et les conditions d'acquisition des données ne sont pas mentionnées.

Généralement, en ce qui concerne les PM, le biodiesel contribue à leur réduction en quantité et en masse par rapport au diesel. Pour un biodiesel à base d'huile de soya, les travaux montrent une réduction du nombre de PM de l'ordre de 24% à 29% et une réduction de masse de 40% à 45% inférieure (Chen et Wu, 2002) alors que pour un biodiesel à base d'huile de friture une réduction des PM de 22.46% a été obtenue comparativement au diesel pur (Utlü et Koçak, 2008). La réduction des PM grâce au biodiesel pourrait être justifiée par le plus grand contenu en oxygène du biodiesel qui favorise l'oxydation des PM plutôt que leur formation (Chen et Wu, 2002). La présence accrue d'oxygène dans le biodiesel combinée à sa combustion plus rapide contribuerait à l'oxydation des PM même dans les zones de combustion localement riche en carburant. De plus, puisqu'il y a plus d'oxygène dans la phase prémélangée de la combustion, il y a une moins grande production des espèces précurseurs à la formation des PM (Tsoulakis *et al.*, 2007).

L'augmentation de la charge ou de la vitesse augmente la production de PM pour un biodiesel à base d'huile de colza ainsi que pour le diesel, mais avec une influence moins grande lorsque le biodiesel est utilisé. À pleine charge, la réduction causée par le biodiesel par rapport au

diesel est de plus de 50% (Leung, Luo et Chan, 2006). Ce phénomène s'explique par le fait que la combustion prémélangée domine à faible charge et cette combustion est connue pour réduire les PM (Leung, Luo et Chan, 2006). À plus forte charge, la combustion de diffusion domine, mais la quantité d'oxygène plus élevée dans le biodiesel ralentit la production des PM qui augmente que très graduellement. L'effet de retarder l'injection causerait une augmentation des PM. Quant à la variation de la pression d'injection, son augmentation réduit les PM à basse charge, mais les augmente à haute charge. Cette variation est expliquée par la variation du délai d'ignition ainsi que par le mouillage des parois du cylindre (Leung, Luo et Chan, 2006). Selon la revue de Lapuerta, Armas et Rodríguez-Fernández (2008), les principales raisons expliquant la réduction des PM dans la littérature sont : le plus grand contenu en oxygène du biodiesel, l'absence d'aromatiques dans le biodiesel qui sont considérés comme précurseurs des PM, l'avance à la combustion qui prolonge la présence des PM dans le cylindre augmentant ainsi leur oxydation, la structure différente des PM de diesel et biodiesel pourrait favoriser l'oxydation dans le cas du biodiesel, l'absence de soufre dans le biodiesel et finalement la température finale d'ébullition du biodiesel.

Le niveau d'émission des NO_x est le principal problème généralement relié à l'utilisation du biodiesel et est rapporté par de nombreux auteurs (Durbin *et al.*, 2000; Lapuerta, Armas et Rodríguez-Fernández, 2008; Shahabuddin *et al.*, 2013). Des émissions plus élevées de l'ordre de 12% avec l'utilisation de biodiesel à base d'huile de karanja sont rapportées (Srivastava et Verma, 2008) alors qu'avec un biodiesel à base d'huile de friture recyclée l'augmentation varie entre 6% et 11% (Di, Cheung et Huang, 2009). De plus, la quantité de NO_x émise augmente avec l'augmentation de la charge et plus la concentration en biodiesel est faible, plus les émissions sont basses (Srivastava et Verma, 2008). En contrôlant le début de la combustion ainsi que la fraction de combustion prémélangée et en comparant au diesel, le biodiesel pur à base d'huile de soya a produit environ 10% plus de NO_x pour une même fraction de combustion prémélangée démontrant que d'autres facteurs sont en cause pour son augmentation (Cheng, Upatnieks et Mueller, 2006).

De nombreuses hypothèses existent par rapport à l'augmentation des émissions de NO_x causée par l'utilisation du biodiesel. Ces augmentations sont probablement causées par une température plus élevée de combustion pour le biodiesel (Srivastava et Verma, 2008), par la réduction du délai d'ignition de ce carburant (Shahabuddin *et al.*, 2013), par une combustion de meilleure qualité (Shahabuddin *et al.*, 2013) en plus d'un contenu supplémentaire en oxygène qui favorise la formation des NO (Di, Cheung et Huang, 2009). La réduction des émissions de PM avec du biodiesel est également soupçonnée comme favorisant la formation des NO_x puisque la présence moins importante de PM diminue le transfert de chaleur par radiation et augmente donc la température dans le cylindre, favorisant ainsi la hausse des NO_x (Cheng, Upatnieks et Mueller, 2006; Hoekman et Robbins, 2012).

Des résultats contradictoires apparaissent toutefois dans la littérature concernant les émissions de PM et de NO_x associées à l'utilisation du biodiesel. En effet, certains travaux ont montré une réduction des émissions de NO_x avec l'ajout de biodiesel (Chokri *et al.*, 2012; Labecki *et al.*, 2012; Shahabuddin *et al.*, 2013; Utlü et Koçak, 2008) et une augmentation des PM (Chokri *et al.*, 2012; Durbin *et al.*, 2000; Labecki *et al.*, 2012). La plupart des auteurs ne soumettent pas d'hypothèses concernant ces phénomènes (Shahabuddin *et al.*, 2013; Utlü et Koçak, 2008) ou bien associent ces divergences, en tout ou en partie, au fait qu'aucune adaptation de l'injection n'a été faite lors des essais, illustrant donc l'importance de l'optimisation de l'injection en fonction de la concentration de biodiesel utilisée (Durbin *et al.*, 2000).

Des hypothèses plus étoffées dans la littérature mentionnent que la plus haute viscosité du biodiesel peut être responsable de la réduction des NO_x et de l'augmentation des PM puisque cette propriété nuit à l'atomisation et donc à la formation du mélange qui affecte ensuite la combustion (Chokri *et al.*, 2012; Labecki *et al.*, 2012). La moins bonne qualité du mélange et la pénétration du jet plus faible du biodiesel favorisent la formation de zones locales de richesse élevée lors de la combustion initiale qui nuisent à la production des NO_x (Chokri *et al.*, 2012). De plus grosses gouttelettes nécessitent également plus de chaleur du milieu pour s'évaporer ce qui réduit la température et cause une combustion incomplète. Conséquemment, la pression et la température dans le cylindre sont plus faibles ce qui se traduit par une réduction des NO_x .

et augmente la durée de la combustion causant plus de PM (Labecki *et al.*, 2012). De plus, l'indice de cétane plus élevé du biodiesel réduit son délai d'ignition ce qui réduirait la phase prémélangée de combustion et donc la température et la pression dans la chambre à combustion, réduisant du même coup la formation des NO_x (Chokri *et al.*, 2012). La modification des paramètres d'injection pour du B30 contenant un biodiesel à base d'huile de colza permet d'obtenir une production de PM comparable à celle obtenue avec du diesel avec les réglages initiaux tout en maintenant une quantité de NO_x inférieure. Augmenter la pression d'injection de 800 à 1200 bars améliore l'entraînement d'air, l'efficacité de mélange et l'évaporation du carburant ce qui réduit la phase de combustion de diffusion diminuant du même coup la quantité de PM. Retarder le calage de l'injection de 6° (calage à 3° avant le PMH) diminue la température de combustion où les PM et les NO_x sont réduits (Labecki *et al.*, 2012). Selon Hoekman et Robbins (2012), il est normal d'observer des divergences au niveau des émissions de NO_x puisque ces émissions sont influencées par de nombreux facteurs et que le processus de combustion est extrêmement complexe.

1.4.3 Le biodiesel et les stratégies d'injection multiple

Le biodiesel peut naturellement être utilisé conjointement avec des stratégies d'injection multiple. Globalement, l'injection multiple a les mêmes impacts lorsque du biodiesel à base d'huile de soya est utilisé que lorsque le carburant est du diesel. La pression maximale atteinte ainsi que le taux de dégagement de chaleur diminuent avec l'injection double comparativement à l'injection simple et le délai d'ignition de la seconde injection est très rapide, car il est affecté par la combustion de la première injection (Kim, Yoon et Lee, 2008). Ceci s'explique par le fait que la première injection augmente la température du cylindre permettant au carburant de la seconde injection de s'enflammer rapidement. Au niveau des émissions polluantes, l'utilisation de B20 en injection double plutôt qu'en injection simple montre une réduction des NO_x et des HC de 5.9% et de 13.2% respectivement alors qu'une augmentation de 29.7% du CO est obtenue (Zhang et Boehman, 2007). En ce qui concerne les émissions de PM, l'injection double réduit un peu la quantité de PM émise par rapport à l'injection simple. Lorsque l'injection double se produit trop tard dans le cycle, un rendement thermique inférieur est

observé et ceci s'explique par le fait que la combustion se poursuit plus longtemps dans la phase d'expansion causant une moins bonne conversion en travail (Kim, Yoon et Lee, 2008).

L'efficacité de l'injection double à réduire les NO_x s'explique grâce aux trois raisons suivantes : l'injection double permet de réduire la température de combustion, les produits de combustion de la première injection augmentent la chaleur spécifique à pression constante du mélange qui joue donc le rôle d'EGR et, finalement, la température du mélange est plus homogène signifiant une meilleure distribution de température et moins de zones de température élevée (Kim, Yoon et Lee, 2008). Cependant, la quantité de NO_x produite est toujours plus élevée qu'avec du diesel conventionnel puisqu'ils augmentent de 5.6% et de 10% respectivement pour du B20 du B40. La température de combustion plus élevée du biodiesel est apportée comme explication (Zhang et Boehman, 2007). Les émissions de HC et de CO peuvent augmenter ou diminuer légèrement dans le cas de l'injection double selon les paramètres d'injection (Kim, Yoon et Lee, 2008; Zhang et Boehman, 2007). Dans le cas d'une augmentation des HC, le mélange pauvre formé lors de la première injection augmente la quantité émise et dans le cas d'une augmentation du CO, la température plus faible de combustion réduit le taux d'oxydation (Kim, Yoon et Lee, 2008).

Lorsque des stratégies standards ou multiples conçues pour l'utilisation avec du diesel sont utilisées avec du biodiesel, des pertes significatives de performances et des variations au niveau des émissions polluantes peuvent être obtenues indiquant que lorsqu'un carburant alternatif est utilisé, les stratégies de contrôle de l'injection doivent être adaptées en conséquence (Tziourtzioumis et Stamatelos, 2012). Hoekman et Robbins (2012) ont également rapporté dans leur revue que de nombreux auteurs ont observé la possibilité de réduire l'impact négatif du biodiesel sur les NO_x en modifiant les paramètres d'injection. L'importance de la stratégie d'injection utilisée en fonction de la concentration en biodiesel est mise en évidence lorsque l'utilisation d'un biodiesel à base d'huile de soya pur est comparée à du diesel, du B20 et du B50 en situation d'injection double avec une injection pilote (Stringer *et al.*, 2008; 2009). Selon les stratégies utilisées, certains cas utilisant le biodiesel produisent plus de NO_x alors que pour d'autres, l'inverse est obtenu. La variation de la concentration en biodiesel pour les mélanges

ne suit également pas de tendance spécifique et n'est donc pas nécessairement proportionnelle à la quantité de biodiesel contenu dans le carburant. La modélisation des PM émises démontre le même comportement. Malheureusement, aucune explication précise n'est donnée mis à part le fait que les résultats sur les polluants sont dépendants de la variation temporelle de la température dans le cylindre (Stringer *et al.*, 2008; 2009).

1.5 Impact de l'injection multiple et du biodiesel sur le processus d'injection

L'utilisation de l'injection multiple et du biodiesel aura inévitablement un impact sur le comportement du processus d'injection. La plus faible compressibilité et la plus haute densité du biodiesel causent une injection plus tôt qu'avec du diesel pour plusieurs auteurs et devancent ainsi la combustion (Shahabuddin *et al.*, 2013). Cependant, ce phénomène se produit principalement avec les anciens systèmes d'injection de pompe en ligne. La revue de Hoekman et Robbins (2012) abonde dans le même sens concernant cette technologie et ajoute que la vitesse du son plus élevée du biodiesel contribue également au devancement de l'injection. Avec les systèmes d'injection à rampe commune et l'injection électronique, les propriétés des carburants n'ont plus la même importance concernant le début de l'injection bien qu'ils influencent d'autres caractéristiques de l'injection (Hoekman et Robbins, 2012).

Par exemple, Park *et al.* (2009) ont montré qu'en utilisant du biodiesel pur avec des injecteurs solénoïdes, le délai d'ouverture diminue avec l'augmentation de la pression d'injection alors que la durée de l'injection augmente. Ceci est causé par la modification du temps de réponse de l'injecteur. Salvador *et al.* (2012) ont quant à eux remarqué que le délai d'injection est significativement plus long pour le biodiesel que pour le diesel et que cette différence est principalement liée aux propriétés physiques de ces carburants. De plus, ils sont arrivés à la conclusion que la modification des propriétés des carburants a des conséquences sur le phasage et l'amplitude des fluctuations de pression et que ces modifications peuvent altérer le moment d'ouverture de l'injecteur. Cependant, le biodiesel et le diesel montrent des caractéristiques d'oscillations de pressions similaires puisque leur module de compressibilité et leur vitesse du son sont du même ordre de grandeur à haute pression.

À la suite de leurs études, Desantes *et al.* (2009) ainsi que Salvador *et al.* (2012) ont déterminé que les courtes injections telles qu'utilisées dans les stratégies d'injections multiples sont grandement dépendantes de la dynamique de l'aiguille de l'injecteur pour un contrôle précis de la masse injectée. Cette dynamique est fortement influencée par la composition du carburant, les oscillations de pression dans la rampe commune ainsi que par la technologie de l'injecteur. L'impact de la technologie a d'ailleurs été étudié par Payri *et al.* (2011b) en comparant un injecteur activé par un actionneur piézoélectrique à un injecteur de type solénoïde. Les résultats ont montré que le délai d'ouverture du premier est considérablement plus court et que la pente du débit massique durant l'ouverture de l'aiguille est plus prononcée qu'avec un actionnement à solénoïde. Les conséquences principales sont un processus de mélange air-essence plus efficace ainsi qu'un meilleur contrôle des stratégies d'injection multiple avec la technologie piézoélectrique qu'avec la technologie solénoïde.

Au niveau des phénomènes dynamiques qui se produisent dans les systèmes d'injection à rampe commune, Catania *et al.* (2008) ont montré que la propagation d'ondes de pression influence la masse injectée lorsque l'injection multiple est utilisée. En fait, le volume injecté est fortement dépendant du délai entre les injections consécutives à cause de la présence des variations transitoires de pression dans le système. Ces observations concordent parfaitement avec ce qui a été mentionné plus tôt par rapport aux travaux de Herfatmanesh et Zhao (2014).

1.6 Outils d'analyses, de contrôles et de prédictions du phénomène d'injection

Puisque le moment de l'injection et la quantité de carburant injectée sont d'une importance cruciale pour les performances du moteur et les émissions polluantes, un des défis au niveau du contrôle des moteurs diesel est la prédiction de la masse de carburant injectée qui permettrait un contrôle en pseudo-boucle fermée. Avec la meilleure disponibilité des mélanges diesel/biodiesel et les différents modes de combustions, une telle prédiction de la masse injectée par cylindre pourrait être intégrée dans l'ordinateur de contrôle du moteur selon la puissance requise afin d'améliorer davantage les performances du moteur et les émissions polluantes. Ainsi, des modèles ont été présentés récemment dans la littérature avec différents

degrés de complexités et sont présentés ici afin d'illustrer l'impact du carburant et de la stratégie d'injection sur la dynamique du système d'injection.

Des modèles d'injecteurs unidimensionnels ont été proposés par plusieurs auteurs (Arpaia *et al.*, 2010; Boudy et Seers, 2009; Ferrari, Mittica et Spessa, 2013; Payri *et al.*, 2012b; Salvador *et al.*, 2012) en utilisant des logiciels commerciaux afin de reproduire le comportement de l'injection des injecteurs diesel. Boudy et Seers (2009) ainsi que Payri *et al.* (2012b) ont utilisé ces modèles afin d'analyser précisément l'impact des stratégies d'injection multiple avec l'utilisation de carburant diesel et biodiesel ainsi que pour tenir compte de l'influence de la configuration hydraulique sur le processus d'injection. Salvador *et al.* (2012) se sont quant à eux servis d'un modèle afin de proposer des modifications aux caractéristiques physiques des injecteurs qui permettent de reproduire le comportement de l'injection diesel lorsque du biodiesel est utilisé. Dans leurs travaux, Ferrari, Mittica et Spessa (2013) ont utilisé un modèle pour modifier la chambre de décharge de la buse de l'injecteur afin d'amortir les fluctuations de pression causées par l'injection. Cependant, ces types de modèles sont trop complexes pour être utilisés à titre d'outil d'observation moteur et les auteurs proposent parfois des modifications aux systèmes d'injection plutôt que d'adapter les stratégies aux différentes situations. De plus, la plupart des auteurs utilisent la technologie d'injecteur à solénoïde et certains modèles n'ont pas été validés pour l'utilisation avec des carburants alternatifs.

Plus récemment, des modèles ont été proposés en utilisant des éléments localisés leur permettant d'être utilisables pour le contrôle moteur en temps réel. Par exemple, Chung, Oh et Sunwoo (2008) ont modélisé avec succès un prototype d'injecteur à actionnement piézoélectrique ainsi qu'un injecteur à solénoïde conventionnel reproduisant le taux d'introduction de stratégies d'injection simple et multiple avec du diesel. Le modèle a ensuite été utilisé en combinaison avec un observateur à mode glissant afin de reproduire entièrement les détails du processus d'injection. Un modèle similaire a été proposé par Satkoski *et al.* (2011) et validé pour un injecteur prototype à actionnement direct piézoélectrique. Ce modèle a ensuite été utilisé par Satkoski et Shaver (2011) avec un observateur à mode glissant ainsi qu'un algorithme de contrôle à boucle fermée. Dans ces études récentes, l'objectif était de

montrer qu'un modèle simple pouvait être utilisé avec des algorithmes de contrôle et d'estimation. Cependant, l'utilisation de la pression d'injection réelle comme paramètre d'entrée n'est pas considérée, il ne s'agit pas nécessairement d'injecteurs commerciaux ou le modèle n'a pas été validé pour plusieurs conditions d'opération ni pour l'ajout de différents carburants alternatifs.

1.7 Problématique

À la lumière de la revue de littérature présentée dans les sections précédentes, il est évident que l'utilisation de l'injection multiple et du biodiesel offre des possibilités et des avantages non négligeables d'un point de vue des émissions polluantes. Toutefois, selon la stratégie d'injection utilisée, les performances et les émissions polluantes seront fortement influencées, et ce, de façon différente selon le carburant utilisé. L'utilisation conjointe de l'injection multiple et du biodiesel semble donc permettre une amélioration supplémentaire au niveau des émissions polluantes à la condition que l'impact des stratégies d'injection soit bien compris. Ceci démontre l'importance de déterminer la stratégie optimale en fonction du point d'opération et du carburant utilisé. En effet, plusieurs auteurs (Amagai, Hashimoto et Arai, 1999; Chen, 2000; Chung *et al.*, 2008; Herfatmanesh et Zhao, 2014) s'entendent pour dire qu'une optimisation de la stratégie d'injection permettrait certainement d'obtenir des résultats encore plus satisfaisants que ceux obtenus dans leurs travaux. La majorité des articles vont observer différentes stratégies sans chercher à obtenir le meilleur résultat et l'utilisation du biodiesel avec une stratégie préalablement optimisée pour le diesel est un sujet peu étudié.

Bien que de nombreuses études se soient intéressées à l'injection multiple, la revue de littérature permet de montrer que des travaux supplémentaires sont nécessaires afin de bien comprendre les limites d'utilisations des différentes stratégies d'injection. La plupart des travaux ne font pas une étude paramétrique approfondie visant à comprendre l'influence des différents paramètres de contrôle sur les émissions polluantes et les performances. De plus, une très grande majorité d'études sur l'injection multiple s'intéressent à plusieurs points d'opération et différentes pressions d'injection durant leurs tests rendant plus difficile

l'interprétation des résultats puisque le comportement des émissions polluantes et des performances change selon ces paramètres. L'impact des stratégies d'injection multiple sur la dynamique du système d'injection est également difficile à observer dans les travaux présentés dans la revue de littérature puisque la majorité des auteurs se concentrent à contrôler la masse totale injectée basée sur des tests réalisés préalablement aux tests moteurs. Or, il a été démontré que la masse injectée sera fortement influencée par les stratégies d'injection utilisées, mais également que la charge du moteur ne sera pas conservée dans ces situations.

Il est également clair qu'un besoin existe pour un modèle qui peut reproduire de façon satisfaisante l'utilisation d'un injecteur commercial. Ce modèle doit également être suffisamment rapide pour pouvoir servir d'outil d'observation ou de contrôle en temps réel et être adaptable à l'utilisation de biodiesel ou de mélanges de biodiesel et diesel. Les modèles d'injecteurs faits grâce à des logiciels commerciaux comme présentés par Boudy et Seers (2009) sont très utiles et performants, mais impliquent des temps de calcul important et ne sont donc pas adaptés à l'intégration dans un ordinateur de contrôle moteur. Lorsque des modèles plus simples sont utilisés, ils négligent souvent les fluctuations de pression dans le tube d'entrée de l'injecteur et manque de validation expérimentale extensive pour couvrir les stratégies d'injection multiple (Chung, Oh et Sunwoo, 2008; Satkoski *et al.*, 2011) ou ne prennent pas en compte l'utilisation de carburants alternatifs ou d'injecteurs commerciaux (Satkoski et Shaver, 2011).

1.8 Objectifs de recherche

Afin de comprendre précisément l'influence de la stratégie d'injection autant sur les émissions polluantes et les performances que sur les phénomènes affectant la dynamique du système d'injection, ce projet de recherche propose d'étudier l'impact des différents paramètres de contrôles des stratégies d'injection multiple pour un point d'opération constant et une seule pression d'injection. De plus, il est proposé de mettre en évidence l'impact de l'utilisation de diesel et de biodiesel ainsi que leurs mélanges selon différentes stratégies grâce à un outil mathématique permettant de saisir les phénomènes ne pouvant pas être observés seulement à

l'aide de tests moteurs. Cet outil doit également pouvoir permettre son utilisation en temps réel afin de servir d'outil de contrôle lors de l'implantation de stratégies d'injection sur un moteur muni d'un système d'injection à rampe commune.

L'objectif principal de ce projet de recherche est de :

1. Caractériser l'impact des stratégies d'injections multiples et du biodiesel sur les émissions polluantes, sur les performances et sur le comportement du système d'injection.

Plus spécifiquement, les quatre objectifs secondaires visent à :

1. Quantifier les émissions polluantes (principalement d'oxydes d'azote et de particules) et les performances en fonction de plusieurs stratégies d'injection multiple.
2. Caractériser la combustion, d'un point de vue thermodynamique, pour chacune des stratégies utilisées et pour un mélange diesel-biodiesel.
3. Développer et valider un modèle mathématique simulant le comportement de l'injection et visant à expliquer et concevoir des stratégies adéquates.
4. Caractériser l'influence de différentes stratégies d'injection multiple et du biodiesel sur le phénomène de l'injection.

Afin d'atteindre les objectifs de recherche, la méthodologie proposée dans cette thèse comporte deux parties principales qui font chacune l'objet de deux chapitres. La première partie concerne la mise en place et la réalisation de façon systématique et contrôlée de la campagne de tests sur la mesure des émissions polluantes. La seconde partie a pour objectif l'élaboration, la validation et l'analyse d'un modèle permettant de prédire le taux d'introduction du carburant. La fin du dernier chapitre permettra de mettre en évidence le lien entre les deux parties et la pertinence de bien contrôler les paramètres d'injection pour un effet optimal de l'utilisation des stratégies d'injection multiple et du biodiesel.

CHAPITRE 2

MÉTHODOLOGIE EXPÉRIMENTALE D'ÉVALUATION DES IMPACTS DE L'INJECTION MULTIPLE SUR LES ÉMISSIONS POLLUANTES ET LES PERFORMANCES

Afin d'atteindre les deux premiers objectifs secondaires de la problématique, un banc d'essai moteur a été développé. Ce chapitre présente donc la méthodologie expérimentale en décrivant tout d'abord dans le détail le moteur utilisé et son système de contrôle. Ensuite, les méthodes d'analyses des émissions polluantes et les outils d'études de la performance et de la combustion sont expliqués. Finalement, les conditions d'opérations et la stratégie des tests ainsi qu'une analyse des incertitudes complètent ce chapitre.

2.1 Moteur et système de contrôle

Le moteur utilisé afin de réaliser les tests est de type à allumage par compression fonctionnant selon le cycle Diesel et possédant un système d'injection directe à rampe commune. Il s'agit d'un moteur de marque Renault sur lequel aucune modification majeure n'a été réalisée et dont les principales caractéristiques sont résumées au Tableau 2.1. Il est équipé de tous les capteurs et actionneurs d'origines. La vitesse de rotation et la charge appliquée sont contrôlées grâce à un dynamomètre à courant de Foucault (AVL Alpha 160 AF) et à son contrôleur dédié (AVL Digalog Testmate).

Le contrôle du moteur est fait grâce à un programme LabVIEW conçu pour fonctionner avec le système intégré CompactRIO de la compagnie National Instruments. Il s'agit d'un système totalement configurable et robuste pouvant fonctionner de façon autonome ou être contrôlé en temps réel grâce à l'interface usager. Le CompactRIO est composé de trois composantes principales : un contrôleur en temps réel (RT) (National Instrument, cRIO-9012), un châssis configurable FPGA (*field programmable gate array*) (National Instrument, cRIO-9104) et les modules d'applications (Drivven). Les modules sont connectés dans le châssis FPGA, lui-même relié au contrôleur à l'aide d'un bus haute-vitesse.

Tableau 2.1 Caractéristiques principales du moteur Renault

Type de moteur	K9K 704 (1.5L dCi)
Disposition	4 cylindres en lignes
Cylindrée (V_d)	1461 cm ³
Alésage (B)	76 mm
Course (L)	80.5 mm
Entraxe de bielle (l)	133.75 mm
Rapport volumétrique (r_v)	18.25
Puissance maximale	48 kW à 4000 tr/min
Couple maximal	160 Nm à 2000 tr/min
Système de soupapes	- 2 soupapes par cylindre - OVA : 9° après PMH - FVA : 20° après PMB - OVE : 27° avant PMB - FVE : 7° avant PMH
Système d'injection	- Rampe commune (18 cm³) - Pression maximale : 1400 bars - Injecteur à solénoïdes
Alimentation en air	Turbocompressée (max. 2.3 bar absolu)

Le contrôleur RT contient un processeur dédié à la tâche à accomplir et cadencé à 400 MHz. Il possède un espace de stockage de 128 Mb, une mémoire volatile de 64 Mb et est relié à l'ordinateur grâce à un câble Ethernet permettant la transmission d'informations en temps réel sans en affecter la performance. Globalement, il récolte les informations provenant du châssis FPGA ou de l'utilisateur, les analyse et réagit par l'action appropriée. Le châssis FPGA agit comme le cœur du système puisqu'il contient le noyau d'entrée-sortie reconfigurable (RIO) dans lequel sont implantées les fonctions logiques permettant le fonctionnement des modules y étant connectés. Le noyau RIO gère également l'exécution des lectures provenant des modules et la transmission des commandes provenant du contrôleur RT. Grâce à son architecture en parallèle et à l'utilisation d'un bus de communication non partagé, les

opérations d'entrées-sorties sont parfaitement synchronisées à une résolution de 25 ns grâce à une boucle cadencée à 40 MHz (National Instrument, 2004). Par conséquent, les informations sont constamment mises à jour et transmises au contrôleur RT par un bus haute-vitesse permettant ainsi une exécution en continu et pratiquement instantanée du programme de contrôle et d'acquisition.

Les modules du CompactRIO permettent d'interagir avec la partie physique du système et s'installent directement dans le châssis du FPGA. Ce sont les entrées et les sorties permettant de mesurer et de contrôler les divers éléments du moteur. Les modules utilisés sur le banc d'essai moteur sont destinés spécialement au contrôle et à l'acquisition automobile et ont été conçus par la compagnie Drivven. Quatre modules sont utilisés pour l'application sur moteur diesel. Un module (Drivven, AD Combo, Rev. E) permet de faire l'acquisition des différents signaux provenant de tous les capteurs du moteur, un autre (Drivven, Low Side, Rev. E) sert au contrôle des différentes valves et relais du montage et les deux derniers (Drivven, DI, Rev. D) sont consacrés au contrôle des injecteurs et permettent de programmer jusqu'à cinq injections par cycle moteur.

Le programme de contrôle a été réalisé sur LabVIEW et comprend plusieurs sous-programmes divisés en trois niveaux : le FPGA, le RT et le programme hôte. Le programme FPGA, compilé dans le châssis, consiste principalement en une boucle cadencée à 40 MHz contenant les sous-programmes de communication et de contrôle des modules fournis par Drivven ainsi que certaines opérations logiques permettant de faire des traitements de base. Le programme RT, déployé dans le contrôleur RT, sert principalement à récupérer et à analyser les données provenant des différents modules, à effectuer des opérations de contrôle et à envoyer les commandes voulues vers le FPGA. Il est constitué de plusieurs boucles de contrôle cadencées à différentes vitesses réglées selon la rapidité d'exécution nécessaire au bon contrôle des différents éléments. Le programme hôte, installé sur un ordinateur standard, est l'interface de l'utilisateur afin de pouvoir modifier les paramètres de contrôles ainsi que pour observer les valeurs envoyées par les différents capteurs. Un dernier programme appelé CalVIEW et fourni par la compagnie Drivven, permet la communication entre le programme hôte et le programme

RT par le biais d'une liaison réseau. La description complète du fonctionnement de ce système est décrite dans Plamondon (2008).

2.2 Mesures des émissions polluantes

Les émissions polluantes sont mesurées grâce à deux appareils distincts utilisant deux systèmes de conditionnement et permettent d'obtenir les concentrations des différents polluants d'intérêts dans l'échappement du moteur. L'utilisation d'un analyseur à spectroscopie infrarouge à transformée de Fourier (FTIR) permet la mesure des polluants gazeux tandis que l'utilisation d'un spectromètre de mobilité électronique (SMPS) assure l'évaluation de la distribution des PM.

2.2.1 Analyse des polluants gazeux

Pour les tests moteurs, le FTIR (CAI 600 FTIR) sert à évaluer les concentrations volumiques des HC non brûlés de méthane (CH_4) et non-méthane sur une base de propane (C_3H_8), le CO , le NO et le NO_2 . L'échantillonnage des polluants gazeux est fait directement à partir du tuyau d'échappement du moteur et est transporté par un tuyau chauffé jusqu'au FTIR comme le montre la Figure 2.1 qui présente l'ensemble du montage expérimental. Le filtre (Atmo-Seal FPI-4-7/1, 95% à $0.01\ \mu\text{m}$), le tuyau (Atmo-Seal IGH-360-T-4/3-R07) et la pompe sont maintenus à une température de 191°C , tout comme le FTIR, afin d'éviter toute condensation avant et dans le FTIR.

L'analyseur FTIR permet la mesure de n'importe quelle molécule gazeuse non symétrique à partir du principe que les liaisons de ces molécules s'étirent et se plient ou qu'elles entrent en rotation lorsqu'elles absorbent la lumière infrarouge. Il émet donc une radiation infrarouge qui est séparée dans un interféromètre Michelson où la moitié de la lumière se dirige vers un miroir fixe et l'autre moitié vers un miroir mobile. Les deux faisceaux se recombinent ensuite avant de circuler dans la cellule multiréflexion où se trouve l'échantillon. Ce dernier absorbe alors la lumière infrarouge à des fréquences spécifiques puis la lumière résiduelle est mesurée par

un détecteur infrarouge. Les résultats sont ensuite convertis du domaine temporel au domaine fréquentiel grâce aux transformées de Fourier afin d'obtenir le spectre de l'échantillon qui est comparé à un spectre de référence pour finalement obtenir le spectre d'absorption. La concentration des différents composés chimique est quantifiée grâce à des algorithmes de chimiométrie contenus dans le programme OPUS fourni avec l'appareil.

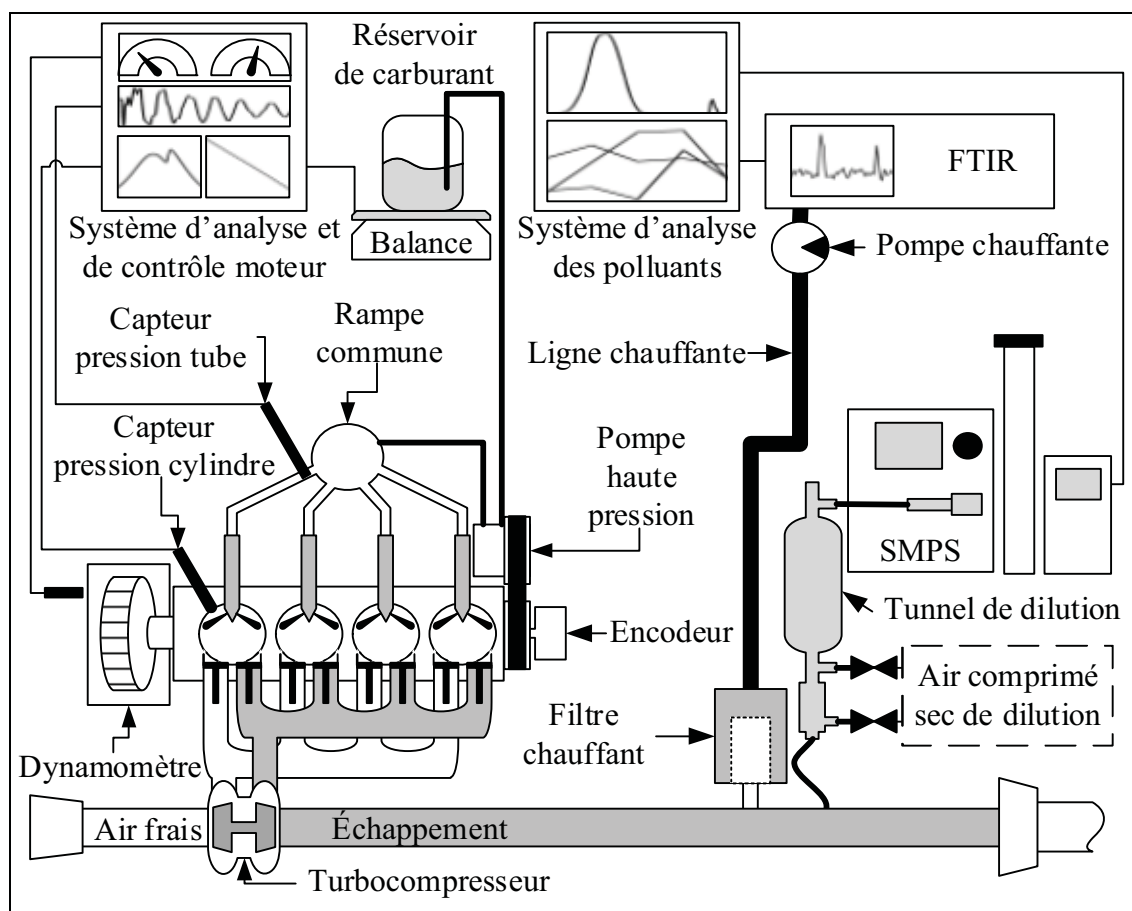


Figure 2.1 Montage expérimental moteur

Le programme OPUS fait 16 mesures d'échantillons durant au total environ une minute avant d'effectuer les calculs de concentrations et de retourner les résultats. Le FTIR n'a pas besoin d'être calibré puisqu'il comprend déjà les spectres des molécules voulant être mesurées. Un spectre de référence doit toutefois être pris à l'occasion. Le spectre de référence est obtenu grâce à un générateur d'air pur (CAI ZAG-6L) qui élimine les impuretés contenues dans l'air comprimé sec provenant d'un compresseur et ayant été asséché par un condenseur. L'air

contenant les contaminants subit d'abord une oxydation où les HC et le CO sont convertis en CO₂. L'air est ensuite dirigé vers des colonnes d'absorptions où l'eau, le CO₂, le NO₂ et le SO₂ sont retirés pour obtenir un air contenant moins de 1 ppm de chacune de ces molécules.

Les émissions polluantes gazeuses sont présentées directement en concentration volumique dans ce travail afin d'éviter les problèmes d'interprétation reliés aux variations de consommation de carburant. Les NO_x sont définis comme étant l'addition des émissions de NO et de NO₂, tandis que les HC sont présentés en tant qu'hydrocarbures non brûlés totaux (THC) en additionnant la concentration de HC de méthane à la concentration de HC de non-méthane selon l'équation (2.1). Le dernier terme permet de rapporter les émissions mesurées sous équivalent propane en équivalent méthane.

$$THC = HC_{CH_4} + 3 \cdot HC_{C_3H_8} \quad (2.1)$$

2.2.2 Analyse des particules

Les particules émises par le moteur sont mesurées grâce au SMPS (TSI, SMPS 3986). Ce système comprend en fait trois appareils distincts soit un classificateur électrostatique (TSI, Electrostatic Classifier 3080), un analyseur différentiel de mobilité électrique DMA (TSI, DMA 3081) et un compteur de particules ultrafines à base d'eau UWCPC (TSI, UWCPC 3786). Ce système permet de mesurer la distribution de PM selon une plage de grosseur définie par différents paramètres. Comme le montre la Figure 2.1, les gaz d'échappement sont menés au SMPS directement à partir de la ligne d'échappement en passant par un système de dilution. L'évaluation adéquate de la distribution des PM émises dépend du bon conditionnement de l'échantillon dans le système de dilution. La dilution de l'échantillon est nécessaire pour trois raisons : réduire la concentration des PM dans l'échappement à une concentration acceptable pour le SMPS, réduire la température de l'échantillon à une température acceptable pour le SMPS et contrôler les phénomènes de condensation et de nucléation des PM. De nombreux articles traitent exclusivement des différentes façons de conditionner et de diluer les gaz d'échappement ainsi que d'une comparaison des différents appareils servant à évaluer les PM

émises (Burtscher, 2005; Giechaskiel *et al.*, 2014). Malgré de nombreuses recherches sur ce sujet, chaque méthode apporte ses avantages et ses inconvénients et aucune n'a encore été identifiée comme étant la meilleure. Par conséquent, l'interprétation des résultats au niveau des PM émises doit être faite avec prudence.

Le système SMPS utilise l'une des techniques les plus utilisées pour l'analyse en continu des émissions de PM qui est basée sur le mouvement des PM chargées électriquement, lorsque placées dans un champ électrique de haute tension (Forti *et al.*, 2005). L'échantillon passe d'abord par un impacteur fourni avec le classificateur électronique et qui se trouve à l'entrée du classificateur électrostatique ce qui permet d'éliminer les agglomérations de PM ainsi que les PM ayant un diamètre aérodynamique supérieur à une certaine valeur. L'impacteur consiste en une buse ainsi qu'une plaque d'impact située à une certaine distance derrière la buse. Une fois que l'échantillon a circulé par la buse, l'écoulement est dévié à 90°. Les PM ayant une plus grande inertie ne suivent pas les lignes de courant et percutent la plaque tandis que les PM de plus faible inertie suivent les lignes de courant et sortent de l'impacteur pour entrer dans le classificateur électronique (Forti *et al.*, 2005; Giechaskiel *et al.*, 2014).

Le classificateur électronique permet de transformer un aérosol initialement polydispersé en un aérosol monodispersé d'une grosseur connue (Burtscher, 2005). L'échantillon passe d'abord par un équilibreur de charge bipolaire utilisant une source radioactive de krypton 85. Les PM sont ainsi chargées électriquement avant d'entrer dans le DMA. Le DMA agit comme un filtre afin de classer les PM selon leur mobilité électrique, soit leur habileté à traverser un champ électrique qui est créé à l'aide d'une tension variant de 0 à 10000V (Forti *et al.*, 2005). Les PM sortant du DMA sont donc toutes dans une même plage de diamètre et sont ensuite dirigées vers l'UWCPC. L'UWCPC a pour fonction de compter le nombre total de PM dans un certain volume. L'échantillon circule d'abord à l'intérieur d'un tube constitué d'un médium poreux saturé en eau. Les PM alors exposées à un milieu saturé en vapeur d'eau servent de site de nucléation pour la condensation de la vapeur d'eau. Leur grosseur est ainsi augmentée afin de les rendre détectables grâce à un système optique utilisant un laser qui compte le nombre

de PM (Forti *et al.*, 2005). Afin d'obtenir une distribution complète du nombre de PM d'un certain diamètre dans l'échantillon, la tension du DMA doit varier sur l'ensemble de sa plage.

L'analyse de la distribution ainsi que les calculs statistiques s'effectuent grâce au logiciel fourni avec l'appareil (TSI Aerosol Instrument Manager version 8.0.0.0). Le logiciel contrôle à distance le SMPS afin de réaliser un balayage sur la plage de grosseur de PM déterminée par plusieurs paramètres. Ces paramètres sont : le débit d'air de l'écoulement de gaine du classificateur électronique, le débit d'échantillon dans l'UWCPC, le modèle du DMA, la grosseur de l'impacteur et la durée du balayage. Pour le modèle de SMPS utilisé dans ce travail, les paramètres à sélectionner sont spécifiques et ne doivent pas être changés. Ils sont présentés dans le Tableau 2.2 et accompagnés de certaines spécifications des appareils. Une fois l'acquisition terminée, l'étude statistique est réalisée par le logiciel et est basée sur la distribution du nombre de PM en fonction du diamètre. Le logiciel utilisera donc cette distribution en nombre afin d'en calculer la distribution en masse. Il considère simplement les PM comme étant des sphères ayant une densité spécifiée par l'utilisateur. Dans ce travail, une densité de 1.2 g/cm³ a été utilisée (Chen et Wu, 2002) et les résultats sur les PM sont basés sur la masse totale de PM émises.

Tableau 2.2 Caractéristiques du SMPS et paramètres de tests

Caractéristiques et paramètres	Valeurs
Diamètre de l'orifice de l'impacteur	0.0457 cm
Débit d'échantillon	0.6 L/min
Débit de gaine	6 L/min
Plage théorique de grosseur	9 à 469 nm
Durée du balayage	120 secondes
Concentration maximum acceptée	10 ⁵ particules/cm ³
Densité des particules	1.2 g/cm ³

Le seul paramètre pouvant réellement être modifié par l'utilisateur dans le cas du modèle utilisé est la durée du balayage. Ce paramètre doit être sélectionné de façon à obtenir une durée

d'acquisition acceptable tout en assurant une précision satisfaisante. Une étude préliminaire a donc été réalisée afin de déterminer la durée de balayage adéquat. Pour un point d'opération moteur fixe, l'acquisition a été réalisée avec quatre durées de balayage différentes soit 60, 120, 180 et 240 secondes. Les tests ont été réalisés deux fois afin d'en vérifier la répétabilité. Le Tableau 2.3 montre les résultats obtenus et il est possible d'observer que la durée ne semble pas affecter énormément les résultats reliés au nombre de PM sauf pour la valeur du diamètre moyen avec une durée de balayage de 60 secondes. Au niveau des résultats de masse, une forte différence est observée pour une durée de balayage de 60 secondes. Pour les durées de balayage de 120 secondes à 240 secondes, les variations sont mineures. Ceci montre qu'un balayage de 60 secondes ne semble pas être suffisant afin de détecter les PM de plus grosses dimensions. En effet, le diamètre moyen de valeur inférieure montre qu'une certaine quantité de PM plus grosses ne sont pas comptabilisées. Les résultats de masse étant calculés à partir de la distribution en nombre, il est normal d'observer le même comportement au niveau du diamètre de masse moyenne. L'impact de l'omission des PM de plus grosses dimensions apparaît particulièrement grâce aux résultats de la masse totale émise. Les PM de plus grosses dimensions sont nécessairement plus lourdes et viennent affecter de façon beaucoup plus importante le résultat final.

Tableau 2.3 Résultats de l'étude du temps de balayage

Durée de balayage [s]	60	120	180	240
Diamètre moyen [nm]	32.47	38.7541	37.77	37.32
Nombre total [#/cm³]	3458055	3267095	3354560	3244600
Diamètre de masse moyenne [nm]	147.25	276.45	296.27	274.82
Masse totale [mg/cm³]	0.168	1.375	1.553	1.169

La Figure 2.2 montre l'impact de la durée du balayage sur la distribution du nombre de PM. Lorsqu'une durée de balayage de 60 secondes est utilisée, les PM se trouvant dans la plage d'environ 300 nm ne sont pas détectées et puisqu'elles correspondent aux PM les plus lourdes, le résultat de la concentration massique est sous-évalué. Par conséquent, une durée de balayage de 120 secondes a été sélectionnée pour ce travail.

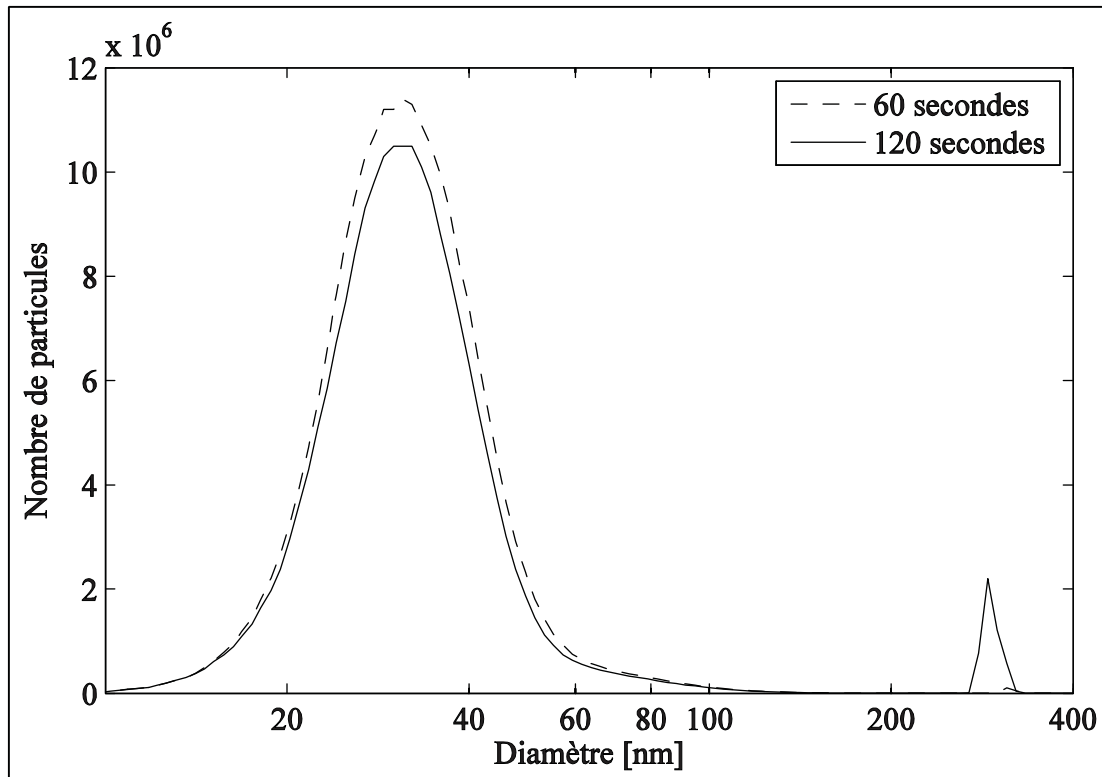


Figure 2.2 Distribution des particules selon la durée du balayage

La concentration maximale de PM acceptée par l'appareil et spécifiée dans le Tableau 2.2 oblige l'utilisation d'un système de dilution des gaz d'échappement. Le système de dilution a été conçu en utilisant une dilution en cascade. La première dilution se réalise selon le principe de l'éjecteur-dilueur (ejector diluter). L'utilisation d'une pompe venturi à air (Air-Vac, TD260HSS) permet d'aspirer les gaz d'échappement et de les diluer une première fois (voir Figure 2.3). L'air utilisé provient d'un compresseur puis est filtré afin d'en éliminer les PM puis passe par un condenseur afin d'en diminuer le point de rosée. Le débit d'air est contrôlé par un débitmètre et permet ainsi de varier la quantité de gaz d'échappement aspiré. Le taux de dilution de ce type de système est cependant limité par la conception de la buse et peut seulement être varié sur une très petite plage en variant la pression de l'air comprimé. L'avantage de ce système est qu'il est très simple d'utilisation et peut être utilisé pour la plage complète d'observation des PM, de l'échelle des nanomètres à plusieurs micromètres (Burtscher, 2005). Cependant, il est sujet à l'encrassement et la pression des gaz d'échappement doit être très faible afin de garder un taux de dilution constant. Ainsi, la prise

d'échantillonnage a été positionnée en sortie d'échappement afin d'éviter de mettre le système sous pression et une procédure de vérification a été appliquée afin de vérifier l'état de l'encrassement de l'éjecteur-dilueur (voir section 2.4).

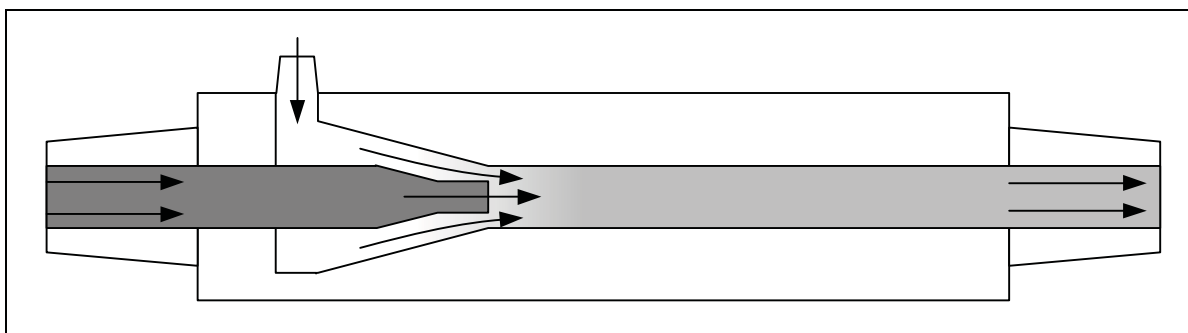


Figure 2.3 Pompe venturi d'échantillonnage des particules

La seconde dilution est celle permettant de contrôler le plus efficacement le taux de dilution. Le gaz obtenu de la première dilution est dilué davantage par l'introduction d'air comprimé provenant du même système que précédemment. Le taux de dilution peut être contrôlé en variant le débit d'air introduit. Cette seconde dilution permet d'éviter la condensation de la vapeur d'eau dans le système en plus de diminuer la température du mélange. L'écoulement entre ensuite dans un cylindre de mélange de 2.25 litres (Swagelok, 304L-HDF8-2250) qui permet d'obtenir l'homogénéité puis une prise d'échantillonnage est installée en sortie afin de permettre au SMPS d'aspirer la quantité de gaz requis.

Ce système de dilution remplit les objectifs puisque les gaz sortant du système de dilution sont à une concentration adéquate pour le SMPS pour le point d'opération testé. De plus, la température de sortie est sous les limites de l'appareil, aucune condensation n'est présente et l'air comprimé utilisé est exempt de PM puisqu'elle est préalablement filtrée. Cependant, certains inconvénients sont à soulever. En plus d'être limité par la capacité du compresseur d'air, ce système est sujet à l'encrassement si le débit dans la pompe venturi est insuffisant et le taux de dilution est donc sujet à des variations dans le temps. Une attention particulière est donc consacrée à l'encrassement durant la réalisation des tests et une procédure particulière a été élaborée afin d'obtenir des valeurs d'émissions de PM satisfaisantes (voir section 2.4).

2.3 Performances et combustion

La mesure des performances et des caractéristiques de la combustion est nécessaire à la bonne compréhension des phénomènes causant la variation des émissions polluantes observées lors des tests moteurs. La récolte des différentes mesures nécessaires aux analyses de cette section est réalisée grâce à un programme LabVIEW dont le cadencement de l'acquisition est contrôlé par un encodeur optique à incrément (BEI HS22F-31-R1-TS-1440-ABZ-28V/V-SC18) installé sur l'arbre à cames du moteur. Cet encodeur envoie deux signaux différents : un premier signal de référence « Z » comprenant une impulsion par tour d'encodeur (une impulsion par cycle moteur) et servant à déclencher l'enregistrement et un deuxième signal « A » constitué de 1440 impulsions par tour d'encodeur (1 impulsion au 0.5° vilebrequin) servant au cadencement. Le nombre de cycles observé a été fixé à 1000 ce qui est largement suffisant pour assurer une répétabilité des résultats puisqu'il est commun d'enregistrer moins de 150 cycles (Herfatmanesh *et al.*, 2013; Kim *et al.*, 2007; Labecki *et al.*, 2012; Park, Kook et Bae, 2004; Qi *et al.*, 2011; Suh, 2011). Cette quantité a été sélectionnée principalement pour s'assurer de la précision du calcul de la consommation de carburant (voir section 2.3.1). Les résultats sont ensuite traités grâce à un programme Matlab.

2.3.1 Consommation de carburant

La consommation de carburant du moteur est mesurée grâce à un système muni d'une balance (Ohaus NV2101) contenant un réservoir auxiliaire de carburant (voir Figure 2.1) ainsi qu'un système de refroidissement à l'eau assurant une température acceptable du carburant. Une pompe basse pression permet de remplir le réservoir auxiliaire à partir du réservoir principal avant chaque prise de mesure. Le carburant est acheminé au moteur grâce à l'aspiration de la pompe haute pression et passe par le filtre diesel du moteur avant d'atteindre le système à rampe commune. Le retour de carburant s'effectue dans le réservoir auxiliaire afin d'obtenir un circuit en boucle fermé, ce qui permet de connaître la consommation par simple différence entre le début et la fin d'un test. Le programme LabVIEW enregistre la masse sur la balance ainsi que l'heure à chaque cycle moteur complété afin d'obtenir un vecteur de masse et un

vecteur de temps ayant autant d'éléments que de nombre de cycle demandé. Un programme Matlab évalue ensuite la consommation de carburant grâce à une régression linéaire par la méthode des moindres carrés telle que présenté à l'équation (2.2) où t représente le temps enregistré, m_f est la masse sur la balance et n est le nombre d'échantillons.

$$\dot{m}_f = \frac{\sum t_i \sum m_{fi} - n \sum t_i m_{fi}}{(\sum t_i)^2 - n \sum t_i^2} \quad (2.2)$$

2.3.2 Paramètres de performances

Les paramètres de performances sont les différents indicateurs permettant de caractériser le rendement du moteur et les différentes équations sont tirées de Heywood (1988). Le premier indicateur est la CSC en g/kWh, qui représente l'efficacité d'un moteur à utiliser le carburant pour produire un travail. L'équation (2.3) montre qu'il s'agit du rapport entre le débit de carburant ($\dot{m}_f$) en g/h et la puissance développée (P_f) en kW. La puissance développée est calculée grâce à l'équation (2.5) où N représente la vitesse de rotation du moteur en tr/min et T_{dyno} est le couple produit en Nm.

$$CSC = \frac{\dot{m}_f}{P_f} \quad (2.3)$$

$$P_f = \frac{2\pi N T_{dyno}}{60000} \quad (2.4)$$

La pression moyenne effective (PME), en bar, est une mesure relative de la performance d'un moteur. Elle représente la quantité de travail produit par unité de volume balayé du moteur. Cette mesure permet de comparer facilement les performances des moteurs les uns avec les autres, et ce peu importe leur cylindrée. La pression moyenne effective au frein (PMEF) est la mesure quantifiant le travail utile en sortie du moteur et est calculée grâce à l'équation (2.5) où V_d est la cylindrée du moteur en cm³.

$$PMEF = \frac{4\pi T_{dyno}}{100 * V_d} \quad (2.5)$$

La pression moyenne effective indiquée (PMEI), en bar, est quant à elle la mesure de la quantité de travail transférée des gaz au piston et se calcule grâce à l'équation (2.6) en intégrant sur la courbe du diagramme de pression cylindre en fonction du volume. Dans cette équation, P_{cyl} représente la pression dans le cylindre en bar, dV_{inst} est la variation instantanée du volume.

$$PMEI = \frac{\oint P_{cyl} dV_{inst}}{V_d} \quad (2.6)$$

Le volume instantané s'obtient à partir des relations géométriques définissant la position du piston en fonction de la position angulaire θ du moteur comme montré à la Figure 2.4.

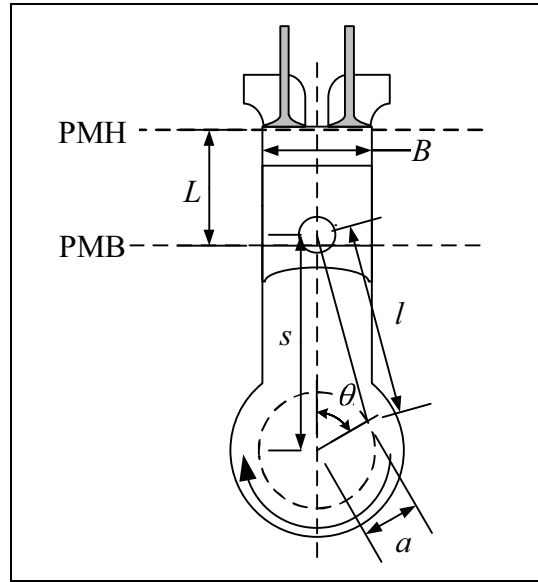


Figure 2.4 Nomenclature géométrique

Le volume instantané du cylindre en fonction de la position du moteur θ se calcule grâce à l'équation (2.7) où B est l'alésage du cylindre, r_v est le rapport volumétrique, L est la course du piston, l est la longueur de la bielle, a est le rayon du vilebrequin et où s est défini par l'équation (2.8) telle que présentée dans Heywood (1988). La dérivée instantanée du volume

est obtenue en calculant la différence du volume instantané pour chaque position moteur où une mesure de pression est prise, soit à tous les 0.5° vilebrequins.

$$V = \frac{\pi B^2}{4} \left(\frac{L}{r_v - 1} + l + a - s \right) \quad (2.7)$$

$$s = a \cos \theta + \sqrt{(l^2 - a^2 \sin^2 \theta)} \quad (2.8)$$

Finalement, une mesure importante des variabilités cycliques de combustion d'un moteur est le coefficient de variation de la PMEI (COV_{PMEI}) en %. Ce paramètre, défini par l'équation (2.9), renseigne sur la variation du travail indiqué par cycle en calculant le rapport de l'écart-type de la PMEI (σ_{PMEI}) sur la moyenne de la PMEI (μ_{PMEI}) (Heywood, 1988).

$$COV_{PMEI} = \frac{\sigma_{PMEI}}{\mu_{PMEI}} \quad (2.9)$$

2.3.3 Pression cylindre

La mesure de la pression dans le cylindre est nécessaire à l'analyse de la combustion permettant d'observer les différences entre les stratégies d'injection testées. Un capteur piézoélectrique (Kistler 6056A) installé à l'emplacement d'une bougie de préchauffage dans le cylindre le plus près du volant d'inertie (cylindre numéro 1) capte les variations de pression dynamique et produit une charge proportionnelle à ces variations. Cette charge est mesurée et convertie en tension grâce à un amplificateur de charge (Kistler 5010B). La position du PMH est déterminée expérimentalement en détectant l'impulsion d'encodeur correspondante au maximum de la pression cylindre lorsque le moteur tourne sans combustion tandis que la pression de référence est considérée comme étant celle dans la tubulure d'admission lorsque le piston se trouve au point mort bas (PMB) (Finesso et Spessa, 2014).

Les signaux de pression cylindre obtenus sur les moteurs diesel sont souvent influencés par la présence d'oscillations importantes causées par les réflexions d'ondes dans la chambre à combustion. Ces oscillations posent problème lors du calcul du dégagement de chaleur instantané puisque le calcul de la dérivée de la pression est alors extrêmement sensible à ces fluctuations. L'utilisation d'un filtre permettant d'éliminer le bruit présent dans le signal de pression est répandue (Badami, Millo et D'Amato, 2001; Baratta *et al.*, 2011; Klein, 2007; Thompson et Nuskowski). Un programme Matlab de traitement des signaux de pression a donc été construit utilisant l'étude de la densité spectrale de puissance (DSP) afin de déterminer la fréquence de coupure. La méthode utilisée est celle proposée par Dey (2012) et a été programmée telle que décrite. Elle se base sur le principe que le spectre total du signal de pression cylindre possède trois composantes : une composante liée à la variation de pression causée par la compression, une composante liée à la combustion et une dernière composante liée au bruit.

En résumé, la DSP des signaux de pression bruités est d'abord obtenue grâce à l'utilisation de la transformée de Fourier discrète. Cette DSP doit être calculée pour tous les cycles moteurs et toutes les stratégies d'injection puisqu'elle change selon le moteur utilisé ainsi que selon les conditions d'opération. Par la suite, la pente de la DSP est mesurée point par point et une moyenne mobile de dix points est ensuite calculée sur l'ensemble du spectre afin d'obtenir une bonne tendance de l'évolution de la pente. La DSP a une pente descendante avec l'augmentation de la fréquence de façon générale. Une augmentation soudaine de la pente indique que la composante de bruit dans le signal commence à dominer la composante liée à la combustion et correspond à la fréquence de coupure choisie. Cette fréquence de coupure est appliquée à un filtre Butterworth d'ordre 5 utilisé en sens avant et inverse sur le signal de pression bruité. Le signal de pression filtré est finalement obtenu et peut être observé pour un cas typique à la Figure 2.5.

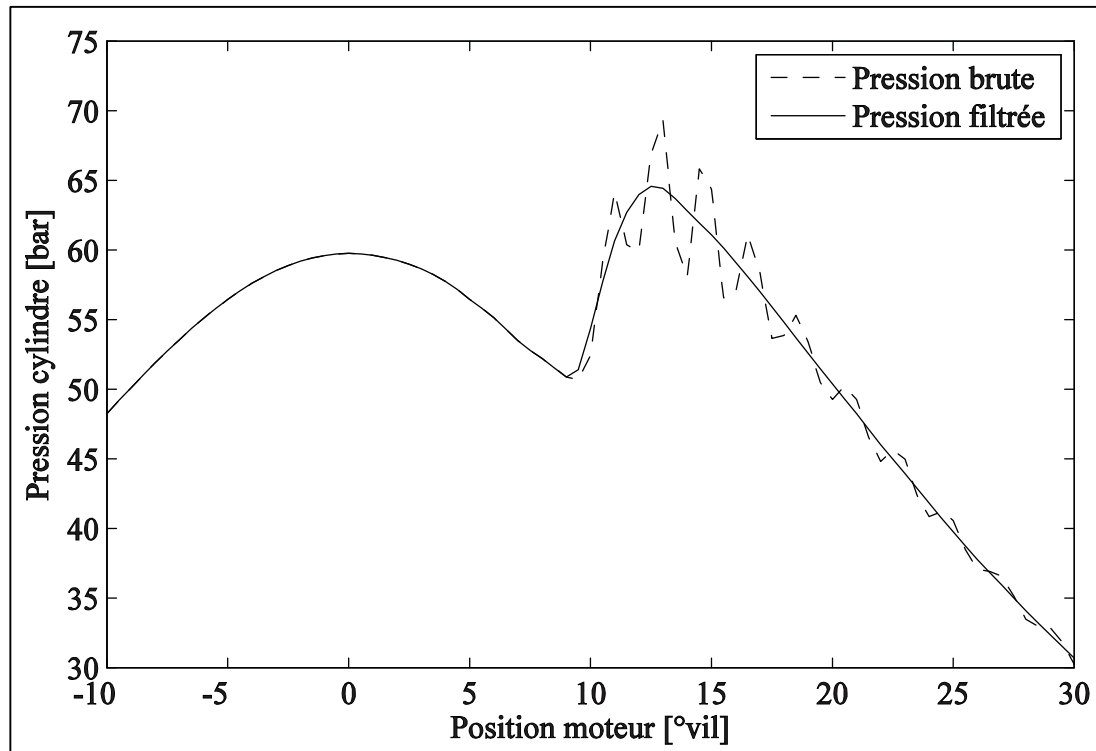


Figure 2.5 Résultat du filtrage du signal de la pression cylindre

2.3.4 Dégagement de chaleur

La méthode utilisée pour obtenir le dégagement de chaleur est celle proposée par Heywood (1988). Le dégagement de chaleur à l'intérieur du cylindre est obtenu à partir de la première loi de thermodynamique. Pour un moteur diesel à injection directe, le cylindre est considéré comme étant un système ouvert pour lequel, en négligeant les fuites, seul le carburant injecté franchit les frontières du système lorsque les soupapes sont fermées. De plus, le contenu du cylindre est considéré comme étant à température et à pression uniforme à chaque instant durant la combustion. En considérant que les énergies cinétiques et potentielles sont nulles et que le travail est le travail de pression effectué sur la surface du piston, l'équation (2.10) peut être obtenue.

$$\frac{dQ}{dt} - P \frac{dV}{dt} + \dot{m}_f h_f = \frac{dU}{dt} \quad (2.10)$$

Dans cette équation, dQ/dt représente le taux de variation de chaleur dans le système, P est la pression dans le cylindre, dV/dt est le taux de variation du volume du cylindre, $\dot{m}_f$ est le débit de carburant dans le cylindre lors de l'injection, h_f est l'enthalpie du carburant et dU/dt est le taux de variation de l'énergie interne du contenu du cylindre. Si l'enthalpie du carburant liquide injecté et l'énergie interne du système sont considérées comme étant seulement liées à la température (propriétés sensibles), le taux de dégagement de chaleur apparent peut alors être exprimé comme étant la différence entre la chaleur dégagée par la combustion du carburant et le transfert de chaleur aux parois. De plus, si le mélange contenu dans le cylindre est considéré comme étant un gaz parfait, l'équation (2.11) est alors obtenue où dQ_{app}/dt représente le taux de dégagement de chaleur apparent, m est la masse dans le cylindre, C_v est la chaleur spécifique à volume constant du mélange et dT/dt est le taux de variation de la température du mélange.

$$\frac{dQ_{app}}{dt} = P \frac{dV}{dt} + m C_v \frac{dT}{dt} \quad (2.11)$$

La forme différentielle de l'équation d'état des gaz parfaits pour le système présent est présentée à l'équation (2.12) où R est la constante des gaz pour de l'air.

$$(PdV + VdP)/R = mdT \quad (2.12)$$

En combinant les équations (2.11) et (2.12), il est possible d'éliminer le terme de température et l'équation (2.13) est obtenue.

$$\frac{dQ_{app}}{dt} = \left(1 + \frac{C_v}{R}\right) \cdot P \frac{dV}{dt} + \frac{C_v}{R} \cdot V \cdot \frac{dP}{dt} \quad (2.13)$$

Sachant que la constante des gaz équivaut à la différence de la chaleur spécifique à pression constante et de la chaleur spécifique à volume constant et que le rapport des chaleurs spécifiques est noté γ , la forme finale de l'équation du taux de dégagement de chaleur peut être écrite selon l'équation (2.14).

$$\frac{dQ_{app}}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot P \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} \cdot V \cdot \frac{dP}{dt} \quad (2.14)$$

Puisque les données de pressions et de volume sont disponibles sur la base de la position du moteur en degrés, il est plus pratique de calculer le taux de dégagement de chaleur sur la base de θ , tel que présenté dans l'équation (2.15).

$$\frac{dQ_{app}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot P \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} \cdot V \cdot \frac{dP}{d\theta} \quad (2.15)$$

La chaleur dégagée peut finalement être calculée en réalisant l'intégrale sur un intervalle compris entre la FVA et l'OVE selon l'équation (2.16).

$$Q_{app} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{dQ_{app}}{d\theta} d\theta \quad (2.16)$$

Cette méthode de calcul du dégagement de chaleur est largement utilisée dans la littérature (Asad et Zheng, 2008; Badami, Millo et D'Amato, 2001; Chung *et al.*, 2008; Qi *et al.*, 2011; Zhang et Boehman, 2007) et il est courant d'utiliser une valeur moyenne de γ de 1.35 pour les moteurs diesel conventionnels (Heywood, 1988; Labecki *et al.*, 2012; Zheng *et al.*, 2008). De plus, le dégagement de chaleur est calculé pour un cycle moyen uniquement en calculant la pression cylindre moyenne sur l'ensemble des cycles enregistrés.

Afin de bien comparer les différentes stratégies d'injections testées, les dégagements de chaleur sont parfois présentés selon une échelle de couleur représentant l'intensité du taux de dégagement de chaleur en fonction de la position du vilebrequin du moteur. La Figure 2.6 montre de quelle façon ces graphiques peuvent être interprétés en juxtaposant le profil du taux de dégagement de chaleur avec l'intensité de ce dernier selon une échelle de couleur spécifique.

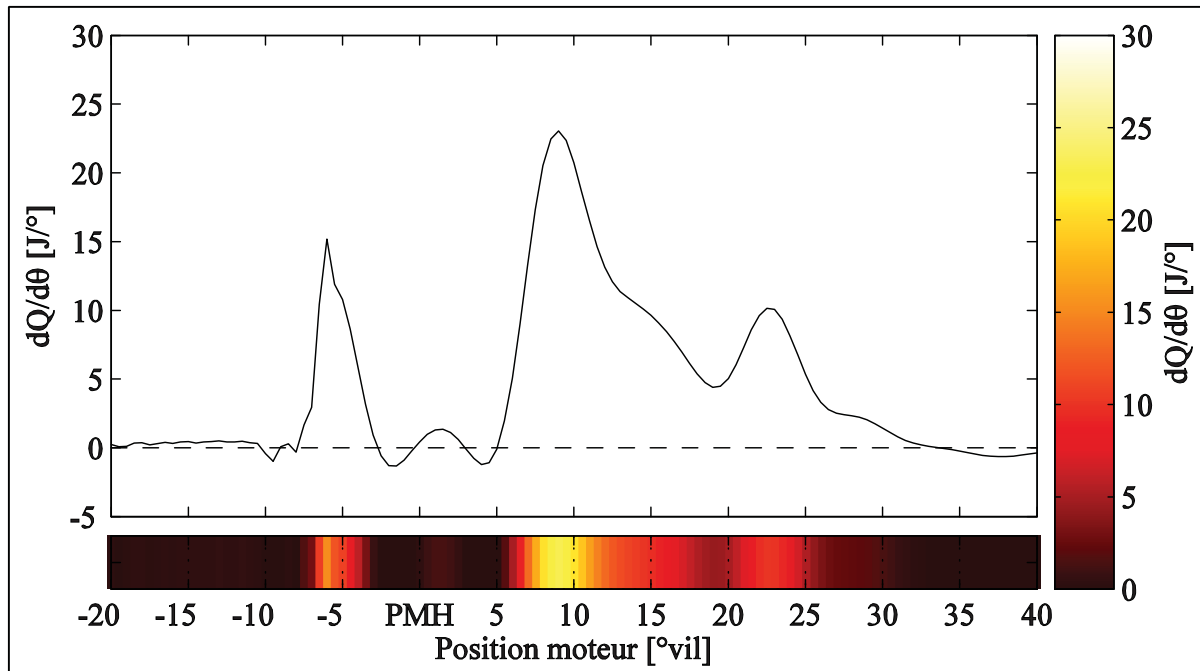


Figure 2.6 Représentation du taux de dégagement de chaleur des différentes stratégies d'injection selon leur profil (haut) et leur intensité (bas et échelle de couleur)

2.3.5 Délai d'ignition

Le délai d'ignition, τ , est défini comme étant le délai entre le début réel de l'injection et le début de la combustion (SOC). Deux difficultés principales sont liées à l'évaluation de cette caractéristique, particulièrement lors d'injections multiples. Tout d'abord, la détermination du début réel de l'injection est impossible à déterminer exactement sans l'utilisation de système spécifique. En effet, il existe un délai, appelé délai d'ouverture, entre le début de l'activation électrique (SOE) de l'injecteur et l'injection effective du carburant. Ce délai est causé par l'inertie du système de l'injecteur et influencé par les conditions d'injection. Le délai d'ouverture peut être déterminé expérimentalement grâce à des dispositifs détectant l'ouverture de l'aiguille de l'injecteur directement sur le moteur ou encore sur des bancs d'essai hydraulique. Le second ne permet pas de connaître précisément le délai d'ouverture en condition moteur, car la pression d'injection fluctue en fonctionnement réel. Pour les injecteurs installés sur le moteur utilisé, le délai d'ouverture est inconnu et le SOE sera considéré plutôt que le début de l'injection.

La seconde difficulté concerne la détermination exacte du SOC. De nombreuses procédures ont été proposées dans la littérature afin d'identifier expérimentalement le début de la combustion globale. De façon générale, ces méthodes sont basées sur l'analyse de la pression cylindre (Katrašnik, Trenc et Oprešnik, 2005; Thurnheer et Soltic, 2012) ou sur l'analyse du taux de dégagement de chaleur (Asad et Zheng, 2008; Baratta *et al.*, 2011). Une étude en particulier a comparé ces méthodes et a démontré que la façon la plus efficace d'identifier le début de la combustion consiste simplement à détecter le moment où la première fraction d'énergie chimique est relâchée et qui correspond à la première valeur positive du taux de dégagement de chaleur (Finesso et Spessa, 2014). Cependant, les auteurs mentionnent également que l'auto-inflammation des carburants diesel est un processus en deux étapes : une étape de dégagement de chaleur basse température où la chaleur dégagée est très faible suivit d'une étape de dégagement de chaleur haute température où le principal de la chaleur est dégagé. Il arrive donc parfois que des taux de dégagement de chaleur très faibles soient détectés, particulièrement lors de courtes injections ou d'injections se produisant très tôt dans le cycle, mais ces phénomènes n'ont pas à être considérés comme étant le début de la combustion. Les méthodes mentionnées plus tôt ont le désavantage de ne pas pouvoir identifier le début de combustion relié à des injections subséquentes comme en situation d'injections multiples. Il est donc impossible de déterminer de quelle façon l'utilisation d'injections pilotes influence le délai d'ignition de l'injection principale par ces méthodes.

Par conséquent, le début de la combustion globale est identifié dans ce travail comme étant le moment où le taux de dégagement de chaleur devient positif. Dans le cas où le dégagement de chaleur est déjà positif, le début de la combustion est identifié à l'instant où la dérivée du taux de dégagement de chaleur est nulle puisqu'il s'agit de l'instant précédant une augmentation du dégagement d'énergie associé à une nouvelle injection. Le début de combustion des injections subséquentes est identifié par le minimum local du taux de dégagement de chaleur comme proposé par Klein (2007). La Figure 2.7 identifie les différents paramètres d'analyse du délai d'ignition. Lorsqu'aucune distinction ne peut être faite entre la combustion d'une injection pilote et de la combustion principale, il est considéré que le délai d'ignition correspond au délai d'ignition de l'injection principale. Une fois les débuts de combustion identifiés, les autres

informations d'intérêts sont la quantité de chaleur dégagée avant la combustion principale (Q_{Pilote}) ainsi que les positions des taux de dégagement de chaleur maximums comme montrés à la Figure 2.7.

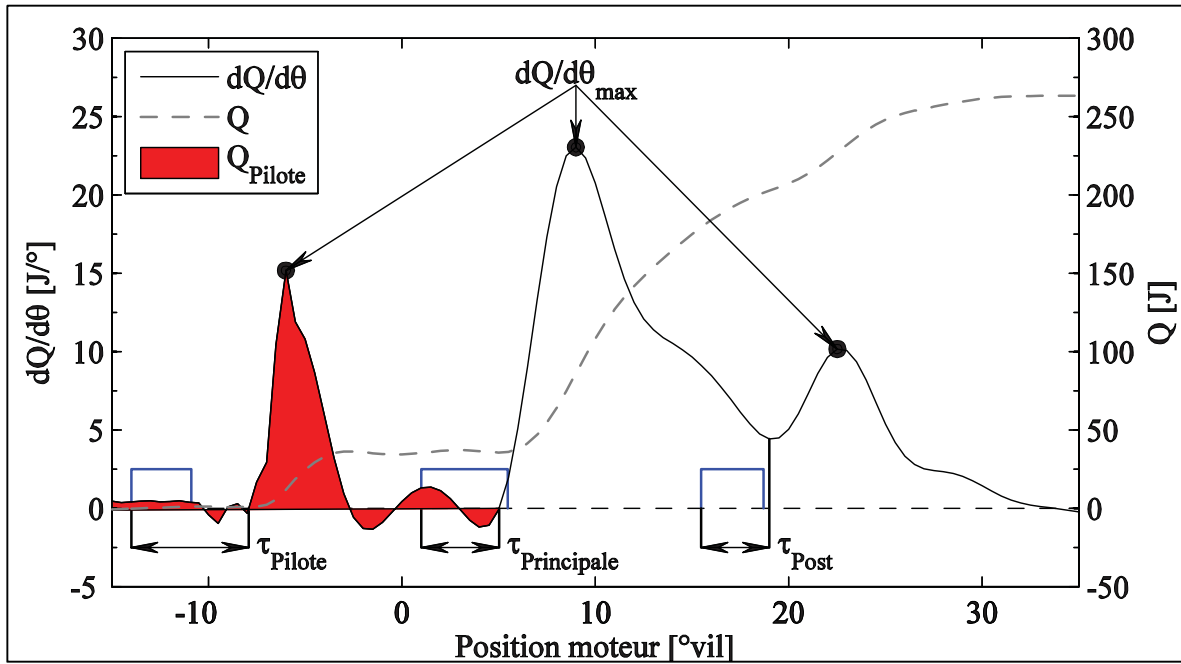


Figure 2.7 Schéma des caractéristiques de la combustion pour une injection triple

2.3.6 Pression dans le tube d'injection

L'acquisition de la pression dans le tube d'injection du cylindre numéro 1 permet d'observer l'impact des différentes stratégies d'injection sur le comportement hydrodynamique du phénomène d'injection. Un capteur piézorésistif (Kistler 4067A3000) est installé directement sur le tube d'injection à 25.4 mm de la rampe commune (voir Figure 2.1). Ce capteur permet également la mesure de la température du carburant et le signal qu'il génère est mesuré par un amplificateur (Kistler 4618A2) ayant été calibré en usine.

2.4 Carburants et démarche expérimentale

Les carburants utilisés lors de l'expérimentation sont du diesel pur (B0) ainsi qu'un mélange de diesel et de biodiesel contenant 20% volumique de biodiesel (B20), mélange identifié par plusieurs auteurs comme étant susceptible d'offrir les meilleurs compromis du point de vue des émissions polluantes et de la consommation de carburant (Raheman et Ghadge, 2008; Shahabuddin *et al.*, 2013; Song et Zhang, 2008). Les principales propriétés d'intérêts pour les tests moteurs sont présentées au Tableau 2.4. Le diesel utilisé provient d'une pompe commerciale et les propriétés exactes ne sont donc pas connues. Par conséquent, les valeurs indiquées représentent des valeurs standards qui se trouvent dans la littérature (Lapuerta, Armas et Rodríguez-Fernández, 2008). Le biodiesel a été acheté chez QFI Biodiesel Inc. et la majorité des propriétés sont connues. Le pouvoir calorifique a cependant été donné à titre indicatif à partir de valeurs tirées de la littérature. Il s'agit d'un biodiesel fabriqué à base d'huile à friture recyclée et d'huile végétale diverse.

Tableau 2.4 Carburants utilisés en essais moteurs

Caractéristiques	Diesel	Biodiesel
Densité @ 298K [kg/m ³]	810 – 860 ^a	885.7 ^b
Viscosité @ 313K [mm ² /s]	2-3.5 ^a	4.743 ^b
Indice de cétane	40-55 ^a	54.8 ^b
Pouvoir calorifique [MJ/kg]	42.5-44 ^a	36.5-38 ^a

^a (Lapuerta, Armas et Rodríguez-Fernández, 2008) ^b Fiche signalétique QFI

Deux approches sont utilisées dans la littérature lors de la réalisation de tests moteurs avec injection multiple. La première approche, la plus répandue, consiste à sélectionner un point d'opération (PMEF ou PMEI) et ensuite déterminer la quantité de carburant injecté en injection simple pour atteindre cette charge. Par la suite, la quantité injectée est divisée afin de la répartir selon différents rapports entre les différentes injections (Chen, 2000). Les désavantages de cette technique sont que le point d'opération varie nécessairement avec la modification des stratégies utilisées et surtout qu'il est extrêmement difficile de prédire avec précision les quantités injectées lors de très courtes injections ou lorsque plusieurs injections interagissent entre elles. La deuxième approche, celle privilégiée pour ce travail, consiste à sélectionner un

point d'opération pour ensuite le maintenir en tout temps en variant les quantités injectées selon les stratégies d'injection utilisées (Badami, Millo et D'Amato, 2001). Cette méthode a été choisie puisqu'elle permet, en plus d'éviter les problèmes liés au contrôle des quantités injectées, de déterminer la qualité d'une stratégie à diminuer les polluants tout en gardant une charge fixe, ce qui est l'objectif principal de l'injection multiple. Dans ce travail, la charge est maintenue en variant uniquement la durée de l'injection principale.

Le point d'opération sélectionné pour cette étude est décrit au Tableau 2.5. Une charge de 2 bars de PMEF à une vitesse de 2000 tr/min a été choisie puisqu'il s'agit d'un point d'opération représentatif d'une des conditions d'opérations rencontrées dans le nouveau cycle européen de conduite (NEDC) en plus d'être grandement utilisé dans la littérature (Badami *et al.*, 2002; Badami, Millo et D'Amato, 2001; Chen, 2000; Finesso et Spessa, 2014). Cette PMEF correspond à un couple de 23.25 Nm pour le moteur testé et il s'agit d'un point d'opération à faible charge puisqu'il correspond à 14.5% de la charge maximale du moteur. Une pression d'injection de 800 bars a été sélectionnée et il a été décidé d'éliminer l'usage de la recirculation des gaz d'échappement afin de mettre en évidence l'impact de la stratégie d'injection.

Tableau 2.5 Conditions d'opérations des tests moteurs

Vitesse de rotation [tr/min]	2000
PMEF [bar] (Couple [Nm])	2 (23.25)
Pression d'injection [bar]	800
EGR [%]	0

Les différents paramètres d'injection multiple utilisés dans cette étude sont définis à la Figure 2.8. La référence de calage de l'ensemble des stratégies est définie par rapport à la position du vilebrequin du moteur lors de l'envoi de la commande de l'injection principale ($SOE_{Principale}$). Pour les injections se produisant avant l'injection principale (pré et pilote), leur calage est défini en avance par rapport au début de la commande de l'injection principale tandis que pour la postinjection se produisant après l'injection principale, son calage est défini en retard à la suite de la fin de la commande de l'injection principale. Les différentes durées d'injection sont

indiquées en tant que durée d'activation (ET) faisant référence au signal électrique envoyé à l'injecteur tandis que les calages sont indiqués en tant que délai par rapport à la référence de l'injection principale (DT).

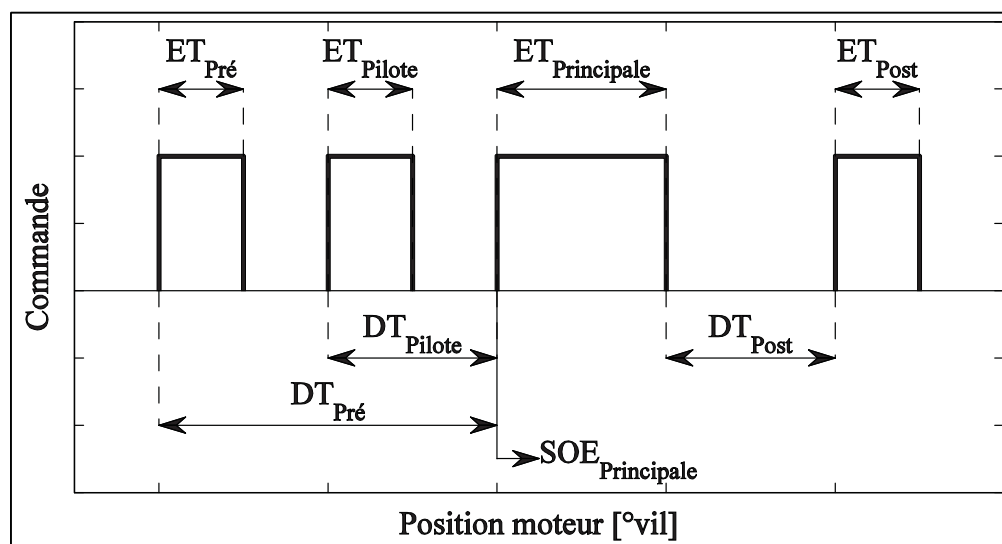


Figure 2.8 Structure des injections multiples

Les deux premiers objectifs secondaires de recherche sont la quantification des émissions polluantes (principalement d'oxydes d'azote et de particules) et des performances en fonction de plusieurs stratégies d'injection multiple ainsi que la caractérisation de la combustion, d'un point de vue thermodynamique, pour chacune des stratégies utilisées et pour un mélange diesel-biodiesel. L'atteinte de ces objectifs se fera grâce à une démarche par étape. Le schéma de la Figure 2.9 résume le déroulement des tests moteurs. Tout d'abord, l'injection simple utilisant du B0 est testée en variant le calage de l'injection principale. Sur la base de l'évaluation d'un compromis sur les émissions de NO_x et de PM, un calage optimal d'injection pour ce point d'opération est choisi. Ensuite, l'injection double est testée avec l'introduction d'une injection pilote. Une première série de tests en injection double est d'abord réalisée où le calage de l'injection principale est maintenu fixe au calage optimal déterminé à l'étape précédente. L'injection pilote est donc testée pour plusieurs durées d'activation et un balayage important de l'avance est réalisé. Cette étape permettra d'avoir une vision complète de l'impact de la durée et du calage lors d'une injection double et la durée d'activation jugée la plus

performante est sélectionnée. Une deuxième série de tests en injection double vise ensuite à vérifier l'impact du calage de l'injection double dans le cycle moteur pour un DT_{Pilote} fixe. Pour la durée d'activation sélectionnée à l'étape précédente et différentes avances d'injection pilote, le calage de l'injection principale est déplacé dans le cycle moteur. À la suite de cette étape, les caractéristiques de l'injection double la plus satisfaisante sont choisies pour finalement tester l'injection triple. Deux types d'injection triple sont testés : un type utilisant une postinjection, et un autre avec une préinjection. La méthode est la même pour les deux types de stratégie, soit le maintien des paramètres de l'injection double sélectionnés plus tôt et l'évaluation de l'impact de la durée et du calage de l'injection supplémentaire.

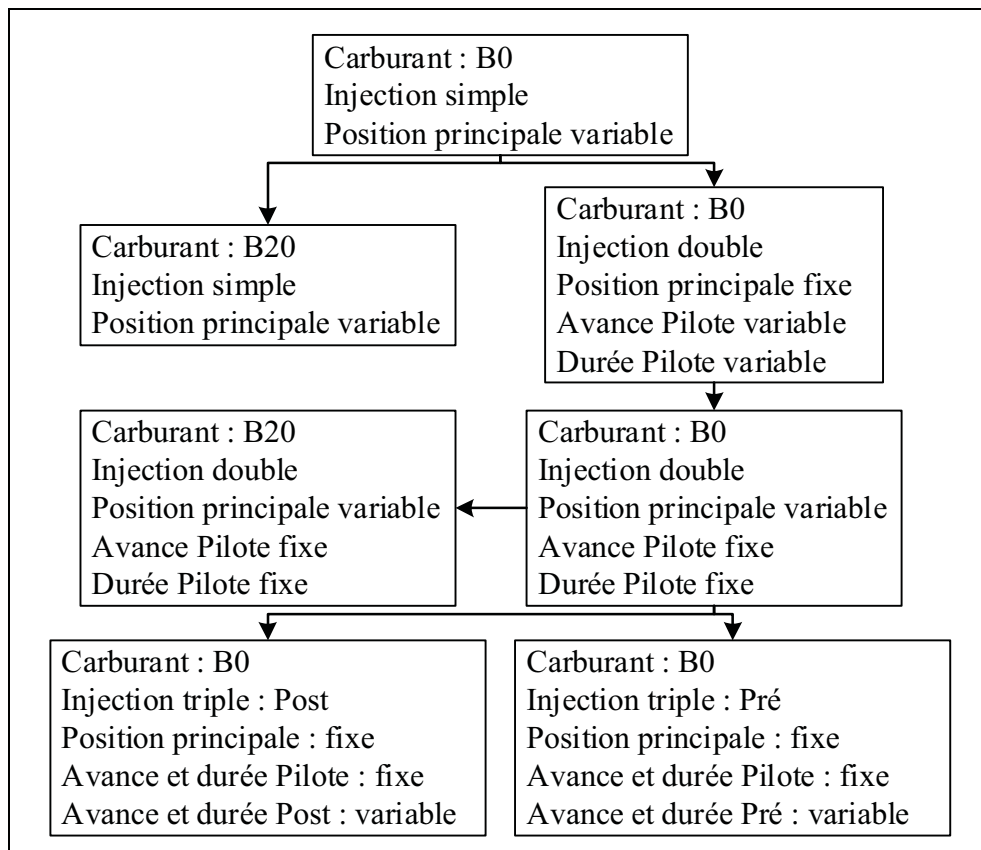


Figure 2.9 Déroulement des tests moteurs

Finalement, les derniers tests visent à évaluer la capacité d'un mélange diesel et de biodiesel (B20) à réduire les émissions polluantes. L'injection simple est testée à nouveau en utilisant les mêmes calages d'injections qui sont utilisées avec le B0. Ensuite, une stratégie d'injection

double utilisant les mêmes paramètres d'injection pilote que l'injection double optimale est évaluée en variant le calage de la stratégie dans le cycle. Ceci complète le déroulement des tests moteurs.

Afin d'assurer la validité des résultats, une procédure de tests a été développée. Le moteur est d'abord amené à sa température normale de fonctionnement (environ 85°C) puis à son point d'opération où un délai d'attente est observé jusqu'à ce que la température du carburant dans la rampe atteigne la stabilité (environ 50°C). Durant ce délai, le système de dilution est branché afin qu'il atteigne une température stable lors de la prise d'échantillon. Une fois la procédure de démarrage terminée, le SMPS et la ligne chauffante peuvent être branchés et la procédure de tests normale peut débuter.

Chaque test est réalisé selon la même méthodologie. Le moteur est d'abord réglé précisément à son point d'opération en ajustant la durée d'injection principale et en observant la valeur de la charge obtenue. Par la suite, le réservoir auxiliaire sur le système de mesure du carburant est rempli à un poids minimal de 1500 g afin d'assurer une erreur sur la mesure inférieure à 2.5% (Ledan, 2014). L'enregistrement des différentes données peut alors débuter.

Pour chaque test, deux prises de mesure des données nécessaires aux calculs de performance et de combustion sont réalisées ainsi que deux balayages de l'analyse des PM. Ceci assure la répétabilité des résultats. En ce qui concerne les polluants gazeux, l'enregistrement s'effectue en continu à partir du début de chaque test, ce qui permet d'avoir minimalement 5 prises de mesures. Finalement, à intervalle régulier, un test de référence en injection simple est réalisé. Ce test a pour fonction de combler les lacunes apportées par le système de dilution du SMPS en permettant de comparer les résultats d'émissions de PM sur la base d'un test connu. Ainsi, les résultats d'émissions de PM pour les tests en injections multiples sont présentés sur une base relative au test de référence afin de permettre la comparaison de plusieurs tests entre eux et de faire abstraction des variations du taux de dilution compris entre 16.5 : 1 et 22.2 : 1. De plus, ce test de référence permet de confirmer la répétabilité des mesures et de détecter au besoin si le système de dilution nécessite un nettoyage.

2.5 Incertitudes des mesures expérimentales

Le montage expérimental utilise de nombreux capteurs et appareils servant à effectuer les mesures nécessaires à l'analyse des résultats. Il est donc important de prendre en considération l'incertitude des mesures expérimentales reliées aux tests moteurs qui sont évaluées dans cette section. Une analyse des incertitudes associées à la mesure des émissions de polluants gazeux est d'abord présentée suivie d'une évaluation de celles associées aux mesures de PM. Ensuite, les incertitudes reliées à la consommation de carburant, à la mesure de pression cylindre, au calcul du dégagement de chaleur et à l'évaluation du délai d'ignition sont l'objet d'une discussion. Finalement, l'aspect du contrôle des paramètres moteurs est abordé.

2.5.1 Incertitudes sur les émissions polluantes

L'incertitude reliée à la mesure des polluants peut être évaluée pour les polluants gazeux ainsi que pour les PM. Au niveau des polluants gazeux, il est intéressant de s'attarder à l'évaluation de l'incertitude globale plutôt que seulement à la précision de l'expérience. Pour ce faire, il est nécessaire de calculer d'abord l'incertitude totale d'une mesure simple pour les polluants mesurés directement par le FTIR, puis de calculer l'incertitude globale des résultats calculés pour les polluants non directement mesurés par l'appareil (Moffat, 1988). Ainsi, pour calculer l'incertitude totale des émissions de NO, de NO₂, de CH₄, de C₃H₈ et de CO, les équations (2.17) à (2.19) sont utilisées (Moffat, 1988). L'incertitude totale, $U_{0.95}$, d'une certaine variable dépend de l'incertitude systématique de cette variable, B_{Xi} , ainsi que de l'incertitude aléatoire, S_{Xi} . Pour un intervalle de confiance de 95%, l'incertitude aléatoire doit être multipliée par le coefficient de Student, $t_{v,0.95}$, de v degrés de liberté. L'incertitude systématique est calculée grâce à l'équation (2.18), où B_i représente l'incertitude systématique individuelle, qui fait référence aux différentes erreurs de capteurs. Sachant que la précision du FTIR est de $\pm 1\%$ et que son exactitude est de $\pm 2\%$ selon le fabricant, tous les polluants auront la même incertitude systématique relative de 2.24%. L'incertitude aléatoire est quant à elle calculée grâce à l'équation (2.19) où σ représente l'écart-type mesuré durant la prise de mesure et où N_T représente le nombre total de mesures effectuées.

$$U_{0.95} = \sqrt{(B_{xi})^2 + (t_{v,0.95} S_{\bar{x}i})^2} \quad (2.17)$$

$$B_{xi} = \sqrt{\sum_{i=1}^M B_i^2} \quad (2.18)$$

$$S_{\bar{x}i} = \frac{\sigma}{\sqrt{N_T}} \quad (2.19)$$

Afin d'obtenir les émissions de NO_x et de THC, un calcul est nécessaire (voir section 2.2.1) et ceci entraîne une accumulation des incertitudes individuelles calculées précédemment. L'équation (2.20) permet donc d'évaluer l'incertitude globale reliée à un calcul où U_R représente l'incertitude du résultat, f_i représente la fonction permettant d'obtenir le résultat, x_i représente la variable mesurée et U_i est l'incertitude totale de la mesure x_i (Moffat, 1988).

$$(U_R)_{0.95} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{df_1}{dx_i} U_i \right)^2} \quad (2.20)$$

Le Tableau 2.6 résume les incertitudes maximales et minimales pour l'ensemble des tests réalisés dans ce travail. Les valeurs détaillées sont présentées à l'Annexe I. Les valeurs sont inférieures à 10% pour la plupart des polluants alors que pour le CH₄, le C₃H₈ et les THC, les valeurs sont plus élevées. Dans le cas du CH₄, ce résultat s'explique par le fait que les quantités émises sont extrêmement faibles ou carrément nulles. En effet, la concentration maximale de CH₄ mesurée est de 7.97 ppm pour une incertitude de 12.77%. Cette incertitude augmente avec la réduction de la concentration et ne représente jamais plus de 1 ppm de différence. Pour l'incertitude associée au C₃H₈ et au THC, le même raisonnement s'applique et les valeurs dans le Tableau 2.6 sont les mêmes, car aucune émission de CH₄ n'a été mesurée durant l'essai correspondant à cette incertitude.

Tableau 2.6 Incertitude des polluants gazeux

Polluants	Minimum	Maximum
NO	2.25%	4.44%
NO ₂	2.34%	8.25%
NO _x	1.78%	3.69%
CH ₄	0.00%	277.61%
C ₃ H ₈	2.43%	17.01%
THC	2.47%	17.01%
CO	2.33%	9.39%

En ce qui concerne la mesure des PM émises, l'incertitude sur le calcul du nombre de PM pour une lecture de l'UWCPC est évaluée à $\pm 12\%$ selon le manufacturier. Cependant, des calculs et plusieurs lectures sont nécessaires afin d'obtenir la masse totale de particules émises. Dans leur revue de la littérature concernant les appareils de mesures des PM, Giechaskier *et al.* (2014) ont toutefois indiqué que la majorité des auteurs évaluent l'incertitude associée aux appareils SMPS à environ $\pm 25\%$. Cette valeur plus conservatrice est donc retenue comme incertitude possible sur la mesure des PM.

2.5.2 Incertitude sur la consommation de carburant

L'incertitude reliée à l'évaluation de la consommation de carburant sur le système utilisé dans ce travail a été évaluée par Ledan (2014). L'utilisation du système de refroidissement dans le réservoir de carburant (voir section 2.3.1) cause une erreur de lecture causée par la poussée d'Archimède qu'exerce le tube immergé sur la balance. Ledan (2014) a évalué expérimentalement la surévaluation de la masse pesée à un maximum de 13%. Cependant, il est rapporté que lorsqu'une masse supérieure à 1500 g est mesurée, l'erreur est inférieure à 2.5%. Comme souligné à la section 2.4, tous les tests ont par conséquent été réalisés avec une masse supérieure à 1500 g.

Une analyse de l'incertitude sur la mesure en omettant l'impact de la poussée d'Archimède a également été effectuée par Ledan (2014). En supposant que les fuites de carburant sont nulles et que l'évaporation de carburant est négligeable comparée à la quantité consommée, les deux sources d'erreurs sont le temps de stabilisation de la balance (inférieur à 1 sec) et l'erreur sur la mesure de masse ($\pm 0.1\text{g}$). Sachant que la consommation de carburant est évaluée grâce à une régression linéaire (voir section 2.3.1), l'incertitude sur la pente de cette régression peut être calculée grâce à l'équation (2.21). Pour 1000 cycles moteurs d'acquisition, Ledan (2014) a évalué l'erreur à 2.2% pour une consommation de 30.2 mg/cycle. Or, dans ce travail, une acquisition de 1000 cycles est toujours réalisée et les consommations mesurées ont été au maximum de 33.32 mg/cycle et au minimum de 27.11 mg/cycle. Il est donc approprié de juger qu'une incertitude comparable de 2.2% est applicable aux résultats de cette thèse.

$$\sigma_{\dot{m}f} = \sigma_{mf} \sqrt{\frac{n}{(\sum t_i)^2 - n \sum t_i^2}} \quad (2.21)$$

2.5.3 Incertitude sur la pression cylindre

L'incertitude sur la mesure de la pression cylindre est importante à considérer puisque l'analyse thermodynamique du calcul du dégagement de chaleur repose sur cette valeur. L'incertitude systématique sur la mesure provient de l'erreur de linéarité et de l'erreur de sensibilité à la température du capteur de pression cylindre utilisé. Selon le certificat de calibration du manufacturier, ces erreurs sont respectivement de $\pm 0.09\%$ et de $\pm 0.5\%$ ce qui donne une incertitude systématique de 0.051%. Étant donné le grand nombre de mesures prises pour chaque test (1000 cycles moteurs), une distribution normale est supposée plutôt qu'une distribution de Student pour le calcul de l'incertitude totale. Ainsi, le coefficient de Student, $t_{v,0.95}$, est remplacé par z_c pour un niveau de confiance de 95%. La plus grande incertitude totale, $U_{0.95}$, calculée pour l'ensemble des tests est de $\pm 0.89\%$, ce qui indique que l'erreur sur la lecture de pression cylindre n'est pas significative.

2.5.4 Incertitude sur le dégagement de chaleur

Bien que la lecture de la pression ne démontre pas une incertitude significative et que le calcul du dégagement de chaleur dérive directement de cette mesure, d'autres sources d'erreurs peuvent apparaître lors de ce calcul. En effet, le dégagement de chaleur se calcule à partir de l'équation (2.15) qui fait apparaître un terme de volume et un terme de position moteur. De plus, la pression de référence utilisée afin d'obtenir une pression cylindre absolue apporte une erreur supplémentaire. Les principales causes d'incertitudes sur le dégagement de chaleur sont donc reliées à un mauvais calage du signal de pression et du volume calculé par rapport à la position réelle du moteur, à une mauvaise pression de référence, à une calibration inadéquate et à une erreur sur le volume réel du moteur qui peut changer sous l'effet de la température et de la pression (Finesso et Spessa, 2014; Lapuerta, Armas et Bermúdez, 2000; Thurnheer et Soltic, 2012). L'incertitude reliée à la calibration du capteur de pression est toutefois ignorée puisque le certificat de calibration est conforme et que l'incertitude sur la mesure a été considérée dans la section précédente. En ce qui concerne les autres facteurs d'erreurs, l'étude de sensibilité approfondie réalisée par Lapuerta, Armas et Bermúdez (2000) permet d'estimer l'incertitude pour ce travail qui sera similaire pour tous les essais moteurs.

L'incertitude reliée au mauvais calage du signal de pression et du volume en fonction de la position du moteur est causée par la méthode de détermination du PMH utilisée dans ce travail (voir section 2.3.3). En effet, cette méthode ne permet pas d'identifier le PMH réel de façon absolue puisqu'elle ne prend pas en compte le transfert de chaleur et il est donc courant d'avoir ce type d'erreur en pratique (Lapuerta, Armas et Bermúdez, 2000). Selon l'étude de sensibilité de Lapuerta, Armas et Bermúdez (2000), une erreur de localisation du PMH de $\pm 1^\circ$ entraîne une incertitude de moins de 2% sur le dégagement de chaleur et de moins de 1.5% sur le taux de dégagement de chaleur ce qui est considéré comme acceptable pour ce travail.

La pression de référence utilisée afin d'obtenir une valeur de pression absolue peut causer une translation verticale du signal de pression entraînant une incertitude de $\pm 16\%$ durant les phases de faible pression et de 0.4% sur les phases de pression élevée pour une erreur de référence de

± 0.3 bar (Lapuerta, Armas et Bermúdez, 2000). Puisque le calcul du dégagement de chaleur s'intéresse simplement aux phases de pressions élevées, l'étude de sensibilité de Lapuerta, Armas et Bermúdez (2000) s'intéresse plus spécifiquement à l'impact d'une mauvaise référence de pression sur le dégagement de chaleur. Une incertitude maximale de $\pm 2.5\%$ sur le dégagement de chaleur est obtenue alors que pour le taux de dégagement de chaleur, l'incertitude diminue à 0.5% et est donc considérée comme négligeable.

Le dernier type d'incertitude à considérer concerne l'impact de la valeur réelle du volume du cylindre qui est affectée par la température et la pression de travail. Selon Lapuerta, Armas et Bermúdez (2000), il n'est pas possible d'éviter ce type d'erreur et ils ont donc évalué la sensibilité du calcul du dégagement de chaleur et du taux de dégagement de chaleur en modifiant la valeur du rapport volumétrique de ± 1 . L'incertitude maximale sur le dégagement de chaleur est rapportée comme étant de $\pm 2.5\%$ alors que pour le taux de dégagement de chaleur, l'incertitude diminue sous les $\pm 1\%$. Sachant que ce type d'erreur est inévitable, ces incertitudes sont donc jugées satisfaisantes.

2.5.5 Incertitude sur le délai d'ignition

L'incertitude sur le délai d'ignition dans ce travail peut être estimée grâce à une évaluation précise de l'incertitude expérimentale réalisée par Finesso et Spessa (2014). En effet, ils ont utilisé la même méthode que décrite à la section 2.5.1 afin d'évaluer l'incertitude pour une multitude de tests réalisés à plusieurs vitesses de rotation et utilisant de nombreux paramètres de contrôle pour des stratégies d'injection utilisant une injection pilote. Selon leurs travaux, l'incertitude sur le délai d'ignition est une combinaison des incertitudes reliées au début de l'injection, au début de la combustion (SOC) et à la vitesse du moteur. L'incertitude sur le début de l'injection dépend de l'incertitude du début réel d'activation et du délai d'ouverture de l'aiguille de l'injecteur qui est estimé grâce à des corrélations. Grâce à la méthode par laquelle le délai d'ignition est calculé dans ce travail, le délai d'ouverture de l'aiguille de l'injecteur n'est pas un facteur d'erreur pour le cas présent. L'incertitude sur le début de la combustion dépend de l'erreur sur le signal de pression du cylindre, puisque le SOC est calculé

à partir du taux de dégagement de chaleur qui lui est dérivé de la pression cylindre. Ce type d'erreur a été considéré dans la section précédente. Les capteurs utilisés par Finesso et Spessa (2014) étant similaires à ceux dans ce travail, il est adéquat d'estimer que l'incertitude calculée lors de leurs travaux sera du même ordre de grandeur que celle présente dans ce travail. L'incertitude maximale calculée pour l'ensemble de leurs tests à une vitesse de rotation inférieure à 2500 tours par minute est de moins de $\pm 7\%$ pour un délai d'ignition de 2.4° . Sachant d'abord que l'incertitude diminue avec l'augmentation du délai d'ignition et ensuite qu'ils ont fait l'acquisition de seulement 150 cycles moteurs pour évaluer le délai d'ignition, il est considéré que l'incertitude sur le délai d'ignition dans ce travail sera certainement moindre, mais d'une valeur maximale de $\pm 7\%$ pour les délais les plus faibles.

2.5.6 Contrôle des paramètres moteurs

Le contrôle des paramètres moteurs est essentiel afin d'assurer une uniformité au niveau des résultats ainsi que pour permettre la comparaison des différents cas étudiés. Le Tableau 2.7 présente donc la moyenne de différents paramètres moteurs d'intérêts ainsi que l'écart-type et les valeurs minimales et maximales rencontrées tout au long des tests moteurs. Ainsi, la charge développée par le moteur (PMEF) et la pression moyenne d'injection ont été maintenues très près de la valeur visée dans la section 2.4. La température du carburant ainsi que la température du moteur ont pu être maintenues pratiquement constantes respectivement grâce au système de refroidissement du carburant intégré à l'installation de mesure de la consommation et à un échangeur à plaque utilisant de l'eau d'aqueduc comme liquide de refroidissement. Aucun contrôle au niveau de la pression et de la température de l'air à l'admission n'est possible puisqu'elles sont dépendantes du travail fait par le turbocompresseur. Ainsi, la plus grande variation observée pour ces deux paramètres moteurs s'explique par le fait que, pour une même charge de moteur, une combustion précoce dans le cycle réduira le travail fait par le turbocompresseur et donc la pression et la température à l'admission, alors qu'une combustion tardive aura l'effet inverse. En ce qui concerne le débit massique d'air dans le moteur, les variations observées sont directement causées par la variation de la pression et de la température de l'air à l'admission. Finalement, le coefficient d'excès d'air global (λ) a été

évalué pour l'ensemble des tests. Ce paramètre n'est pas contrôlé et est plutôt la conséquence des différentes stratégies testées. Puisque le montage expérimental utilisé afin de réaliser les tests moteur ne permet pas d'évaluer le λ individuel de chaque injection dans le cas des stratégies d'injection multiple et sachant que les tests sont réalisés à puissance constante, le coefficient d'excès d'air ne sera pas pris en considération dans ce travail. La CSC est considérée comme étant un indicateur suffisant de la richesse globale des différentes stratégies.

Tableau 2.7 Variations des paramètres moteurs pour tous les essais

Paramètres	Moyenne	Écart-type	Minimum	Maximum
PMEF [bar]	2.012	0.027	1.942	2.101
Pression moyenne d'injection [bar]	803.34	1.43	798.49	808.57
Température du carburant [°C]	52.10	0.79	49.67	53.44
Température du moteur [°C]	85.27	0.32	84.73	86.11
Pression d'air à l'admission [bar]	1.209	0.016	1.185	1.266
Température d'air à l'admission [°C]	63.06	1.26	61.19	68.20
Débit massique d'air [kg/h]	107.53	1.51	104.29	112.56
Coefficient d'excès d'air	4.354	0.096	3.942	4.555

2.6 Synthèse du chapitre

La méthodologie expérimentale utilisée afin de répondre aux deux premiers objectifs secondaires a été présentée ainsi que le système de contrôle développé spécifiquement pour les tests à réaliser. Afin de remplir le premier objectif secondaire, la méthodologie pour la mesure des émissions polluantes a été exposée autant pour les polluants gazeux que pour les PM. L'équipement de conditionnement des échantillons a également été décrit. Par la suite, les méthodes d'analyses des performances et de la combustion ont été développées dans l'optique de répondre au deuxième objectif secondaire. La consommation de carburant est mesurée grâce à un système de balance en boucle fermée et les différents paramètres de performances sont définis mathématiquement. La méthodologie pour l'acquisition de la pression cylindre comprend la présentation de l'équipement utilisé, mais également la technique de filtrage du

signal afin d'obtenir des résultats propices à l'analyse plus poussée du dégagement de chaleur. Ce dégagement de chaleur sera calculé grâce à la démarche proposée dans ce chapitre et permettra également la détermination du délai d'ignition selon les critères établis plus tôt et l'équipement utilisé pour l'acquisition de la pression dans le tube d'injection a été présenté. Finalement, la démarche élaborée afin de diriger le déroulement des tests moteurs a été décrite dans le détail avant de terminer par une étude sur l'incertitude des mesures expérimentales.

CHAPITRE 3

IMPACT DE L'INJECTION MULTIPLE SUR LES ÉMISSIONS POLLUANTES ET SUR LE COMPORTEMENT THERMODYNAMIQUE

Ce chapitre présente les résultats et la discussion reliés aux essais moteurs. Il a pour cible de répondre aux deux premiers objectifs secondaires qui sont de quantifier les émissions polluantes et les performances ainsi que de caractériser la combustion d'un point de vue thermodynamique, et ce, en fonction de plusieurs stratégies d'injection multiple et pour un mélange diesel-biodiesel. Une brève étude de l'injection simple est d'abord présentée afin d'identifier un calage d'injection optimisé pour cette stratégie qui sera comparée aux résultats d'injection multiple par la suite. L'injection double est alors abordée en commençant par l'impact du calage et de la quantité injectée lors de la première injection pour ensuite s'attarder à l'impact du calage de l'injection principale. L'utilité de stratégies d'injection triple est finalement analysée avant de terminer par l'évaluation des bénéfices que peut apporter l'utilisation d'un mélange de B20 sur des stratégies déjà identifiées comme étant optimales.

3.1 Injection simple

L'injection simple a été testée en premier lieu afin d'identifier un point de référence à l'étude de l'injection multiple (Chen, 2000; Kim, Yoon et Lee, 2008; Tanaka, Ando et Ishizaka, 2002). Les tests ont été réalisés en variant le calage de l'injection (SOE) de 8.75° avant le PMH jusqu'à 5° après le PMH afin de couvrir tout le spectre des émissions polluantes de NO_x et des PM. La Figure 3.1 montre les résultats obtenus et permet de visualiser le phénomène d'échange entre les NO_x et les PM. En effet, avec une injection avancée (calage négatif à partir du PMH) une augmentation graduelle des NO_x est remarquée jusqu'à la valeur maximale pour la plage étudiée à une avance à l'injection de 8.75° alors que les PM atteignent plutôt un plateau d'émission minimale. Lors d'une injection retardée (calage positif à partir du PMH), la production de PM commence à augmenter de façon exponentielle alors que les NO_x diminuent de façon graduelle.

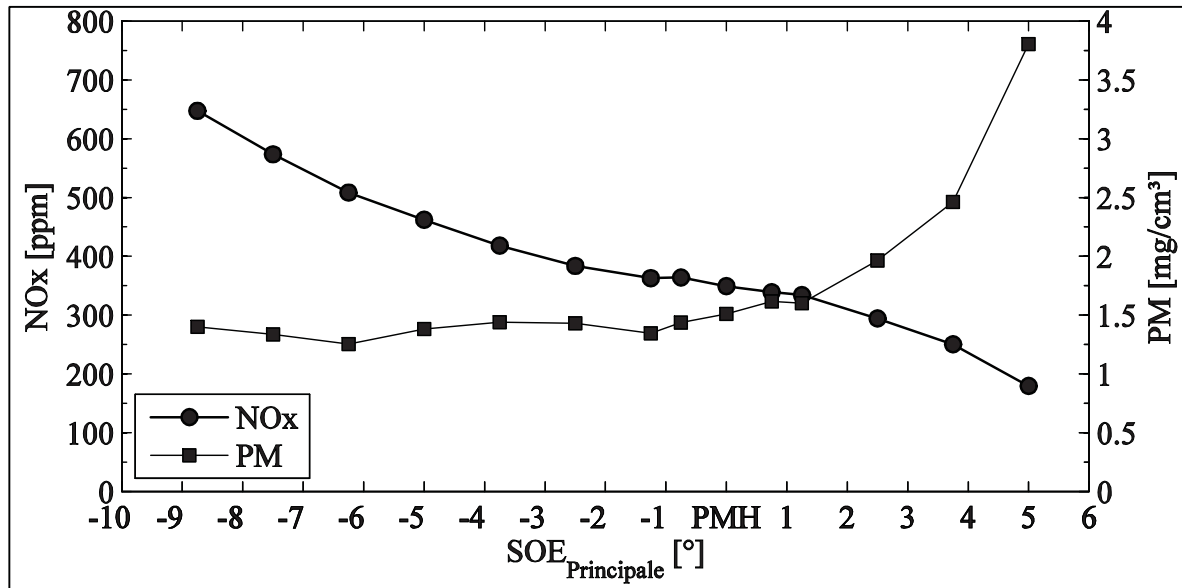


Figure 3.1 Variation des émissions de NO_x et de PM en injection simple en fonction du calage d'injection

Sachant que les NO_x sont formés dans les zones de hautes températures, le comportement observé s'explique en partie par le fait que lors d'injection avancée (avant PMH), la pression maximale ($P_{\max}$) atteinte dans le cylindre est supérieure au cas d'injection retardée (après PMH) (voir Figure 3.2, gauche). L'augmentation de la pression dans le cylindre implique que la température atteinte est également plus élevée ce qui favorise la formation des NO_x. De plus, lorsque l'injection se fait trop tôt, les conditions dans le cylindre font en sorte que le délai d'ignition est légèrement plus long ce qui laisse plus de temps à la mise en place des réactions de formation des NO_x (Agarwal *et al.*, 2013). Les PM, dans ces conditions, sont, quant à elles, plus facilement oxydées. Les PM ne diminuent pas davantage en avançant l'injection, car la quantité de carburant injectée pour maintenir une charge constante est augmentée ce qui augmente également la phase de flamme de diffusion. Lorsque l'injection est retardée, la pression et la température dans le cylindre sont réduites, diminuant ainsi la quantité de NO_x émis (Rahman *et al.*, 2014). La Figure 3.2 (gauche) montre cependant une augmentation de la pression maximale lorsque l'injection se produit à partir de 3° après le PMH. Ce phénomène s'explique simplement par le fait qu'à partir de 2.5° après le PMH, la pression maximale n'est plus la pression de combustion, mais la pression de motorisation. Cette dernière est plus élevée avec le retard, car la quantité de carburant injectée doit être augmentée de façon significative

afin de maintenir une charge constante. Ce phénomène a pour conséquence une augmentation de la CSC, tel qu'illustré à la Figure 3.2 (gauche), ainsi qu'une pression à l'ouverture de la valve d'échappement (OVE) plus élevée ce qui entraîne une augmentation du travail fait par le turbocompresseur et donc une augmentation de la pression d'admission. En ce qui concerne les PM, le retard de l'injection finit éventuellement par détériorer la combustion entraînant une oxydation incomplète du carburant. La quantité de PM produite augmente, car le phénomène d'oxydation des PM ne surpasse plus le processus de formation et, puisque plus de carburant est injecté pour maintenir la charge constante, les zones localement riches en carburant sont plus nombreuses (Agarwal *et al.*, 2013). L'impact de la détérioration de la combustion est bien visible sur le graphique de droite de la Figure 3.2 avec l'augmentation importante de la quantité de CO et de THC produite.

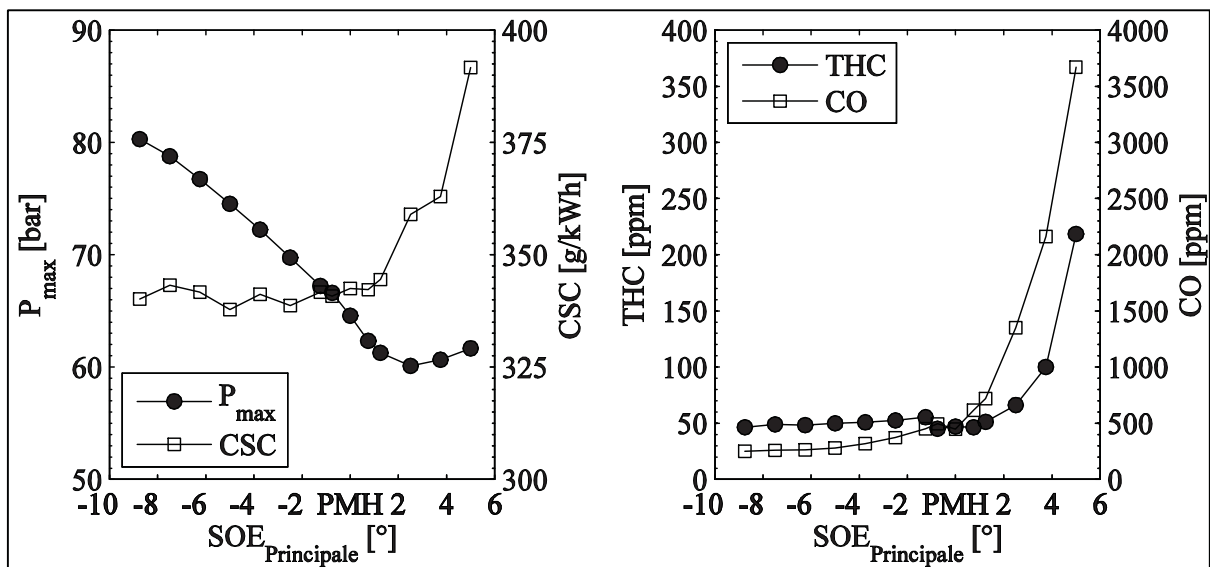


Figure 3.2 Impact du calage d'injection sur $P_{\max}$, la CSC, les THC et le CO

La Figure 3.3 illustre les explications précédentes pour les calages d'injections extrêmes de 8.75° avant le PMH et 5° après le PMH ainsi que pour un calage intermédiaire à 2° avant le PMH. L'augmentation de pression liée à la combustion est clairement visible et diminue en importance avec l'augmentation du retard de l'injection jusqu'à ce que la pression de motorisation dépasse la pression de combustion pour une injection à 5° après le PMH. Au niveau des taux de dégagement de chaleur, les valeurs maximales sont semblables, mais la

position à laquelle elles se trouvent influence directement la température maximale atteinte dans le cylindre. Pour le cas de l'injection très retardée (5° après le PMH), le dégagement de chaleur se fait moins rapidement et dure également moins longtemps à la suite de l'atteinte de sa valeur maximale.

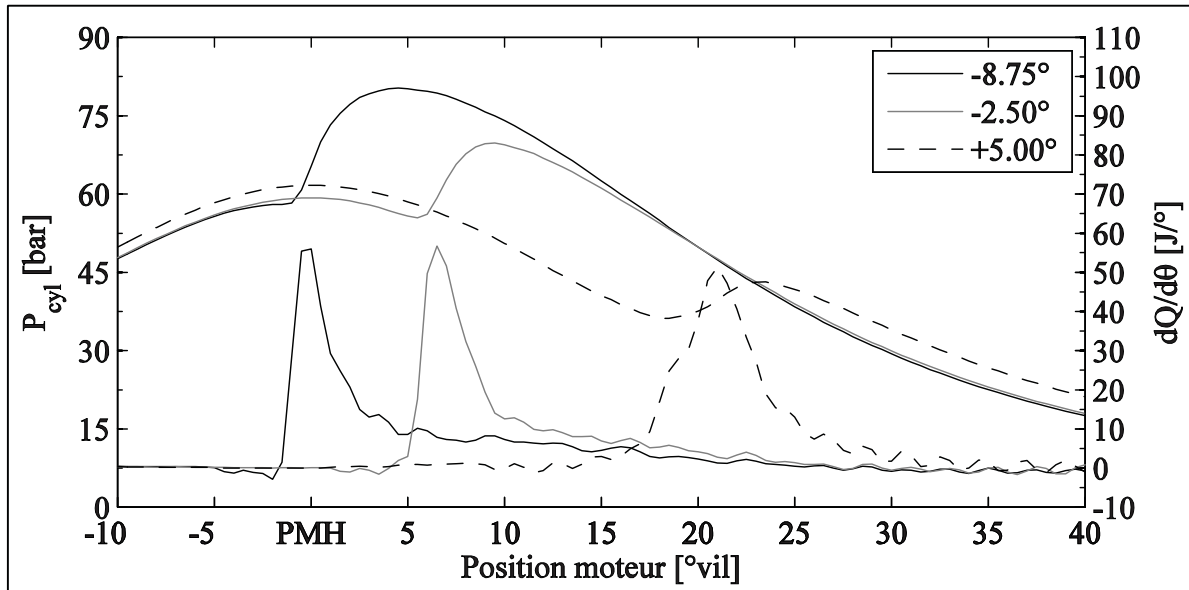


Figure 3.3 Impact du calage d'injection sur P_{cyl} et sur $dQ/d\theta$

La sélection d'un calage d'injection intéressant pour la plage observée est donc limitée du côté de l'injection précoce par la production trop importante de NO_x et du côté de l'injection retardée par l'augmentation des PM, des THC et du CO causée par la détérioration de la combustion. Par conséquent, un calage d'injection de 4° avant le PMH est sélectionné puisqu'il présente un équilibre entre les quantités de PM et de NO_x produites tout en étant suffisamment éloigné de la zone où les problèmes de combustion apparaissent. Ce cas sert donc de point de référence, tel que mentionné dans la section 2.4, pour tous les tests d'injection multiple. Au total, 37 tests de références ont été réalisés tout au long des essais et les résultats sont présentés dans le Tableau 3.1 aux fins de références et illustrent la répétabilité des tests.

Tableau 3.1 Résultats des tests de références d'injection simple

Calage d'injection	4° avant le PMH	Écart-type	Maximum	Minimum
Durée d'activation	430 μ s			
NO_x [ppm]	417.72	15.33	439.65	391.85
Masse de PM [mg/cm³]	1.601	0.232	2.301	1.240
THC [ppm]	45.82	12.48	88.44	30.24
CO [ppm]	305.34	30.06	394.51	268.30
NO₂/NO_x [%]	19.2	0.9	21.4	16.5
CSC [g/kWh]	338.14	4.76	356.59	331.89
Délai d'ignition [°]	6.33	0.42	7.10	5.88
SOC [°]	2.33	0.42	3.10	1.88
dQ/d$\theta_{\max}$ [J/°]	58.87	2.75	65.00	53.56

3.2 Injection double : injection principale fixe

La première série de tests sur l'injection multiple a pour objectif d'améliorer la compréhension des phénomènes affectant les émissions polluantes lorsque la quantité et le calage d'une injection pilote varient et que le calage de l'injection principale est fixe. La quantité injectée est variée en augmentant la durée d'activation de l'injecteur et le calage est varié en fonction du calage de l'injection principale comme mentionnée dans la section 2.4. De plus, la durée d'activation de l'injection principale est ajustée de façon à maintenir une charge constante. Le Tableau 3.2 résume les paramètres des tests en injection double avec le calage de l'injection principale fixe.

Tableau 3.2 Paramètres de tests de l'injection double avec injection principale fixe

SOE_{principale}	4° avant le PMH
ET_{principale}	Ajustée pour 2 bars de PMEF
DT_{pilote}	7.5° à 60°
SOE_{pilote}	11.5° à 64° avant le PMH
ET_{pilote}	250 μ s à 275 μ s

Les résultats des émissions de NO_x et de particules sont présentés aux Figures 3.4 et 3.5 en valeurs relatives à la quantité de NO_x et de PM produits par l'injection simple de référence (417.72 ppm et 1.601 mg/cm³ respectivement), ce qui permet de voir l'effet bénéfique ou nuisible d'une stratégie. À première vue, il est constaté qu'une diminution simultanée des émissions de NO_x et de PM est possible pour certaines stratégies. Au niveau des émissions de NO_x (Figure 3.4), la quantité injectée a une influence différente dépendant du DT_{Pilote}. À faible DT_{Pilote}, une augmentation de la quantité injectée, exprimée en ET, engendre une augmentation des émissions de NO_x, alors qu'à partir d'un DT_{Pilote} d'environ 25° couplé à un ET supérieur à 260 μ s, une réduction des émissions de NO_x se produit. En contrepartie, l'injection de très faible quantité a un impact minime sur la production de NO_x comme le montre la Figure 3.4 pour des ET de 250 et 255 μ s. L'influence du DT_{Pilote} semble être de diminuer la quantité de NO_x produit en augmentant l'écart entre les injections. Ces tendances concordent avec ce qui a été observé par Tanaka, Ando et Ishizaka (2002) ainsi que Badami, Millo et D'Amato (2001). Il est intéressant de remarquer que pour certaines valeurs de DT_{Pilote}, principalement pour 20, 35 et 50°, la tendance générale ne semble pas s'appliquer puisqu'une augmentation des émissions de NO_x se produit précisément à ce moment pour chacun des ET. Un comportement semblable s'observe également pour les ET de 260 et de 270 μ s pour lesquelles des valeurs inférieures sont obtenues. Ces résultats sont causés par le comportement hydrodynamique du système d'injection et une discussion sur le sujet sera présentée à la section 5.7 du chapitre 5 de la thèse.

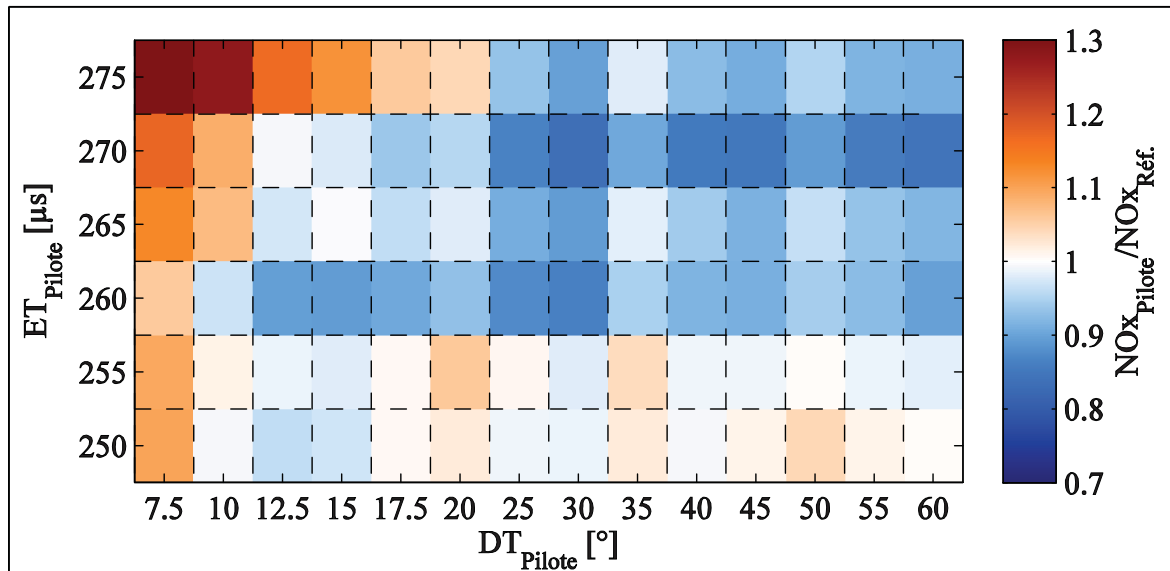


Figure 3.4 Variation des émissions de NO_x selon la durée et le calage de l'injection pilote par rapport à l'injection simple

Les variations des émissions de PM de la Figure 3.5 montrent un comportement à l'inverse des émissions de NO_x . L'augmentation de la quantité injectée lors de $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ faible permet une réduction de la masse de PM produites alors que l'effet contraire est observé lorsque le délai entre les injections est élevé. Lorsque le $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ augmente pour une durée d'injection fixe, la quantité de PM produites augmente également. L'effet de la variation du délai entre les injections est beaucoup plus apparent pour de longues injections pilotes autant au niveau des NO_x qu'au niveau des PM. Ces résultats sont contraires à ceux obtenus par Tanaka, Ando et Ishizaka (2002) pour qui l'augmentation du délai entre les injections correspondait à une réduction des émissions de PM. Cette différence pourrait être causée par une charge du moteur plus élevée que celle utilisée dans ce travail (λ de 3.33 à 2000 tr/min comparé à un minimum de 3.94 dans ce travail pour une même vitesse de rotation). Les résultats de Goldwine et Sher (2009) présentent quant à eux la même tendance que ceux de la Figure 3.5, soit une augmentation de la quantité de PM avec l'augmentation du délai entre les injections ainsi qu'un impact plus prononcé pour de plus longues injections.

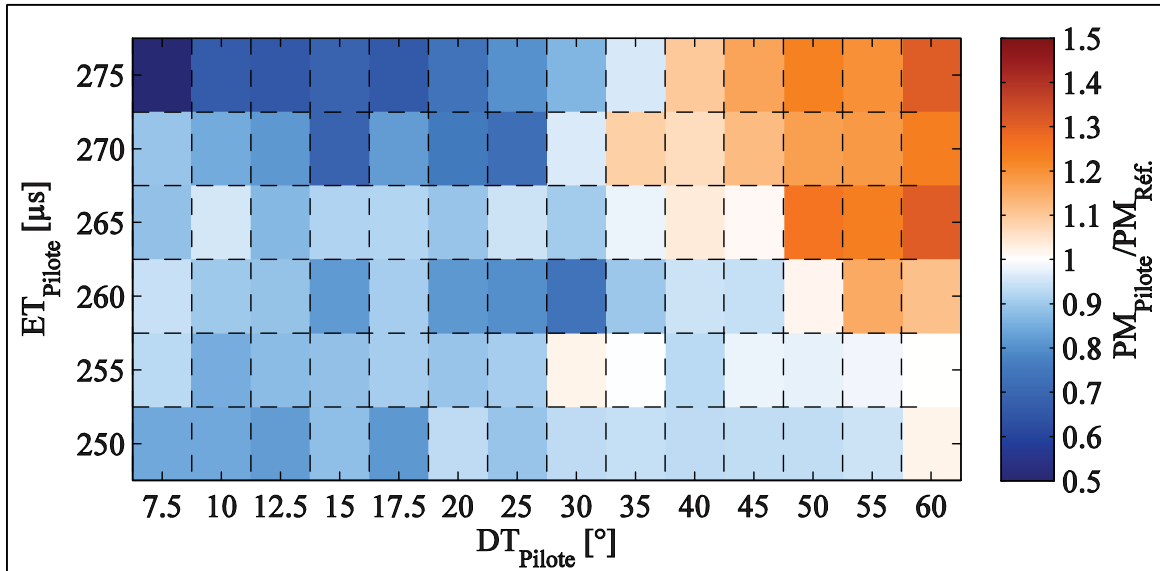


Figure 3.5 Variation des émissions de PM selon la durée et le calage de l'injection pilote par rapport à l'injection simple

Afin de comprendre l'impact de la quantité injectée et du délai entre les injections sur les émissions polluantes, certaines observations sur le comportement de la combustion doivent être considérées. Sachant que l'injection pilote est reconnue comme réduisant le délai d'ignition de l'injection principale, la Figure 3.6 présente l'effet des caractéristiques de l'injection pilote sur ce délai d'ignition en incluant également le résultat du cas de référence en injection simple. Une diminution du délai d'ignition de l'injection principale par rapport à l'injection simple est en effet constatée, et ce, pour tous les tests en injection double. Ceci correspond aux résultats observés par de nombreux auteurs (Badami, Millo et D'Amato, 2001; Finesso et Spessa, 2014; Tanaka, Ando et Ishizaka, 2002). Le délai d'ignition est fortement influencé par le DT_{Pilote} entre les injections, particulièrement pour des DT_{Pilote} inférieures à 20°. Lorsque le DT_{Pilote} a une valeur supérieure à 30°, l'influence de l'injection pilote sur l'injection principale est toujours présente, mais de moindre importance. Ces résultats montrent que plus le délai entre les injections est faible, plus l'injection principale sera influencée par l'injection précédente, car la combustion de l'injection pilote augmente la pression et la température dans le cylindre à des valeurs supérieures à celles rencontrées en injection simple ce qui favorisera l'inflammation du mélange de l'injection principale. Dans les cas présentés à la Figure 3.6, le calage de l'injection principale est fixe et par conséquent, plus le DT_{Pilote} est faible, plus la

combustion de l'injection pilote se produit près du PMH, accentuant son effet sur la pression et sur la température cylindre et par le fait même, son effet sur l'injection principale. La quantité injectée a également une influence sur le délai d'ignition en le réduisant avec l'augmentation de la durée d'injection. Naturellement, l'augmentation de la quantité injectée augmentera la quantité d'énergie libérée lors de la première injection et augmentera davantage la pression et la température dans le cylindre que pour une injection plus courte.

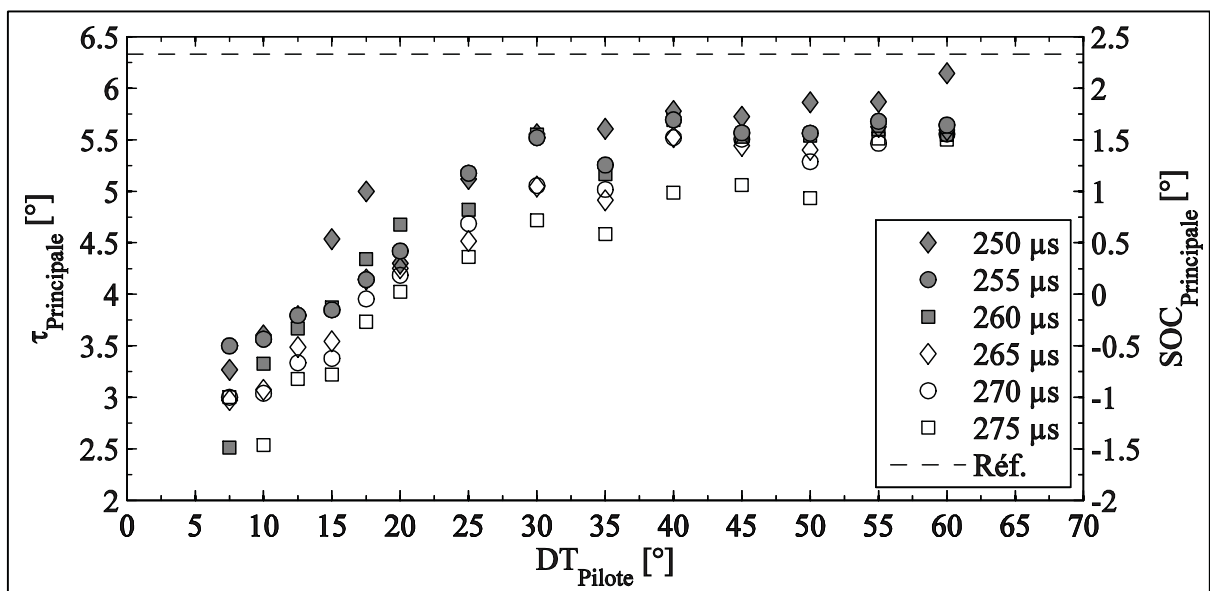


Figure 3.6 Effet de l'avance et de la durée de l'injection pilote sur le délai d'ignition principal et la position du début de la combustion principale

Il est intéressant d'ajouter que pour certains DT_{Pilote} précis, le délai d'ignition semble subir une baisse sans raison particulière d'un point de vue thermodynamique. Ces DT_{Pilote} sont les mêmes que soulevés précédemment, mais cette baisse est particulièrement visible pour des valeurs de 35° et 50° . Sachant que la quantité injectée ou le moment d'ouverture de l'injecteur peuvent être influencés par les phénomènes de pressions dans le système d'injection (Diez et Zhao, 2010), il est possible que ces changements ponctuels de délai d'ignition puissent être causés par une modification de la quantité de carburant injectée durant l'injection pilote. Si l'injection pilote injecte plus de carburant que prévu, le délai d'ignition de l'injection principale sera réduit comme ce qui est observé sur la Figure 3.6. Or, l'observation de la pression dans la ligne d'alimentation en carburant de l'injecteur sur la Figure 3.7 ne démontre aucune fluctuation de

pression importante au moment de l'injection pilote comparativement au moment de l'injection principale. Ceci laisse croire que pour des écarts entre les injections de 35 et 50°, l'injecteur s'ouvre plus rapidement lors de l'injection principale que pour les autres valeurs de DT_{Pilote} réduisant donc le délai d'ignition selon la définition utilisée dans ce travail. Une discussion sur le sujet est présentée à la section 5.7 du chapitre 5 de cette thèse.

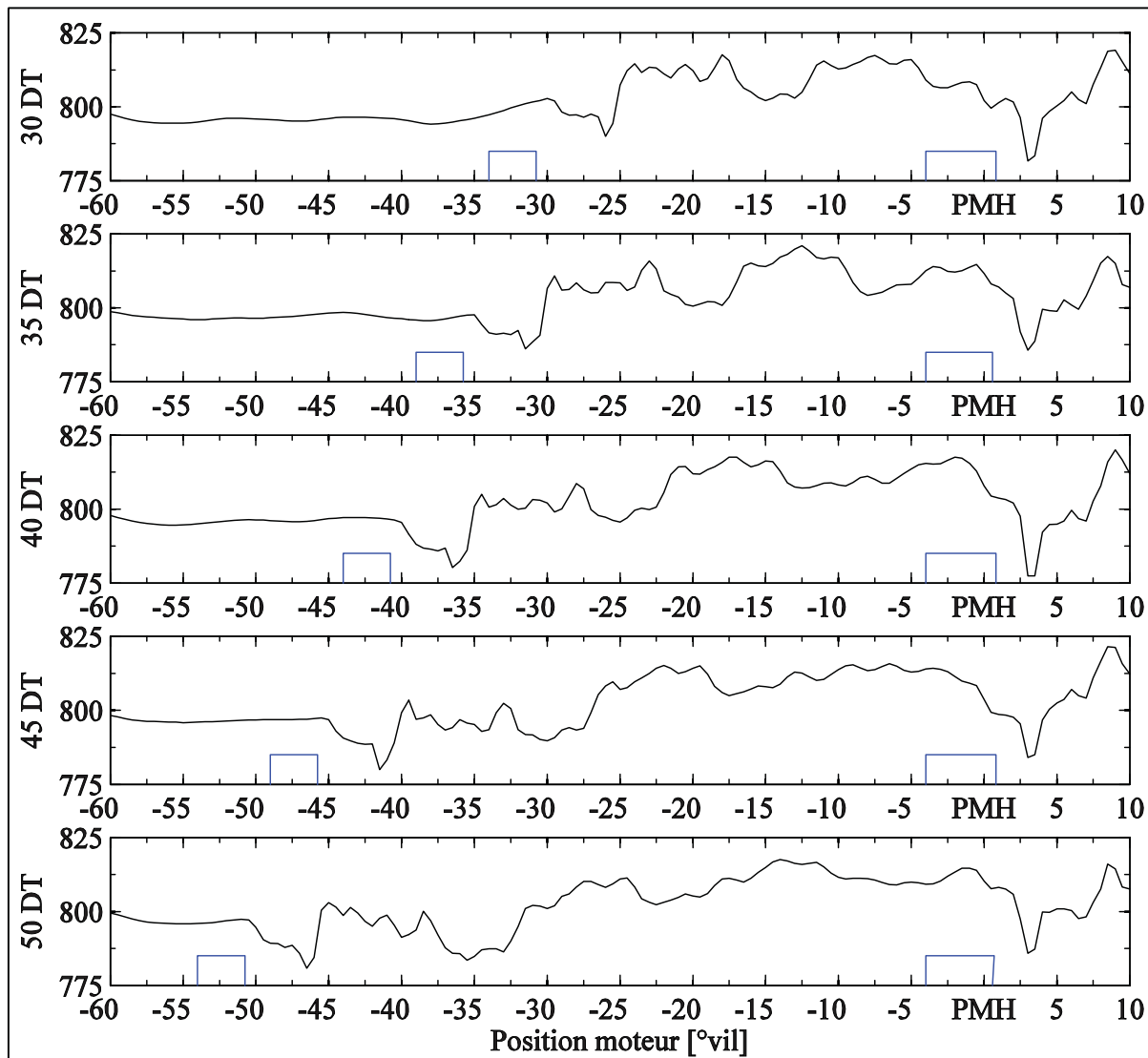


Figure 3.7 Impact du DT_{Pilote} sur la pression dans le tube d'alimentation en carburant

La Figure 3.8 permet de proposer une explication sur le comportement général du délai d'ignition en illustrant la quantité d'énergie dégagée par l'injection pilote, et ce pour toutes les

stratégies testées. La quantité d'énergie libérée par l'injection pilote augmente avec le ET_{Pilote} , particulièrement pour de faible DT_{Pilote} et un écart plus marqué est observé pour un ET_{Pilote} de 250 μs . Ce phénomène avait également été remarqué par Tanaka, Ando et Ishizaka (2002). L'impact du DT_{Pilote} jusqu'à une valeur de 20° est assez faible malgré l'apparence d'une légère diminution. Si une quantité d'énergie semblable est libérée pour une certaine plage de DT_{Pilote} , la température et la pression à la fin de la combustion de l'injection pilote seront proportionnelles à la position à laquelle la combustion a eu lieu. Donc, pour un faible DT_{Pilote} , la combustion de l'injection pilote se réalise plus près du PMH et une température et une pression supérieure seront obtenues réduisant davantage le délai d'ignition de l'injection principale. À partir d'un DT_{Pilote} de 25°, la quantité d'énergie dégagée par la combustion de l'injection pilote commence à diminuer, et ce pour toutes les stratégies. L'énergie libérée par un ET_{Pilote} de 250 μs passe en valeur négative ce qui signifie que le carburant absorbe une partie de l'énergie dans le cylindre pour s'évaporer sans toutefois s'enflammer.

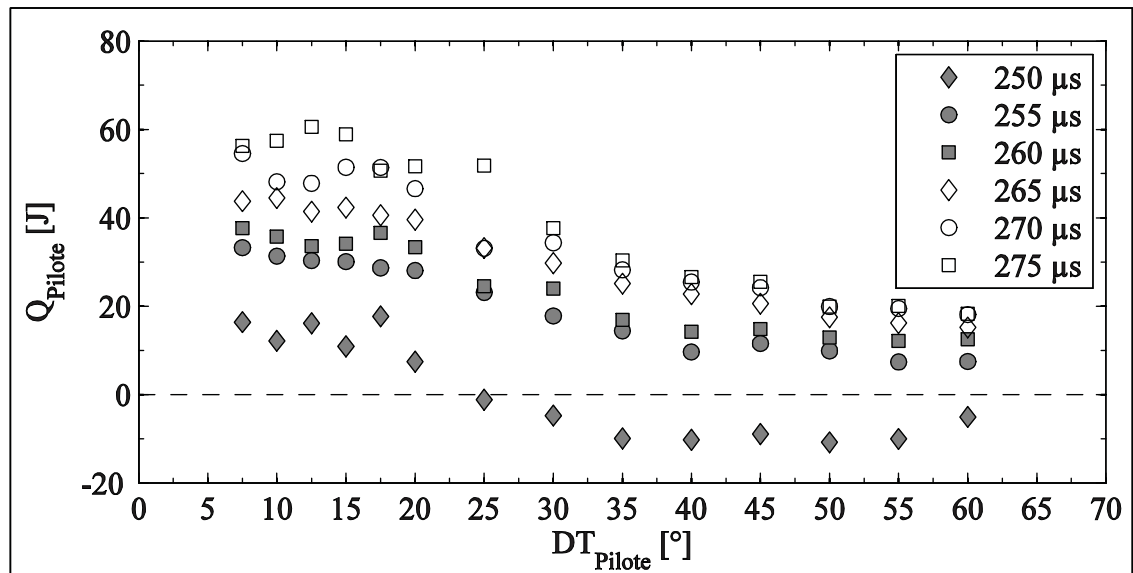


Figure 3.8 Effet du DT_{Pilote} et du ET_{Pilote} sur la quantité de chaleur dégagée avant l'injection principale

La diminution observée pour l'ensemble des cas peut être expliquée par deux hypothèses. Premièrement, l'augmentation du DT_{Pilote} signifie que l'injection se produira plus tôt durant la compression, à des conditions de pression et de température plus faibles. Puisque le délai

d'inflammation dépend de la pression et de la température, mais également du taux de mélange, le temps que prendra l'injection pilote pour s'enflammer augmentera avec l'augmentation du DT_{Pilote} . Le délai d'inflammation peut ultimement devenir assez long pour que le mélange devienne pratiquement homogène dans le cylindre et soit finalement trop pauvre pour soutenir une combustion complète. La deuxième hypothèse s'appuie également sur le fait que la pression et la température sont plus basses à grand DT_{Pilote} . L'angle de jet des injecteurs diesel est conçu afin de diriger les jets vers le bol du piston lorsqu'il se trouve à proximité du PMH. Lorsque l'injection se produit très tôt dans le cycle, les jets seront dirigés directement vers les parois du cylindre et se déplaceront d'autant plus loin que la densité de l'air dans le cylindre est beaucoup plus faible. Ceci entraîne un mouillage des parois par une fraction du carburant injecté durant l'injection pilote et qui ne brûle pas, expliquant possiblement l'augmentation de PM observée à la Figure 3.5. L'oxydation des injections avec un calage avancé (DT_{Pilote} élevé) se produit néanmoins puisque la quantité d'énergie dégagée est positive. Elles contribuent ainsi à la réduction du délai d'ignition de l'injection principale comme observée sur la Figure 3.6. En effet, bien que la combustion soit moins intense, la température et la pression dans le cylindre sont tout de même plus élevées que si aucune injection pilote n'avait eu lieu. Dans le cas des injections pilotes d'une durée de 250 μs avec des DT_{Pilote} supérieurs à 25°, la diminution du délai d'ignition peut être expliquée par le fait que, bien que la combustion ne soit pas apparente, le temps de résidence du carburant dans un milieu à haute température et pression permet la création de radicaux précurseurs à la combustion qui accéléreront le démarrage de la combustion pour l'injection principale (Alkidas, 2007; Koyanagi *et al.*, 1999). Ces résultats montrent que le délai d'ignition de l'injection principale, et par le fait même la position de la combustion principale sont étroitement liés au calage et à l'intensité de l'injection pilote.

Comme rapporté par de nombreux auteurs (Badami, Millo et D'Amato, 2001; Herfatmanesh *et al.*, 2013; Tanaka, Ando et Ishizaka, 2002), le délai d'ignition joue un rôle sur la phase prémélangée de la combustion. En effet, si le délai d'ignition est réduit, la quantité de chaleur dégagée durant la phase prémélangée doit normalement être réduite puisque moins de temps est disponible pour la préparation d'un mélange homogène. Une quantité plus faible de carburant prémélangé s'enflammera donc et la portion de diffusion de la combustion se verra

plus importante par la suite. La Figure 3.9 montre l'impact du délai d'ignition sur la valeur maximale du dégagement de chaleur de l'injection principale qui représente l'importance de la combustion prémélangée. Tout d'abord, pour l'ensemble des cas, la valeur maximale du dégagement de chaleur est inférieure au cas de l'injection simple de référence puisque les délais d'ignitions sont plus courts que pour l'injection simple. Il est également possible d'observer que, plus le délai d'ignition est important, plus l'intensité de la combustion prémélangée est importante. La durée de l'injection pilote ne semble pas avoir une influence importante sur la quantité de chaleur dégagée maximale ($dQ/d\theta_{\max}$) en combustion prémélangée puisque les points sont confondus pour les DT_{Pilote} inférieurs à 18° . Dans le cas des DT_{Pilote} supérieurs à 18° , la valeur de $dQ/d\theta_{\max}$ n'est pas fortement liée à la durée d'activation sauf pour le ET de $275 \mu\text{s}$. En utilisant les résultats du délai d'ignition (Figure 3.6) et ceux de la Figure 3.9, il est remarqué que pour un délai d'ignition inférieur à 4° , la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur est constante et correspond à une combustion avant le PMH. Lorsque le délai d'ignition est supérieur à 4° , la combustion se produit après le PMH. Dans ces situations, une augmentation graduelle du taux de dégagement de chaleur maximum est remarquée et des variations plus importantes de $dQ/d\theta_{\max}$ sont observables.

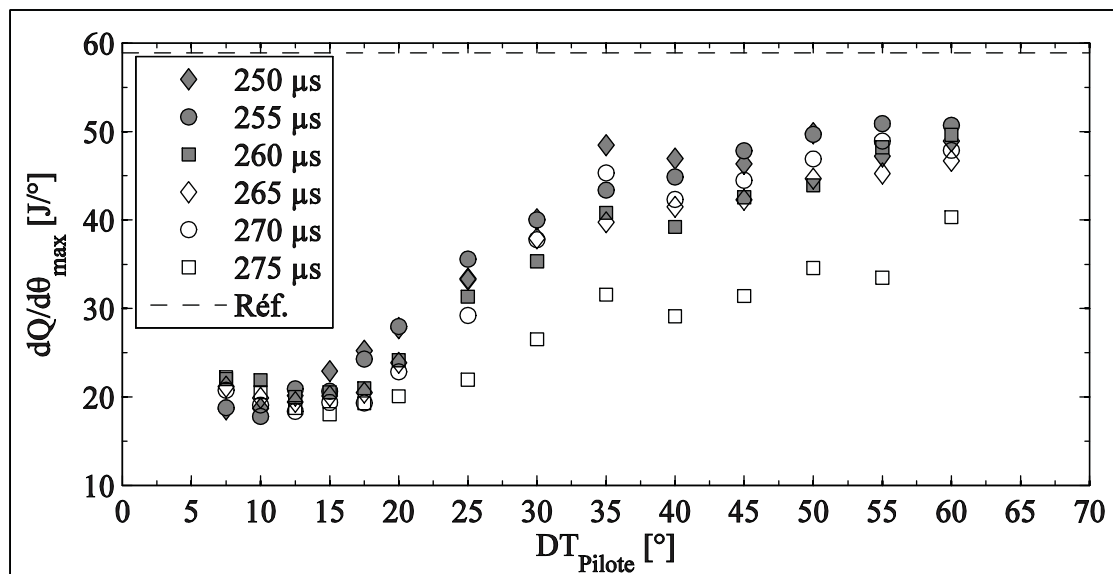


Figure 3.9 Effet du DT_{Pilote} et du ET sur le $dQ/d\theta_{\max}$ de l'injection principale

Normalement, plus la combustion prémélangée est importante, plus la quantité de NO_x produit sera élevée puisque la température dans le cylindre sera plus élevée. Les PM seront influencées en sens inverse puisque la réduction de la phase de diffusion et les plus hautes températures favoriseront leur oxydation. Il serait donc normal de s'attendre à ce que plus le délai d'ignition est long, plus la quantité de NO_x soit élevée et moins de PM soient produites. Or, dans le cas observé ici, plus le $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ est élevé, plus le délai d'ignition est long et plus la phase prémélangée est grande alors qu'au niveau des polluants, les NO_x sont réduits et les PM augmentent. Un autre paramètre que l'intensité du dégagement de chaleur de l'injection principale entre donc en jeu et l'étude de trois durées d'injections spécifiques permet de préciser sur le sujet. Les cas des ET de 250, 260 et 275 μs sont donc étudiés en détail en s'attardant à l'historique du dégagement de chaleur dans le cycle ainsi qu'au profil du dégagement de chaleur. Pour chacune des stratégies, la Figure 3.10 montre l'intensité du dégagement de chaleur ainsi que les émissions polluantes y étant associées comparé au cas de référence alors que la Figure 3.11 illustre les profils des taux de dégagement de chaleur.

L'analyse des Figures 3.10 et 3.11 permet de confirmer certaines explications. Par exemple, plus le $\text{ET}_{\text{Pilote}}$ est long et donc plus la quantité injectée est importante, plus le dégagement de chaleur associé à cette injection est important. Ceci est observé par la couleur plus claire du taux de dégagement de chaleur au niveau de l'injection pilote sur la Figure 3.10 (droite) et par son profil de dégagement d'énergie sur la Figure 3.11. À partir d'un $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ supérieur à 20°, la combustion de l'injection pilote commence à diminuer d'intensité très rapidement pour finalement ne plus être visible pour un $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ plus important. L'augmentation du $\text{ET}_{\text{Pilote}}$ et la réduction du $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ entraînent une réduction du délai d'ignition ainsi qu'une réduction de la valeur du $dQ/d\theta_{\text{max}}$ de l'injection principale. Ceci est visible sur la Figure 3.10 puisque l'apparition de la combustion principale se fait plus tôt avec un $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ plus court et parce que l'échelle de couleur montre une diminution de l'intensité de $dQ/d\theta$ avec la réduction du $\text{ET}_{\text{Pilote}}$ et du $\text{DT}_{\text{Pilote}}$. La Figure 3.11 illustre très bien la réduction du taux de dégagement de chaleur en combustion prémélangée jusqu'au moment où il est très difficile de discerner la combustion prémélangée de la combustion de diffusion. Par conséquent, sachant qu'une réduction de la combustion prémélangée est habituellement associée à une réduction des NO_x et à une

augmentation des PM (Badami, Millo et D'Amato, 2001), un autre paramètre intervient donc afin d'expliquer les résultats de NO_x et de PM observés précédemment.

L'observation des trois ET montrés aux Figures 3.10 et 3.11 permet d'obtenir quelques informations supplémentaires susceptibles d'améliorer la compréhension des résultats. Pour le cas d'un $\text{ET}_{\text{Pilote}}$ de 250 μs , l'influence de l'injection pilote sur les émissions polluantes est minime. Une légère augmentation des NO_x est observée à faible $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ et une réduction intéressante des PM est observée pour des $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ d'une valeur inférieure à 20° (Figure 3.10, haut, gauche). L'augmentation spontanée des NO_x peut être associée à deux choses, soit l'avancement de la combustion de la principale ou la contribution de l'injection pilote à la formation des NO_x . Pour la première hypothèse, le début de la combustion de l'injection principale pour un $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ de 7.5° est détecté à 0.73° avant le PMH (Figure 3.10, haut, droite et Figure 3.11, haut) ce qui signifie que la combustion principale se produira dans un environnement à plus haute pression et à plus haute température que pour l'injection simple. Cependant, comme le montre la Figure 3.11 (haut) pour ce cas précis, le taux de dégagement de chaleur de l'injection principale est tellement faible qu'il est difficile d'associer la hausse des NO_x uniquement à la combustion de l'injection principale. Il en est donc déduit que l'injection pilote, par sa combustion de type prémélangée, peut contribuer de façon substantielle à l'augmentation des NO_x . Au niveau de la réduction des émissions de PM, une réduction de la durée d'activation de l'injection principale afin de conserver une charge constante peut expliquer la baisse des PM par la diminution de la phase de combustion de diffusion. À $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ plus élevé, l'intensité de la combustion principale est beaucoup plus élevée, mais toujours inférieure à l'injection simple. L'injection pilote, même lorsqu'éloignée, réduit le délai d'ignition et la combustion de l'injection principale se produit plus près du PMH que lors de l'injection simple. Il y a donc combinaison d'une réduction du taux de dégagement de chaleur et d'avancement de la combustion dans le cycle par rapport au cas de référence. Le résultat net au niveau des polluants pour cette durée d'activation à $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ plus élevé est pratiquement neutre, laissant croire que l'augmentation des NO_x normalement associée à une combustion plus précoce dans le cycle est atténuée par la diminution du taux de dégagement de chaleur dans le cas de l'injection double.

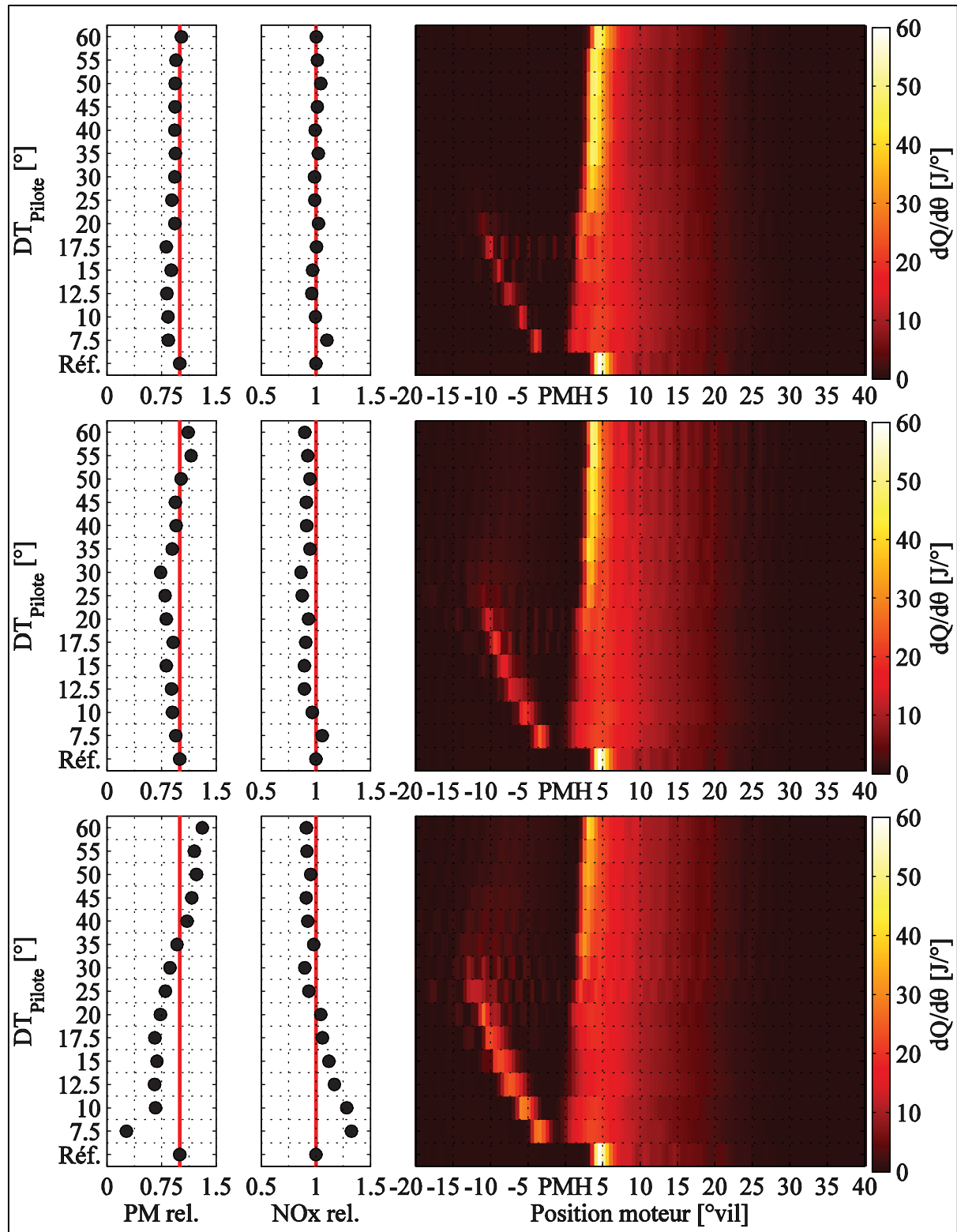


Figure 3.10 Polluants et intensité du taux de dégagement de chaleur pour différents ET_{Pilote} (250, 260 et 275 μs de haut en bas)

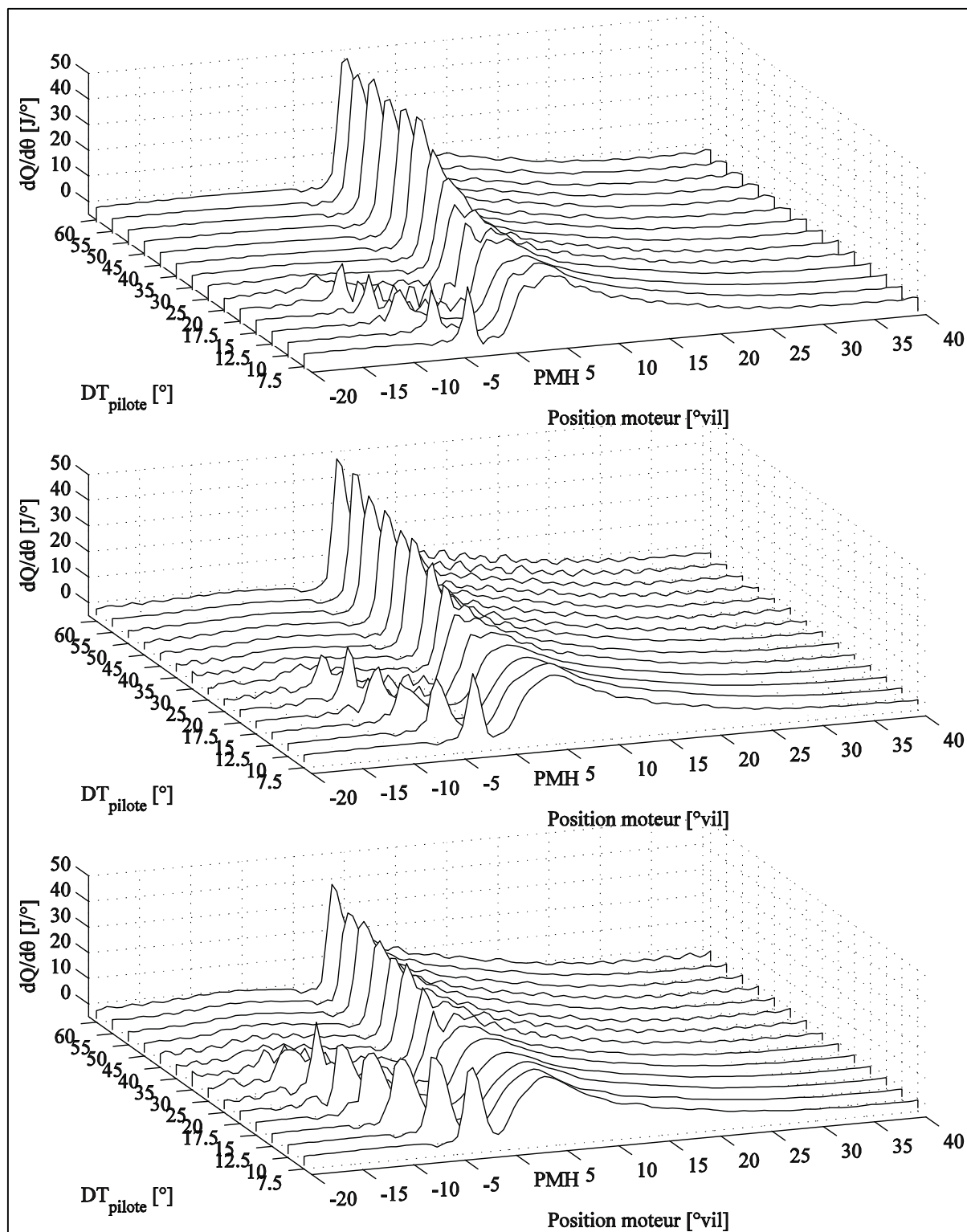


Figure 3.11 Profil des taux dégagements de chaleur pour différents ET_{Pilote} (250, 260 et 275 μs de haut en bas)

Pour le cas d'une durée d'activation de 260 μs (Figure 3.10, centre, et Figure 3.11, centre), une diminution graduelle des PM et des NO_x avec de faibles $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ est observée jusqu'à ce que les NO_x semblent se stabiliser alors que les PM se détériorent pour des $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ supérieurs à 45° . Une augmentation spontanée des émissions de NO_x est encore observable pour un $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ de 7.5° alors que le début de la combustion principale est détecté à 1.49° avant le PMH. La combustion principale débute donc encore près du PMH, mais sa valeur maximale est très lente à atteindre comme le montre la Figure 3.11. Par conséquent, l'augmentation des NO_x observée pour ce point peut encore une fois difficilement être reliée à la combustion principale et est possiblement le résultat d'une combustion prémélangée plus intense de l'injection pilote. Avec l'augmentation du $\text{DT}_{\text{Pilote}}$, l'intensité de la combustion de l'injection pilote diminue graduellement puisqu'elle se produit plus tôt dans le cycle, mais devance tout de même la combustion principale. Cette dernière se produit plus près du PMH comparativement à la stratégie de référence, mais la portion prémélangée a été réduite, car le temps disponible au mélange air-carburant de l'injection principale a été diminué. Par conséquent, la combustion est moins intense qu'en injection simple et la température globale dans le cylindre sera plus faible. Ceci explique la diminution de la quantité de NO_x produit. Au niveau des PM, la réduction de la quantité de carburant injectée dans l'injection principale peut expliquer la réduction observée, car la portion de diffusion de la combustion sera diminuée. À partir d'un $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ de 30° , la détérioration des émissions de PM peut s'expliquer par l'incapacité de l'injection pilote d'offrir un dégagement de chaleur acceptable ce qui a pour conséquence une augmentation de la phase de combustion de diffusion de l'injection principale.

Pour le cas extrême d'un $\text{ET}_{\text{Pilote}}$ de 275 μs , la tendance au niveau des polluants est plus accentuée. Les stratégies avec un faible $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ produisent plus de NO_x et moins de PM alors que pour un $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ élevé, la quantité de NO_x produit est plus faible, mais plus de PM sont produites. L'hypothèse précédente concernant la participation de l'injection pilote à la production des NO_x est confirmée pour les faibles $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ de cette durée d'activation. En effet, pour un $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ de 7.5° , le début de combustion de l'injection principale est détecté à 1° avant le PMH (Figure 3.10, bas), soit pratiquement au même moment que pour le cas de 250 μs (Figure 3.10, haut) et la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur dans le cas d'un

ET_{Pilot} de 275 μs est supérieure d'environ 0.7 J/°, soit 3.3%, à celle du cas d'un ET_{Pilot} de 250 μs . Cette différence est insuffisante pour expliquer la variation des émissions de NO_x et confirme donc que l'augmentation des NO_x rencontrée pour un faible DT_{Pilot} pour une durée d'activation de 275 μs est causée par la combustion de l'injection pilote (Goldwine et Sher, 2009; Herfatmanesh et Zhao, 2014). L'augmentation du DT_{Pilot} réduit progressivement la quantité de NO_x (Figure 3.10, bas, gauche) produit, car la quantité de chaleur dégagée par l'injection pilote diminue (Figure 3.10, bas, droite) et la position de la combustion dans le cycle ne permet pas d'obtenir des pressions et des températures supérieures au cas de très faible DT_{Pilot} . Les émissions de PM varient de façon contraire à celles de NO_x , car la haute température présente dans le cylindre favorise l'oxydation des PM et la durée de l'injection principale est réduite, ainsi que la phase de diffusion, afin de conserver une charge constante. Lorsque le DT_{Pilot} augmente, ces deux effets diminuent progressivement et la quantité de PM augmente. Lorsque l'injection pilote s'effectue tôt dans le cycle, soit pour un DT_{Pilot} supérieur à 30°, il a déjà été mentionné qu'elle ne brûle pas aussi intensément ou tout simplement pas. Elle affectera tout de même le délai d'ignition de l'injection principale qui sera plus court et la combustion se produira plus près du PMH. Cependant, le taux de dégagement de chaleur reste insuffisant pour dépasser la température atteinte lors de l'injection simple et la quantité de NO_x produite reste inférieure à la quantité du cas de référence. Une augmentation non négligeable des PM est cependant observée pour les cas de DT_{Pilot} supérieurs à 40° et ce comportement peut s'expliquer en s'intéressant à d'autres polluants.

En effet, il serait normal de s'attendre à une augmentation des PM si la combustion principale était accompagnée d'une phase de diffusion plus importante et si la phase prémélangée était très faible. Or, comme le montrent les Figures 3.10 et 3.11, plus le DT_{Pilot} augmente, plus la phase prémélangée est intense. De plus, la durée d'activation de l'injection principale est toujours inférieure au cas de l'injection simple afin de conserver une charge constante ce qui laisse croire que la phase de diffusion de l'injection principale devrait être moins importante que dans le cas de l'injection simple. Il est donc justifié de croire que l'augmentation des PM est exclusivement causée par l'injection pilote. La Figure 3.12 permet d'appuyer l'hypothèse selon laquelle l'injection pilote est responsable de l'augmentation des PM à DT_{Pilot} élevé. En

effet, à partir d'un $DT_{Piloté}$ de 25° , une augmentation marquée de la quantité de THC et de CO est observable et l'augmentation de la durée d'activation, et donc de la quantité injectée, accentue la production de ces polluants.

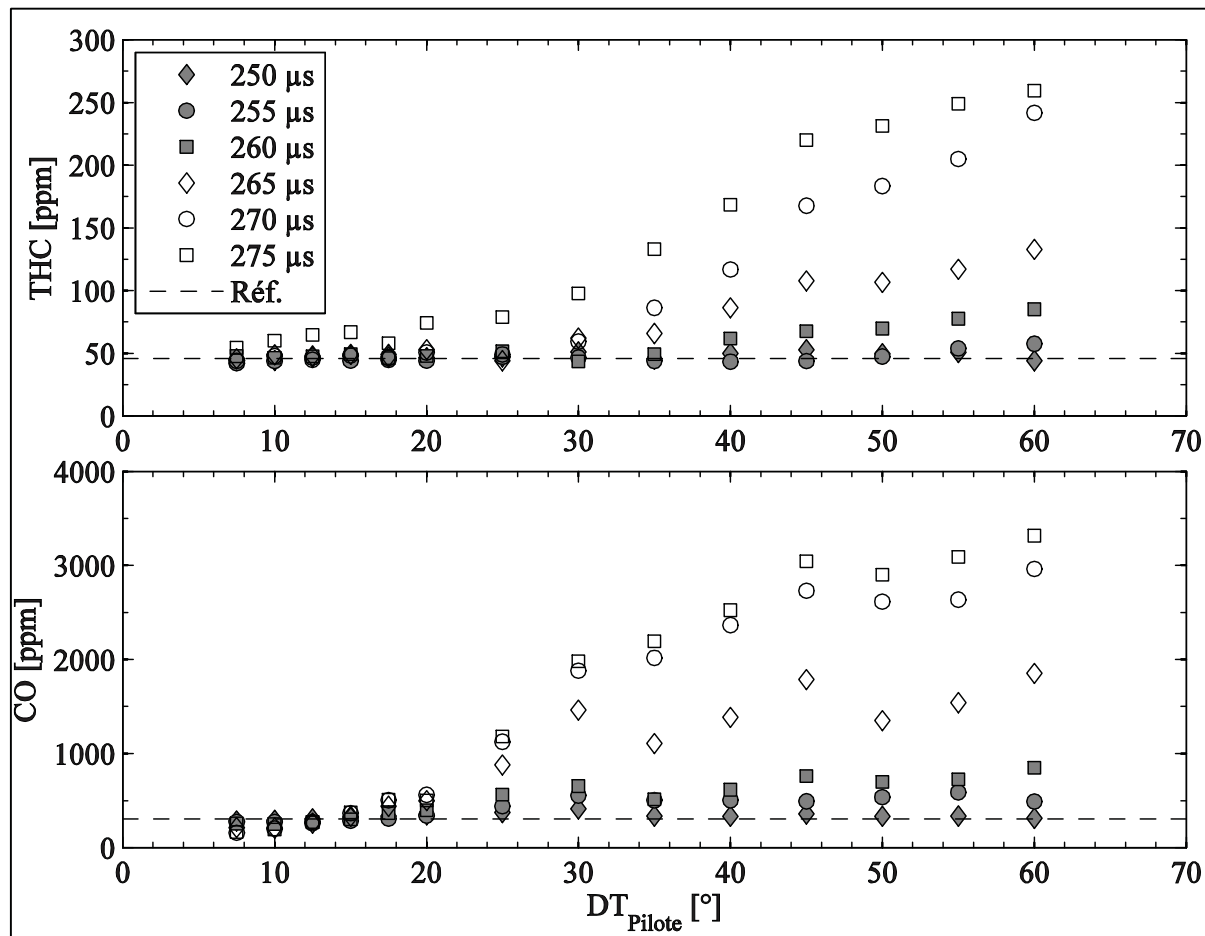


Figure 3.12 Effet de l'injection pilote sur les THC et le CO

Sachant que la production de THC et de CO est principalement influencée par la qualité du mélange et considérant que la combustion de l'injection pilote à $DT_{Piloté}$ élevé n'est pas toujours détectée, il est logique d'en déduire que le carburant injecté trop tôt ne brûle pas ou seulement partiellement. Comme il a été mentionné plus tôt, deux raisons sont susceptibles de nuire à la combustion d'une injection pilote trop précoce : le mouillage des parois par une injection dans un milieu de faible densité ou un appauvrissement trop important du mélange causé par le temps de résidence trop long avant l'ignition. Or, le mouillage des parois est connu

pour augmenter la quantité de THC sans pour autant influencer de manière importante le CO (Leung, Luo et Chan, 2006). La deuxième hypothèse semble donc avoir une importance significative puisque la quantité de CO est également influencée. Ceci permet de supposer qu'une injection pilote très précoce crée un mélange globalement pauvre qui peut brûler partiellement, engendrant une production significative de CO et de THC. La production supplémentaire de PM peut ensuite être expliquée en faisant l'hypothèse que l'injection principale se fait dans un mélange qui était trop pauvre en carburant pour entretenir une combustion intense, mais contenant des gaz brûlés causant un manque local en oxygène et favorisant la formation des PM (Bruneaux, 2009; Tanaka, Ando et Ishizaka, 2002). La température du cylindre durant la combustion principale sera également diminuée par cet effet ce qui nuit à l'oxydation des PM. Sachant que la combustion à faible température est caractérisée par une augmentation du ratio des NO_2 sur les NO_x (Benajes *et al.*, 2014), la Figure 3.13 vient appuyer l'hypothèse posée précédemment. En effet, il est clair que le ratio augmente graduellement avec l'augmentation du $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ ainsi qu'avec l'augmentation de la durée d'activation de l'injection pilote.

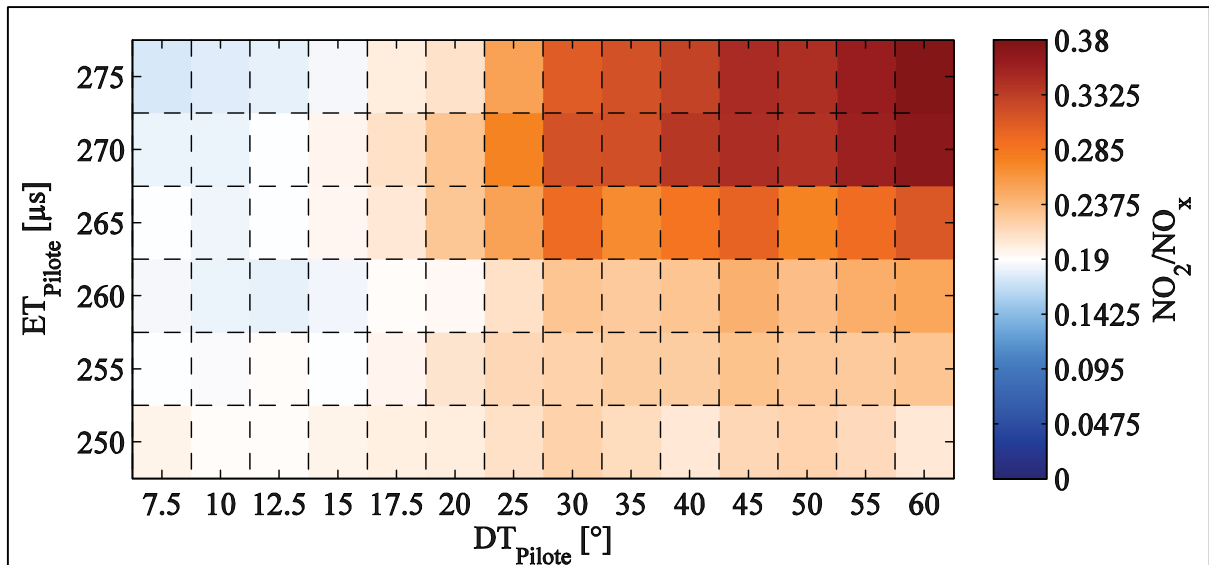


Figure 3.13 Impact du calage et de la durée de l'injection pilote sur le rapport NO_2/NO_x

L'augmentation de l'effet de l'injection pilote sur les PM avec l'augmentation du $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ peut être expliquée par la nécessité d'augmenter la durée d'activation de l'injection principale avec

l'augmentation du DT_{Pilote} . En effet, afin de conserver une PMEF de 2 bars, la durée d'activation de l'injection principale est augmentée graduellement avec l'augmentation du DT_{Pilote} . Le résultat est une augmentation marquée de la CSC avec l'augmentation du DT_{Pilote} et de la durée d'activation de l'injection pilote, comme le montre la Figure 3.14.

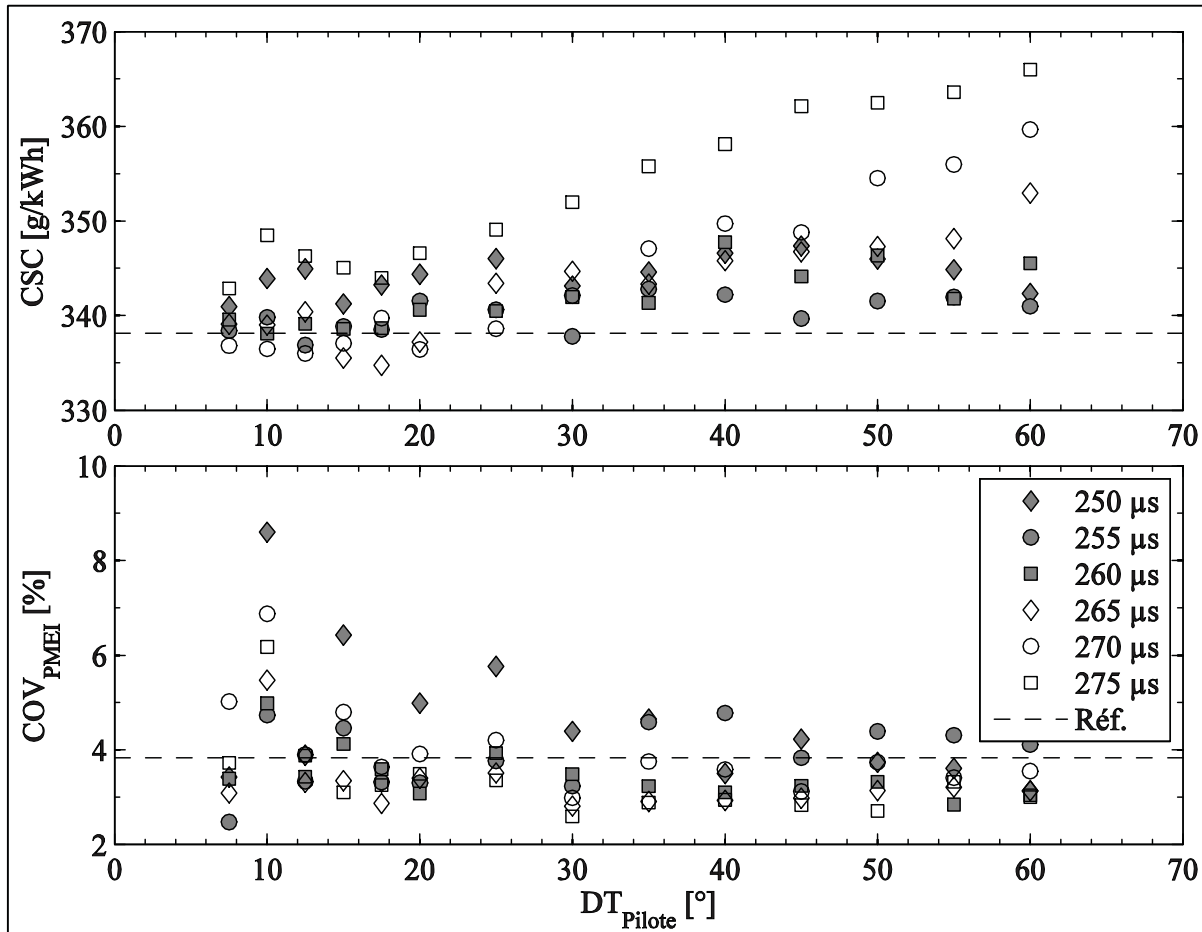


Figure 3.14 Impact de l'injection pilote sur la CSC et le COV_{PMEI}

Afin de sélectionner une durée d'activation ainsi que les écarts entre les injections adéquats pour la suite des tests en injection double, une synthèse de l'analyse précédente est nécessaire. Une diminution simultanée des émissions de NO_x et des PM par rapport à l'injection simple de référence a été observée principalement pour des durées d'activations de 260 à 275 μs . Pour ces durées d'activation, la plage de DT_{Pilote} permettant une réduction simultanée des NO_x et des PM est importante pour un ET_{Pilote} de 260 μs et est très mince pour un ET_{Pilote} de 275 μs .

Un calage d'injection trop près de l'injection principale aura un effet négatif sur la production de NO_x , car elle contribuera elle-même à une production non négligeable de ce polluant puisque située trop près du PMH. Cet effet est accentué par l'augmentation de la durée d'injection, mais l'impact sur les PM est positif, car une injection pilote très près de l'injection principale contribuera davantage au travail produit et réduira fortement la durée d'injection principale nécessaire au maintien de la charge. Globalement, la combustion sera d'une température plus élevée et l'injection principale sera plus courte, diminuant la quantité de PM produites. À partir d'un calage de l'injection pilote de 25° de $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ et d'une durée d'activation de $265 \mu\text{s}$, l'augmentation de ces paramètres cause une augmentation non négligeable des PM, des THC et du CO en plus d'une augmentation du ratio des NO_2 sur les NO_x . Ces augmentations sont causées par le fait que le délai d'ignition de l'injection pilote est trop important, ce qui laisse trop de temps à la formation d'un mélange trop pauvre pour brûler convenablement. Cet effet est accentué par l'augmentation de la durée d'activation malgré le fait qu'une durée d'injection plus longue permet d'augmenter l'avance de l'injection pilote à laquelle une combustion sera visible. Pour de faibles $\text{DT}_{\text{Pilote}}$, la CSC est détériorée pour les durées d'activation de $250 \mu\text{s}$ et $275 \mu\text{s}$ et se dégrade pour de long $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ particulièrement pour des durées d'activation de $270 \mu\text{s}$ et $275 \mu\text{s}$. Finalement, le COV_{PMEI} est particulièrement mauvais lorsque le $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ est faible avec une durée d'activation de $250 \mu\text{s}$ indiquant une variabilité de combustion cycle à cycle élevée. Par conséquent, une durée d'activation de $260 \mu\text{s}$ est sélectionnée pour la suite des tests en injection double. De plus, un $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ supérieur à 30° est jugé comme détériorant les émissions polluantes.

3.3 Injection double : injection principale variable

Maintenant que les effets de la durée de l'injection pilote et du $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ sont mieux compris, la seconde série de tests en injection double permet d'observer l'effet du calage d'une stratégie dans le cycle ainsi que l'effet du $\text{DT}_{\text{Pilote}}$ lors de ce calage. Cette section vise à sélectionner une stratégie d'injection double permettant d'obtenir une réduction simultanée des émissions de NO_x et des PM. La durée d'activation sélectionnée précédemment est de $260 \mu\text{s}$ et le Tableau 3.3 présente les autres paramètres des tests. L'injection pilote est maintenue à un $\text{DT}_{\text{Pilote}}$

constant et le calage de l'injection principale est varié de 4° avant le PMH à 6° après le PMH. Le DT_{pilote} est par la suite modifié afin de voir son impact en fonction du calage de l'injection principale sur les émissions polluantes.

Tableau 3.3 Paramètres des stratégies d'injection double pour l'étude du calage dans le cycle

SOE_{principale}	4° avant le PMH à 6° après le PMH
ET_{principale}	Ajusté pour 2 bars de PMEF
DT_{pilote}	5° à 30° par incrément de 5°
SOE_{pilote}	Selon $\theta_{\text{principale}}$ et DT_{pilote}
ET_{pilote}	260 μs

Les résultats des émissions de NO_x sont illustrés à la Figure 3.15 comparativement à l'injection simple de référence. Aucune augmentation notable de la quantité de NO_x n'est obtenue sauf pour un cas spécifique de l'injection principale la plus avancée et du DT_{pilote} le plus faible. Retarder l'injection principale ainsi qu'augmenter le DT_{pilote} réduit les NO_x de façon significative. En ce qui concerne les émissions de PM, la Figure 3.16 permet d'observer l'impact des stratégies étudiées dans cette section en comparaison avec l'injection simple de référence. En général, un effet contraire aux émissions de NO_x est obtenu lorsque l'injection principale est retardée, soit une augmentation des PM émises. Une réduction est tout de même observée pour des calages d'injection principale de 4° avant le PMH à 4° après le PMH. La variation du DT_{pilote} à un effet différent sur les PM produites dépendant du calage de l'injection principale. En effet, aucune tendance particulière n'est visible pour les injections principales avancées alors que pour un SOE de 6° après le PMH, une augmentation du DT_{pilote} diminue initialement les émissions de PM jusqu'à un minimum avant de les augmenter.

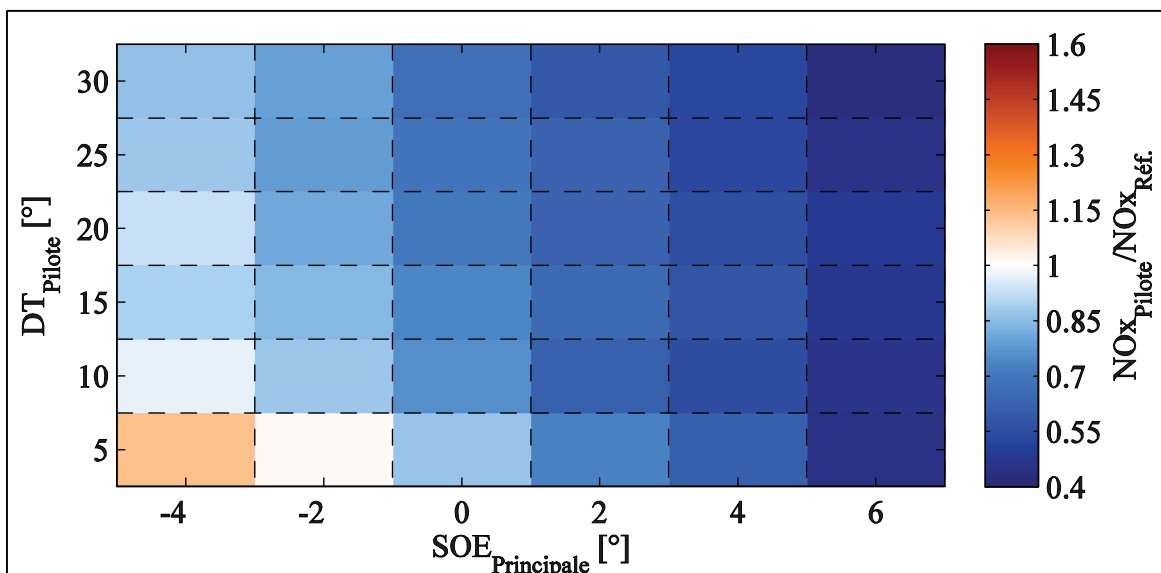


Figure 3.15 Variation des émissions de NO_x selon le calage de l'injection principale et le DT de l'injection pilote par rapport à l'injection simple

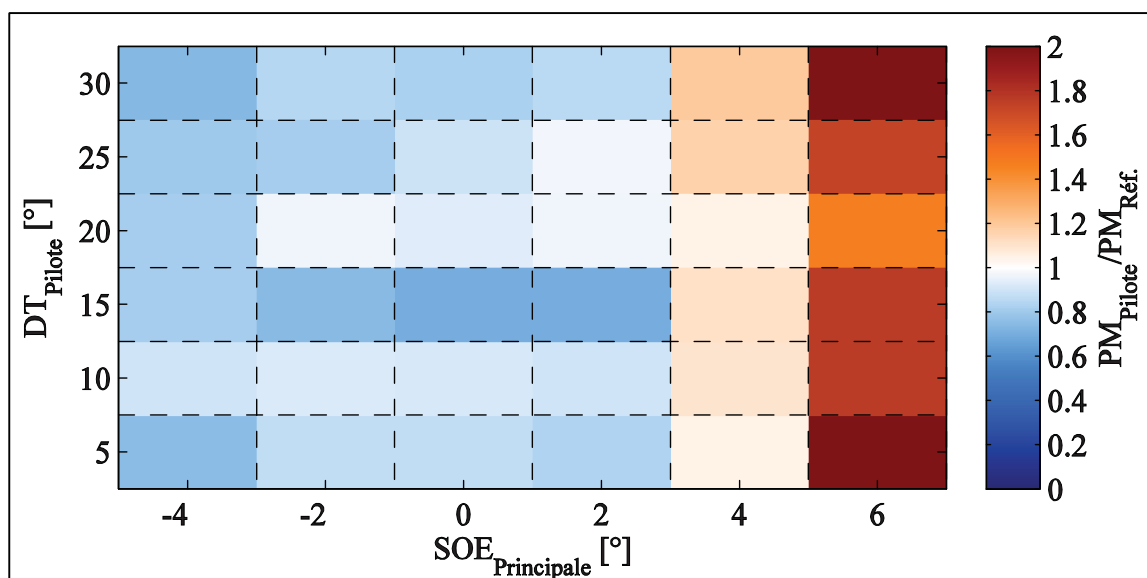


Figure 3.16 Variation des émissions de PM selon le calage de l'injection principale et le DT de l'injection pilote par rapport à l'injection simple

L'effet de ces différentes stratégies sur l'apparition de la combustion de l'injection principale est illustré à la Figure 3.17 et comparé à la fois à tous les tests en injection simple ainsi qu'à l'injection de référence. Il est évident que l'utilisation de l'injection pilote permet de devancer

le début de la combustion de l'injection principale ce qui indique une réduction du délai d'ignition. L'augmentation du $DT_{Piloté}$ réduit l'impact de l'injection pilote en retardant le début de la combustion par rapport à un $DT_{Piloté}$ faible, pareillement à ce qui avait été observé pour les tests à injection principale fixe. En retardant le calage de l'injection principale, pour les $SOE_{Principale}$ testés, l'influence de l'injection pilote est plus importante puisque les débuts de combustion sont plus près du PMH que pour l'injection simple. Ce comportement s'explique par le fait qu'en injection simple, l'injection plus tardive se fait dans un milieu où la température et la pression sont plus faibles, avec pour conséquence une évaporation plus lente et un délai d'ignition plus long. L'utilisation de l'injection pilote modifie les conditions thermodynamiques dans le cylindre permettant une évaporation plus rapide et une inflammation plus rapide du mélange. Lorsque l'injection simple se fait peu avant le PMH, les conditions sont optimales afin de favoriser l'inflammation rapide du mélange et par conséquent l'injection pilote n'a qu'une influence modérée qui se traduit par une réduction d'un degré vilebrequin du SOC.

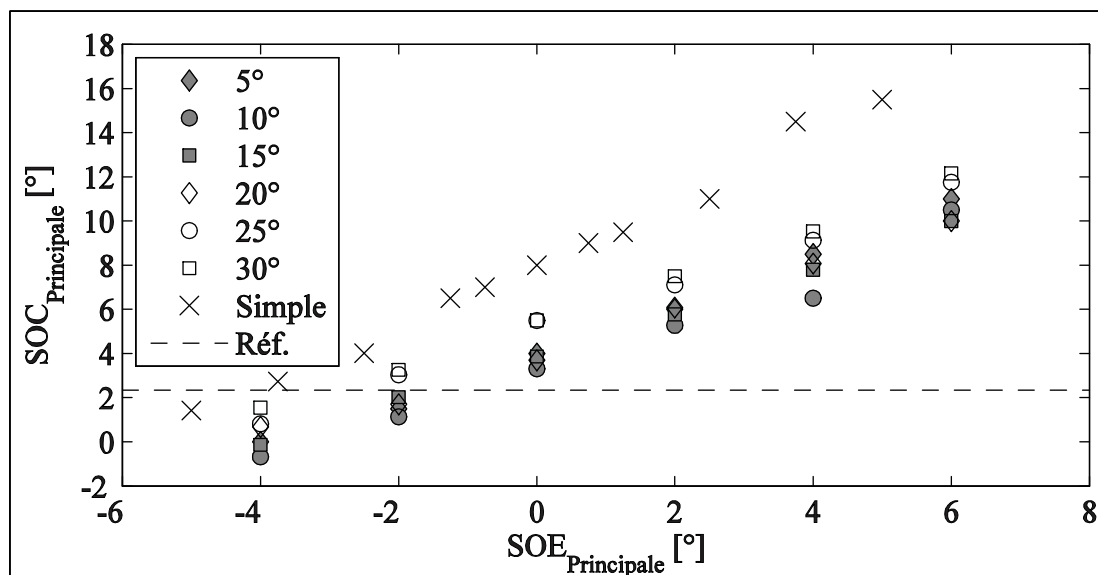


Figure 3.17 Influence du $SOE_{Principale}$ et du $DT_{Piloté}$ sur le $SOC_{Principale}$

La Figure 3.18 illustre l'impact du SOE de l'injection principale et du $DT_{Piloté}$ de l'injection pilote sur la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur par rapport à l'injection simple de référence. Une réduction marquée est observée pour tous les cas et cette réduction augmente

avec la diminution du $DT_{Piloté}$ sauf pour le cas d'un $DT_{Piloté}$ de 5° , cas particulier dont il sera question un peu plus loin. De plus, une très légère augmentation de la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur est visible en retardant le SOE. Ceci s'explique par une légère augmentation du délai d'ignition avec le retard de l'injection principale pour les mêmes raisons que lors de l'injection simple retardée. Ces résultats concordent avec ce qui a déjà été observé par Park, Kook et Bae (2004)

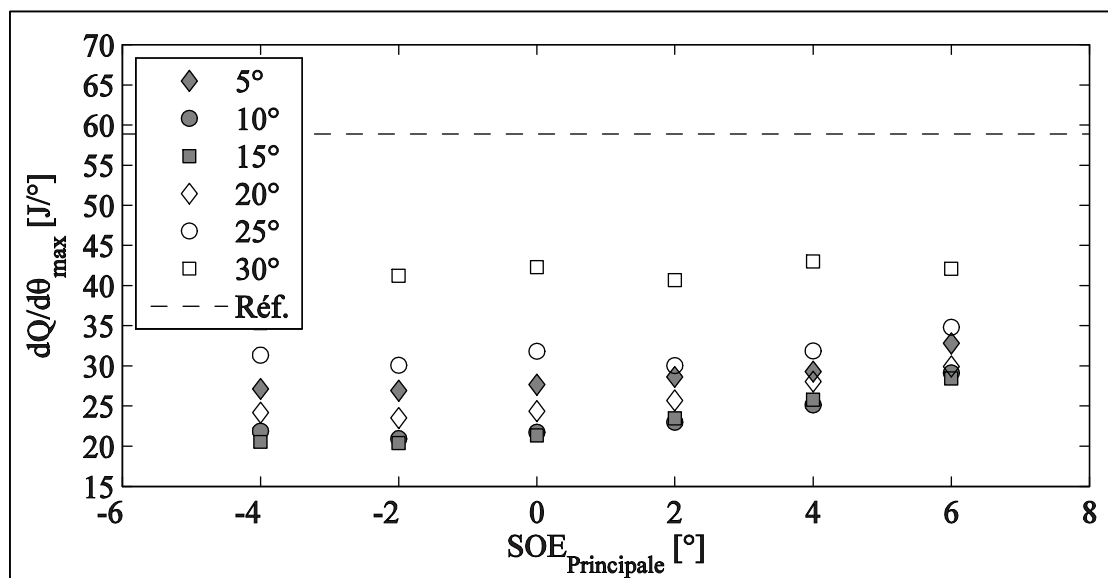


Figure 3.18 Influence du $SOE_{Principale}$ et du $DT_{Piloté}$ sur la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur de l'injection principale.

La sélection d'une stratégie d'injection adéquate ne peut se faire uniquement grâce à ces observations préliminaires bien qu'une réduction simultanée soit observée pour plusieurs stratégies aux Figures 3.15 et 3.16. Afin de mieux comprendre les phénomènes affectant les émissions de NO_x et de PM, l'analyse des cas particuliers de $DT_{Piloté}$ de 5° , 15° et 25° est effectuée. La Figure 3.19 présente l'intensité du taux de dégagement de chaleur pour toutes les stratégies de chaque $DT_{Piloté}$ accompagnées de leurs émissions respectives comparées à l'injection simple de référence et la Figure 3.20 illustre les profils du taux de dégagement de chaleur qui permettent de voir des détails supplémentaires.

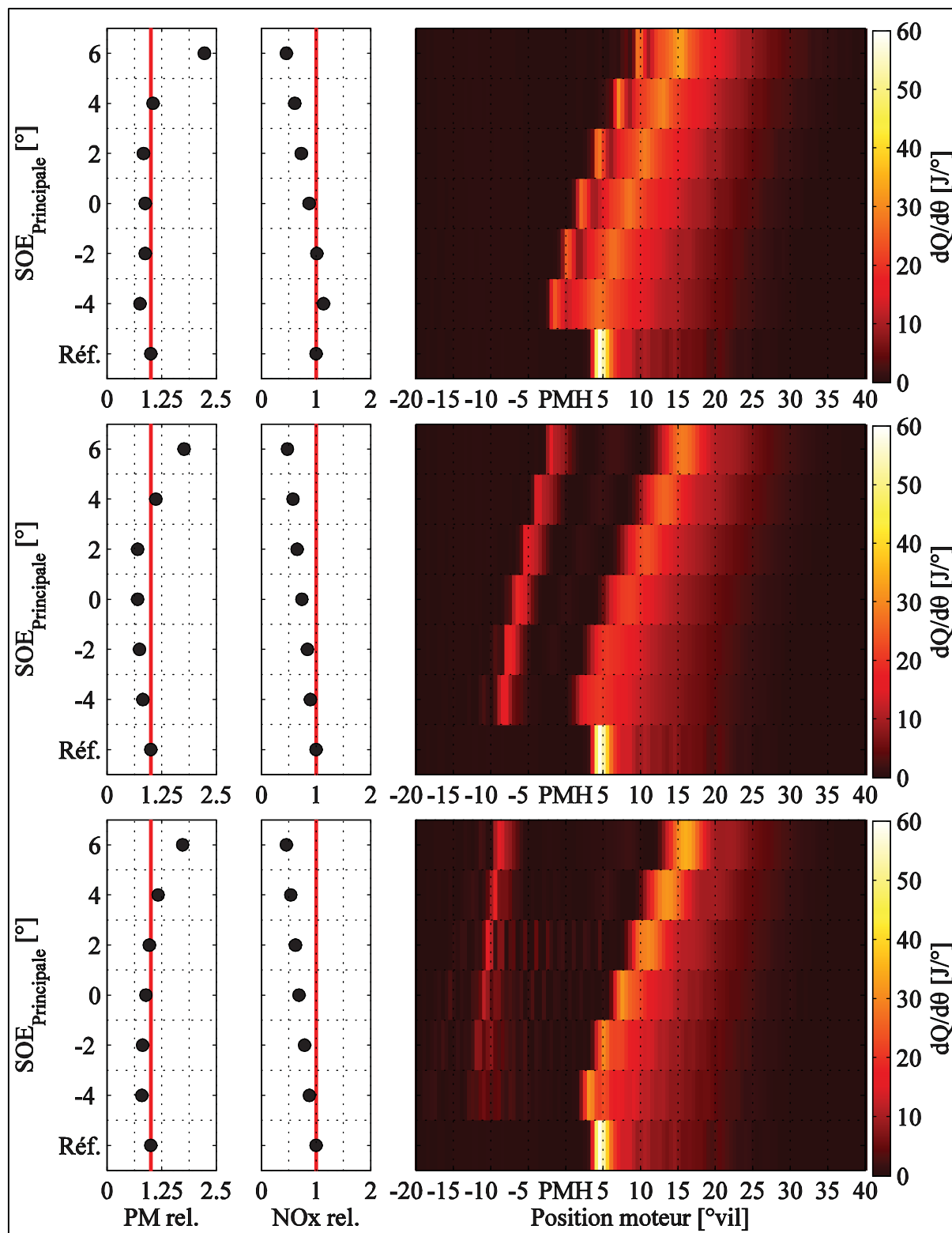


Figure 3.19 Polluants et intensité du taux de dégagement de chaleur pour différents DT_{Pilote} (5, 15 et 25° de haut en bas)

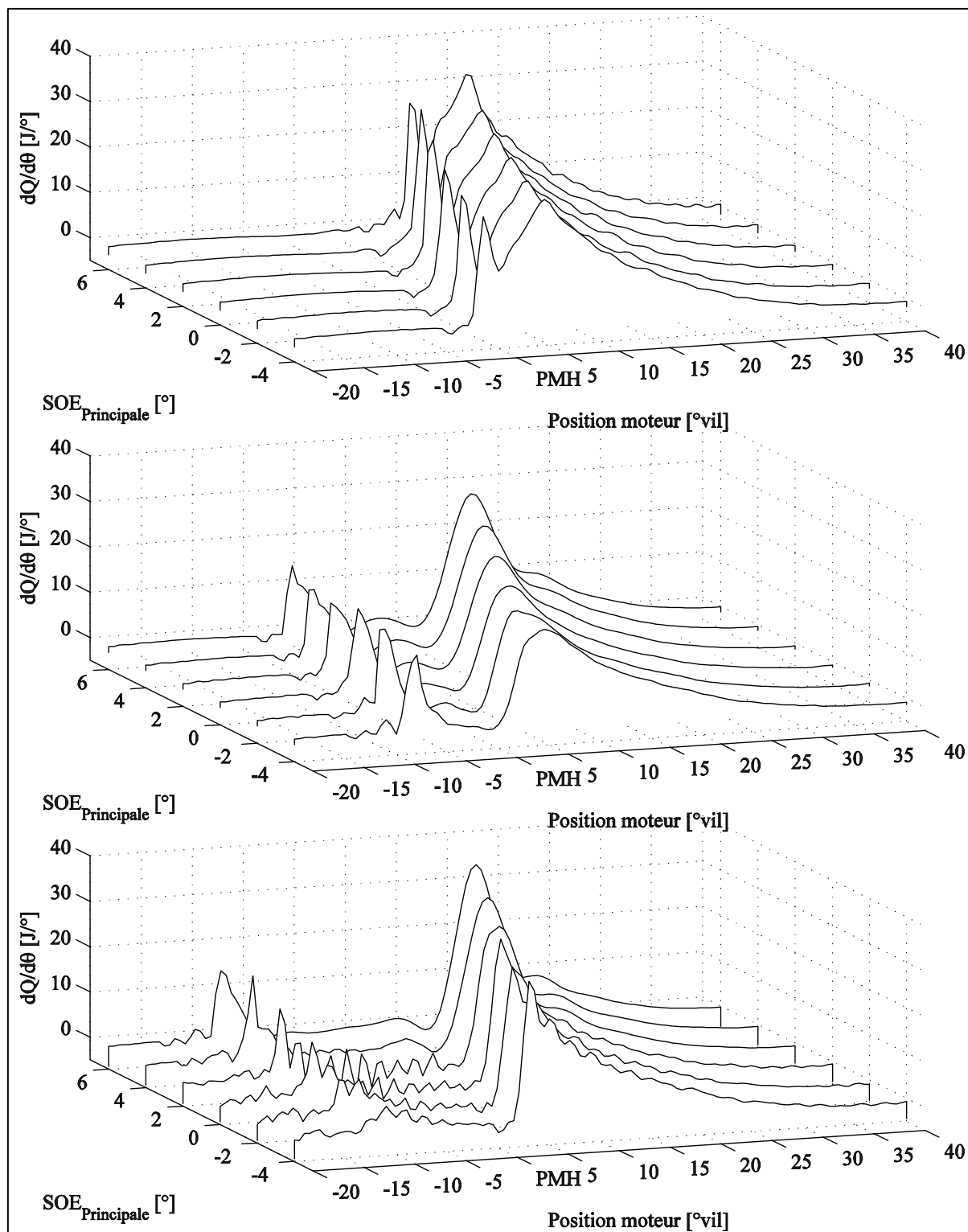


Figure 3.20 Profil des taux dégagements de chaleur pour différent DT_{Pilote} (5°, 15° et 25° de haut en bas)

L'influence du DT_{Pilote} sur la position de la combustion dans le cycle est bien visible sur les deux figures. En effet, comme cela a été mentionné en lien avec la Figure 3.17, plus le DT_{Pilote} est faible, plus la combustion est avancée dans le cycle et, en lien avec la Figure 3.18, moins la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur est élevée. Le comportement particulier observé et mentionné plus tôt pour le cas d'un DT_{Pilote} de 5° peut être expliqué grâce au graphique du haut de la Figure 3.20. Lorsque le DT_{Pilote} est très faible, une interaction entre la combustion de l'injection pilote et de l'injection principale se produit. L'injection pilote est d'abord réalisée puis s'enflamme sous la forme d'une combustion prémélangée. L'intensité de la combustion de l'injection pilote diminue par la suite indiquant la fin de celle-ci. L'injection principale débute par la suite et le jet est dirigé directement dans les zones de fin de combustion de l'injection pilote, accélérant l'évaporation du carburant qui s'enflamme rapidement avec un délai d'ignition quasi nul. Le taux de dégagement de chaleur de l'injection principal est ensuite contrôlé par la diffusion de l'air dans le jet et cet air est en partie composé des gaz brûlés de l'injection pilote.

Comme cela a été démontré par la Figure 3.15, de façon générale les émissions de NO_x sont toujours plus faibles que l'injection simple de référence sauf pour le cas d'un DT_{Pilote} de 5° avec un $SOE_{\text{Principale}}$ de 4° avant le PMH (Figure 3.19, haut, gauche). Le comportement général des émissions de NO_x s'explique par différents phénomènes dépendant de la stratégie. Lorsque le $SOE_{\text{Principale}}$ est de 4° avant le PMH, comme pour le cas de référence, la combustion démarre plus tôt dans le cycle, ce qui signifie normalement une température et une pression plus élevées et donc plus de NO_x . Cependant, puisque le délai d'ignition est réduit par l'utilisation d'une injection pilote, la portion de combustion prémélangée est également réduite ce qui indique habituellement une réduction des NO_x . La quantité de NO_x produite est donc dépendante de la combinaison de ces deux effets qui agissent de façon opposée. Pour les cas de DT_{Pilote} de 15° (Figure 3.19, milieu) et de 25° (Figure 3.19, bas), l'avancement de la combustion de l'injection principale n'est pas assez important par rapport à la diminution du taux de dégagement de chaleur pour produire plus de NO_x que le cas de référence. Par contre, pour le cas d'un DT_{Pilote} de 5° , l'avancement important de la combustion accentué par la combinaison des combustions de l'injection pilote et de l'injection principale visible sur tous les cas de la Figure 3.19, haut,

dépasse largement l'effet de la diminution du taux de dégagement de chaleur. Ces deux effets se produisent, peu importe le $SOE_{Principale}$ observé, mais sont influencés par le calage des injections dans le cycle. Comme cela a été soulevé plus tôt, retarder l'injection principale retarde le délai d'ignition, augmente le taux de dégagement de chaleur maximum et déplace la combustion plus tard durant l'expansion entraînant une température et une pression plus faibles où l'environnement est non favorable à la production de NO_x . Ceci est également valable lors de l'utilisation d'une injection pilote et explique les résultats observés aux Figures 3.19 (haut) et 3.20 (haut).

En ce qui concerne les émissions de PM, la Figure 3.16 a permis de constater que le changement de DT_{Pilote} pour un $SOE_{Principale}$ donné ne suit pas de tendance particulière alors que retarder l'injection principale entraîne une augmentation des PM mesurées. Les causes de la variation des émissions de PM pour les tests réalisés sont principalement la modification de la quantité de carburant injectée lors de l'injection principale, le meilleur mélange obtenu grâce à la turbulence laissée par la combustion de l'injection pilote ainsi que la température dans le cylindre lors de la combustion (Diez et Zhao, 2010; Herfatmanesh *et al.*, 2013). Pour une quantité de carburant donnée, la réduction du délai d'ignition a pour conséquence de réduire la fraction de la combustion prémélangée et par le fait même d'augmenter la phase de diffusion de la combustion. Cependant, afin de conserver une charge constante, le $ET_{Principale}$ est ajusté et l'utilisation de l'injection pilote fait en sorte que la durée d'activation actuelle est inférieure à la durée d'activation lors de l'injection simple. En réduisant le $ET_{Principale}$, la quantité de carburant injectée est diminuée et la phase de diffusion sera moins importante que si la quantité avait été maintenue constante ce qui influencera la quantité totale de PM. De plus, l'injection pilote, en provoquant une combustion précédant la combustion principale, accentue le taux de turbulence dans le cylindre (Pang, Ng et Gan, 2012). Avec une turbulence plus importante, le mélange du carburant et de l'air lors de la phase de diffusion peut être fait plus efficacement limitant les zones excessivement riches en carburant et favorisant l'oxydation des PM. Ceci peut expliquer la réduction des PM observées sur la Figure 3.19 pour les cas de DT_{Pilote} de 15° et 25° ainsi que pour les cas de $SOE_{Principale}$ de 4° avant le PMH à 2° après le PMH approximativement. Pour le cas d'un DT_{Pilote} de 5° , il n'y a pas d'influence significative au

niveau des PM pour ces $SOE_{Principale}$, car la combustion de l'injection principale est pratiquement uniquement en diffusion. Cependant, la réduction du $ET_{Principale}$ fait en sorte qu'il n'y a pas de production supplémentaire de PM. Peu importe le DT_{Pilote} utilisé, une augmentation majeure des PM peut s'observer pour les $SOE_{Principale}$ de 6° après le PMH. Cette augmentation est reliée au retard important de la combustion durant la phase d'expansion ainsi qu'à l'augmentation de la quantité injectée afin de maintenir la charge constante. La pression et la température dans le cylindre diminuent de façon trop importante pour soutenir une température de combustion susceptible de favoriser l'oxydation des PM.

À propos des émissions de THC et de CO, la Figure 3.21 illustre l'impact des stratégies observées dans cette section. En général, l'ensemble des stratégies permet de maintenir un niveau de THC semblable à celui observé lors de l'injection simple de référence ce qui indique une combustion adéquate pour la majorité des stratégies ainsi que l'absence d'un mouillage des parois trop important. L'augmentation observée pour un $SOE_{Principale}$ de 6° s'explique par la détérioration de la combustion qui se produit trop tard durant l'expansion. En ce qui concerne le CO, une augmentation par rapport à l'injection simple de référence est visible pour certains cas seulement avec une injection avancée alors que l'ensemble des stratégies présente une augmentation lors d'injection principale retardée. De façon générale, la quantité de CO augmente avec le retard de l'injection principale, car la combustion se produit de plus en plus tard durant l'expansion et, comme pour les THC, ne favorise pas une oxydation complète du carburant. Pour les cas de DT_{Pilote} de 30° , tous les $SOE_{Principale}$ testés présentent des quantités de CO supérieures à tous les autres cas. Ces résultats s'expliquent par le même raisonnement qu'à la section 3.2 pour les cas d'injection double avec un DT_{Pilote} important. Lorsque le DT_{Pilote} est important et que le $SOE_{Principale}$ est avancé, l'injection pilote s'effectue beaucoup plus tôt durant la phase de compression. La température et la pression sont alors insuffisantes pour favoriser l'inflammation du mélange et le délai d'ignition de l'injection pilote est alors augmenté. Plus le délai est important, plus le mélange de carburant et d'air est homogène, mais également plus pauvre localement. La combustion de l'injection pilote sera donc de moins bonne qualité et moins intense comme il est possible de l'observer à la Figure 3.20. Le calage de l'injection pilote dans le cycle est donc important afin de limiter les émissions de CO.

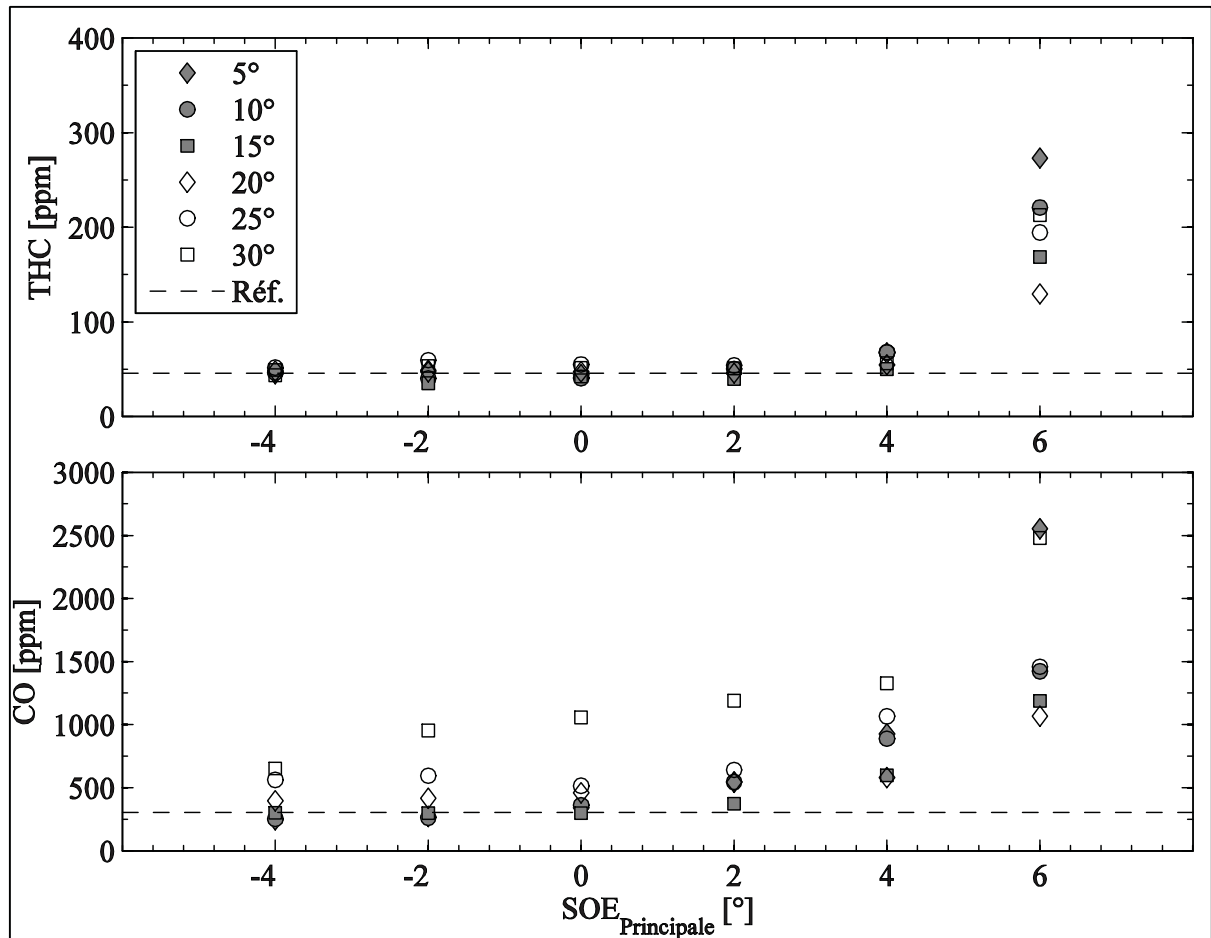


Figure 3.21 Variation des émissions de THC et de CO selon le $SOE_{Principale}$ et le DT_{Pilote}

Outre les émissions polluantes, l'influence de la stratégie d'injection sur la CSC et sur le COV_{PMEI} est importante. La Figure 3.22 montre les résultats pour ces deux indicateurs de performance. Il est intéressant de remarquer que l'injection double pour les tests réalisés n'affecte pas de façon importante la CSC sauf dans le cas des $SOE_{Principale}$ importants, ce qui s'explique par la nécessité d'augmenter le $ET_{Principale}$ afin de conserver une charge équivalente. En ce qui concerne le COV_{PMEI} , il est généralement inférieur ou égal au cas de référence en injection simple sauf pour certains cas de DT_{Pilote} faible. Lorsque le DT_{Pilote} est de 5° , le COV_{PMEI} est mauvais pour tous les cas. Ceci peut être expliqué par le fait que l'interaction entre l'injection principale et la combustion de l'injection pilote engendre une combustion non contrôlée initialement qui fait varier la pression cylindre et donc la $PMEI$ d'un cycle à l'autre. Un DT_{Pilote} trop faible est donc inacceptable d'un point de vue de la stabilité de la combustion.

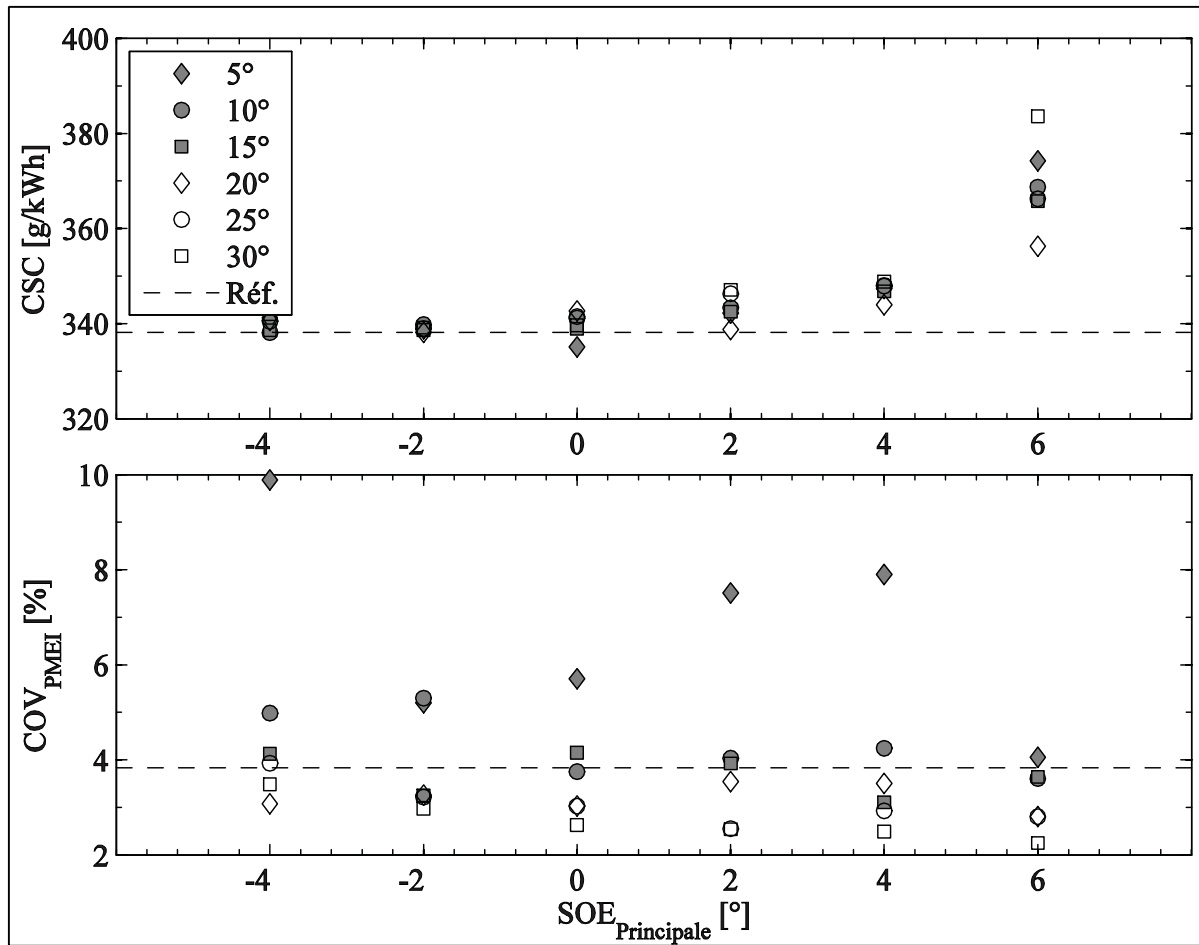


Figure 3.22 Effet du $SOE_{Principale}$ et du DT_{Pilote} sur la CSC et le COV_{PMEI}

Pour faire suite à cette analyse, un DT_{Pilote} et un $SOE_{Principale}$ adéquats afin de réduire simultanément les émissions de NO_x et de PM peuvent être sélectionnés pour le moteur utilisé ainsi que pour le point d'opération choisi. Pratiquement, toutes les stratégies testées dans cette section ont démontré leur capacité à réduire simultanément les NO_x et les PM. Sachant qu'un DT_{Pilote} trop faible peut causer une interaction entre la combustion pilote et la combustion principale et que ceci peut avoir un impact négatif sur les émissions de NO_x et sur la stabilité de la combustion, il est préférable d'éviter un DT_{pilote} de 5°. De l'autre côté, l'utilisation d'un DT_{Pilote} trop élevé par rapport à des injections principales situées près du PMH a montré le risque d'obtenir une mauvaise combustion de l'injection pilote, ce qui augmente la quantité de CO. Il est donc judicieux de choisir le DT_{Pilote} de façon à s'assurer d'une bonne combustion prémélangée de l'injection pilote tout en évitant l'interaction des combustions. Pour ce qui est

du $SOE_{Principale}$, il a été observé que le fait de trop retarder l'injection principale a le même effet que pour l'injection simple, soit une augmentation importante des PM et ultimement une détérioration de la combustion engendrant une production de THC et de CO. Lorsque l'injection principale est trop avancée, la quantité de NO_x pourrait être augmentée par rapport à l'injection simple, car l'injection pilote devance la position de la combustion principale. Le $SOE_{Principale}$ peut donc être retardé par rapport à l'injection simple de référence ce qui permet de réduire les NO_x de façon encore plus importante tout en veillant à ne pas déplacer la combustion trop loin durant l'expansion. Par conséquent, il a été décidé qu'un $SOE_{Principale}$ situé à 1° après le PMH jumelé à une injection pilote d'une durée de $260\mu s$ avec un DT_{Pilot} de 15° offrait un potentiel intéressant de réduction simultanée des émissions de NO_x et de PM. Le Tableau 3.4 présente les caractéristiques de réglages de l'injection double sélectionnée ainsi que les réductions d'émissions obtenues à la suite de sept tests avec cette stratégie qui servira de référence pour les stratégies d'injection triple.

Tableau 3.4 Caractéristiques et performances de l'injection double sélectionnée comme la plus performante

$SOE_{Principale}$	1° après PMH	Écart- Type	Maximum	Minimum	Variation par rapport à l'injection simple de référence
$ET_{Principale}$	$397\mu s$				
DT_{Pilot}	15°				
ET_{Pilot}	$260\mu s$				
NO_x [ppm]	305.12	5.67	314.28	297.81	-27 %
PM [mg/cm^3]	1.258	0.076	1.355	1.154	-22.3 %
THC [ppm]	42.37	3.81	47.41	35.96	-7.52 %
CO [ppm]	274.37	16.13	307.31	256.69	-10.1%
NO_2/NO_x [%]	17.7	0.9	18.9	16.9	-7.78%
CSC [g/kWh]	336.46	1.97	339.64	334.46	~0%

3.4 L'injection triple

Deux types d'injection triple sont testés soit l'utilisation d'une postinjection ainsi qu'une préinjection. Cette section présente d'abord les résultats associés aux tests avec la postinjection

avec pour objectif la réduction des PM émises telle qu'observée en injection double ainsi que dans la littérature (Arrègle *et al.*, 2008; Badami *et al.*, 2002; Chen, 2000; Park, Kook et Bae, 2004) et ensuite les résultats des tests avec une préinjection qui est susceptible de réduire le bruit produit par le moteur ainsi que la consommation de carburant (Vaglieco, 2010).

3.4.1 La postinjection

L'utilisation d'une postinjection sert habituellement à réduire la quantité de PM en favorisant l'oxydation de ces dernières par l'augmentation de la température durant la phase de diffusion de la combustion principale. Cependant, (Arrègle *et al.*, 2008) ont apporté la nuance que ce n'est peut-être pas la postinjection proprement dite qui réduit les PM, mais bien le fait que la quantité injectée durant l'injection principale soit réduite. L'utilisation de la postinjection permettrait de maintenir le moteur à une charge équivalente. La postinjection est donc testée pour le point d'opération déjà déterminé en utilisant la stratégie d'injection double de référence comme point de départ. Le calage et la quantité injectée durant la postinjection sont modifiés afin d'en observer l'impact sur les émissions alors que la durée de l'injection principale est ajustée afin d'obtenir une charge équivalente. Les paramètres de tests pour la postinjection sont présentés au Tableau 3.5.

Tableau 3.5 Paramètres des tests sur la postinjection

SOE_{Principale}	1° après le PMH
ET_{Principale}	Ajusté pour 2 bars de PMEF
DT_{Pilote}	15°
ET_{Pilote}	260 µs
DT_{Post}	5° à 30° après la fin de l'injection principale
ET_{Post}	255 µs à 270 µs

Les résultats concernant les émissions de NO_x et de PM sont présentés à la Figure 3.23 et sont normalisés par rapport aux résultats obtenus avec l'injection double de référence (SOE_{Principale} de 1° après le PMH, DT_{Pilote} de 15° et ET_{Pilote} de 260 µs pour un niveau de NO_x de 305.12 ppm

et de PM de 1.258 mg/cm^3). Pour l'ensemble des tests avec une postinjection, la quantité de NO_x est réduite par rapport à l'injection double de référence alors que l'inverse se produit pour les émissions de PM. En effet, une augmentation de la masse de PM émises est observée pour tous les cas sauf celui d'un ET_{Post} de $270 \mu\text{s}$ et d'un DT_{Post} de 5° . Généralement, les émissions de NO_x sont diminuées et les PM sont augmentées par l'augmentation du DT_{Post} et du ET_{Post} ce qui peut s'expliquer par le fait que la postinjection s'effectue tard durant l'expansion ce qui diminue l'intensité de la combustion en plus de laisser une partie de carburant imbrûlé.

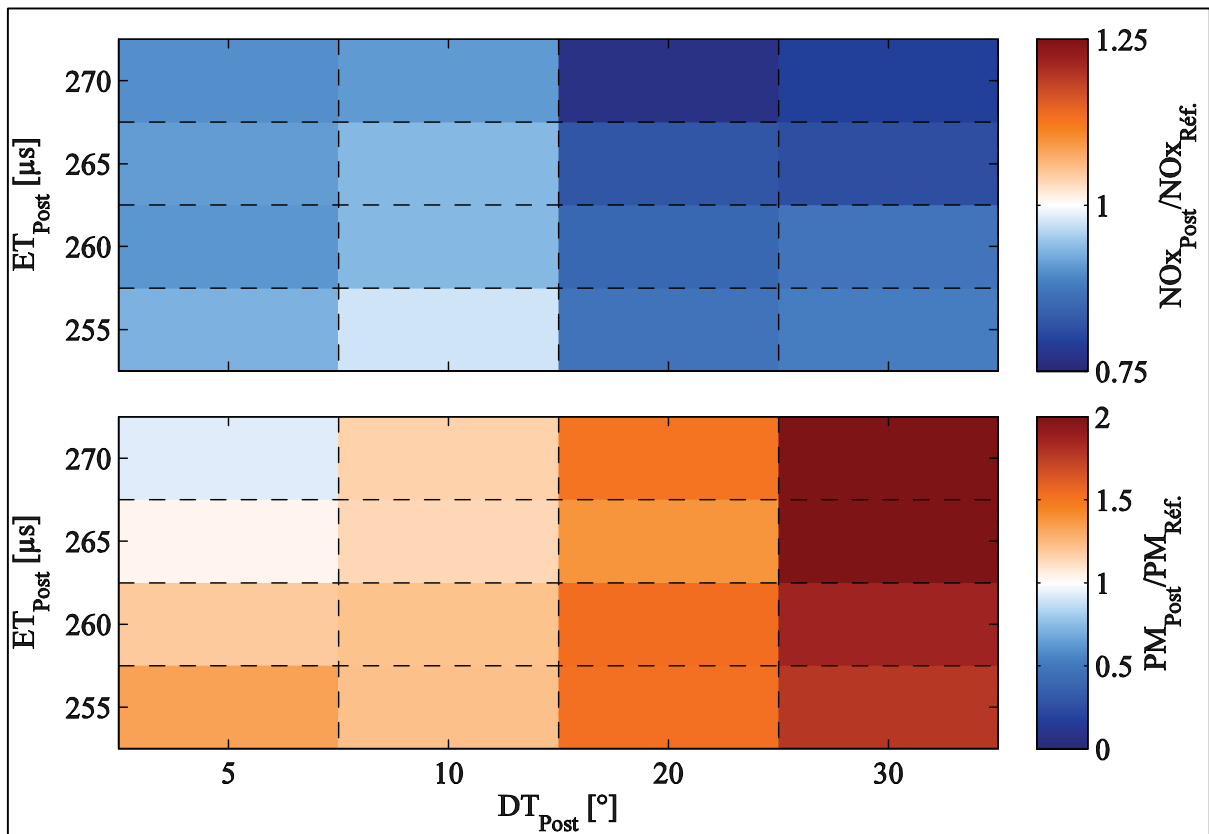


Figure 3.23 Influence du DT_{Post} et du ET_{Post} sur les émissions de NO_x et de PM par rapport à l'injection double de référence

La Figure 3.24 montre l'impact des postinjections sur l'ajustement nécessaire des durées d'activation de l'injection principale afin de conserver une charge constante. Premièrement, il faut remarquer que plus la durée d'activation de la postinjection est grande, plus la combustion de la postinjection dégagera de l'énergie et plus l'injection principale devra être réduite.

Ensuite, le $ET_{Principale}$ varie selon le calage de la postinjection. Lorsque la postinjection est très près de l'injection principale, soit un DT_{Post} de 5° , le $ET_{Principale}$ est fortement diminué. Ceci est causé par le fait que la combustion de la postinjection se fait encore assez tôt durant l'expansion et participe activement à la génération d'un travail. Par la suite, avec l'éloignement de la postinjection par rapport à l'injection principale, l'apport de travail généré par la postinjection diminue et la durée d'injection de la principale doit être augmentée. Cependant, à la suite d'une augmentation pour un DT_{Post} de 10° une réduction de la durée d'activation principale est nécessaire pour le cas de 20° avant d'augmenter à nouveau pour 30° . Ce comportement s'explique par le fait que lorsque la combustion se produit plus tard durant l'expansion, la pression à l'OVE est supérieure et le turbocompresseur augmente la pression dans la tubulure d'admission. Par exemple, la pression du collecteur d'admission pour les cas de 10° , 20° et 30° de DT_{Post} est respectivement de 1.22, 1.25 et 1.27 bars pour une postinjection d'une durée de $270 \mu s$. La puissance générée par la turbine du turbocompresseur est donc augmentée et la durée de l'injection principale doit être réduite pour conserver une charge constante.

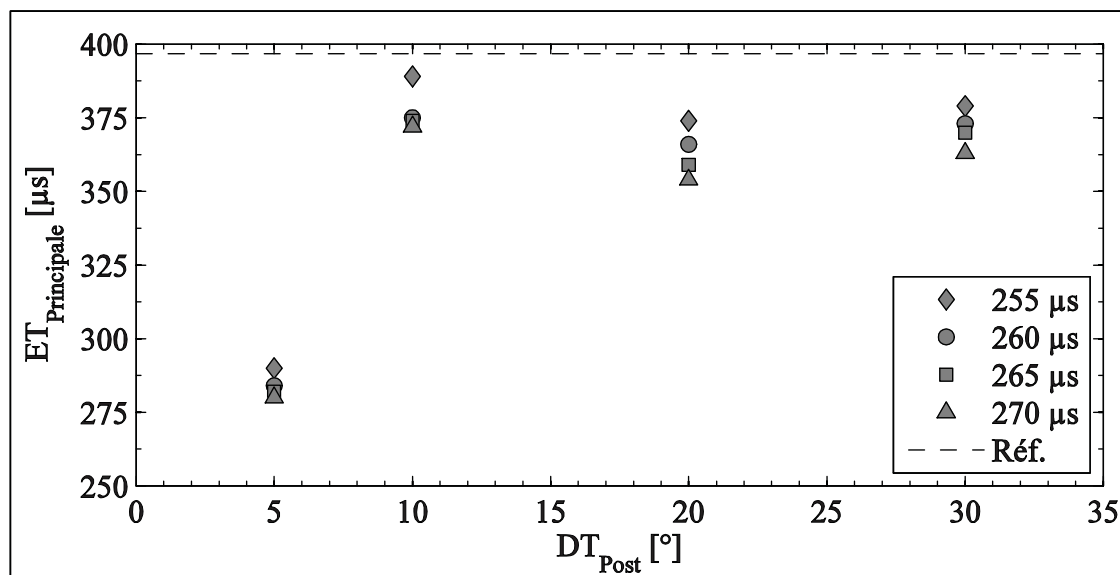


Figure 3.24 Effet du ET_{Post} et du DT_{Post} sur le $ET_{Principale}$

À la suite de ces observations, le comportement des émissions de NO_x et de PM avec la postinjection peut être mieux compris grâce aux Figures 3.25 et 3.26 qui présentent le taux de dégagement de chaleur des différentes stratégies accompagné de leurs émissions respectives

comparées au cas de l'injection double de référence ainsi que les profils des taux de dégagement de chaleur. L'échelle de couleur associée au dégagement de chaleur sur la Figure 3.25 est modifiée par rapport aux échelles précédentes (voir Figure 3.10 et 3.19) afin de faciliter la distinction entre ces différentes stratégies de faibles intensités. Tout d'abord, peu importe le ET_{Post} , plus le DT_{Post} est retardé, plus la combustion de la postinjection se fait tard dans le cycle et plus l'intensité de cette dernière sera faible pour une même durée d'injection. En augmentant le ET_{Post} pour un DT_{Post} donnée, l'intensité de la combustion augmentera légèrement. Comme observé à la Figure 3.24, puisque l'objectif est de toujours garder une charge constante, le $ET_{Principale}$ doit constamment être ajusté ce qui vient grandement influencer l'impact de la postinjection sur les émissions polluants. Les émissions de NO_x obtenues pour les stratégies utilisant la postinjection sont directement reliées à la durée de l'injection principale sauf dans le cas où la postinjection est faite à un DT_{Post} de 5° . À ce calage, la quantité de NO_x produite dépend à la fois de la réduction du taux de dégagement de chaleur durant l'injection principale et de la proximité de la combustion de la postinjection qui a un taux de dégagement de chaleur maximum supérieur à la combustion principale. Lorsque le DT_{Post} est de 10° ou plus, la postinjection n'influence plus la quantité de NO_x produite, car elle se produit trop tard dans le cycle et les fluctuations d'émissions de NO_x observées correspondent aux variations de la durée de l'injection principale qui réduisent légèrement le dégagement de chaleur de la combustion principale malgré la très faible différence visible sur les Figures 3.25 et 3.26.

Les émissions de PM sont quant à elles fortement influencées principalement par le DT_{Post} et dans une moindre mesure par le ET_{Post} . Les Figures 3.25 et 3.26 permettent de voir qu'à partir d'un DT_{Post} de 10° les émissions de PM se détériorent pour l'ensemble des cas. Ceci s'explique par le fait que la combustion se produit de plus en plus tard durant l'expansion où la température et la pression sont plus faibles réduisant la vitesse d'oxydation. La formation des PM est favorisée plutôt que l'oxydation par ces conditions d'autant plus que la turbulence favorisant un mélange adéquat du carburant avec l'air diminue avec le processus d'expansion. Il y a donc une formation de mélange moins efficace qui peut entraîner une présence plus importante de zones riche en carburant accompagné d'une détérioration de la combustion réduisant l'oxydation complète du carburant et l'oxydation des PM déjà produites. Dans le cas

du DT_{Post} de 5° , le phénomène diffère légèrement puisque la combustion de la postinjection s'effectue tôt durant l'expansion et une interaction avec la combustion principale se produit. Plus le ET_{Post} est élevé, plus la quantité injectée durant l'injection principale est diminuée et moins elle produira de PM, car sa phase de diffusion déjà très courte est réduite davantage. Cependant, la combustion de la postinjection produira à son tour des PM qui seront toutefois plus facilement oxydées que dans le cas de combustion retardée. Au final, la quantité de PM produite sera dépendante de l'apport de ces deux phénomènes. Le cas particulier d'un ET_{Post} avec un DT_{Post} de 5° permet d'obtenir une réduction des PM non significative ce qui laisse croire qu'une réduction des PM avec une postinjection pourrait être possible, mais pas dans le cas étudié ici. L'hypothèse à ce sujet est que la quantité de PM produite pour ce point d'opération est déjà très faible puisque la charge n'est pas très élevée. La phase de diffusion de la combustion principale étant déjà très courte, il n'est pas possible de la réduire davantage en diminuant la quantité injectée sans affecter la phase prémélangée par le fait même. Il est important de mentionner que les réductions de PM observées avec l'utilisation d'une postinjection dans la littérature sont possibles principalement à charge élevée. C'est le cas par exemple de Chen (2000) pour une charge de 6 bars de PMEF et de Badami *et al.* (2002) pour des charges de 5 et 8 bars de PMEF.

L'observation des émissions de THC et de CO sur la Figure 3.27 confirme que plus le DT_{Post} est élevé, plus la combustion tend à se détériorer puisque les faibles températures et pressions ne favorisent plus les réactions de combustion, ce qui correspond à ce qui a déjà été observé par plusieurs auteurs (Chen, 2000; Park, Kook et Bae, 2004; Yang, Mellor et Chen, 2002). Le ralentissement de la combustion laisse une partie de carburant imbrûlée et nuit à la conversion du CO en CO_2 . De plus, l'augmentation de la quantité injectée nuit davantage à ces émissions puisqu'un milieu légèrement plus riche les favorise. Selon les résultats obtenus, il est possible de supposer que, dans le cas d'un point d'opération pour lequel l'utilisation d'une postinjection serait favorable à la réduction des PM, un DT_{Post} supérieur à 20° risque tout de même de causer des problèmes au niveau des émissions de THC et de CO. Pour un DT_{Post} de 5° et 10° , l'impact de la postinjection est négligeable, et ce, peu importe la quantité testée.

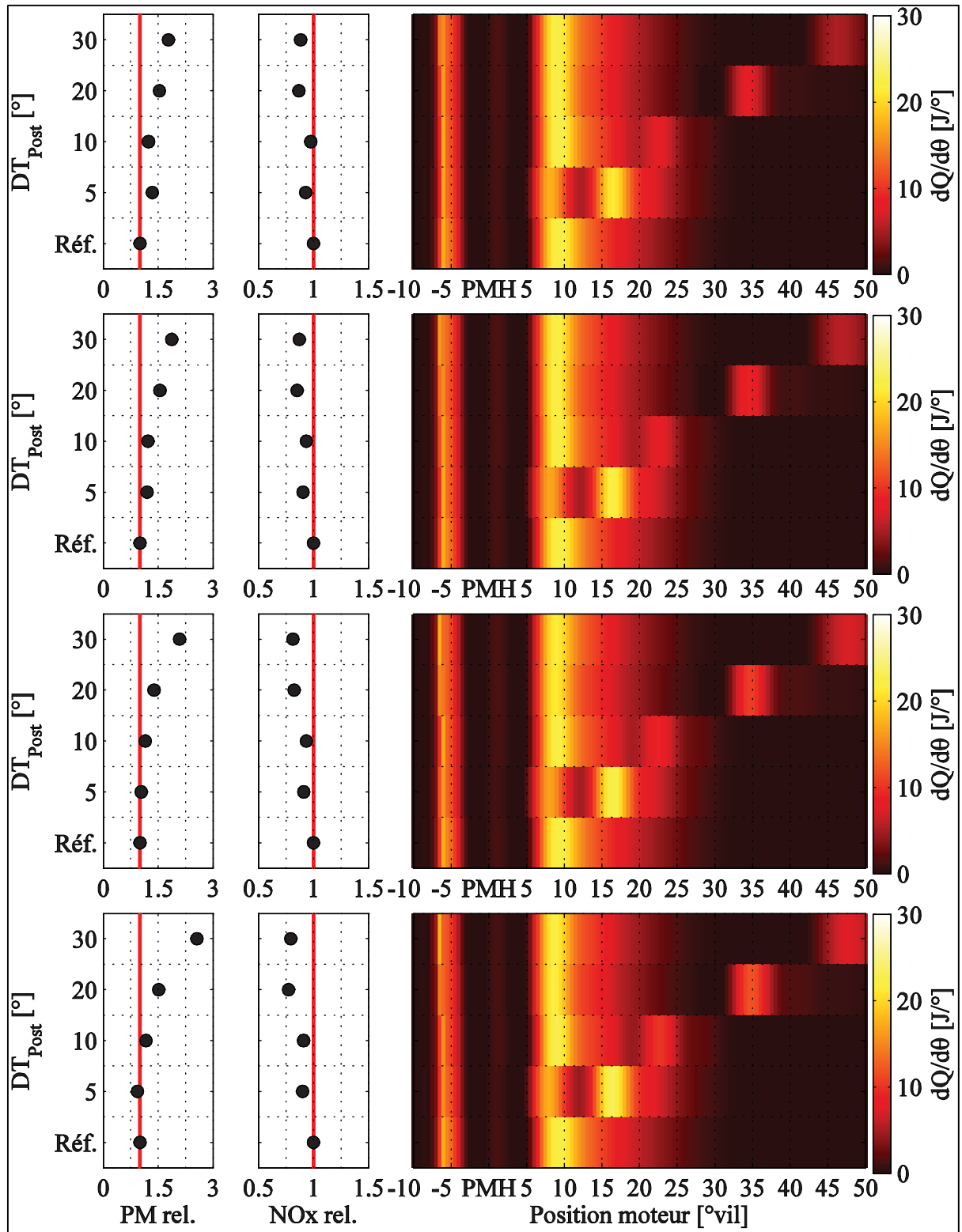


Figure 3.25 Polluants et intensité du taux de dégagement de chaleur pour différentes durées de postinjection (255, 260, 265 et 270 μs , de haut en bas)

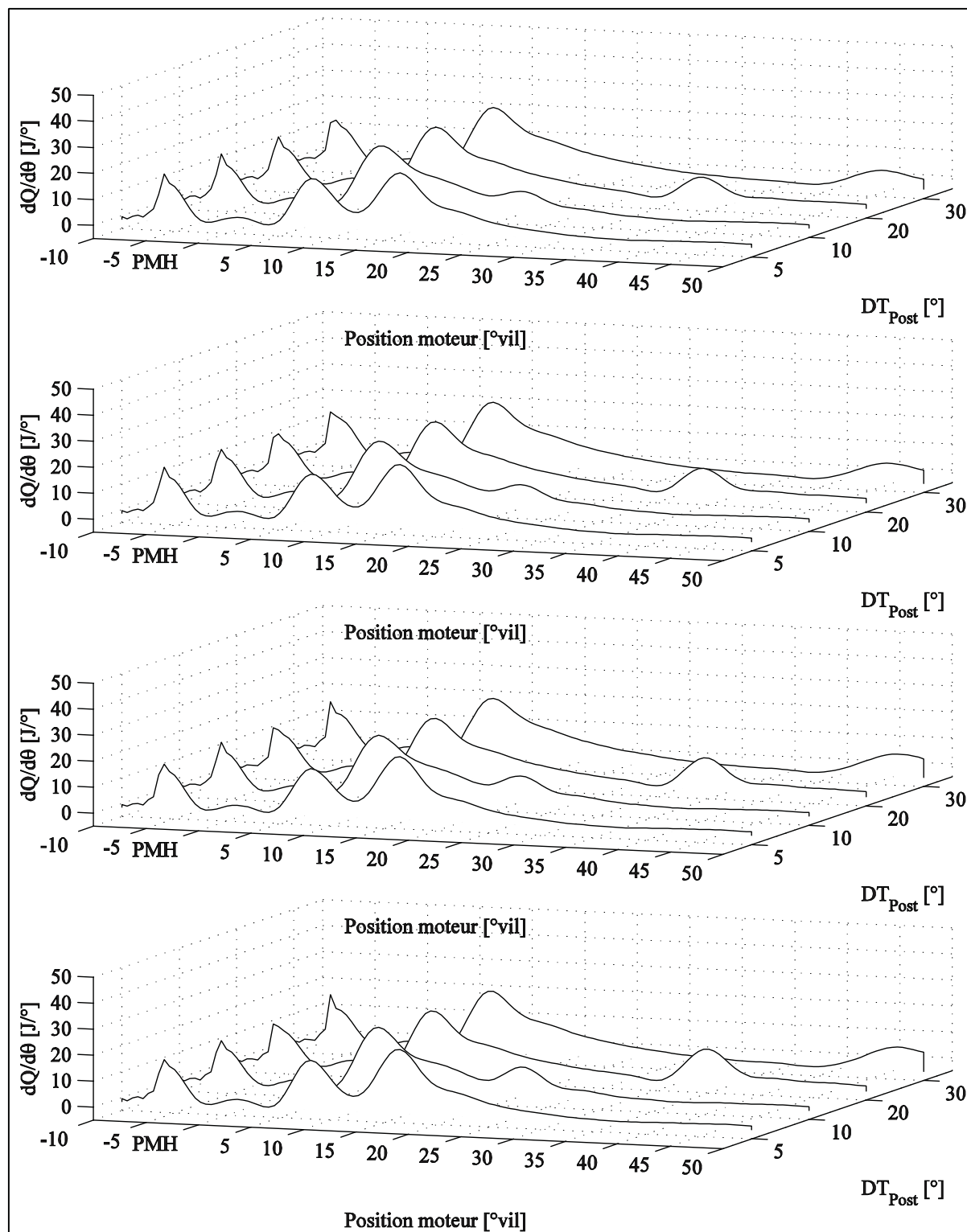


Figure 3.26 Profil des taux de dégagements de chaleur pour différentes durées de postinjection (255, 260, 265 et 270 μs , de haut en bas)

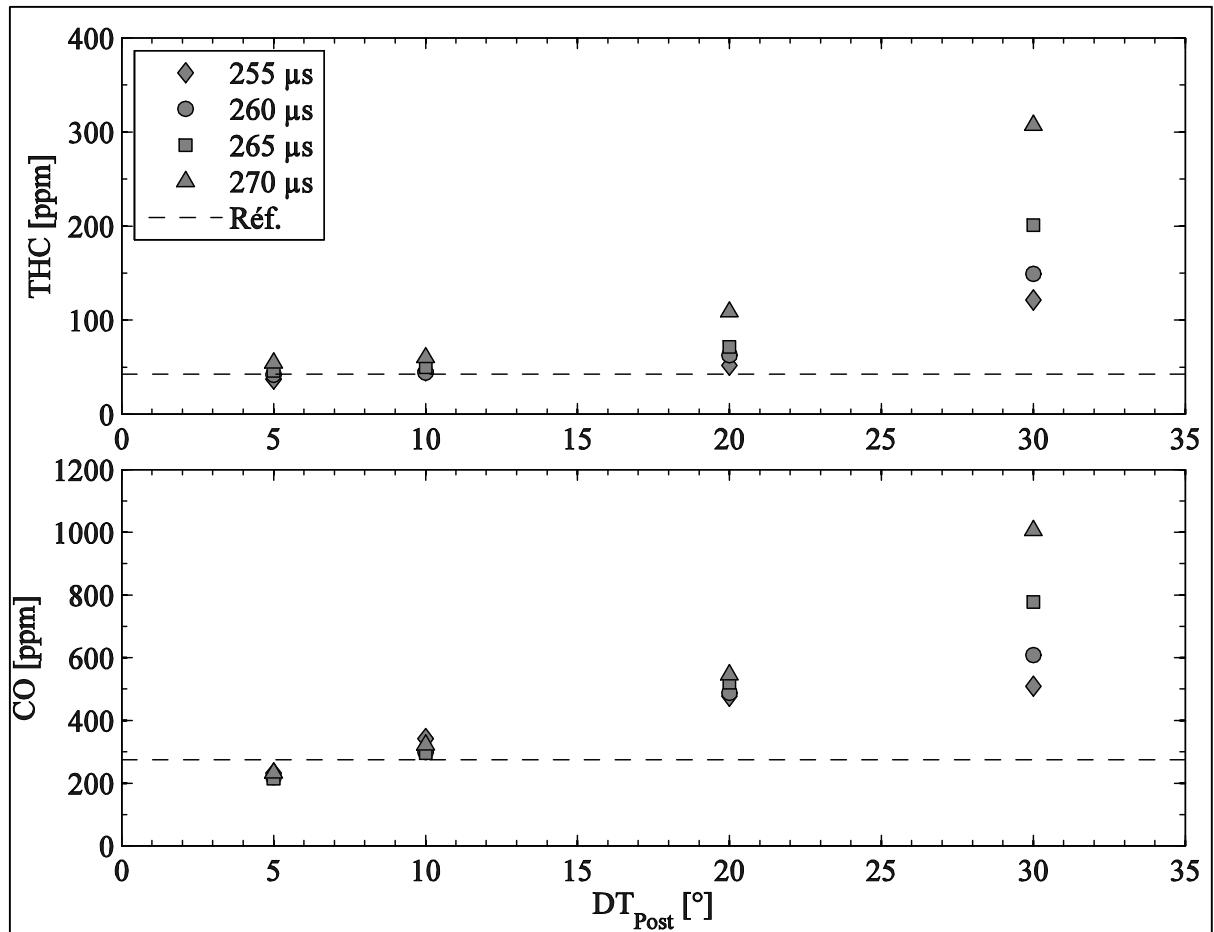


Figure 3.27 Effet du ET_{Post} et du DT_{Post} sur les THC et le CO

Comme le montre la Figure 3.28, la détérioration de la combustion entraîne également une augmentation de la CSC. Avec l'augmentation du DT_{Post} , il a été montré, grâce aux Figures 3.25 et 3.26 ainsi qu'à la Figure 3.27, que le taux de dégagement de chaleur maximum de la combustion associée à la postinjection diminue et que la quantité de THC et de CO augmente. Ces résultats montrent une détérioration de la combustion qui produira moins de travail. Afin de conserver une charge équivalente, la Figure 3.24 a permis de voir que le $ET_{Principale}$ doit être augmenté ce qui fait en sorte que plus de carburant est nécessaire pour obtenir le même travail, augmentant ainsi la CSC. Cet effet est accentué par l'augmentation du ET_{Post} puisqu'une plus grande quantité de carburant s'oxyde partiellement, comme le démontrent les émissions de THC et de CO. La postinjection semble avoir un effet bénéfique mineur sur le COV_{PMEI} , mais plus d'investigations sont nécessaires afin d'identifier le phénomène.

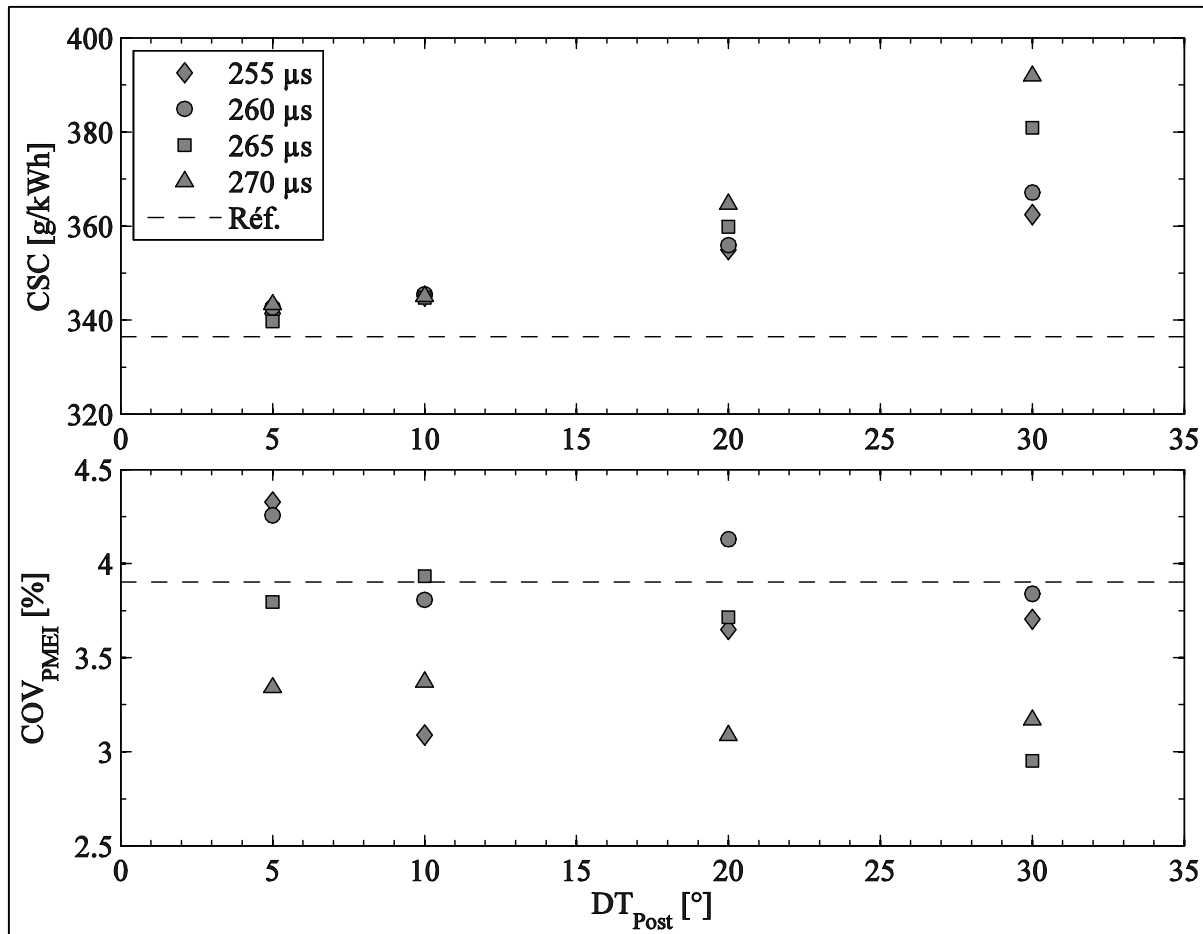


Figure 3.28 Effet du ET_{Post} et du DT_{Post} sur la CSC et le COV_{PMEI}

Par conséquent, pour le point d'opération observé et pour la double injection utilisée, l'ajout d'une postinjection ne permet pas de réduire la quantité de PM produite ce qui est l'objectif principal de ce type d'injection. Cependant, les principaux travaux dans la littérature pour lesquels une réduction des PM a été obtenue grâce à la post-injection ont été réalisés à forte charge (Arrègle *et al.*, 2008; Badami *et al.*, 2002; Chen, 2000; Yang, Mellor et Chen, 2002). Par conséquent, la postinjection n'est donc pas considérée comme étant pertinente pour le cas étudié dans ce travail.

3.4.2 La préinjection

L'utilisation d'une préinjection précédant l'injection pilote est testée afin de voir si une injection supplémentaire peut avoir un effet bénéfique sur les émissions polluantes en plus de la réduction de la CSC généralement rencontrée avec ce type d'injection triple (Badami *et al.*, 2002). Le Tableau 3.6 présente les paramètres de tests pour la préinjection qui précède l'injection pilote de l'injection double de référence.

Tableau 3.6 Paramètres des tests sur la préinjection

SOE_{Principale}	1° après le PMH
ET_{Principale}	397 μ s
DT_{Pilote}	15°
ET_{Pilote}	260 μ s
DT_{Pré}	30° à 45° par incrément de 5°
ET_{Pré}	260 μ s et 270 μ s

Les résultats obtenus au niveau des émissions de NO_x et de PM sont illustrés à la Figure 3.29 selon le DT_{Pré} et le ET_{Pré} par rapport à l'injection double de référence. Aucune réduction simultanée des deux polluants concernée n'est obtenue pour les cas testés et une dégradation est majoritairement observée. Une diminution non significative des PM (8 et 5%) se produit pour les cas d'un ET_{Pré} de 260 μ s avec des DT_{Pré} de 30° et 35°, mais au détriment des NO_x (25 et 30%). De plus, la tendance au niveau des NO_x semble être initialement une augmentation des émissions avec les DT_{Pré} plus courts avant de diminuer par la suite, cet effet étant accentué par l'augmentation du ET_{Pré}. Pour les PM, un ET_{Pré} de 260 μ s produit très peu de changement alors que pour un ET_{Pré} de 270 μ s, les PM se détériorent avec l'augmentation du DT_{Pré}. La tendance générale de ces résultats correspond à ce qui avait déjà été rapporté dans les travaux de Badami *et al.* (2002)

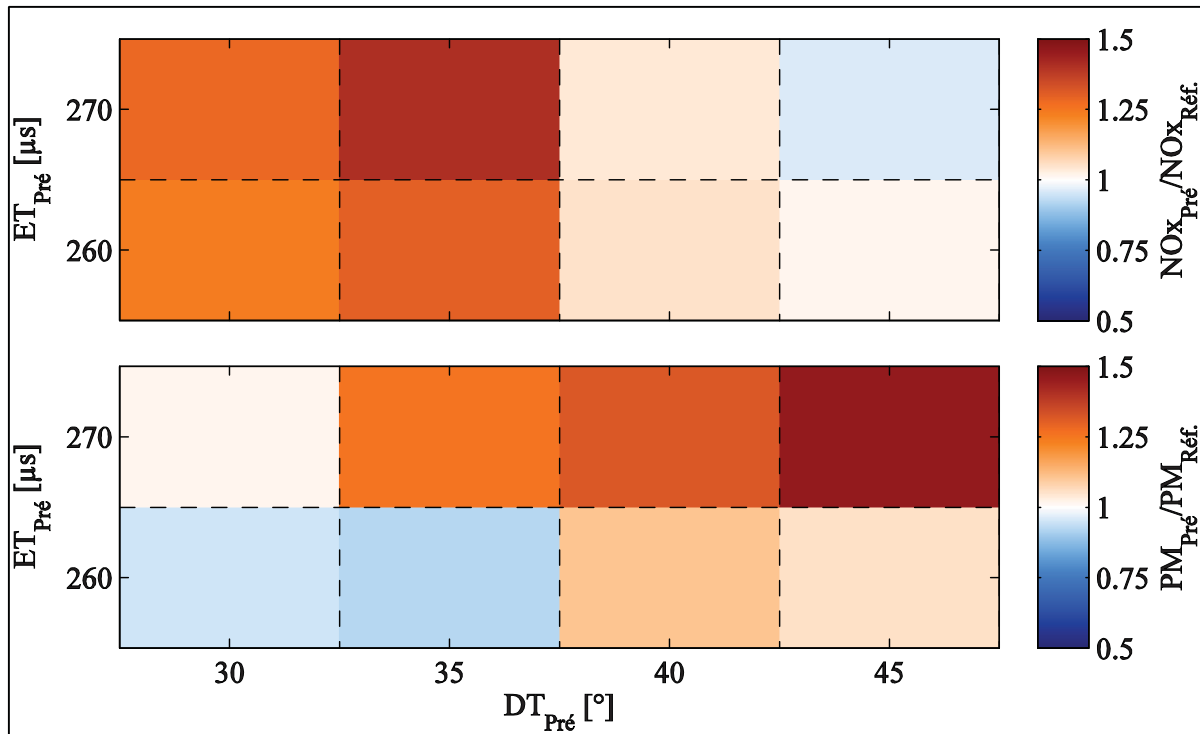


Figure 3.29 Influence du $\text{DT}_{\text{Pré}}$ et du $\text{ET}_{\text{Pré}}$ sur les émissions de NO_x et de PM par rapport à l'injection double de référence

Sachant que l'injection pilote testée plus tôt a démontré son effet sur le devancement de la combustion de l'injection principale, il est intéressant de regarder l'impact d'une deuxième injection pilote sur cette caractéristique. La Figure 3.30 montre que la préinjection devance effectivement la position du début de la combustion de l'injection principale, mais que le $\text{ET}_{\text{Pré}}$ a un effet négligeable pour les $\text{DT}_{\text{Pré}}$ testés. Le $\text{ET}_{\text{Pré}}$ a un effet négligeable sur le $\text{SOC}_{\text{Principale}}$ puisque pour les cas de 30° et 45° $\text{DT}_{\text{Pré}}$, les résultats sont les mêmes. Le devancement de la combustion n'est donc pas le seul facteur affectant les variations d'émissions de ces stratégies d'injection triple. Il est également anticipé que la préinjection ait un effet sur le délai d'ignition de l'injection pilote d'origine. Cependant, le dégagement de chaleur associé à la combustion de la préinjection est très faible et se confond légèrement avec le début de la combustion de l'injection pilote d'origine. Il est donc impossible d'évaluer l'importance de ce paramètre avec les données disponibles.

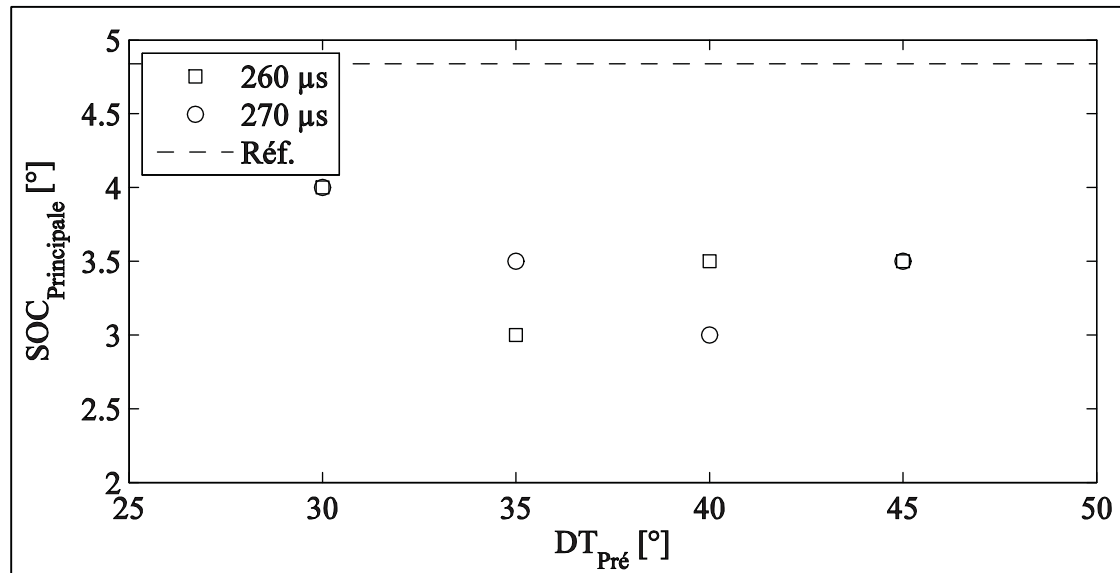


Figure 3.30 Effet de l'avance et de la durée de la préinjection sur la position du début de la combustion principale

La Figure 3.31 permet d'observer l'influence de la préinjection sur les valeurs maximales du taux de dégagement de chaleur de la combustion principale et de la pilote. Au niveau de la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur de la combustion associée à l'injection principale, une diminution est observée et cette diminution est accentuée par l'augmentation du $ET_{Pré}$ ou un $DT_{Pré}$ plus faible. Ceci correspond aux résultats obtenus à la section 3.2 et montre que la combinaison d'une préinjection et d'une injection pilote permet à la fois de réduire légèrement le délai d'ignition et la phase prémélangée de la combustion principale. En ce qui concerne l'influence de la préinjection sur la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur associé à la combustion de l'injection pilote, la première constatation est qu'une augmentation se produit et qu'elle n'est pas influencée par le $ET_{Pré}$. Contrairement à la combustion de l'injection principale, l'utilisation d'une injection se trouvant plus tôt dans le cycle ne réduit pas la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur. Ces résultats suggèrent que la préinjection ne brûle pratiquement pas et qu'une partie du mélange s'enflamme seulement lorsque l'injection pilote se produit. De plus, une singularité à un $DT_{Pré}$ de 35° se produit puisque la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur de l'injection pilote est nettement supérieure aux autres valeurs.

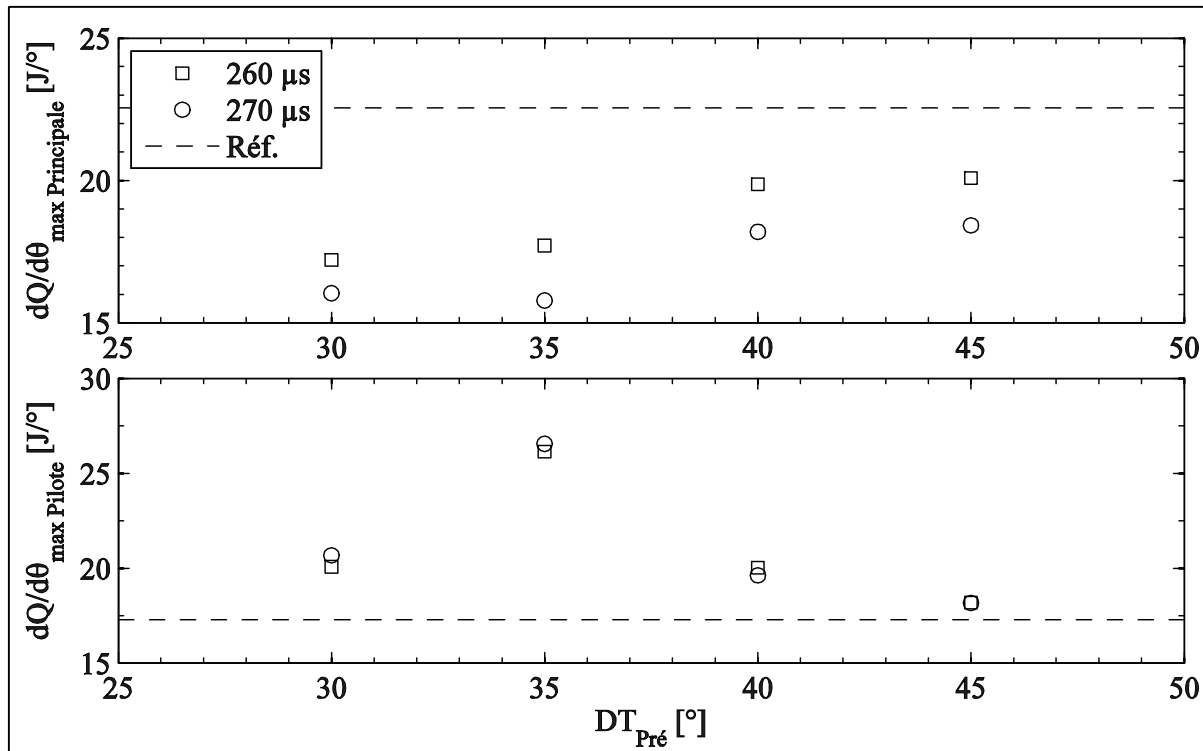


Figure 3.31 Effet de l'avance et de la durée de la préinjection sur le taux de dégagement de chaleur maximum de l'injection pilote et principale

Ce comportement peut être expliqué en partie par la Figure 3.32 qui présente les fluctuations de pression dans le tube d'alimentation en carburant de l'injecteur pour différents cas de $DT_{Pré}$ et pour un $ET_{Pré}$ de 260 $μs$ seulement puisque les résultats pour 270 $μs$ sont similaires. Sur cette figure, les commandes d'injections apparaissent en bleu et les périodes estimées d'ouverture de l'injecteur pour la préinjection et l'injection pilote sont indiquées en rouge. Cette période d'ouverture est approximative et sert principalement à indiquer la valeur de la pression moyenne lors de l'injection plutôt que le moment exact d'ouverture et de fermeture de l'injecteur. Durant la période mise en évidence, la pression dans le tube d'alimentation influencera le comportement de l'injection en permettant l'introduction de plus ou moins de carburant. Pour le cas d'un $DT_{Pré}$ de 35°, la propagation de l'onde de pression fait en sorte que durant l'injection pilote, la pression est plus élevée que pour les autres cas. De plus, la pression durant la préinjection est supérieure aux autres cas. Le taux de dégagement de chaleur supérieure observé à la Figure 3.31 pour un $DT_{Pré}$ de 35° est donc probablement causé par une quantité plus importante de carburant injecté durant la préinjection ainsi que durant l'injection

pilote, car la pression moyenne durant les injections est plus élevée que dans les autres cas. Ceci montre l'importance de considérer la dynamique du système d'injection dans l'évaluation des stratégies d'injection multiple et la section 5.7 du chapitre 5 présentera une discussion sur le sujet.

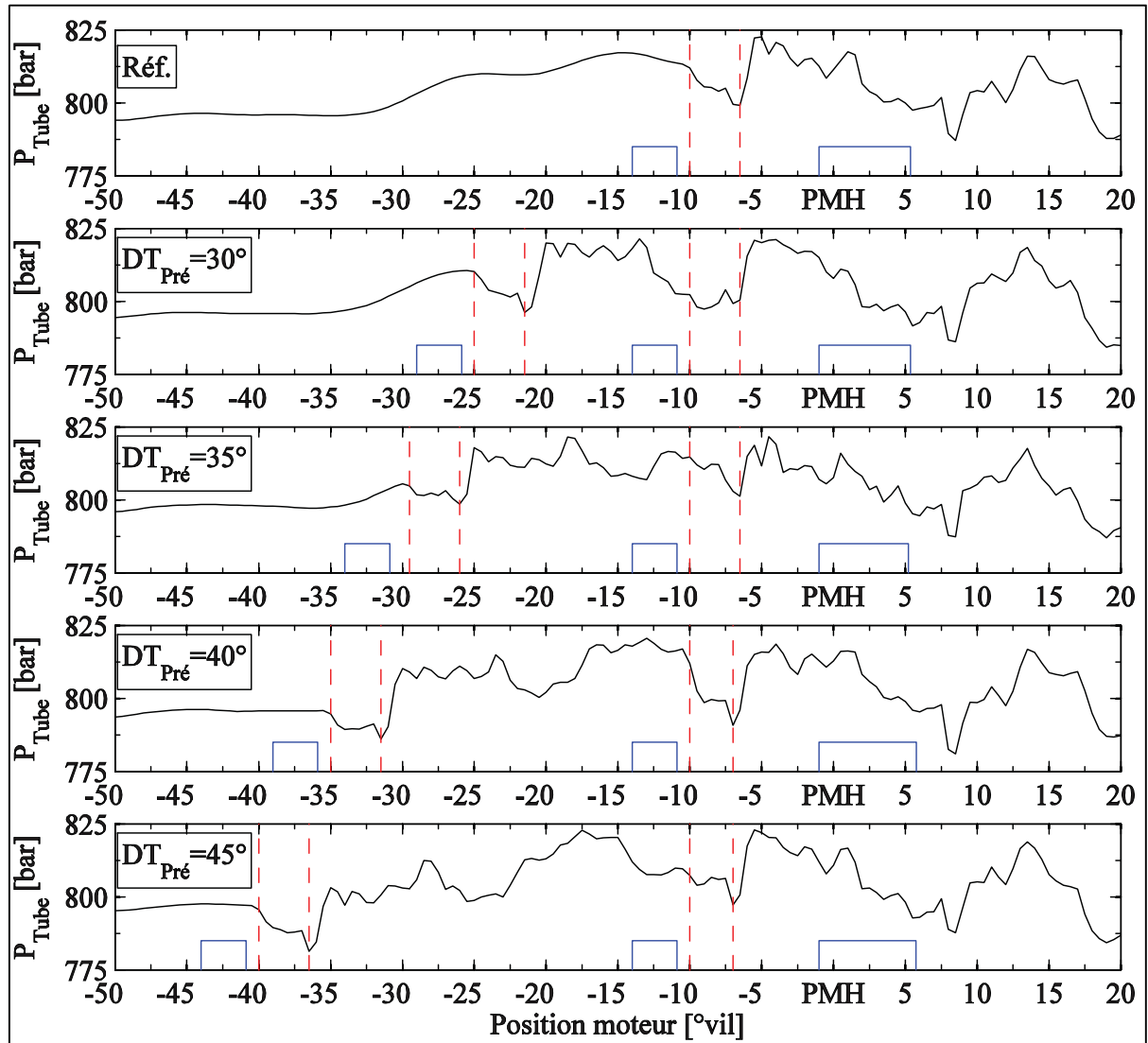


Figure 3.32 Effet du $DT_{\text{Pré}}$ sur la pression du tube d'alimentation de l'injecteur pour un $ET_{\text{Pré}}$ de 260 μs (injection pilote de référence puis $DT_{\text{Pré}}$ de 30°, 35°, 40° et 45°, de haut en bas)

Afin de mettre en perspective les observations précédentes et d'expliquer comment les stratégies testées influencent les émissions de NO_x et de PM, la Figure 3.33 présente l'intensité

du taux de dégagement de chaleur de ces stratégies accompagné de leurs émissions relatives aux résultats de l'injection double de référence et la Figure 3.34 illustre leurs profils de taux de dégagement de chaleur respectif. L'échelle de couleur pour la Figure 3.33 a été ajustée de façon similaire à la Figure 3.25 puisqu'il s'agit de stratégies ayant de faibles intensités de taux de dégagement de chaleur. Le devancement de la combustion principale est bien visible sur la Figure 3.33 ainsi que la réduction du taux de dégagement de chaleur maximum. L'impact de la préinjection sur la combustion associée à l'injection pilote est clairement observable autant sur la Figure 3.33 que sur la Figure 3.34. La variation de l'intensité du taux de dégagement de chaleur est visible et un devancement de la combustion qui n'avait pas été relevé avant est également présent. Cependant, aucune combustion distinctive n'est associée à la préinjection.

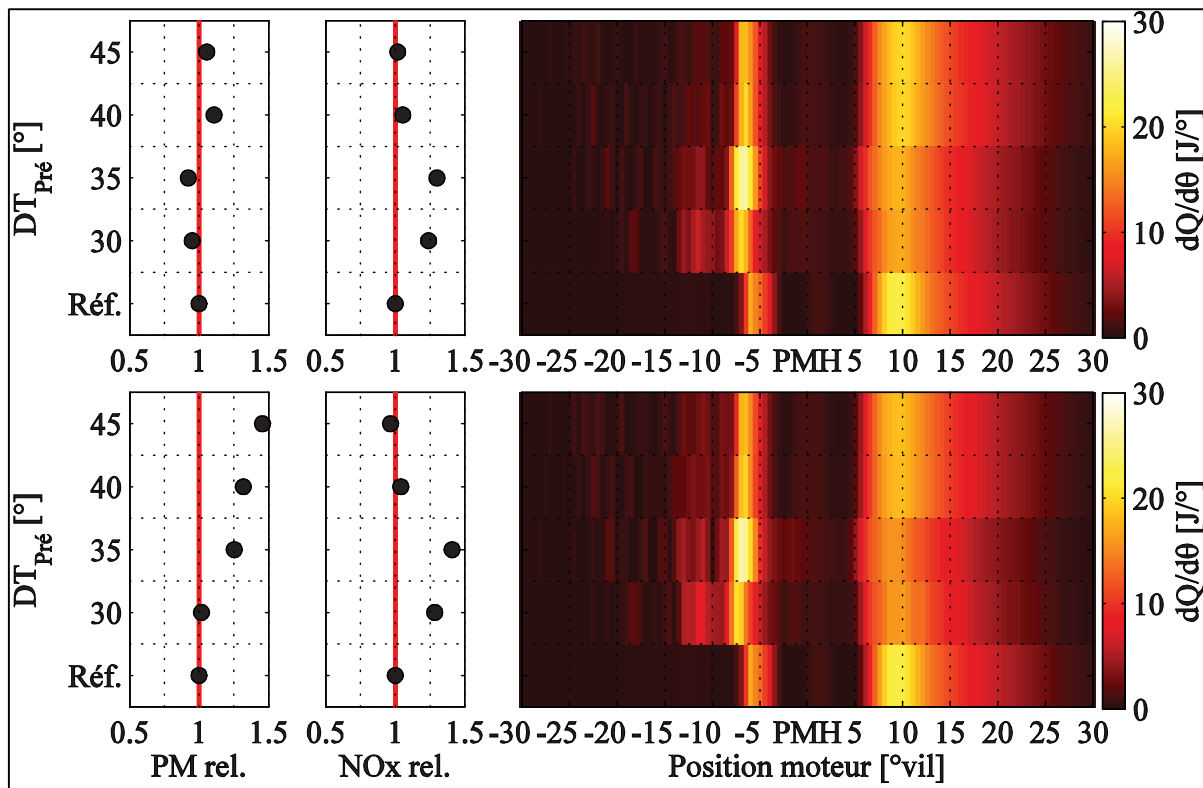


Figure 3.33 Polluants et intensité du taux de dégagement de chaleur pour différentes durées de préinjection (260 et 270 µs, de haut en bas)

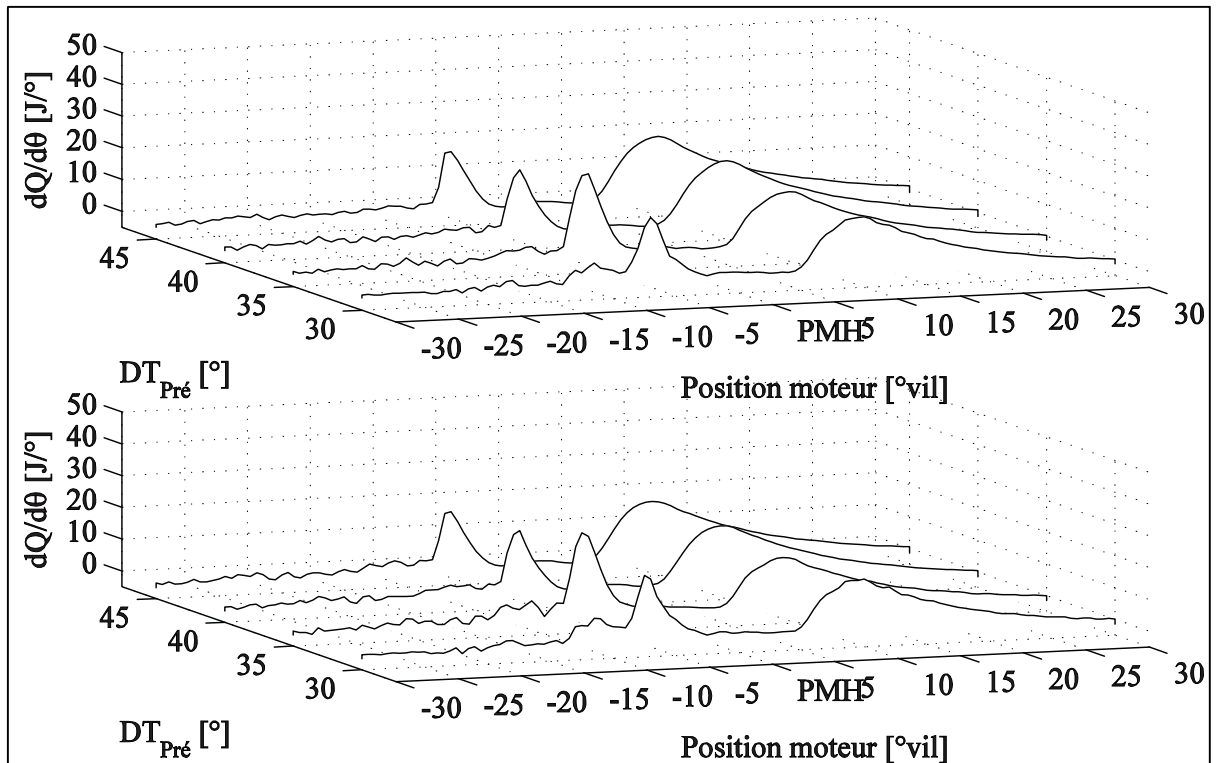


Figure 3.34 Profil des taux dégagements de chaleur pour différentes durées de préinjection (260 et 270 μ s, de haut en bas)

La Figure 3.34 permet de voir qu'en réalité une légère combustion est présente avant la combustion de l'injection pilote, mais qu'elle est très peu intense. Ceci peut être associé à une injection trop précoce de carburant sans inflammation rapide de celui-ci alors que le temps de mélange supplémentaire cause un mélange globalement trop pauvre pour brûler par la suite. L'augmentation de la quantité de PM obtenue avec l'augmentation de l'avance d'une injection dans le cycle, particulièrement pour un $ET_{Pré}$ élevé pourrait être expliqué par ce phénomène. En ce qui concerne les NO_x , la réduction du délai d'inflammation de l'injection principale ne peut expliquer la hausse importante de la quantité de NO_x d'autant plus que la Figure 3.31 illustre la réduction du taux de dégagement de chaleur de la combustion principale. Par conséquent, l'augmentation des NO_x peut être reliée à l'augmentation du taux de dégagement de chaleur de la combustion pilote et à sa durée. Les valeurs maximales de NO_x sont obtenues lorsque le $DT_{Pré}$ est de 30 et de 35°. Le $DT_{Pré}$ de 35° a déjà été identifié comme étant celui injectant possiblement plus de carburant et le $DT_{Pré}$ de 30° a un dégagement de chaleur plus

important que le cas de référence. Les autres cas observés sont très peu influencés par la préinjection et ces résultats peuvent être expliqués en partie par l'absence totale de combustion de la préinjection.

Outre les NO_x et les PM, l'effet de l'utilisation d'une préinjection sur les émissions de THC et de CO sont rapportés à la Figure 3.35. Une augmentation marquée autant des THC que du CO se produit avec l'augmentation du $\text{DT}_{\text{Pré}}$, particulièrement avec une durée d'activation supérieure. Encore une fois, l'explication de ce phénomène réside dans le fait qu'une injection trop précoce de carburant encourage la formation d'un mélange trop pauvre favorisant la formation de ces polluants tout en augmentant les possibilités de mouillage des parois. Il s'agit du même phénomène que rencontré dans l'étude de la section 3.2. Aucune donnée concernant spécifiquement l'effet d'une préinjection et d'une injection pilote sur les émissions de THC et de CO n'a été répertoriée dans la littérature.

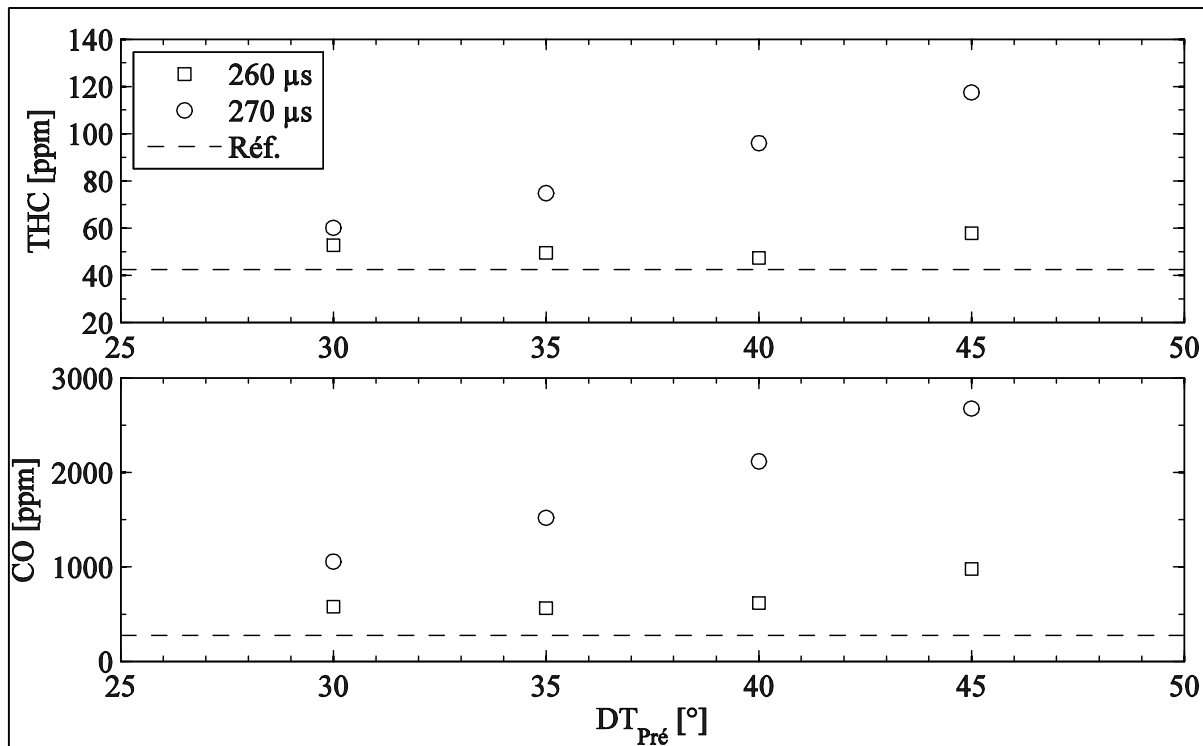


Figure 3.35 Effet du $\text{ET}_{\text{Pré}}$ et du $\text{DT}_{\text{Pré}}$ sur les THC et le CO

L'utilisation d'une préinjection participe également à la détérioration de la CSC comme le montre la Figure 3.36 (haut). L'effet est amplifié avec l'augmentation du $ET_{Pré}$, ce qui est logique puisque la quantité injectée augmente avec la durée d'injection. Le comportement observé sur la CSC est contraire à ce qui a été observé durant les travaux de Badami *et al.* (2002) pour une charge moteur équivalente. Le principal avantage de ce type de stratégie pour l'ensemble des tests effectués concerne l'amélioration du COV_{PMEI} . L'augmentation du $DT_{Pré}$ ainsi que du $ET_{Pré}$ contribue à cette amélioration, tel qu'il est rapporté sur la Figure 3.36 (bas).

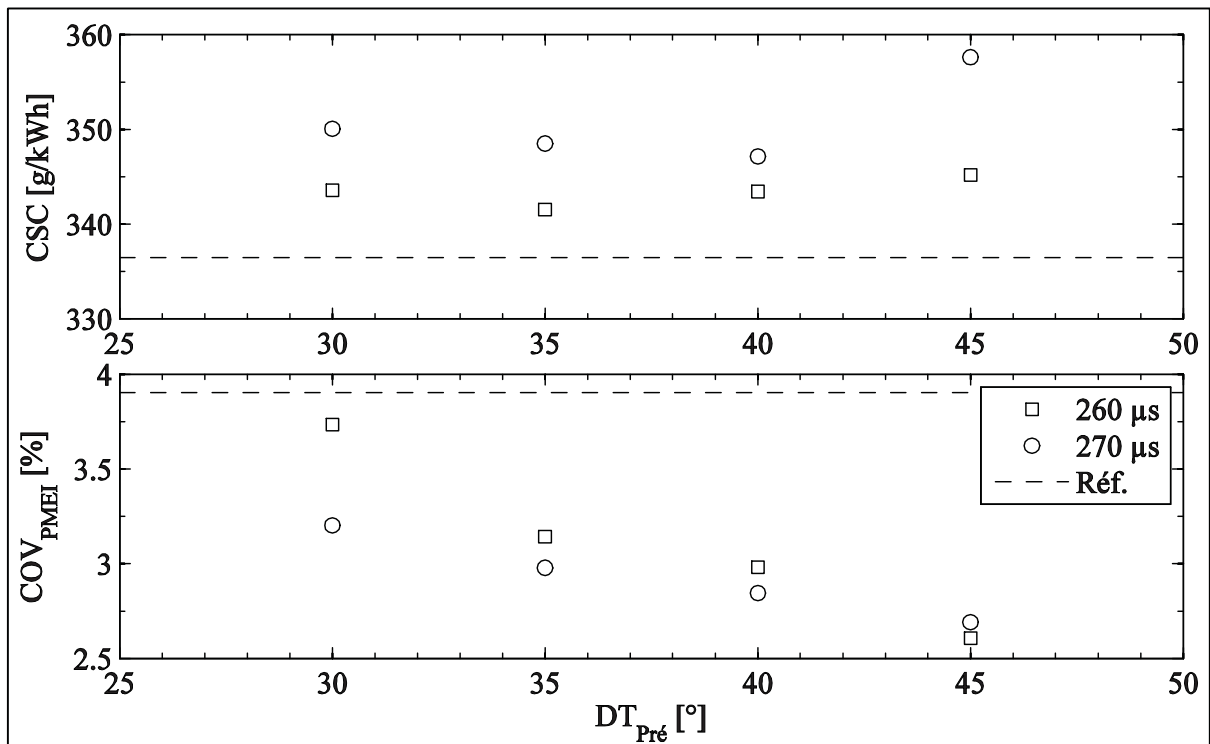


Figure 3.36 Effet du $ET_{Pré}$ et du $DT_{Pré}$ sur la CSC et le COV_{PMEI}

Il n'est pas possible de conclure à partir des tests réalisés que l'utilisation d'une préinjection peut être bénéfique pour la réduction supplémentaire des émissions de NO_x ou de PM. De plus, dans les cas observés, la préinjection contribue à la détérioration des émissions de THC et de CO en plus d'augmenter la CSC. Elle n'est donc pas retenue comme étant une stratégie intéressante pour le point d'opération étudié.

3.5 Utilisation d'un mélange biodiesel/diesel

Afin d'évaluer la capacité d'un mélange composé à 20% de fraction volumique de biodiesel et de 80% de diesel (B20) à réduire davantage les émissions polluantes que le diesel pur (B0), deux séries de tests sont présentées dans cette section. Premièrement, l'injection simple est étudiée et est comparée aux résultats déjà présentés pour le cas du B0 pour des paramètres d'opérations identiques. Ensuite, l'injection double utilisant une injection pilote est testée selon les paramètres d'injection pilote déjà identifiés comme étant les plus performants pour le B0. L'ensemble de ces tests permet d'observer les différences au niveau des caractéristiques de la combustion de ces deux carburants ainsi que d'identifier s'il y a une synergie entre les carburants pour la réduction des émissions par l'utilisation de stratégie d'injection double.

3.5.1 Injection simple

Les paramètres de tests en injection simples pour le cas du B20 sont les mêmes que pour le cas du B0, soit un $SOE_{Principale}$ entre 8.75° avant le PMH et 5° après le PMH et la durée d'activation est ajustée afin de conserver le point d'opération constant. Les résultats concernant les émissions de NO_x et de PM sont présentés à la Figure 3.37 et sont comparés aux résultats du B0. En général, le même comportement est observé pour les deux carburants, soit une augmentation des NO_x avec l'augmentation de l'avance à l'injection alors que les émissions de PM augmentent avec le retard à l'injection. Cependant, le B20 présente pratiquement toujours une quantité inférieure de NO_x et une quantité supérieure de PM que pour le cas du B0. Pour chaque polluant, les valeurs obtenues sont à l'extérieur ou à la limite de l'incertitude expérimentale pour chaque carburant ce qui indique une réelle différence. Lorsque l'avance est retardée, un rapprochement des émissions est visible autant pour les NO_x que pour les PM. Bien que les résultats sur les émissions de NO_x et de PM soient contraires à ce qui est généralement observé dans la littérature, certains auteurs ont relevé ce genre de comportement avec l'utilisation du biodiesel. En effet, une réduction de la production de NO_x avec la concentration en biodiesel a été rapportée par Banapurmath, Tewari et Hosmath (2008) (huile d'honge, de Jatropha et de sésame), par Utlu et Koçak (2008) (huile à friture usée), par Chokri

et al. (2012) (huile à friture usée) et Labecki *et al.* (2012) (huile de canola). En ce qui concerne les PM, une augmentation avec l'utilisation du biodiesel a été rapportée par Banapurmath, Tewari et Hosmath (2008) (huile d'honge, de Jatropha et de sésame), par Utlu et Koçak (2008) (huile à friture usée), par Chokri *et al.* (2012) (huile à friture usée), par Durbin *et al.* (2000) (huile de source inconnue) et Labecki *et al.* (2012) (huile de canola).

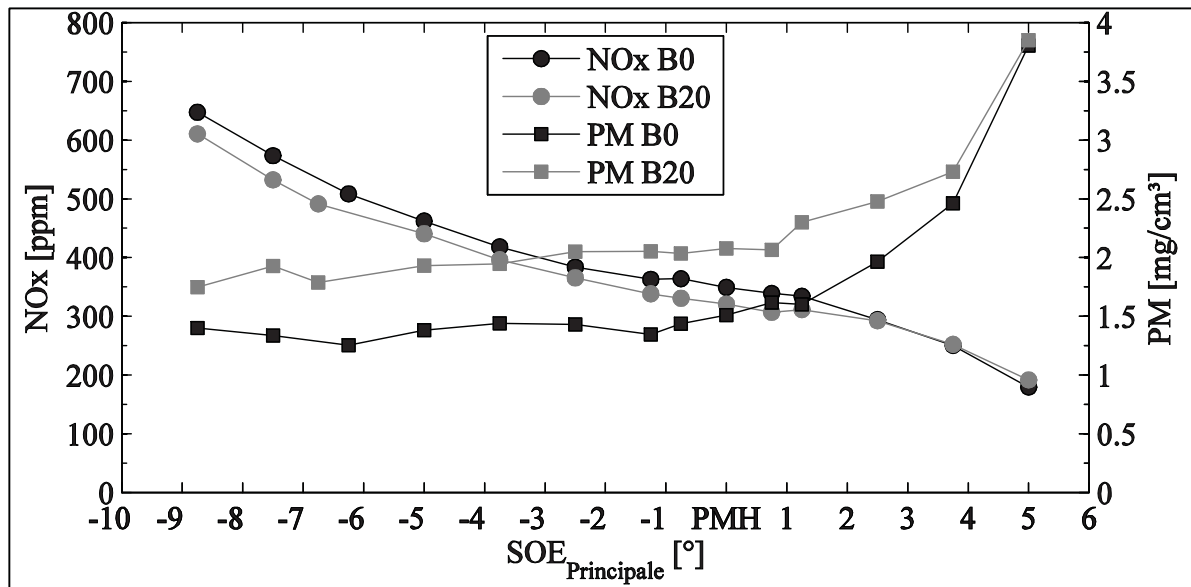


Figure 3.37 Influence de l'utilisation de B20 sur les émissions polluantes en injection simple

L'analyse du dégagement de chaleur permet d'observer que, comme le montre le graphique du haut de la Figure 3.38, la combustion du B20 démarre toujours avant celle du B0 pour les SOE_{Principale} observés. L'impact sur l'avance de la combustion est toutefois négligeable, probablement à cause de la faible concentration en biodiesel utilisée. Cette réduction du délai d'inflammation par rapport au B0 peut être causée par l'indice de cétane plus élevé du B20 grâce à l'ajout de biodiesel dans le diesel ou encore par une ouverture plus précoce de l'injecteur. L'impossibilité de déterminer avec précision le début de l'injection ne permet donc pas d'identifier la cause exacte de la modification du délai d'inflammation. La Figure 3.38 (bas) montre l'impact du carburant et du SOE_{Principale} sur la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur. Aucune tendance particulière n'est observée puisque pour certains SOE_{Principale} le B20 a un pic de dégagement de chaleur supérieur alors que pour d'autres le

contraire est obtenu. Puisque pratiquement l'ensemble des combustions démarre après le PMH, la portion principale de la combustion se produit également après le PMH. Sachant que le B20 devance la combustion, le dégagement de chaleur associé à la combustion du B20 se produit plus près du PMH qu'avec du B0. Ainsi une réduction du taux de dégagement de chaleur aurait permis d'expliquer le comportement au niveau des NO_x . Or, les résultats ont montré une réduction substantielle de ce polluant malgré un dégagement de chaleur parfois supérieur.

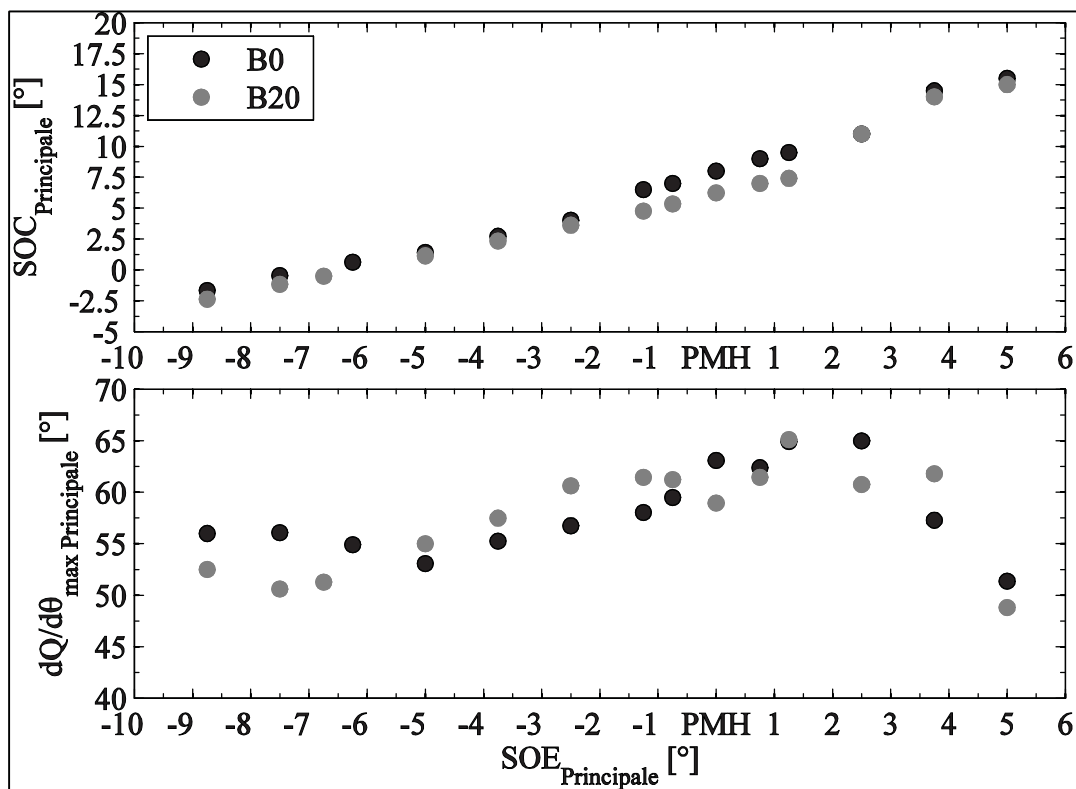


Figure 3.38 Influence de l'utilisation du B20 sur le début de la combustion et la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur en injection simple

Selon la littérature, la réduction des NO_x avec l'utilisation du biodiesel pourrait s'expliquer par la plus haute viscosité du biodiesel qui nuit à la bonne atomisation (Labecki *et al.*, 2012) ainsi que par une moins bonne pénétration du jet de carburant (Chokri *et al.*, 2012). La combinaison de ces conséquences entraîne une diminution plus importante de la température dans le cylindre lors de l'évaporation du carburant (Labecki *et al.*, 2012) en plus de nuire à la formation d'un mélange adéquat ce qui est susceptible de créer des zones plus riches en carburant (Chokri *et*

al., 2012). La combustion initiale du carburant dans les zones riches en carburant (Chokri *et al.*, 2012) ainsi que la température cylindre plus faible (Labecki *et al.*, 2012) n'encourage pas la formation des NO_x . De plus, l'indice de cétane plus élevé du biodiesel provoque une réduction du délai d'ignition. Ceci cause une réduction du taux de dégagement de chaleur durant la phase prémélangée de la combustion et mène à une température dans le cylindre plus faible qui nuit à la formation des NO_x (Banapurmath, Tewari et Hosmath, 2008)

La Figure 3.39 permet d'observer l'impact du carburant sur la pression cylindre ainsi que sur le taux de dégagement de chaleur pour trois cas de $\text{SOE}_{\text{Principale}}$. Le devancement de la combustion mentionné plus tôt est visible sur ces graphiques autant grâce à la pression cylindre qu'au taux de dégagement de chaleur. En ce qui concerne la pression cylindre, une différence minime est obtenue au niveau de la pression maximale atteinte et sa position est devancée pour le cas du B20, ce qui pourrait justifier en partie la réduction des NO_x , mais plus de données sont nécessaires. Il est également possible de remarquer que les profils de taux de dégagement de chaleur sont très semblables pour chacun des carburants, et ce, pour tous les cas, seul un calage différent dans le cycle est visible. La réduction du taux de dégagement de chaleur initiale, associée à l'évaporation initiale du carburant, se produit sensiblement au même moment pour chaque carburant. Les résultats disponibles ne permettent toutefois pas d'identifier la cause exacte du devancement de la combustion dans le cycle. Cependant, la comparaison des traces de pressions dans le tube d'injection entre les stratégies utilisant le diesel et celles avec du biodiesel montre que, pour un même calage d'injection, les traces se confondent. Ceci peut indiquer que, contrairement à ce qui a déjà été rapporté par certains auteurs (Hoekman et Robbins, 2012; Shahabuddin *et al.*, 2013), l'ouverture de l'injecteur n'est pas grandement affectée par le carburant pour les cas étudiés dans ce travail et que l'indice de cétane plus élevé du biodiesel pourrait donc être le responsable du devancement de la combustion (Lapuerta, Armas et Rodríguez-Fernández, 2008).

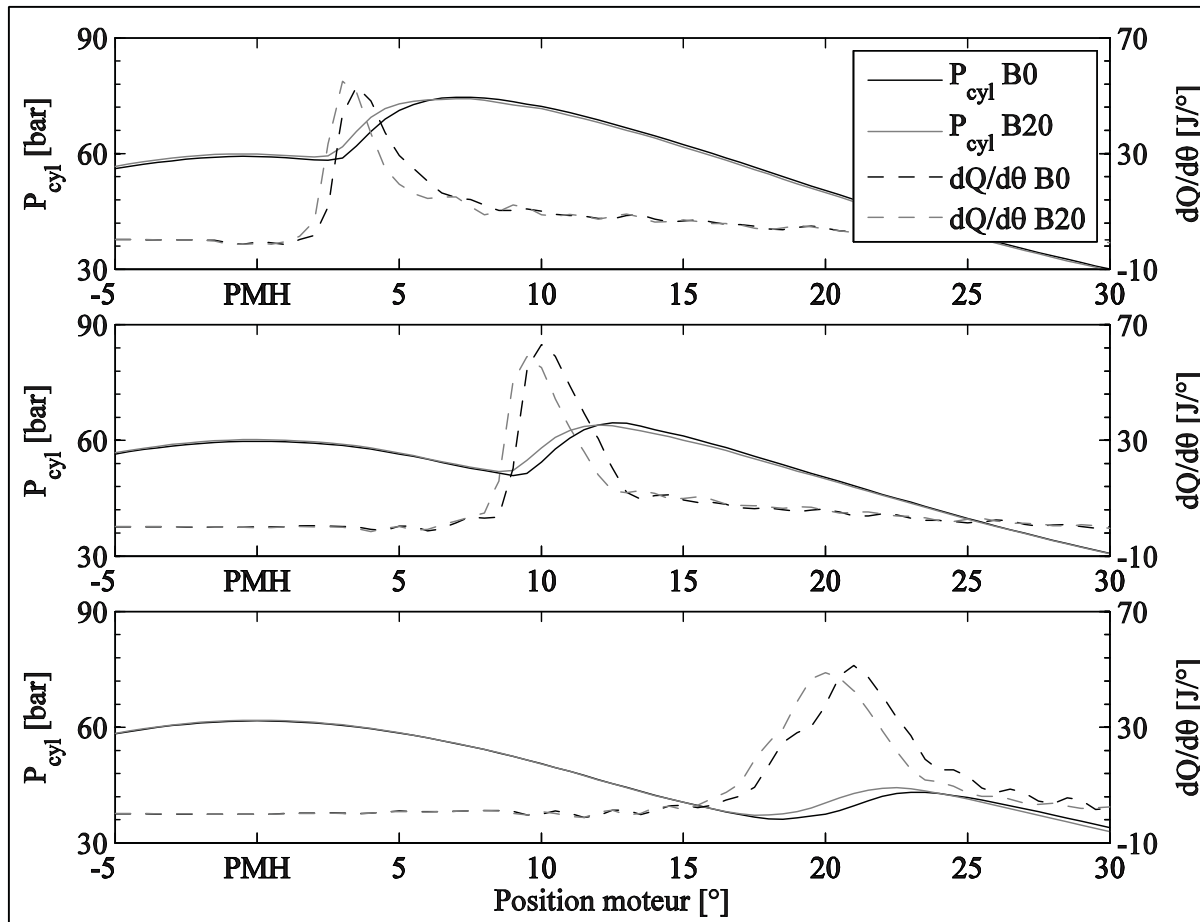


Figure 3.39 Effet du carburant sur la pression cylindre et sur le taux de dégagement de chaleur pour des $SOE_{Principale}$ de 5° avant PMH, au PMH et 5° après PMH (de haut en bas)

L'augmentation des PM produites avec l'utilisation du B20 est difficilement explicable par les résultats disponibles. Une possible augmentation de la durée de l'injection ou une plus grande quantité injectée pourrait expliquer en partie cette augmentation. Sachant que l'énergie de vaporisation et la viscosité du biodiesel sont plus élevées, (Lapuerta, Armas et Rodríguez-Fernández, 2008) une moins bonne atomisation du carburant peut se produire et favoriser la formation des PM (Banapurmath, Tewari et Hosmath, 2008; Chokri *et al.*, 2012). La Figure 3.40 permet d'observer que, sauf pour les cas d'injection très avancée, le $ET_{Principale}$ du B20 est nettement inférieur à celui du B0 indiquant donc une influence non négligeable du carburant sur le phénomène de l'injection même à une faible concentration en biodiesel. Sachant que le biodiesel a un pouvoir calorifique inférieur (PCI) plus faible que le diesel, le mélange de B20 aura des propriétés différentes par rapport au diesel. Afin d'obtenir la même charge, une plus

grande masse de B20 doit être injectée que dans le cas du B0 pour combler la diminution du PCI du biodiesel. Les résultats montrent cependant que la durée d'activation de l'injection est réduite. Un changement au niveau du comportement de l'injecteur se produit donc, causé par les valeurs plus élevées de densité, de viscosité et du module de compressibilité. Ces propriétés peuvent affecter le moment de l'ouverture et de la fermeture de l'injecteur (Park *et al.*, 2009; Salvador *et al.*, 2012) affectant la quantité injectée et le calage de l'injection dans le cycle. Une injection beaucoup plus longue est susceptible d'engendrer une augmentation des PM par l'augmentation de la richesse globale causée par une plus grande masse de carburant injectée dans le cylindre. Le phénomène de l'injection doit donc être mieux contrôlé afin d'identifier avec justesse les phénomènes observés avec l'utilisation du B20.

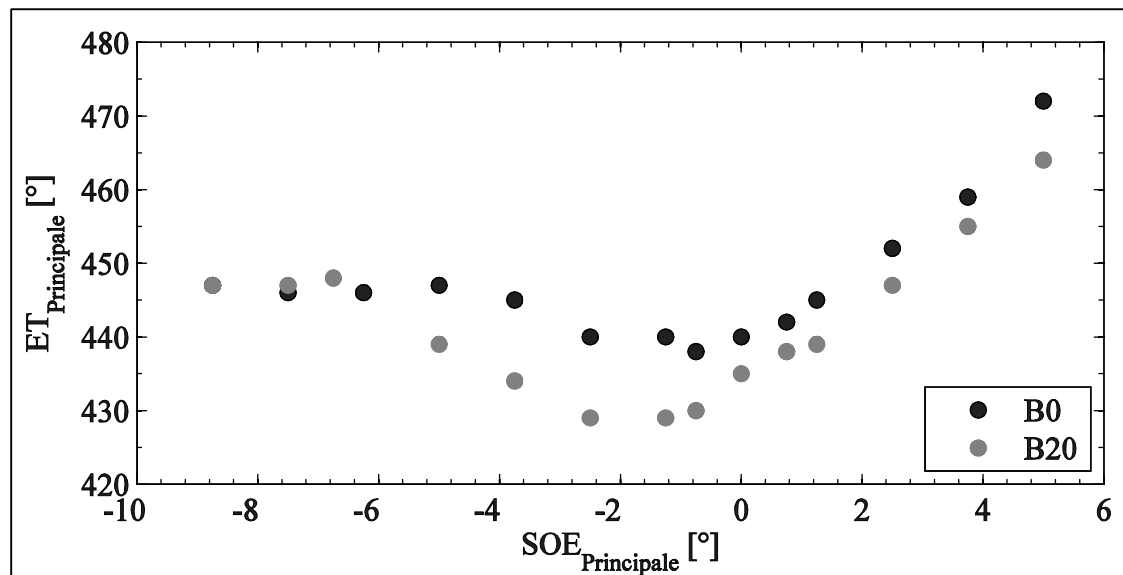


Figure 3.40 Influence du carburant sur la durée d'activation de l'injection selon le calage dans le cycle

Au niveau des autres polluants et de la performance, la Figure 3.41 illustre l'influence du B20 par rapport au B0 selon le $SOE_{Principale}$. De façon générale, le B20 occasionne une légère diminution des émissions de CO et de THC telle qu'observée par plusieurs auteurs (Di, Cheung et Huang, 2009; Labecki *et al.*, 2012; Lapuerta, Armas et Rodríguez-Fernández, 2008; Utlü et Koçak, 2008). Cette diminution est plus importante lorsque l'injection est retardée, indiquant une meilleure oxydation probablement causée par la présence d'oxygène dans le biodiesel.

Cependant, pour des $SOE_{Principale}$ situés à proximité du PMH, l'influence est faible. Une faible augmentation de la CSC est obtenue, telle qu'illustrée sur la Figure 3.41 (bas, gauche), et est attribuable à la diminution du PCI du B20. Une plus grande quantité de carburant est nécessaire afin d'obtenir la même charge ce qui cause l'augmentation de la CSC. Ce comportement est également rapporté par plusieurs auteurs (Chokri *et al.*, 2012; Labecki *et al.*, 2012; Raheman et Ghadge, 2008; Utlu et Koçak, 2008). Quant au COV_{PMEI} , aucune tendance n'est observée concernant le B20 lorsque comparé au B0.

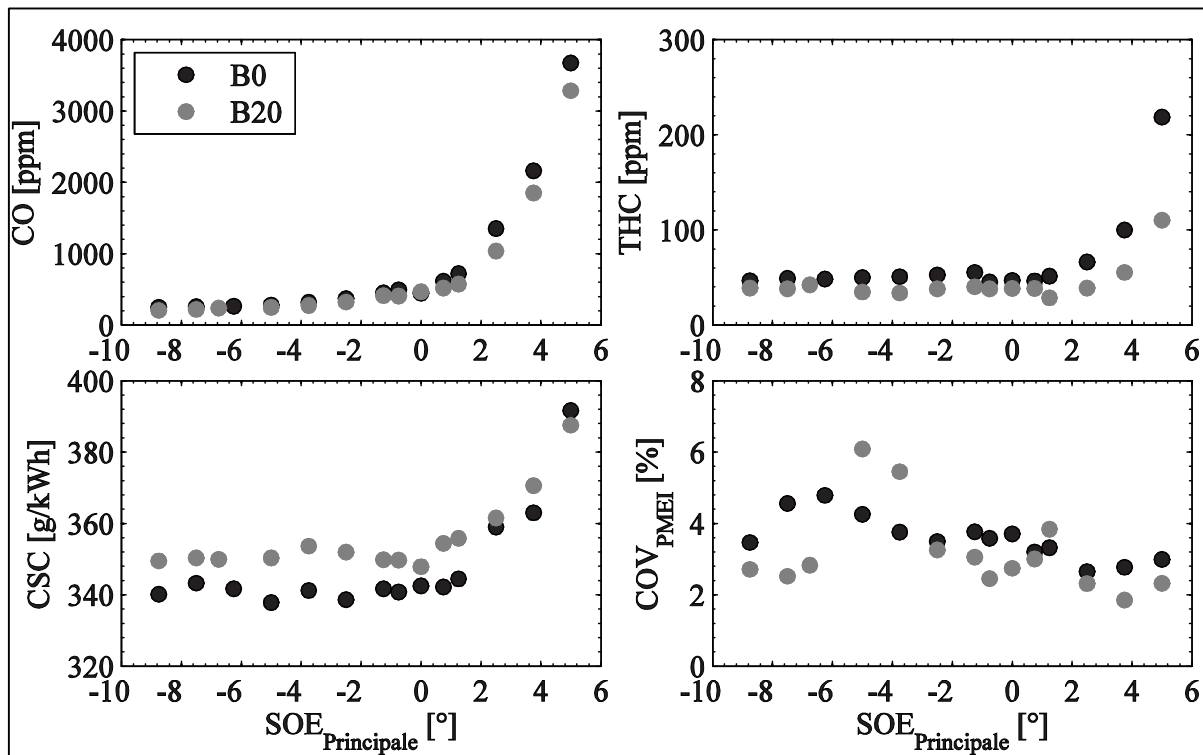


Figure 3.41 Influence du carburant et du $SOE_{Principale}$ sur le CO, les THC, la CSC et le COV_{PMEI}

3.5.2 Injection double

Afin d'évaluer si le comportement des émissions polluantes observé avec l'utilisation d'une injection pilote et du diesel peut s'appliquer à l'utilisation du B20, des tests ont été réalisés en utilisant les paramètres identifiés comme les plus prometteurs précédemment. Ainsi, une

injection pilote ayant un ET_{Pilote} de $260\mu s$ et un DT_{Pilote} de 15° a été évaluée pour plusieurs calages d'injection principale. Les résultats sont relativisés par rapport à une injection simple de référence utilisant le même carburant et située à 4° avant le PMH, comme pour les cas de B0 déjà présentés. La Figure 3.42 rappelle les résultats obtenus avec ces paramètres pour le B0 et présente les variations de NO_x et de PM obtenues pour le B20. Ce graphique permet de conclure qu'en ce qui concerne les émissions de NO_x et de PM, les paramètres d'injection pilote utilisés permettent de réduire de façon comparable ces polluants pour les deux carburants testés. En effet, comparativement à une injection simple de même carburant, la réduction des émissions de NO_x varie de nulle à près de 50% moins pour les deux carburants étudiés. Similairement, l'influence de l'injection pilote sur les émissions de PM est de réduire les émissions jusqu'à environ 60% de la valeur initiale pour un calage de la stratégie adéquat. Pour une $SOE_{Principale}$ retardée (4° et 6° après le PMH), une différence plus importante entre les carburants est obtenue, le B20 parvenant à réduire les PM davantage que le B0 pour les cas de 4° après le PMH et ayant une augmentation moins marquée pour le cas de 6° après le PMH. L'efficacité de ce type de stratégie d'un point de vue de la réduction des NO_x et de la PM pour du biodiesel pur à base d'huile de soya avait déjà été observée par Kim, Yoon et Lee (2008).

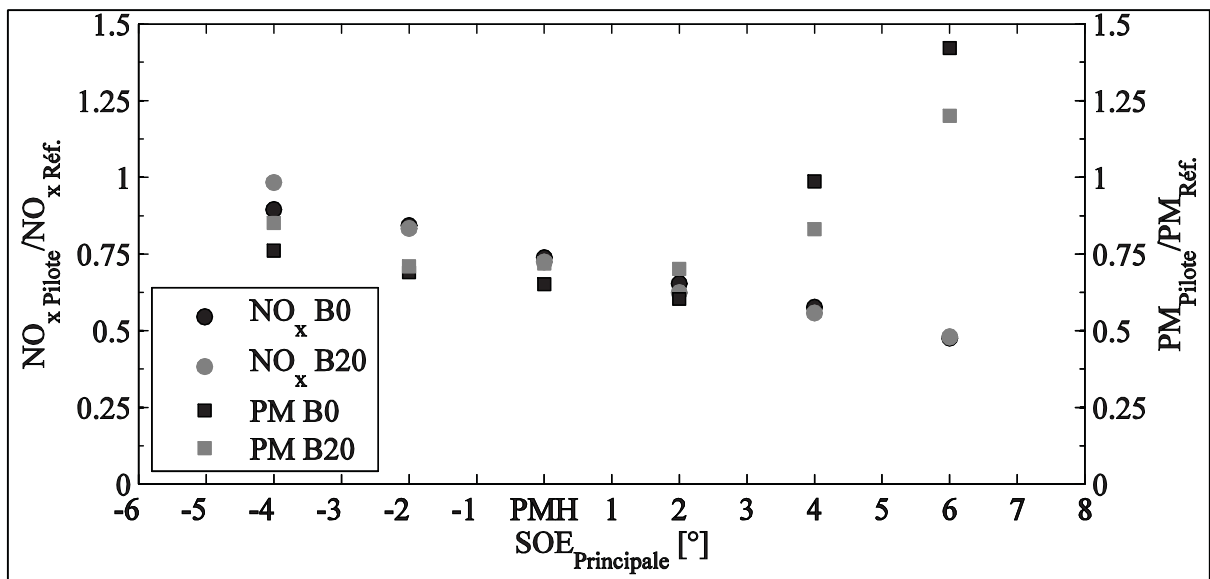


Figure 3.42 Variation des émissions de NO_x et de PM selon le carburant utilisé et le $SOE_{Principale}$ avec une injection pilote comparée à une injection simple de référence

L'impact de la stratégie d'injection utilisant une injection pilote sur le $SOC_{\text{Principale}}$ et la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur de l'injection principale est illustré à la Figure 3.43. Comparativement au B0 en injection simple, une très faible différence dans le devancement de la combustion a été observée pour certains cas utilisant du B20. Les résultats en injection double montrent que c'est toujours le cas. Pour les paramètres d'injection double testés, le début de la combustion de l'injection principale se situe toujours au même endroit, peu importe qu'il s'agisse de B0 ou de B20. Au niveau de la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur (Figure 3.43, bas), le carburant n'affecte pas du tout la valeur maximale atteinte. L'utilisation d'une injection pilote avec du B20 semble donc rapprocher le phénomène de combustion de celui du B0 malgré une différence au niveau des émissions polluantes. Fang et Lee (2009) avaient déjà observé le même comportement en comparant du B0 avec du B100 à base d'huile de soya, mais aucune explication n'était proposée.

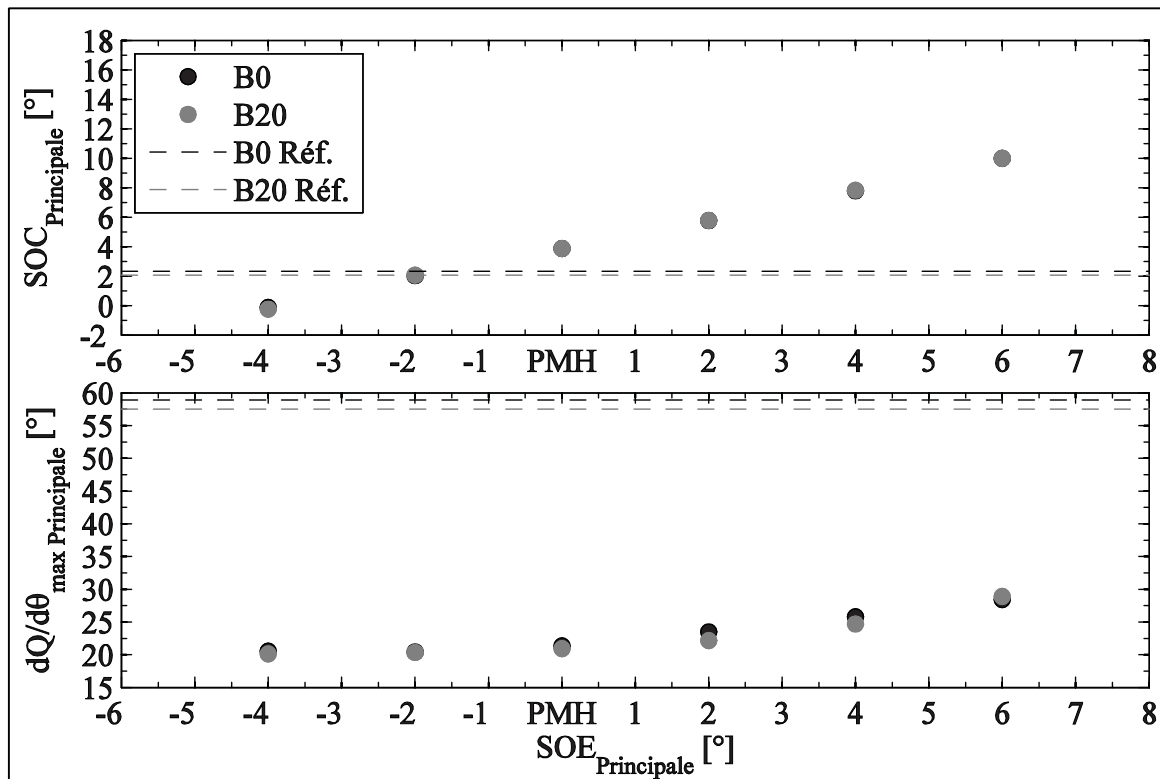


Figure 3.43 Influence de l'utilisation du B20 sur le début de la combustion et la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur en injection double

Afin d'observer la combustion dans son ensemble ainsi que l'impact du carburant sur le développement de la pression cylindre, la Figure 3.44 présente ceux-ci pour trois cas de stratégie d'injection double, soit avec une injection principale débutant à 4° avant le PMH, au PMH et 4° après le PMH. Cette figure montre que l'utilisation d'une injection pilote a pour effet de rendre la combustion et le développement de la pression cylindre du B20 similaire à celle du B0. Ceci indique qu'avec les paramètres testés, l'effet de l'injection pilote sur le devancement de la combustion de l'injection principale est légèrement moins important dans le cas du B20 que dans le cas du B0. En effet, il a été montré plus tôt qu'en injection simple, la combustion du B20 démarre légèrement avant celle du B0 alors qu'avec l'injection pilote, les SOC sont confondus autant pour l'injection pilote que pour l'injection principale. Bien qu'une interprétation plus poussée nécessiterait de connaître le comportement de l'injection, soit le début de l'injection, la durée de l'injection et la quantité injectée, l'analyse de la durée d'activation de l'injecteur permet d'ajouter certaines observations et d'approfondir l'analyse.

Sachant que le PCI du biodiesel est plus faible que celui du diesel, il est normal de s'attendre à devoir injecter une plus grande masse de carburant lorsque du B20 est utilisé que dans le cas du B0. La Figure 3.40 a montré que la durée d'activation avec du B20 est légèrement plus faible, ce qui montre un changement au niveau du comportement de l'injecteur. Dans le cas de l'injection pilote, une durée d'activation constante de $260\ \mu\text{s}$ est utilisée et par conséquent une différence de masse ainsi que de moment d'ouverture et fermeture peut se produire entre le B20 et le B0 pour un même ET_{Pilote} . Ceci devrait normalement affecter à la fois la combustion de l'injection pilote ainsi que le comportement de la combustion principale. Or, avec les données disponibles, il n'est pas possible d'identifier les différences au niveau de l'injection, mais la Figure 3.44 montre que la combustion de l'injection pilote est pratiquement identique.

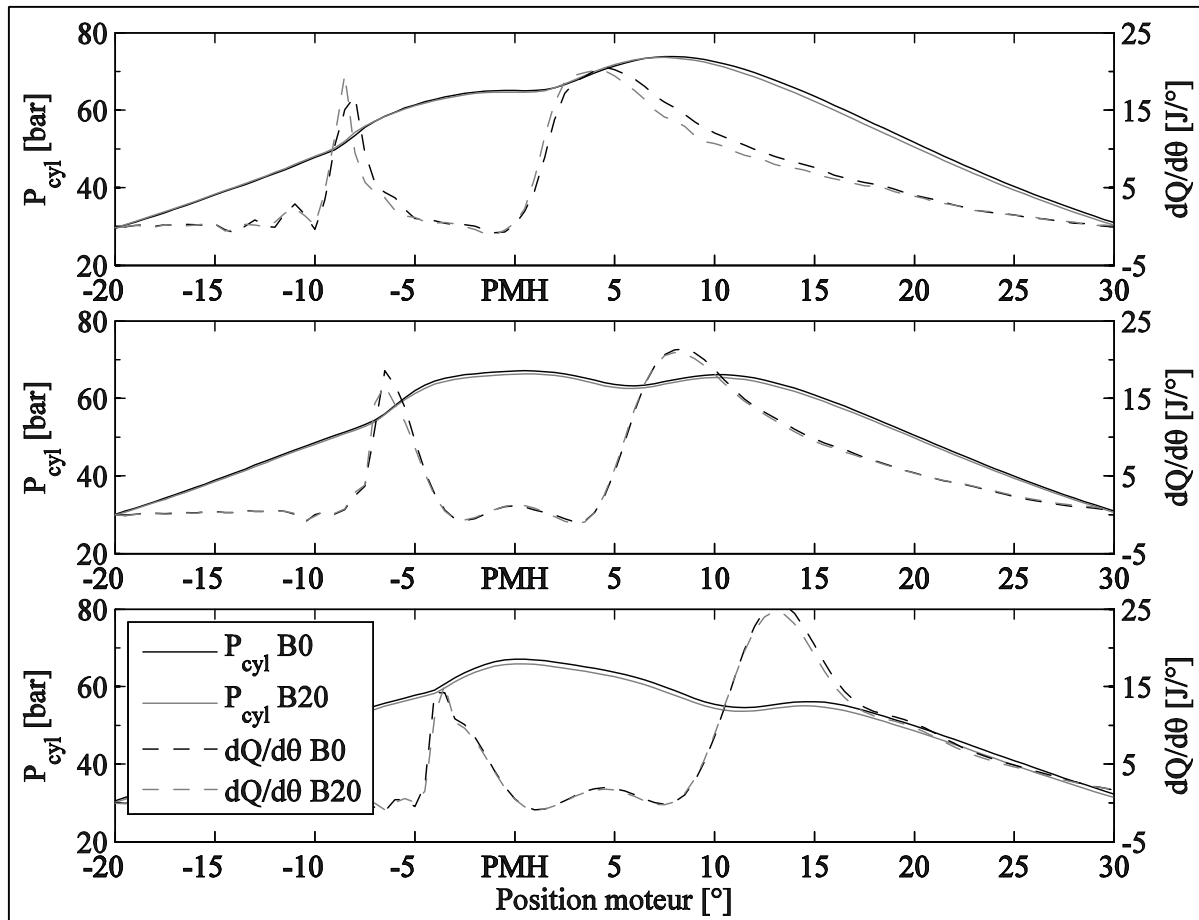


Figure 3.44 Effet du carburant sur la P_{cyl} et sur le $dQ/d\theta$ en injection double pour des $SOE_{Principale}$ de 4° avant PMH, au PMH et 4° après PMH (de haut en bas)

En ce qui concerne l'injection principale, la Figure 3.45 permet d'observer l'effet d'une stratégie utilisant une injection pilote sur le $ET_{Principale}$ selon le carburant utilisé. Contrairement au cas de l'injection simple, lors de l'utilisation d'une injection pilote, le carburant ne semble pas avoir d'effet sur la durée d'activation principale nécessaire à l'obtention d'une charge équivalente. Connaissant les différences de propriétés entre le B0 et le B20, il est surprenant de voir qu'un ET_{Pilote} et un $ET_{Principale}$ égaux pour deux carburants différents permettent d'obtenir la même charge. De plus, l'analyse de la pression dans la tubulure d'injection ne permet pas de distinguer de différence entre l'utilisation du diesel et du B20 et ce, peu importe le cas observé. Ceci confirme la nécessité de mieux connaître les caractéristiques de l'injection afin de mieux comprendre les phénomènes en présence ainsi que de réaliser des tests à plus haute concentration en biodiesel.

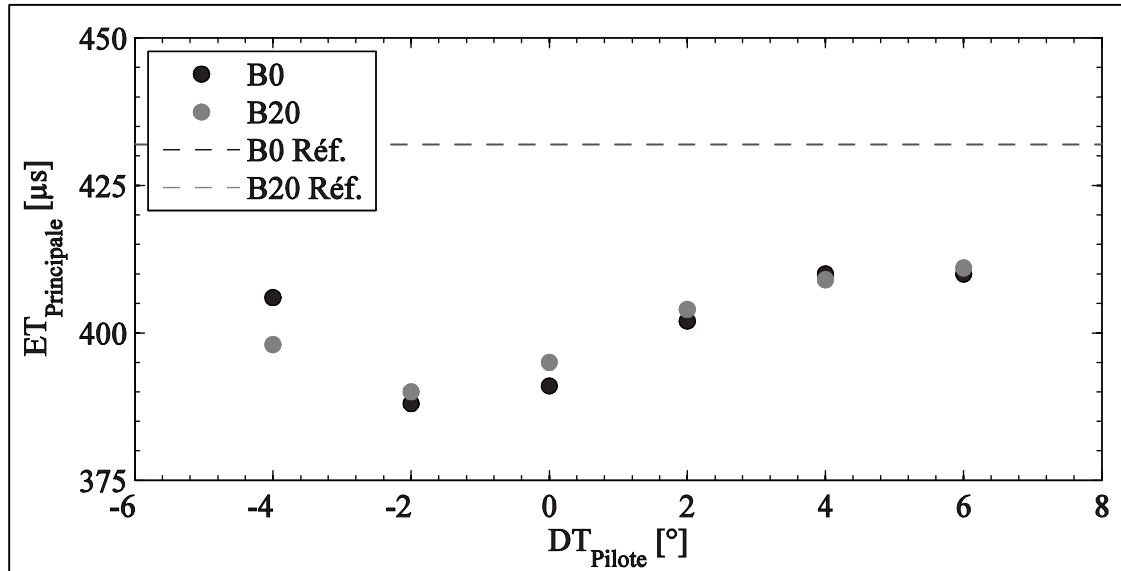


Figure 3.45 Influence du carburant avec une injection pilote sur la durée d'activation de l'injection selon le calage de l'injection principale dans le cycle

Pour les autres polluants ainsi que les performances liées à l'utilisation du B20 avec une injection pilote, les résultats sont présentés à la Figure 3.46. Encore une fois, l'effet de l'utilisation de l'injection pilote avec du B20 est le même que dans le cas du B0. Pour les cas du CO, des THC et de la CSC, la tendance observée lorsque le $SOE_{Principale}$ est varié est la même pour les deux carburants, se maintenant très près des valeurs obtenues lors de l'injection simple pour les cas de $SOE_{Principale}$ de 4° avant le PMH jusqu'au PMH (CO et CSC) ou à 4° après le PMH (THC). Lorsque le calage de l'injection double est retardé, la combustion se détériore puisqu'elle se fait plus tard dans l'expansion et ces polluants et la CSC augmentent. Il est intéressant de remarquer que dans les cas extrêmes d'un $SOE_{Principale}$ de 6° après le PMH, le B20 est plus performant que le B0. En effet, l'écart dans les quantités de CO et de THC produites entre ces deux carburants est plus important pour cette stratégie au point où la CSC du B0 est supérieure à celle du B20. Sans connaître précisément la structure de l'injection, il est difficile d'expliquer en détail ce qui se produit, mais la présence d'oxygène dans le carburant pourrait justifier ce phénomène en favorisant l'oxydation du carburant malgré la combustion tardive (Lapuerta, Armas et Rodríguez-Fernández, 2008; Sahoo et Das, 2009). Les COV_{PMEI} obtenus pour les deux carburants ne montrent pas de tendance particulière, mais les résultats avec du B20 sont du même ordre qu'avec du B0.

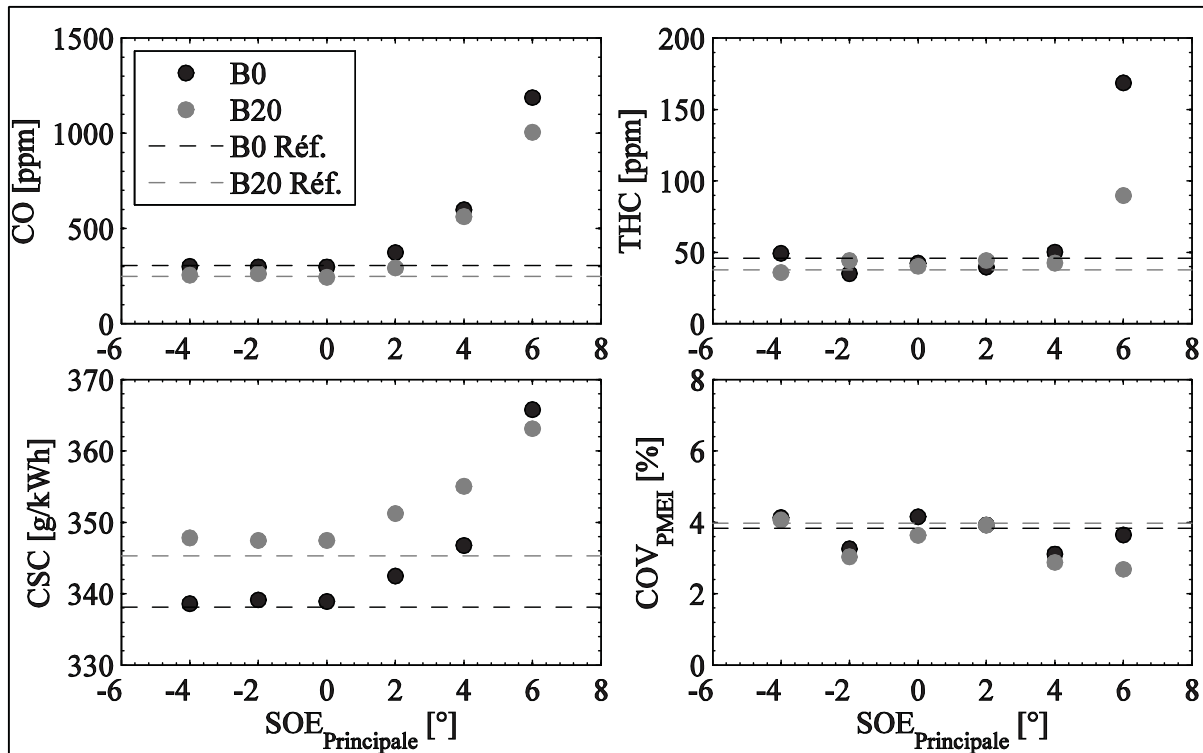


Figure 3.46 Influence du carburant et du $SOE_{Principale}$ sur le CO, les THC, la CSC et le COV_{PMEI} en utilisant une injection pilote

3.6 Synthèse du chapitre

Ce chapitre a permis de répondre aux deux premiers objectifs secondaires qui sont de quantifier les émissions polluantes et les performances ainsi que de caractériser la combustion d'un point de vue thermodynamique, et ce, en fonction de plusieurs stratégies d'injection multiple et pour un mélange diesel-biodiesel. Ces objectifs ont été atteints grâce à une campagne de test expérimentale durant laquelle les émissions polluantes produites par le moteur selon les stratégies utilisées ont été mesurées. Grâce à l'analyse du dégagement de chaleur, il a été possible d'expliquer comment les différentes stratégies d'injection ou l'utilisation du B20 influencent les émissions polluantes.

L'injection simple a d'abord été testée avec du diesel afin de trouver l'avance d'injection permettant le meilleur compromis entre les émissions de NO_x et de PM. Il a été observé que l'augmentation de l'avance à l'injection affecte à la hausse la production de NO_x et que cet

effet s'explique par l'augmentation prononcée de la pression dans le cylindre et par le fait même de la température permettant des conditions propices à la formation de ce polluant. L'impact sur les PM se fait particulièrement sentir lorsque l'avance à l'injection est retardée et ceci s'explique par le fait que l'évaporation du carburant est moins favorisée puisque la pression et la température diminuent grandement lors de l'expansion. De plus, un retard trop prononcé de l'injection provoque une combustion trop tard dans l'expansion qui peut provoquer une extinction de flamme et affecter autant les PM que les THC et le CO. La consommation spécifique de carburant en sera également augmentée. À la suite des tests en injection simple, l'avance choisie pour explorer l'injection double est de 4° avant le PMH.

Pour les tests en injection double utilisant une injection pilote, l'impact du calage et de la durée de l'injection pilote (donc de la quantité injectée) a d'abord été testé. Le calage a été varié de 60° à 7.5° avant l'injection principale située à 4° avant le PMH. Pour la durée d'injection, elle a été variée de $255\ \mu\text{s}$ à $275\ \mu\text{s}$ alors que la durée de l'injection principale a été ajustée afin de conserver une PMEF constante. Les résultats ont montré que l'injection pilote permet de diminuer le délai d'ignition et par le fait même de réduire le taux de dégagement de chaleur prémélangé de l'injection principale. Ceci a un effet bénéfique sur les émissions de NO_x principalement, mais également sur les émissions de PM puisque la durée de l'injection principale peut être diminuée, réduisant ainsi la phase de diffusion de la combustion. À la suite de cette campagne de tests, une durée d'injection de $260\ \mu\text{s}$ a été choisie comme étant susceptible d'être la plus favorable à la réduction simultanée des NO_x et des PM par rapport à une injection simple.

Pour la suite des tests en injection double, le délai entre l'injection pilote et l'injection principale a été testé pour des valeurs variant entre 5° et 30° puisqu'une avance supérieure est susceptible de nuire à la bonne combustion. Le calage de l'injection principale a également été varié entre 4° avant le PMH à 6° après le PMH. Les résultats ont permis de constater que le déplacement de l'injection principale après le PMH est favorable à la réduction simultanée des émissions de NO_x et de PM jusqu'à une certaine limite à partir de laquelle la combustion se détériore. Les paramètres ayant permis d'obtenir les résultats les plus intéressants ont été

identifiés comme étant un délai entre les injections de 15° pour une durée d'injection pilote de $260\ \mu\text{s}$ et un calage d'injection principale à 1° après le PMH. Globalement, l'injection pilote permet de réduire les NO_x et les PM pour un moteur fonctionnant à faible charge comme dans cette thèse. Pour les NO_x , la réduction du délai d'ignition de l'injection principale entraîne une diminution de l'intensité de la combustion prémélangée et ainsi de la température de combustion ce qui nuit à leur formation. Quant aux PM, elles sont diminuées par la réduction de la quantité injectée durant l'injection principale afin de conserver la charge constante.

L'injection triple a ensuite été explorée afin d'évaluer si son utilisation peut s'avérer bénéfique dans le cas d'une faible charge de moteur. La postinjection a d'abord été testée afin de tenter de réduire davantage la quantité de PM produite en augmentant la température de la flamme de diffusion. Il s'est avéré que dans le cas d'une faible charge constante, l'ajout d'une postinjection ne permet pas de réduire davantage les PM puisqu'en fait une augmentation a été observée. Ceci s'explique principalement par la méthodologie employée visant à conserver une charge constante en plus de l'utilisation d'une faible charge moteur. L'utilisation d'une postinjection contribuant au travail produit nécessite la réduction de la quantité injectée durant l'injection principale. L'injection principale produit donc nécessairement moins de PM alors que la postinjection se produisant plus tard durant l'expansion ne brûle pas aussi bien et vient finalement contribuer davantage à la production de PM. Globalement, une production supérieure de PM est obtenue et une réduction des NO_x est observée puisque la combustion de l'injection principale est moins intense. Par conséquent, la postinjection n'est pas considérée comme étant susceptible d'améliorer les émissions polluantes dans le cas d'une faible charge d'opération pour le moteur considéré.

L'utilisation d'une préinjection précédant l'injection pilote initiale a permis de montrer que pour les conditions d'opérations testées, l'ajout d'une troisième injection n'est pas bénéfique. La préinjection a principalement un effet négatif sur les émissions polluantes ainsi que sur la stabilité des conditions d'opérations. En effet, cette injection se produit trop tôt durant la compression et ne brûle donc pas de façon convenable. L'injection pilote est également négativement influencée par cette injection préalable puisqu'elle subit les effets reliés aux

fluctuations de pression dans le tube d'injection. Il est également remarqué que l'utilisation d'une préinjection fait en sorte que l'injection pilote préalable à l'injection principale peut avoir une intensité de combustion supérieure ce qui fait en sorte qu'elle contribue davantage à la production des NO_x . Par conséquent, l'utilisation d'une préinjection en condition de faible charge n'a pas été identifiée comme étant favorable à l'amélioration des émissions polluantes et nécessite également un contrôle très précis des paramètres d'injection afin de s'assurer que les phénomènes dynamiques n'influencent pas négativement les autres injections.

Finalement, l'impact de l'utilisation d'un mélange B20 a été testé pour les mêmes paramètres d'injection simple qu'avec du diesel ainsi qu'avec les paramètres d'injection pilote préalablement identifiés comme étant les plus favorables à la réduction des NO_x et des PM. Au niveau de l'injection simple, les résultats obtenus ont permis de montrer que le biodiesel utilisé en B20 augmente les PM produites et réduit davantage les NO_x que le diesel. Ce résultat a déjà été obtenu par d'autres auteurs (Banapurmath, Tewari et Hosmath, 2008; Chokri *et al.*, 2012; Labecki *et al.*, 2012), mais est généralement contraire à ce que la majorité des études ont démontré. Un devancement de la combustion a été observé pour le B20 par rapport au B0, bien que négligeable. Ceci peut s'expliquer par l'indice de cétane plus élevé du biodiesel et pourrait favoriser l'augmentation des NO_x . Cependant, l'effet inverse est observé et globalement, le dégagement de chaleur n'est pas très différent entre les deux carburants testés. L'augmentation des PM observée pourrait quant à elle s'expliquer par une durée globale d'injection plus longue et donc une plus grande quantité injectée ainsi que par la possibilité d'une augmentation de la grosseur des gouttelettes et de la réduction de leur taux d'évaporation. La réduction de la durée d'activation et l'augmentation de la CSC du B20 par rapport au B0 démontrent l'importance de bien comprendre le phénomène de l'injection pour mieux expliquer les résultats obtenus puisque normalement une augmentation de la durée d'activation aurait été attendue à la suite de la diminution du PCI du B20. Finalement, le même comportement général a été observé au niveau de l'impact du calage de l'injection sur les émissions polluantes que pour le B0, c'est-à-dire une augmentation des NO_x lorsque l'injection est devancée et une augmentation des PM, des THC et du CO lorsque l'injection est retardée.

En terminant, l'injection double avec du B20 a été testée pour une durée d'injection pilote de 260 μ s et un écart entre les deux injections de 15°. Le calage de l'injection principale a été varié de 4° avant le PMH à 6° après le PMH. L'impact du B20 sur les émissions polluantes n'a pas changé par rapport à l'injection simple lorsque comparé au diesel. Toutefois, il a été observé que l'utilisation de stratégies déjà identifiées comme étant favorables à la réduction simultanée des NO_x et des PM pour le diesel s'avère également favorable dans le cas de l'utilisation de B20. Ce résultat est très intéressant puisqu'il démontre la capacité de l'injection multiple à réduire les émissions polluantes et ce, peu importe le carburant utilisé. Des travaux supplémentaires devront considérer des concentrations plus importantes en biodiesel et la dynamique du phénomène d'injection devra également être comprise afin d'expliquer les phénomènes observés.

Au niveau des contributions, ce chapitre a permis de définir les balises limitant les effets bénéfiques de l'injection multiple avec une injection pilote. En effet, il a été démontré qu'un potentiel intéressant de réduction des émissions de NO_x et de PM est possible mais pour une très faible variabilité de délais entre les injections et de durées d'activation. Il a également permis de mieux cerner l'influence des différents paramètres de contrôles sur les polluants mesurés. De plus, ce chapitre a contribué à la compréhension des phénomènes nuisant à l'utilisation des stratégies d'injection triple lors de point d'opération à faible charge. Finalement, la contribution au niveau de l'utilisation du biodiesel est d'avoir montré que la nature du biodiesel peut modifier différemment les émissions par rapport à ce qui est rapporté dans la littérature.

Certains résultats dans ce chapitre ont permis de constater l'impact que peuvent avoir les paramètres de contrôles des stratégies d'injection (voir sections 3.2 et 3.4.2) ainsi que le biodiesel (voir section 3.5) sur le processus d'injection, influençant du même coup le développement de la combustion et ultimement les émissions polluantes. Le prochain chapitre propose donc le développement d'un modèle mathématique de simulation du taux d'introduction permettant de développer des stratégies adéquates en tenant compte de la pression d'injection oscillante, telle qu'observée aux sections 3.2 et 3.4.

CHAPITRE 4

MODÈLE MATHÉMATIQUE DE SIMULATION DU TAUX D'INTRODUCTION

Ce chapitre vise à répondre, en partie, au troisième objectif secondaire du projet de recherche qui est de développer et valider un modèle numérique simulant le comportement de l'injection et visant à expliquer et concevoir des stratégies adéquates. Cet objectif est partiellement atteint grâce au développement d'un modèle mathématique représentant le fonctionnement d'un injecteur typique de système d'injection à rampe commune. Ce modèle permet d'évaluer et de prédire l'influence de l'utilisation de diesel, de biodiesel et de leurs mélanges ainsi que de stratégies d'injection multiple sur le comportement hydrodynamique du processus d'injection. Une description générale de l'injecteur utilisé est d'abord présentée afin de le caractériser et d'en expliquer le fonctionnement dans le détail. Par la suite, le développement mathématique détaillé est exposé selon les différentes composantes constituant l'injecteur.

4.1 Description de l'injecteur

L'injecteur utilisé dans cette étude est un modèle Bosch CRI 3.3 à action indirecte activé par un actionneur piézoélectrique et conçu pour fonctionner à une pression d'injection allant jusqu'à 2000 bars. Cet injecteur est différent de ceux utilisés sur le moteur des chapitres 2 et 3, car les expérimentations ont été réalisées au laboratoire PRISME de l'Université d'Orléans en France où seul ce type d'injecteur était disponible avec le montage expérimental. L'injecteur est équipé d'une buse de type microsac et les orifices de décharge de la buse sont de type conique convergent reconnu pour leur capacité à réduire le phénomène de cavitation (Soteriou, 2006). Les caractéristiques géométriques d'intérêts de la buse utilisée pour les tests de taux d'introduction sont présentées dans le Tableau 4.1.

Cet injecteur est qualifié d'action indirecte puisque la valve n'est pas directement actionnée par l'actionneur piézoélectrique (1), mais par l'intermédiaire d'un amplificateur hydraulique (2), comme illustré sur la Figure 4.1. Lorsque l'injecteur est désactivé (Figure 4.1, gauche), la pression dans la chambre d'amplification hydraulique, en aval de la valve (4) et dans la ligne

de retour (3) est la même tandis que partout ailleurs, la pression elle est égale à la pression d'injection. Dans cette condition, l'assemblage de la valve (constitué de la valve elle-même et du plongeur de la valve (10)) est appuyé contre le siège de valve, scellant le passage de sortie. L'aiguille (14) est appuyée contre son siège par la pression dans la chambre de contrôle (6) et par le ressort de précharge, prévenant toute fuite de carburant par les orifices de la buse.

Tableau 4.1 Caractéristiques géométriques de la buse de l'injecteur

Caractéristique	Valeur
Nombre d'orifices	3
Diamètre de sortie (d_o)	100 μm
Conicité ($\frac{d_i^2 - d_o^2}{d_i^2}$)	38%
k-factor ($100 * \frac{d_i - d_o}{L_o}$)	3
Angle de cône	156°

Pour actionner l'aiguille de l'injecteur (Figure 4.1, droite), l'actionneur piézoélectrique est chargé, puis s'allonge et pousse le plongeur de connexion (9) vers le bas dans la chambre d'amplification augmentant ainsi la pression du carburant. L'ouverture de la valve (4) se produit par le biais de l'amplification hydraulique causée par le rapport des surfaces entre le plongeur de connexion (9), le plongeur de la valve (10) et la valve (4) elle-même. Lorsque la pression dans la chambre d'amplification (2) est suffisante pour surpasser la force exercée du côté de la valve, l'assemblage de cette dernière se déplace vers le bas, ouvrant le passage de sortie et exposant la chambre de la valve (11) à la pression de la ligne de retour (3). Au moment où la valve (4) atteint son déplacement maximal, elle obstrue l'orifice de contournement (5), empêchant un écoulement de carburant de la chambre de distribution (7) vers la chambre de valve. Une fois que le passage de sortie commence à ouvrir, un écoulement s'établit dans les orifices A (12) et Z (13), diminuant ainsi la pression dans la chambre de contrôle (6). L'aiguille peut alors ouvrir à partir du moment où les forces de pression agissant sur les surfaces du bas de l'aiguille surpasseront celles agissant sur les surfaces du haut ainsi que la force du ressort. Dès que l'aiguille se met en mouvement vers le haut, le microsac commence à se remplir et le phénomène d'injection débute. Le procédé de fermeture débute dès que l'actionneur

piézoélectrique est déchargé. Le plongeur de connexion (9) remonte, diminuant la pression dans la chambre d'amplification (2) et permettant à l'assemblage de la valve de retourner à sa position initiale. L'orifice de contournement (5) est maintenant ouvert et permet un écoulement de la chambre de distribution (7) vers la chambre de la valve (11). Ceci inverse l'écoulement dans l'orifice A (12) et contribue à remplir la chambre de contrôle (6) avec l'aide de l'orifice Z (13). La pression dans la chambre de contrôle commence alors à augmenter jusqu'à ce qu'elle soit suffisante pour fermer l'aiguille, ce qui termine l'injection.

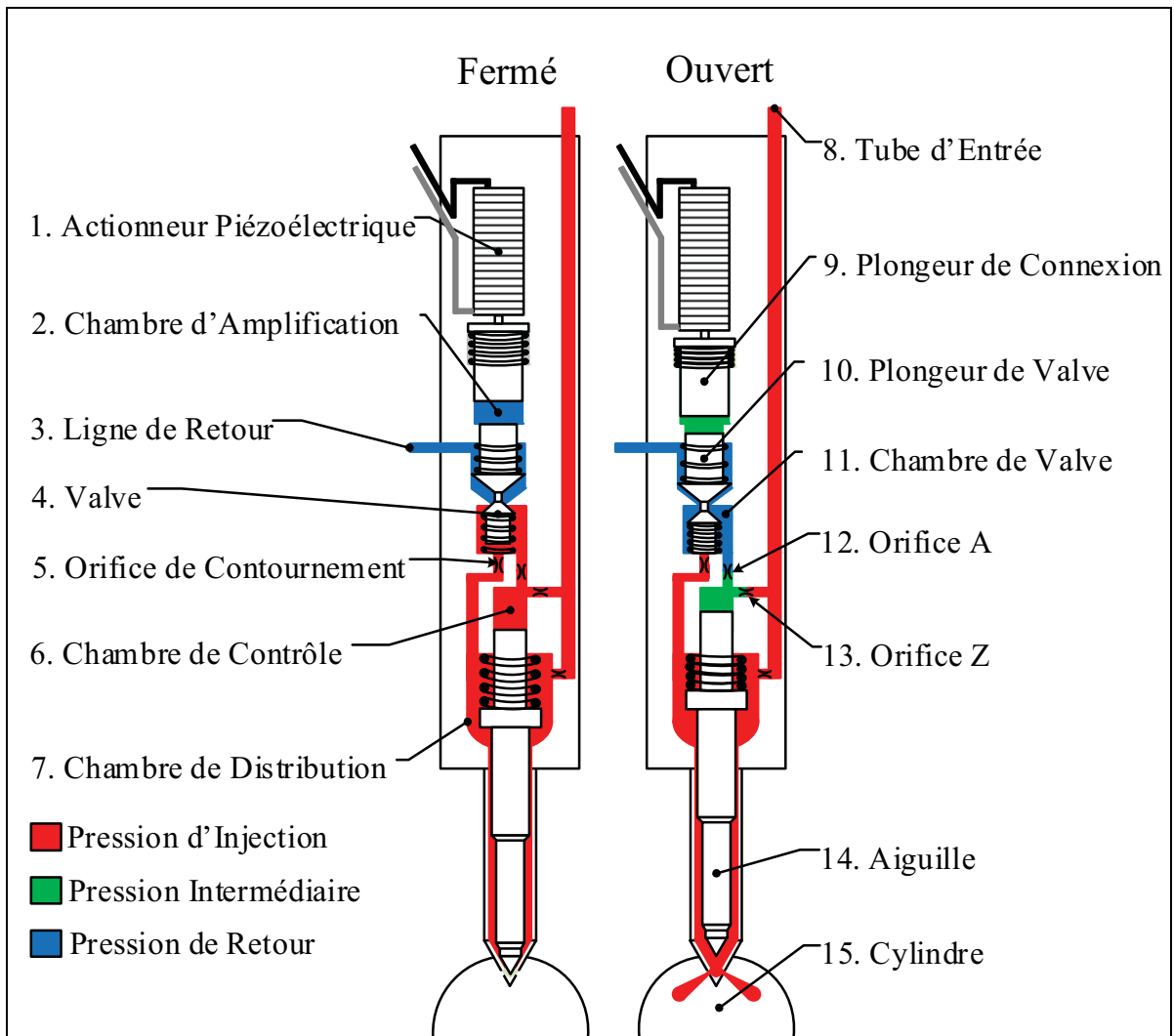


Figure 4.1 Schéma de l'injecteur CRI 3.3 de Bosch

4.2 Développement mathématique du modèle

Le modèle mathématique décrivant le fonctionnement de l'injecteur inclut plusieurs sous-systèmes qui sont divisés en deux catégories : hydraulique et mécanique. Les cinq sous-systèmes hydrauliques sont les quatre chambres hydrauliques (composantes 2, 6, 7, et 11 sur la Figure 4.1) et le tube d'entrée de l'injecteur (composante 8 sur la Figure 4.1), tandis que les sous-systèmes mécaniques sont l'assemblage de l'actionneur piézoélectrique (1 et 9), l'assemblage de la valve (4 et 10), et l'aiguille (14). En plus de ces sous-systèmes, l'écoulement en orifice ainsi que les propriétés physiques des carburants en fonction de la pression et de la température sont définis. Dans les sections qui suivent, les chiffres entre parenthèses font références aux composantes identifiées à la Figure 4.1.

4.2.1 Écoulement en orifice

Le débit volumique, ω , passant par les différents orifices est modélisé en utilisant l'équation typique d'écoulement en orifice qui est basée sur une combinaison de l'équation de continuité et de l'équation de Bernoulli, donnant

$$\omega = C_d \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (4.1)$$

où C_d est le coefficient de décharge, A est la surface de passage, ρ est la densité du fluide, et ΔP est la différence de pression entre chaque côté de l'orifice. Suivant la méthodologie de Satkoski *et al.* (2011), il est possible de définir une résistance hydraulique équivalente, R_{hyd} , à partir de l'équation (4.1) et d'exprimer le débit volumique en fonction de celle-ci grâce à l'équation (4.2). L'équation (4.3) présente quant à elle l'expression définissant la valeur de cette résistance hydraulique équivalente.

$$\omega = \frac{\sqrt{\Delta P}}{R_{hyd}} \quad (4.2)$$

$$R_{hyd} = \sqrt{\frac{\rho}{2C_d^2 A^2}} \quad (4.3)$$

Dans le modèle, les surfaces de passage sont constantes sauf pour l'orifice de contournement (5), l'orifice de sortie et le siège d'aiguille qui sont fonction de la position de la valve et de l'aiguille dans le temps. Dans le but de réduire le temps de calcul, l'écoulement passant par le siège de l'aiguille et les orifices de la buse est calculé grâce à l'équation (4.4) en utilisant une résistance totale (R_{tot}), évitant l'utilisation d'une équation décrivant le volume du sac qui est de l'ordre d'environ $5 \times 10^{-5} \text{ cm}^3$ (Payri *et al.*, 2012b).

$$R_{tot} = \sqrt{R_h^2 + R_{nseat}^2(x_n)} \quad (4.4)$$

Dans l'équation précédente, R_h représente la résistance équivalente des orifices de buse et R_{nseat} représente la résistance équivalente du siège d'aiguille, qui est fonction de la position de cette dernière, x_n . Afin de déterminer le C_d en régime transitoire, la méthodologie décrite dans Imagine (2005) est utilisée, ce qui implique de définir le nombre d'écoulement (λ_{flow}) en orifice comme étant

$$\lambda_{flow} = \frac{D_h}{\nu} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (4.5)$$

où D_h est le diamètre hydraulique et ν est la viscosité cinématique. Les propriétés physiques de l'équation (4.5) sont calculées grâce à la moyenne des pressions en amont et en aval de l'orifice. Le C_d variera selon le nombre d'écoulement instantané jusqu'à ce le nombre critique d'écoulement λ_{crit} soit atteint, à partir duquel le C_d sera égal au coefficient de décharge maximal $C_{d \max}$. Le nombre critique d'écoulement est défini comme étant le nombre d'écoulement à partir duquel l'écoulement dans l'orifice devient turbulent (Imagine, 2005) et ce nombre est constant pour un orifice et un fluide donné. Ainsi, le C_d est calculé grâce à l'équation (4.6).

$$C_d = C_{d \max} \tanh\left(\frac{2\lambda}{\lambda_{crit}}\right) \quad (4.6)$$

4.2.2 Propriétés physiques

Afin d'estimer les propriétés physiques de chaque carburant considéré dans le modèle, les corrélations proposées par Duncan *et al.* (2010), Duncan *et al.* (2012) ainsi que Payri *et al.* (2011a) sont utilisées. Ces corrélations permettent de prédire la densité (équation (4.7)), le module de compressibilité (β) (équation (4.8)) et la viscosité des carburants sous haute pression (équation (4.9)). Dans les équations (4.7) et (4.8), T_o et P_o représentent la température et la pression de référence, qui sont respectivement de 298 K et de 0.1 bar, tandis que T et P dans toutes les équations représentent la température et la pression d'observation, en kelvin et en bar respectivement. Les Tableaux 4.2 à 4.4 donnent les coefficients pour les différentes corrélations de propriétés suivantes.

$$\rho = k1 + k2(T - T_o) + k3(P - P_o) + k4(P - P_o)^2 + k5(T - T_o)^2 + k6(P - P_o)(T - T_o) \quad (4.7)$$

$$\beta = k1 + k2(T - T_o) + k3(P - P_o) \quad (4.8)$$

$$\mu = A \exp(B'/T^3)[(D + P)/(D + 0.1)]^E \quad (4.9)$$

Les paramètres E et D de l'équation (4.9) sont définis selon les équations (4.10) et (4.11) (Duncan *et al.*, 2010; Duncan *et al.*, 2012) :

$$E = a + bT \quad (4.10)$$

$$D = E(c + dT) \quad (4.11)$$

Tableau 4.2 Coefficients pour la corrélation de densité (Payri *et al.*, 2011a)

Densité	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6
Diesel	835.698	-0.6280	0.4914	-0.00070499	0.00073739	0.00103633
Biodiesel	874.584	-0.6991	0.4790	-0.00063634	0.0009704	0.00091866

Tableau 4.3 Valeurs des coefficients pour la corrélation du module de compressibilité (Payri *et al.*, 2011a)

Module de Compressibilité	k_1	k_2	k_3
Diesel	1581.27	-7.2870	9.4233
Biodiesel	1697.52	-7.0479	9.1896

Tableau 4.4 Valeurs des coefficients pour la corrélation de la viscosité dynamique (Duncan *et al.*, 2010; Duncan *et al.*, 2012)

Viscosité Dynamique	a	b	c	d	A	$B' \times 10^{-6}$
Diesel	29.27159	-0.07213	-31.1977	0.336237	0.2527537	62.907407
Biodiesel	1.2043	0.0093	-27.5070	0.3729	0.39577	69.89583

Différentes règles de mélange sont utilisées afin de déterminer les propriétés des mélanges de biodiesel et de diesel. La densité (équation (4.12)) et le module de compressibilité (équation (4.13)) varient linéairement avec la fraction volumique de biodiesel dans le mélange (x_{bio}), comme proposé par Alptekin et Canakci (2008) ainsi que Tat et Van Gerpen (2003a), tandis que la viscosité (équation (4.14)) est déterminée en utilisant une équation logarithmique validée par Duncan *et al.* (2012) et Tat et Van Gerpen (1999).

$$\rho_{mix} = (\rho_{bio} - \rho_{diesel})x_{bio} + \rho_{diesel} \quad (4.12)$$

$$\beta_{mix} = (\beta_{bio} - \beta_{diesel})x_{bio} + \beta_{diesel} \quad (4.13)$$

$$\ln v_{mix} = x_{bio} \ln v_{bio} + (1 - x_{bio}) \ln v_{diesel} \quad (4.14)$$

4.2.3 Sous-systèmes hydrauliques

Les sous-systèmes hydrauliques comprennent deux types d'éléments soit les chambres hydrauliques agissant comme des éléments capacitifs et le tube d'entrée de l'injecteur qui agit comme un système masse-ressort avec amortissement. Leur application mathématique est décrite dans cette sous-section.

4.2.3.1 Chambres hydrauliques

Les chambres hydrauliques sont modélisées grâce à l'équation générale (4.15) qui considère la conservation de masse et un écoulement isentropique (Satkoski *et al.*, 2011).

$$\sum \omega_{in} - \sum \omega_{out} = \frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt} + \frac{dV}{dt} \quad (4.15)$$

En appliquant cette équation aux quatre chambres, les équations de pressions dynamiques sont obtenues (équations (4.17), (4.19), (4.21) et (4.22)). Les fluctuations de pression dans la chambre de distribution (7) à volume fixe sont déterminées par

$$\dot{P}_{dc} = \frac{\beta_{dc}}{V_{dc}} (\omega_{tdc} - \omega_{bp} - \omega_{inj}) \quad (4.16)$$

où $\dot{P}_{dc}$, β_{dc} , et V_{dc} sont respectivement la dérivée temporelle de la pression, le module de compressibilité et le volume de la chambre de distribution. Trois débits interagissent avec cette chambre qui est illustrée à la Figure 4.2, soit ω_{tdc} , le débit provenant du tube d'entrée (8) vers la chambre de distribution; ω_{bp} , le débit passant par l'orifice de contournement (5); et ω_{inj} , le débit injecté. En développant les termes de débits, l'équation (4.17) est obtenue.

$$\dot{P}_{dc} = \frac{\beta_{dc}}{V_{dc}} \left(\frac{\sqrt{P_t - P_{dc}}}{R_{tdc}} - \frac{\sqrt{P_{dc} - P_{vc}}}{R_{bp}} - \frac{\sqrt{P_{dc} - P_{cyl}}}{R_{tot}} \right) \quad (4.17)$$

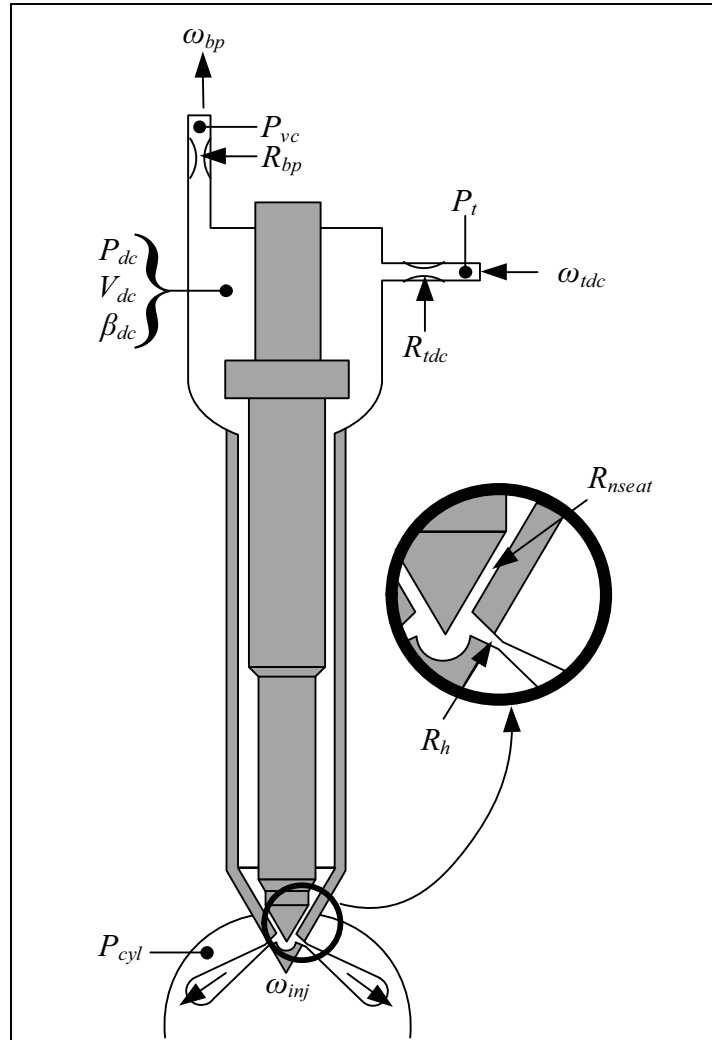


Figure 4.2 Schéma de la chambre de distribution

Dans l'équation (4.17), P_t est la pression du tube d'entrée (8), P_{dc} est la pression instantanée dans la chambre de distribution, P_{vc} est la pression instantanée dans la chambre de valve (11) et P_{cyl} est la pression cylindre (15). R_{tdc} fait référence à la résistance de passage entre le tube d'entrée et la chambre de distribution, tandis que R_{bp} est la résistance de l'orifice de contournement. La dérivée temporelle de la pression dans la chambre de contrôle $\dot{P}_{cc}$ est obtenue par l'équation (4.18).

$$\dot{P}_{cc} = \frac{\beta_{cc}}{V_{cc} - A_{cc}x_n} (\omega_z - \omega_A + A_{cc}\dot{x}_n) \quad (4.18)$$

Dans l'équation (4.18), β_{cc} et V_{cc} sont respectivement le module de compressibilité et le volume initial de la chambre de contrôle. A_{cc} représente la frontière mobile de la chambre de contrôle, tandis que $\dot{x}_n$ est la vitesse de l'aiguille (14). Les différentes variables d'intérêts sont illustrées à la Figure 4.3.

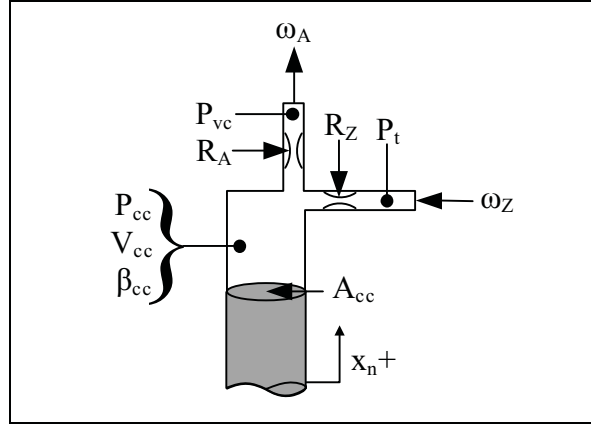


Figure 4.3 Schéma de la chambre de contrôle

Il y a deux débits à considérer dans la chambre de contrôle : ω_z de l'orifice Z (13) et ω_A de l'orifice A, qui sont insérés dans l'équation (4.18) afin d'obtenir l'équation (4.19).

$$\dot{P}_{cc} = \frac{\beta_{cc}}{V_{cc} - A_{cc}x_n} \left(\frac{\sqrt{P_t - P_{cc}}}{R_Z} - \frac{\sqrt{P_{cc} - P_{vc}}}{R_A} + A_{cc}\dot{x}_n \right) \quad (4.19)$$

Dans l'équation (4.19), P_{vc} est la pression instantanée dans la chambre de valve (11), R_Z est la résistance équivalente de l'orifice Z et R_A est la résistance équivalente de l'orifice A. La même analyse pour la chambre de valve (11) permet d'obtenir l'équation (4.20)

$$\dot{P}_{vc} = \frac{\beta_{vc}}{V_{vc} - A_v x_v} (\omega_{bp} + \omega_A - \omega_{out} + A_v \dot{x}_v) \quad (4.20)$$

où l'indice vc représente la chambre de valve qui est illustrée à la Figure 4.4 avec les différentes variables en jeu.

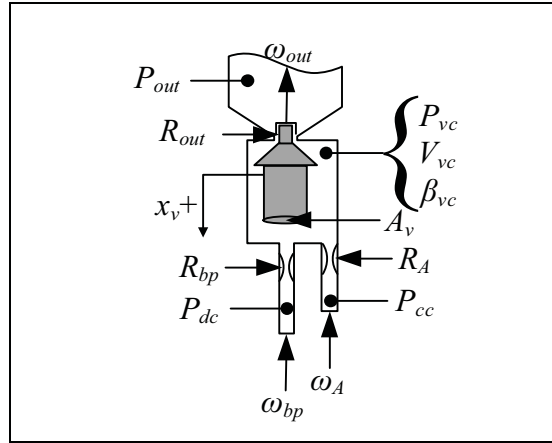


Figure 4.4 Schéma de la chambre de valve

Le déplacement et la vitesse de la valve (4) sont représentés par x_v et $\dot{x}_v$ respectivement, tandis que A_v est la surface mobile de la valve et que ω_{out} est posé comme étant le débit dans la ligne de retour (3). En développant les différents débits impliquant la chambre de valve, la variation de pression en fonction du temps de cette chambre est représentée par l'équation (4.21).

$$\dot{P}_{vc} = \frac{\beta_{vc}}{V_{vc} - A_v x_v} \left(\frac{\sqrt{P_{dc} - P_{vc}}}{R_{bp}} + \frac{\sqrt{P_{cc} - P_{vc}}}{R_A} - \frac{\sqrt{P_{vc} - P_{out}}}{R_{out}} + A_v \dot{x}_v \right) \quad (4.21)$$

Pour l'équation (4.21), R_{out} est la résistance équivalente entre la chambre de valve et la ligne de retour. Finalement, les fluctuations de pression de la chambre d'amplification ((2) sur la Figure 4.1, et illustrée par la Figure 4.5) peuvent être modélisées par l'équation (4.22)

$$\dot{P}_{ac} = \frac{\beta_{ac}}{V_{ac} + A_{vp} x_v - A_{cp} x_{pz}} (A_{cp} \dot{x}_{pz} - A_{vp} \dot{x}_v) \quad (4.22)$$

où l'indice ac représente la chambre d'amplification et l'indice pz implique l'actionneur piézoélectrique (1 et 9), tandis que A_{vp} et A_{cp} sont les surfaces mobiles du plongeur de valve (10) et du plongeur de connexion (9). Il n'y a aucun écoulement entrant ni sortant de cette chambre puisque les fuites de carburant sont négligées.

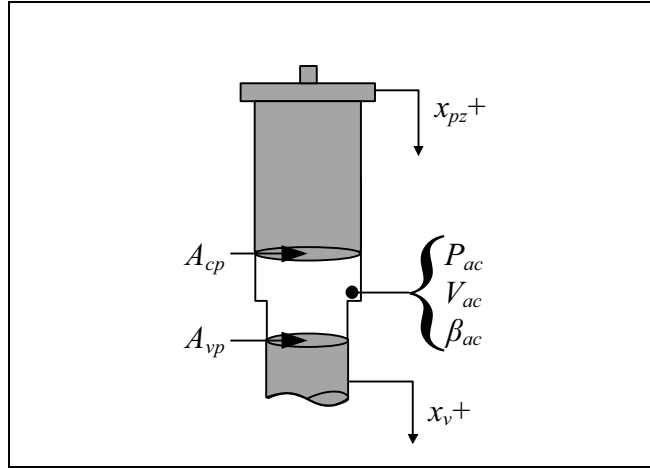


Figure 4.5 Schéma de la chambre d'amplification

4.2.3.2 Dynamique de la pression du tube d'entrée

La dynamique du tube d'entrée (8) est modélisée en utilisant les équations de conservation de masse et de conservation de quantité de mouvement afin de fournir une estimation des fluctuations de pression causées par l'injection. Le modèle, basé sur Ubertini (2005), s'applique seulement au tube d'entrée allant de la rampe d'injection à l'entrée de l'injecteur, ce qui signifie que la perte de pression à l'intérieur de l'injecteur entre son entrée et l'entrée de la buse est considérée comme étant négligeable, comme démontré par López *et al.* (2012). La pression en amont de l'orifice Z (13) et de la chambre de distribution (7) sera donc la même que celle dans le tube d'entrée.

En appliquant l'équation de conservation de masse (4.15) au tube d'entrée (indice t) illustré à la Figure 4.6, il est possible de démontrer que l'expression suivante peut être obtenue si la déformation du tube est négligée

$$\dot{P}_t = \frac{\beta_t}{V_t} (\omega_r - \omega_{tdc} - \omega_z) \quad (4.23)$$

où ω_r est le débit volumique provenant de la rampe commune.

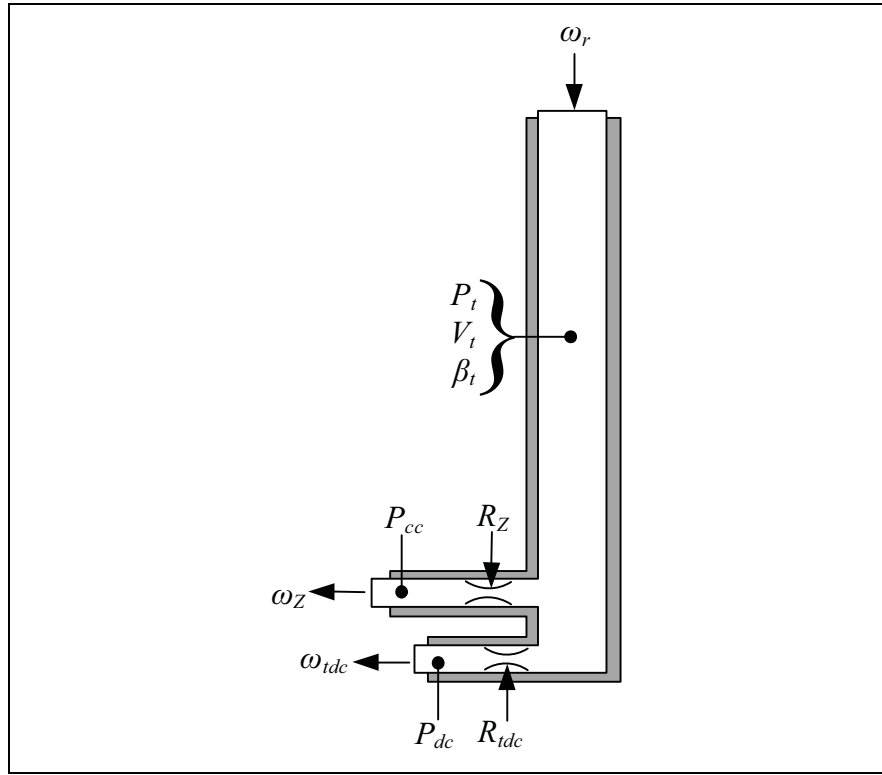


Figure 4.6 Schéma de la conservation de masse du tube d'injection

En développant le débit volumique passant par l'orifice de contournement (5) et l'orifice A (12), l'équation (4.24) est obtenue.

$$\dot{P}_t = \frac{\beta_t}{V_t} \left(\omega_r - \frac{\sqrt{P_t - P_{dc}}}{R_{tdc}} - \frac{\sqrt{P_t - P_{cc}}}{R_Z} \right) \quad (4.24)$$

Afin de déterminer ω_r , une analyse de conservation de la quantité de mouvement est nécessaire et est illustrée à la Figure 4.7. Les forces impliquées sont les forces de pression de surfaces (F_{Prail} and F_{Ptube}) et la force de friction visqueuse (F_{damp}), tandis que l'attraction gravitationnelle est négligée. Ceci permet d'obtenir l'équation (4.25).

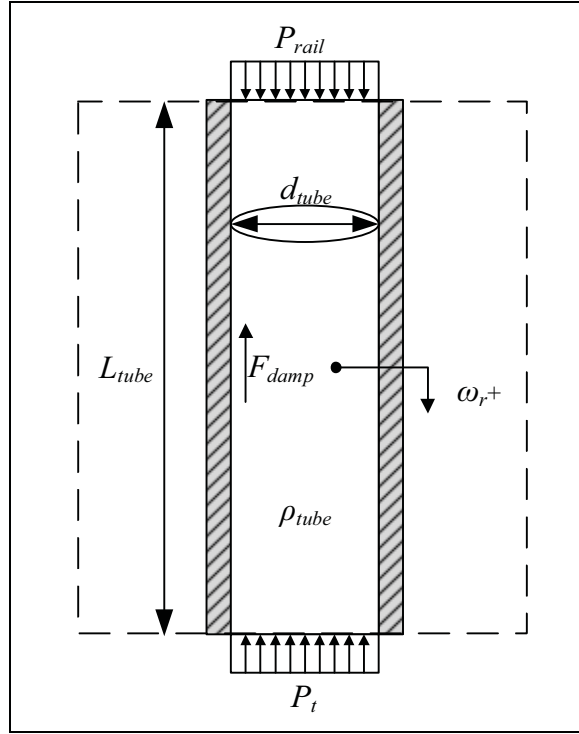


Figure 4.7 Schéma de la conservation de la quantité de mouvement du tube d'injection

$$F_{Prail} - F_{Ptube} - F_{damp} = \frac{d(m_{tube}v_{tube})}{dt} \quad (4.25)$$

où m_{tube} est la masse de fluide dans le tube et v_{tube} est la vitesse du fluide dans le tube. En développant chacun des termes, l'équation (4.26) est obtenue.

$$(P_{rail} - P_t)A_{tube} - b_{tube}v_{tube} = m_{tube} \frac{d(v_{tube})}{dt} + v_{tube} \frac{d(\rho V_{tube})}{dt} \quad (4.26)$$

Dans l'équation (4.26), P_{rail} est la pression de la rampe, qui est considérée comme constante dans le modèle, et A_{tube} est la section du tube. La force visqueuse est simplifiée grâce au coefficient d'amortissement global b_{tube} . Normalement, la force visqueuse est modélisée à l'aide d'une équation plus complexe prenant en compte la rugosité relative des parois du tube ainsi que le nombre de Reynolds et le coefficient de friction (Catalano, 2002; Ferrari, Mittica et Spessa, 2013; Imagine, 2005). Cependant, comme l'a démontré Catalano (2002) ainsi que

López *et al.* (2012), les pertes par friction ont une très faible influence sur les fluctuations et les pertes de pression. Conséquemment, la simplification proposée répond bien à l'application recherchée de ce modèle, en prenant en compte les effets du carburant sur l'amplitude des fluctuations de pression. Le terme de droite de l'équation (4.26) peut être développé en considérant que le volume du tube est constant, menant ainsi à l'équation (4.27) où L_{tube} est la longueur du tube.

$$(P_{rail} - P_t)A_{tube} - b_{tube}v_{tube} = \rho A_{tube} L_{tube} \frac{d(v_{tube})}{dt} + v_{tube} A_{tube} L_{tube} \frac{d\rho}{dt} \quad (4.27)$$

Sachant que le débit volumique est une combinaison de la vitesse et de la surface, l'équation (4.27) peut être réécrite selon l'équation (4.28).

$$(P_{rail} - P_t) \frac{A_{tube}}{\rho} - \frac{b_{tube}}{\rho A_{tube}} \omega_r = L_{tube} \frac{d(\omega_r)}{dt} + \omega_r \frac{L_{tube}}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (4.28)$$

Même en tenant compte des effets de compressibilité du fluide, le dernier terme de l'équation (4.28) est très faible par rapport aux autres termes et peut être négligé sans affecter le résultat. La forme finale de l'équation de conservation de la quantité de mouvement pour le tube d'entrée est donc donnée grâce à l'équation (4.29).

$$\dot{\omega}_r = \frac{A_{tube}}{\rho L_{tube}} (P_{rail} - P_t) - \frac{b_{tube}}{\rho V_{tube}} \omega_r \quad (4.29)$$

4.2.4 Sous-systèmes mécaniques

Les sous-systèmes mécaniques du modèle sont présentés en détail dans cette sous-section. Il s'agit d'éléments mobiles répondant aux forces auxquelles ils sont soumis. Avant d'en décrire le comportement, une explication des relations piézoélectriques s'appliquant à l'actionneur piézoélectrique est présentée.

4.2.4.1 Relations piézoélectriques

Les empilements piézoélectriques (1) utilisés dans les injecteurs diesel sont normalement modélisés comme étant des actionneurs linéaires, en considérant des variables quasi statiques et des propriétés constantes (Chung, Oh et Sunwoo, 2008; Ferrari, Mittica et Spessa, 2013; Satkoski *et al.*, 2011). Ces hypothèses sont valides puisque l'actionneur piézoélectrique passe très peu de temps entre son état déchargé et chargé et parce que l'étirement et les forces agissant sur l'actionneur sont très faibles. Basées sur ces affirmations, les équations constitutives décrivant le comportement des matériaux piézoélectrique (Standards Committee of the IEEE Ultrasonics, 1988) sont :

$$S_3 = s_{33}^D T_3 + g_{33} D_3 \quad (4.30)$$

$$E_3 = -g_{33} T_3 + \frac{1}{\varepsilon_{33}^T} D_3 \quad (4.31)$$

où S_3 représente la déformation de l'empilement, s_{33} est la souplesse du matériel, g_{33} est la constante piézoélectrique, E_3 est le champ électrique et ε_{33} est la permittivité du matériel. T_3 et D_3 correspondent, respectivement, aux contraintes dans la céramique et à la densité de charge. Un développement supplémentaire de ces équations en respect avec l'axe de référence de la Figure 4.8 permet d'obtenir les relations suivantes impliquant la charge et la force appliquée sur le déplacement (équation (4.32)) ainsi que la tension (équation (4.33)) de l'actionneur piézoélectrique (Chung, Oh et Sunwoo, 2008; Satkoski *et al.*, 2011) :

$$x_{pz} = -N_{pz} t_{pz} s_{33}^D \frac{F_{pz}}{A_{pz}} + N_{pz} t_{pz} g_{33} D \quad (4.32)$$

$$V_{pz} = g_{33} t_{pz} \frac{F_{pz}}{A_{pz}} + \frac{t_{pz}}{\varepsilon} D \quad (4.33)$$

où N_{pz} est le nombre total de plaquettes de céramique piézoélectrique et t_{pz} est l'épaisseur de ces plaquettes. F_{pz} représente la force effective appliquée sur l'actionneur piézoélectrique, A_{pz} est sa surface effective et V_{pz} est la tension dans celui-ci. Les équations (4.32) et (4.33) peuvent être réarrangées, respectivement, sous une forme appropriée pour le modèle pour obtenir :

$$F_{pz} = \frac{g_{33}A_{pz}}{s_{33}^D} D - \frac{A_{pz}}{N_{pz}t_{pz}s_{33}^D} x_{pz} \quad (4.34)$$

$$V_{pz} = \left(\frac{g_{33}^2 t_{pz}}{s_{33}^D} + \frac{t_{pz}}{\varepsilon} \right) D - \frac{g_{33}^2}{s_{33}^D N_{pz}} x_{pz} \quad (4.35)$$

4.2.4.2 Assemblage de l'actionneur piézoélectrique

L'assemblage de l'actionneur piézoélectrique est modélisé comme étant un seul corps constitué de l'empilement piézoélectrique (1) et du plongeur de connexion (9). Un ressort très rigide pousse contre le plongeur de connexion, permettant l'hypothèse que les deux corps restent en contact en tout temps. La Figure 4.8 illustre les forces agissant sur le plongeur de connexion.

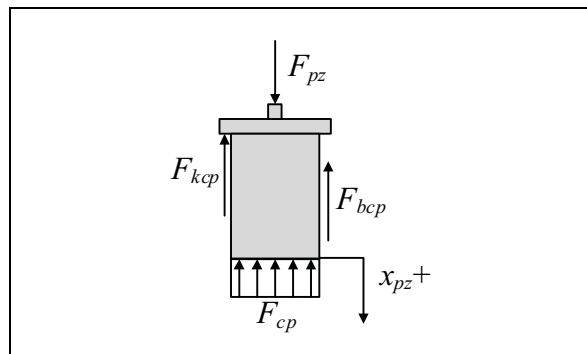


Figure 4.8 Schéma du plongeur de connexion

L'équation du mouvement décrivant ce sous-système peut être écrite selon l'équation (4.36).

$$\left(m_{cp} + \frac{m_{pz}}{3} \right) \ddot{x}_{pz} = F_{pz} - F_{cp} - F_{kcp} - F_{bcp} \quad (4.36)$$

Dans l'équation (4.36), m_{cp} est la masse du plongeur de connexion, m_{pz} est la masse de l'actionneur piézoélectrique et F_{pz} est la force exercée par celui-ci (qui a été définie dans la section précédente). Le terme $m_{pz}/3$ représente la masse effective de l'actionneur piézoélectrique basée sur une analyse de l'énergie cinétique de ce dernier et en le considérant fixe à une extrémité (Chung *et al.*, 2008). Les autres forces sont F_{cp} , la force de pression appliquée par la chambre d'amplification (2), F_{kcp} , la force du ressort du plongeur de connexion et F_{bcp} , la force d'amortissement. Elles sont définies par les équations (4.37) à (4.39).

$$F_{cp} = P_{ac}A_{cp} \quad (4.37)$$

$$F_{kcp} = k_{cp}x_{pz} + PL_{cp} \quad (4.38)$$

$$F_{bcp} = b_{cp}\dot{x}_{pz} \quad (4.39)$$

Pour les équations précédentes, P_{ac} représente la pression de la chambre d'amplification, k_{cp} est la constante du ressort du plongeur de connexion, PL_{cp} est la précharge du ressort sur le plongeur de connexion et b_{cp} est le coefficient d'amortissement effectif agissant sur l'assemblage. À partir des équations (4.36) à (4.39) l'équation globale (4.40) est obtenue.

$$\ddot{x}_{pz} = \left[\frac{g_{33}A_{pz}}{s_{33}^D} D - \left(\frac{A_{pz}}{NtS_{33}^D} + k_{cp} \right) x_{pz} - P_{ac}A_{cp} - PL_{cp} - b_{cp}\dot{x}_{pz} \right] / \left(m_{cp} + \frac{m_{pz}}{3} \right) \quad (4.40)$$

La densité de charge D de l'équation (4.40) est reliée, par sa dérivée temporelle, au courant de charge I_{pz} grâce à l'équation (4.41). Le courant de charge est utilisé comme une donnée d'entrée dans le modèle.

$$\dot{D} = \frac{I_{pz}}{NA_{pz}} \quad (4.41)$$

4.2.4.3 Assemblage de la valve

L'assemblage de la valve est considéré comme un corps rigide composé du plongeur de valve (10) et de la valve (4). L'hypothèse est que chaque composante est considérée comme étant toujours en contact grâce à la force de leur ressort respectif et aux forces de pression agissant l'une contre l'autre. Cet assemblage est illustré à la Figure 4.9 qui montre les forces agissant sur celui-ci.

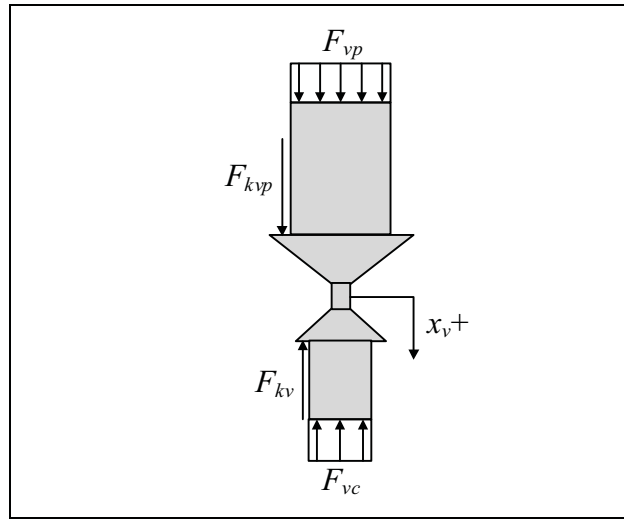


Figure 4.9 Schéma de l'assemblage de la valve

La force d'amortissement a été évaluée comme étant suffisamment faible sur cet élément pour qu'il soit justifié de simplement la négliger. En se référant à la Figure 4.9, l'équation de mouvement de cet assemblage peut être écrite grâce à l'équation (4.42), où m_{vp} et m_v représentent respectivement la masse du plongeur de valve et la valve elle-même et $\ddot{x}_v$ est l'accélération de l'assemblage. F_{vp} , F_{kvp} , F_{kv} sont les forces exercées respectivement par la chambre d'amplification (2), le ressort du plongeur de valve et le ressort de valve agissant sur l'assemblage. Ces forces sont définies par les équations (4.43) à (4.45) respectivement, où k_{vp} et k_v sont définis comme étant les constantes de ressort du plongeur et de la valve tandis que PL_{vp} et PL_v sont les précharges des ressorts du plongeur et de la valve.

$$(m_{vp} + m_v)\ddot{x}_v = F_{vp} + F_{kvp} - F_{kv} - F_{vc} \quad (4.42)$$

$$F_{vp} = P_{ac}A_{vp} \quad (4.43)$$

$$F_{kvp} = k_{vp}x_v + PL_{vp} \quad (4.44)$$

$$F_{kv} = k_vx_v + PL_v \quad (4.45)$$

Finalemt, dans l'équation (4.42), F_{vc} représente la force de pression provenant de la chambre de valve (11) et agissant sur celle-ci et dont la valeur varie en fonction de sa position selon la définition donnée par l'équation (4.46).

$$F_{vc} = \begin{cases} P_{vc}A_v & \text{si } x_v < x_v\max \\ 0 & \text{si } x_v = x_v\max \end{cases} \quad (4.46)$$

Avant que la valve soit complètement ouverte, sa surface inférieure est exposée à la pression dans la chambre. À partir du moment où la valve atteint son siège inférieur, bloquant ainsi l'orifice de contournement (5), elle n'est plus influencée par la pression. En combinant les équations (4.42) à (4.46) et réarrangeant, l'équation (4.47) est obtenue.

$$\ddot{x}_v = [P_{ac}A_{vp} + (k_{vp} - k_v)x_v + PL_{vp} - PL_v - F_{vc}]/(m_{vp} + m_v) \quad (4.47)$$

4.2.4.4 Aiguille

La Figure 4.10 montre l'aiguille (14) avec les différentes forces en jeu à partir desquelles l'équation de mouvement (équation (4.48)) est définie.

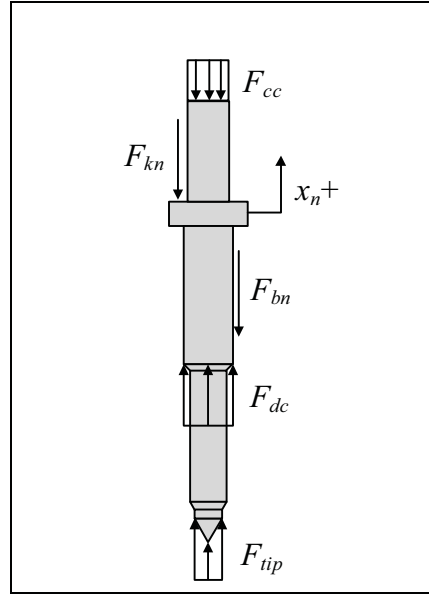


Figure 4.10 Schéma de l'aiguille

$$m_n \ddot{x}_n = F_{dc} - F_{kn} - F_{cc} - F_{bn} + F_{tip} \quad (4.48)$$

Dans l'équation (4.48), m_n est la masse de l'aiguille et $\ddot{x}_n$ est l'accélération de l'aiguille. Les différentes forces agissant sur celle-ci sont F_{dc} , la force de pression de la chambre de distribution; F_{kn} , la force du ressort de l'aiguille; F_{cc} , la force de pression de la chambre de contrôle (6); et F_{bn} , la force d'amortissement sur l'aiguille, telle que définie par les équations (4.49) à (4.52) respectivement.

$$F_{dc} = P_{dc} A_n \quad (4.49)$$

$$F_{kn} = k_n x_n + PL_n \quad (4.50)$$

$$F_{cc} = P_{cc} A_{cc} \quad (4.51)$$

$$F_{bn} = b_n \dot{x}_n \quad (4.52)$$

Dans ces équations, A_n représente l'aire effective de l'aiguille et b_n est le coefficient d'amortissement. Le coefficient d'amortissement de l'aiguille est une combinaison de l'amortissement du ressort, de la friction sèche et de la friction visqueuse avec le carburant (Lee *et al.*, 2002). La dernière force, F_{tip} , agit sur le bout de l'aiguille et varie en fonction de la position de l'aiguille. Lorsque l'aiguille est appuyée contre son siège, les forces présentes sont la force de pression du sac et la force de réaction. Cette dernière simule la déformation de l'aiguille contre son siège et détermine le moment à partir duquel l'aiguille commence à se déplacer. Dès que l'aiguille commence son mouvement vers le haut, la force sur le bout de l'aiguille change. La pression agissant sur celui-ci est une combinaison de la pression du sac et de la pression de la chambre de distribution (7). La pression du sac est déterminée en assumant que le débit provenant de la chambre de distribution vers le sac est le même que le débit injecté. Ceci permet d'obtenir l'équation (4.53) où A_{sac} est la surface du volume du sac, F_{react} est la force de réaction sur le bout de l'aiguille et A_{tip} est la surface du bout de l'aiguille.

$$F_{tip} = \begin{cases} P_{cyl}A_{sac} + F_{react} & \text{si } x_n = 0 \\ \left[P_{dc} \left(1 - \left(\frac{R_n(x_n)}{R_{tot}(x_n)} \right)^2 \right) + P_{cyl} \left(\frac{R_n(x_n)}{R_{tot}(x_n)} \right)^2 \right] (A_{tip} - A_{sac}) & \text{si } x_n > 0 \end{cases} \quad (4.53)$$

En utilisant les équations (4.48) à (4.53) et en réarrangeant, l'expression suivante est obtenue pour l'accélération de l'aiguille.

$$\ddot{x}_n = [P_{dc}A_n + F_{tip} - k_n x_n - PL_n - P_{cc}A_{cc} - b_n \dot{x}_n]/m_n \quad (4.54)$$

4.2.5 Système d'équations final

Le modèle mathématique décrit précédemment a été programmé à l'aide du logiciel de programmation Matlab R2010b et peut être résumé sous la forme d'un système d'équations d'état. L'équation (4.55) décrit le système complet de façon simplifiée où la dérivée temporelle des variables d'état $\dot{\vec{x}}$ suit le vecteur d'équations d'état $\vec{f}$, qui est fonction des variables d'état $\vec{x}$ et des variables d'entrées $\vec{u}$.

$$\dot{\vec{x}} = \vec{f}(\vec{x}, \vec{u}) \quad (4.55)$$

Le vecteur des variables d'état (équation (4.56)) comprend quatorze variables (x_1 à x_{14}) présentent dans les différentes équations présentées plus haut tandis que le vecteur des variables d'entrées est constitué des trois paramètres (u_1 à u_3) présentés à l'équation (4.57).

$$\vec{x} = [D \quad \dot{D} \quad x_{pz} \quad \dot{x}_{pz} \quad P_{ac} \quad x_v \quad \dot{x}_v \quad P_{vc} \quad P_{cc} \quad x_n \quad \dot{x}_n \quad P_{dc} \quad P_t \quad \omega_r]^T \quad (4.56)$$

$$\vec{u} = [\dot{I} \quad P_{cyl} \quad P_{rail}]^T \quad (4.57)$$

Les variables d'entrées sont disponibles à partir d'un moteur ou du montage expérimental présenté au chapitre 5. Le système d'équations d'état (4.55) pour le cas où quatorze inconnus existent est développé à l'équation (4.58) sous forme matricielle.

$$\begin{bmatrix} \dot{D} \\ \ddot{D} \\ \dot{x}_{pz} \\ \ddot{x}_{pz} \\ \dot{P}_{ac} \\ \dot{x}_v \\ \ddot{x}_v \\ \dot{P}_{vc} \\ \dot{P}_{cc} \\ \dot{x}_n \\ \ddot{x}_n \\ \dot{P}_{dc} \\ \dot{P}_t \\ \dot{\omega}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{x_2}{u_1} \\ \frac{NA_{pz}}{x_4} \\ \left[\frac{g_{33}A_{pz}}{s_{33}^D} x_1 - \left(\frac{A_{pz}}{Nts_{33}^D} + k_{cp} \right) x_3 - x_5 A_{cp} - PL_{cp} - b_{cp} x_4 \right] / \left(m_{cp} + \frac{m_{pz}}{3} \right) \\ \frac{\beta_{ac}}{V_{ac} + A_{vp} x_6 - A_{cp} x_3} (A_{cp} x_4 - A_{vp} x_6) \\ \frac{x_7}{x_7} \\ \frac{[x_5 A_{vp} + (k_{vp} - k_v) x_6 + PL_{vp} - PL_v - F_{vc}(x_8)] / (m_{vp} + m_v)}{\frac{\beta_{vc}}{V_{vc} - A_v x_6} \left(\frac{\sqrt{x_{12} - x_8}}{R_{bp}} + \frac{\sqrt{x_9 - x_8}}{R_A} - \frac{\sqrt{x_8 - P_{out}}}{R_{out}} + A_v x_7 \right)} \\ \frac{\beta_{cc}}{V_{cc} - A_{cc} x_{10}} \left(\frac{\sqrt{x_{13} - x_9}}{R_Z} - \frac{\sqrt{x_9 - x_8}}{R_A} + A_{cc} x_{11} \right) \\ \frac{x_{11}}{x_{11}} \\ \frac{[x_{12} A_n + F_{tip}(x_{10}, x_{12}, P_{cyl}) - k_n x_{10} - PL_n - x_9 A_{cc} - b_n x_{11}] / m_n}{\frac{\beta_{dc}}{V_{dc}} \left(\frac{\sqrt{x_{13} - x_{12}}}{R_{tdc}} - \frac{\sqrt{x_{12} - x_8}}{R_{bp}} - \frac{\sqrt{x_{12} - u_2}}{R_{tot}(x_{10})} \right)} \\ \frac{\beta_t}{V_t} \left(x_{14} + \frac{\sqrt{x_{13} - x_{12}}}{R_{tdc}} - \frac{\sqrt{x_{13} - x_9}}{R_Z} \right) \\ \frac{A_{tube}}{\rho L_{tube}} (u_3 - x_{13}) - \frac{b_{tube}}{\rho V_{tube}} x_{14} \end{bmatrix} \quad (4.58)$$

Il est important de mentionner que le nombre de variables d'état peut être réduit à douze si la pression du tube est disponible, auquel cas les équations (4.24) et (4.29) exprimant la pression du tube (P_t) et le débit de la rampe (ω_r) sont éliminées. La pression du tube devient alors une variable d'entrée du modèle, réduisant le nombre d'équations à douze. Les sorties $\vec{y}$ du modèle sont également fonctions des mêmes vecteurs d'état et d'entrée et peuvent servir d'outil de validation ou d'observation. Ce travail utilise quatre sorties d'intérêts qui sont définies grâce à l'équation (4.59). Les différentes grandeurs physiques de l'injecteur modélisé sont présentées à l'Annexe II tandis que le modèle Matlab est disponible à l'Annexe III.

$$\vec{y} = \begin{bmatrix} V_{pz} \\ x_n \\ P_t \\ \omega_{inj} \end{bmatrix} = \vec{g}(\vec{x}, \vec{u}) = \begin{bmatrix} \left(\frac{g_{33}^2 t}{s_{33}^D} + \frac{t}{\varepsilon} \right) x_1 - \frac{g_{33}^2}{s_{33}^D N} x_3 \\ x_{10} \\ x_{13} \\ \frac{\sqrt{x_{12} - u_2}}{R_{tot}(x_{10})} \end{bmatrix} \quad (4.59)$$

4.3 Synthèse du chapitre

Ce chapitre a permis de développer un modèle mathématique décrivant le fonctionnement d'un injecteur à action indirecte contrôlé par un actionneur piézoélectrique et permet de répondre en partie au troisième objectif secondaire du projet de recherche. Les caractéristiques et le fonctionnement de l'injecteur ont d'abord été décrits. Le modèle a ensuite été développé en séparant les éléments considérés.

La description mathématique des écoulements en orifice basé sur la relation de Bernoulli a été présentée ainsi que le concept de résistance hydraulique équivalente et la méthode de calcul du coefficient de décharge en régime transitoire. Afin de prendre en compte les changements de propriétés selon les différents carburants ainsi que selon les conditions d'opérations, les relations permettant d'exprimer la densité, la viscosité et le module de compressibilité en fonction de la température, de la pression et de la quantité de biodiesel dans un mélange avec du diesel ont été présentées.

Ensuite, la dynamique des sous-systèmes constituant l'injecteur a été décrite mathématiquement. Les sous-systèmes hydrauliques, constitués des chambres hydrauliques et de la dynamique de la pression dans le tube d'injection, sont modélisés principalement sur le principe de conservation de masse ainsi que grâce à la conservation de la quantité de mouvement dans le cas du tube d'injection. Les composantes mécaniques, constituées de l'actionneur piézoélectrique et des différentes valves, sont modélisées à partir de l'équation de mouvement. Finalement, le système global d'équations est présenté ainsi que les variables de sorties d'intérêts.

Le prochain chapitre permettra de valider le modèle décrit précédemment en plus d'approfondir la compréhension des phénomènes impliqués lors de l'utilisation de stratégies d'injection multiple tout en mettant en évidence la pertinence de l'application du modèle en situation de tests ou de contrôle moteur.

CHAPITRE 5

VALIDATION EXPÉRIMENTALE ET ANALYSE DU MODÈLE D'INJECTION

Ce chapitre a pour but de compléter le troisième objectif secondaire qui est de développer et valider un modèle numérique simulant le comportement de l'injection et visant à expliquer et concevoir des stratégies adéquates. Il permettra également de répondre au quatrième objectif secondaire qui est de caractériser l'influence de différentes stratégies d'injection multiple et du biodiesel sur le phénomène de l'injection. La première partie décrit l'étude expérimentale qui a été réalisée et qui permet la validation du modèle numérique. Le montage expérimental est d'abord présenté ainsi que les carburants utilisés et les conditions d'opération sélectionnées. La méthode d'analyse expérimentale est finalement exposée avant de procéder à une analyse des incertitudes expérimentales. La seconde partie vise à valider le modèle et à démontrer sa capacité à être utilisé en situation de contrôle moteur tout en permettant l'analyse des phénomènes influençant le processus d'injection. La méthode de résolution numérique est décrite avant de valider le modèle dans le cas d'une injection simple de diesel. Par la suite, l'utilisation du biodiesel et d'un mélange est validée et analysée avant de terminer par l'impact de l'injection double. L'importance de la simulation adéquate de la pression d'injection et des propriétés physiques des carburants est étudiée également avant de terminer par une mise en application du modèle en situation moteur utilisant de l'injection multiple et du biodiesel.

5.1 Description du montage expérimental

Le montage expérimental du système d'analyse de l'injection est illustré à la Figure 5.1. L'élément principal est le système d'analyse et de mesure d'injection de marque IAV (modèle K-025-50), utilisé afin de mesurer le taux d'introduction. Cet appareil peut mesurer des quantités de 0 à 150 mg/injection avec une résolution de 0.01 mg/injection et possède une précision de ± 0.2 mg/injection ou $\pm 1\%$ de la valeur mesurée et fonctionne selon la méthode Bosch décrite par Bosch (1966). Cette méthode de mesure est basée sur l'analyse de la variation de la pression dynamique produite par l'injection dans un tube rempli de carburant.

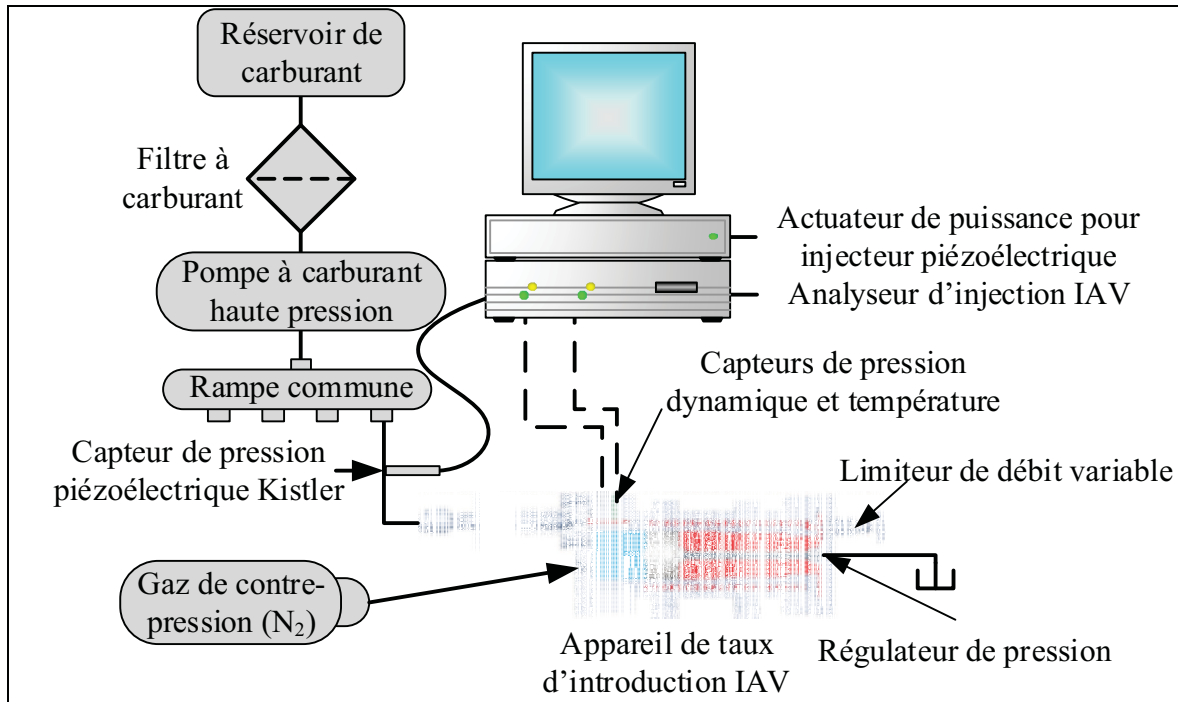


Figure 5.1 Montage expérimental du taux d'introduction

Un capteur de pression piézoélectrique est positionné à l'entrée du tube de l'appareil afin de capter les fluctuations de pression et le débit injecté est calculé par le logiciel d'analyse de l'injection fourni avec l'appareil grâce à l'équation (5.1). Dans cette équation, $\dot{m}_{inj}$ représente le débit massique injecté, S_{tube} est la surface de passage du tube, a_{son} est la vitesse du son dans le fluide à la pression et à la température d'utilisation et $p(t)$ est la pression instantanée dans le tube en fonction du temps.

$$\dot{m}_{inj} = \frac{S_{tube}}{a_{son}} p(t) \quad (5.1)$$

La contre-pression d'injection dans l'appareil de mesure du taux d'introduction peut être variée de 5 à 180 bars et est contrôlée grâce à de l'azote sous pression. Un capteur de température du carburant ainsi qu'un régulateur de débit variable sont également présents, ce dernier servant à s'assurer que la réflexion d'onde dans le tube est d'amplitude plus faible que l'onde incidente.

Outre le système principal, le montage comprend différents sous-éléments. Le carburant provenant du réservoir est pressurisé grâce à une pompe haute pression actionnée par de l'air comprimé (Maximator, modèle M-189-D) qui alimente la rampe commune d'injection. Un capteur de pression piézoélectrique (Kistler, modèle 4037A3000A0) est installé sur le tube d'alimentation de l'injecteur permettant ainsi d'observer les fluctuations de pression d'injection. L'injecteur est activé par le biais d'un contrôleur de puissance pour injecteur piézoélectrique (EFS, Ipod 8370). Cet appareil permet de contrôler les injecteurs piézoélectriques selon trois paramètres soit : la tension d'activation, le taux de variation du courant d'activation et le courant maximal d'activation. Ces paramètres peuvent être modifiés selon la pression d'injection utilisée suivant les équations (5.2) à (5.4) où V représente la tension d'activation en volt, P_{inj} la pression d'injection en bar, dI/dt le taux de variation du courant en mA/ μ s et I le courant maximal en mA. Ces équations ont été obtenues à la suite d'une analyse expérimentale réalisée par Dernote (2012).

$$V = 0.0241 * P_{inj} + 112.33 \quad (5.2)$$

$$\frac{dI}{dt} = 0.135 * P_{inj} + 61.102 \quad (5.3)$$

$$I = 2.0811 * P_{inj} + 4030.9 \quad (5.4)$$

5.2 Identification des carburants, des stratégies et des conditions d'opérations

Les carburants utilisés durant les expériences sont du diesel commercial (B0) provenant de la pompe ainsi que du biodiesel pur (B100) fait à base d'huile colza (méthyle ester de colza). Un mélange composé à 50% de biodiesel et 50% de diesel par volume a également été préparé afin d'obtenir du B50. Les propriétés d'intérêts à pression ambiante pour cette expérience sont identifiées dans le Tableau 5.1 et ont été déterminées grâce aux équipements disponibles au laboratoire PRISME de l'Université d'Orléans en France.

Tableau 5.1 Propriétés physiques des carburants

Carburant	Densité @ 288K [kg/m ³]	Viscosité @ 313K [mm ² /s]
B0	836.6	2.71
B50	861.8	3.43
B100	881.6	4.33

Les stratégies d'injection développées pour l'expérience sont basées sur la nomenclature présentée à la Figure 5.2 où les durées d'activation (ET) sont définies pour chacune des injections et où le délai entre les injections (DT) représente le délai entre le début de chaque activation électrique. Cette nomenclature s'applique pour le reste de ce chapitre.

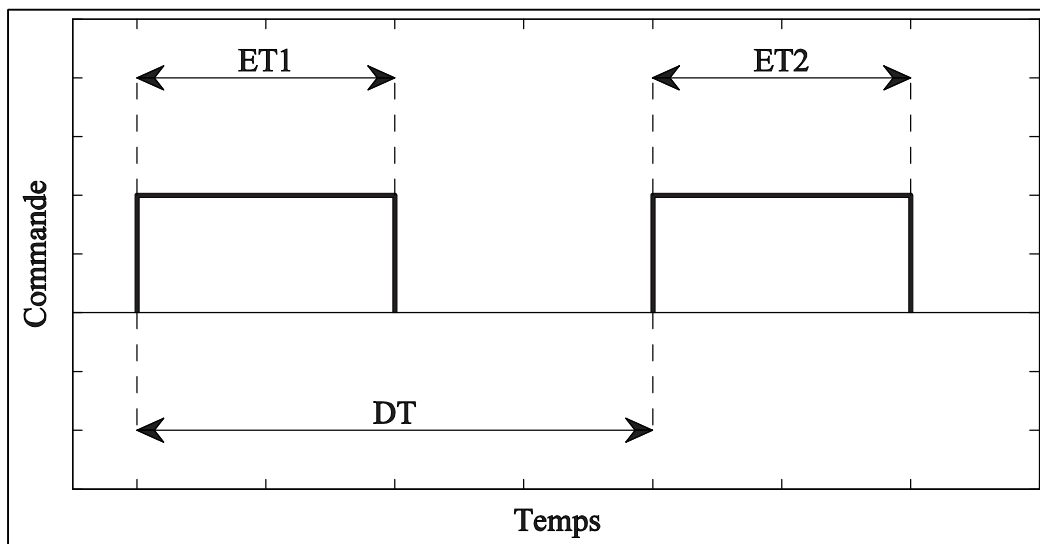


Figure 5.2 Structure des injections multiples

Les stratégies d'injection ont été définies en se basant sur les travaux de Chen (2002) afin d'obtenir des quantités injectées représentatives pour un moteur tournant à 2000 tours par minute et développant 2 bars de PMEF. Le Tableau 5.2 résume les stratégies d'injection qui ont été testées pour la mesure du taux d'introduction. Plusieurs durées d'activations ont été sélectionnées pour caractériser l'injection simple sans l'influence d'une injection précédente en décomposant la durée de l'injection la plus longue, soit celle de 630 μ s. La durée d'activation de 525 μ s sert à déterminer la vitesse du son du carburant pour une contre-pression

donnée ainsi que le coefficient de décharge pour une condition donnée (voir section 5.3). Les injections doubles ont été développées en utilisant les injections simples de plus courte durée (230 à 400 μs) afin d'obtenir trois types d'injection double : l'injection pilote suivie d'une injection principale, la double injection de durée égale (*Split*) et une injection principale suivie d'une postinjection. Le délai entre les injections a été sélectionné pour couvrir une plage de 12 à 72° degrés vilebrequin, similairement aux essais moteurs du chapitre 3.

Tableau 5.2 Stratégies d'injection simple et multiple

Stratégie	ET ₁		ET ₂		DT	
	[μs]	°vil 2000 rpm	[μs]	°vil 2000 rpm	[ms]	°vil 2000 rpm
Simple	230	2.76	N/A		N/A	
	315	3.78				
	400	4.80				
	525	6.30				
	630	7.56				
Pilote-Principale	230	2.76	400	4.8	1	12
					2	24
					4	48
					6	72
Split	315	3.78	315	3.78	1	12
					2	24
					4	48
					6	72
Principale-Post	400	4.8	230	2.76	1	12
					2	24
					4	48
					6	72

Les conditions d'opérations sélectionnées sont résumées dans le Tableau 5.3. Les pressions d'injection, P_{inj} , sélectionnées varient de 700 à 1300 bars et sont représentatives des pressions

d'injections utilisées en condition normale et pleine charge du moteur. Seule l'injection simple d'une durée d'activation de 525 μs est testée pour la pression la plus faible et la plus élevée. L'injection multiple est testée uniquement à 900 bars de pression d'injection. Les contre-pressions, P_b , sélectionnées ont été choisie afin de représenter les conditions de pression que qui se retrouvent dans un cylindre moteur en milieu et en fin de compression et sont de 15 et 50 bars. Une série de tests particuliers a été réalisée en variant la contre-pression afin de déterminer la vitesse du son des carburants (voir section 5.3). Finalement, les tests ont été réalisés à une température ambiante moyenne de 27.2°C avec une variation de plus ou moins 0.5°C et la pression dans la ligne de retour de l'injecteur a été fixée à 10 bars.

Tableau 5.3 Conditions d'opérations des mesures de taux d'introduction

Paramètres	Tous les carburants			
P_{inj} [bar]	700	900		1300
P_b [bar]	15, 50	15 à 110	15, 50	15,50
Stratégies	525 μs	525 μs	Tous	525 μs

L'ensemble des stratégies a été testé à une fréquence de 1 Hz afin de s'assurer de la dissipation complète des ondes de pression entre chaque évènement et un total de cinquante injections ont été enregistrées afin d'assurer la répétabilité des mesures. Les variables enregistrées sont le débit massique, la pression dans le tube d'injection, le courant et la tension d'activation et l'acquisition a été réalisée sur une plage de 11 ms avec une résolution de 10 μs .

5.3 Analyse expérimentale

L'analyse expérimentale se divise en trois étapes. Premièrement, la vitesse du son de chaque carburant en fonction de la pression du milieu de propagation doit être déterminée afin de corriger les résultats de taux d'introduction brut. Par la suite, les caractéristiques principales de l'injection sont évaluées afin de servir à la validation des simulations numériques. Finalement, les coefficients de décharge en régime permanent sont calculés afin de servir de constantes dans le modèle numérique.

5.3.1 La vitesse du son

La première étape de l'analyse des résultats expérimentaux consiste à déterminer la vitesse du son du carburant à l'étude pour les conditions de contre-pression en présence. En effet, comme montré dans l'équation (5.1), la vitesse du son est nécessaire pour déterminer le débit massique. Pour l'ensemble des tests, la vitesse du son a été posée comme étant de 1000 m/s et a donc eu à être corrigée par la suite. L'équation (5.5) démontre la façon de faire afin d'obtenir le débit massique réel à partir du débit massique obtenu en posant une vitesse du son hypothétique.

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m}_{exp} \frac{a_{hyp}}{a_{réel}} = \dot{m}_{exp} \frac{1000}{a_{réel}} \quad (5.5)$$

Afin de déterminer la vitesse du son réelle, la méthode utilisée par Dernet *et al.* (2012) a été utilisée. Il s'agit d'utiliser les mesures du taux d'introduction afin de calculer le délai temporel (Δt) entre le passage de l'onde incidente et de l'onde de réflexion tel qu'illustré à la Figure 5.3. Ce calcul a été réalisé pour les tests réalisés à 900 bars de pression d'injection et une durée d'activation de 525 μ s, en variant la contre-pression de 15 à 110 bars. Une fois les délais connus, il s'agit de diviser les résultats par la longueur caractéristique du tube de l'appareil de mesure. Cette longueur a été calculée par Dernet (2012) en utilisant deux carburants de calibration dont la vitesse du son est connue et a été déterminée comme étant de 10.2 m (aller-retour) avec une erreur maximale de $\pm 0.2\%$. Les résultats obtenus pour le B0, le B50 et le B100 sont présentés dans la Figure 5.4 et la variation maximale obtenue est de ± 1.5 m/s pour une contre-pression donnée. Il est possible de remarquer le comportement linéaire de la variation de la vitesse du son selon la pression du milieu de propagation. Ce comportement correspond bien à ce qui a été rapporté par Tat et Van Gerpen (2003a) ainsi que Tat et Van Gerpen (2003b). Les résultats de débit massique ont donc pu être corrigés selon la nature du carburant et la contre-pression d'injection pour tous les tests.

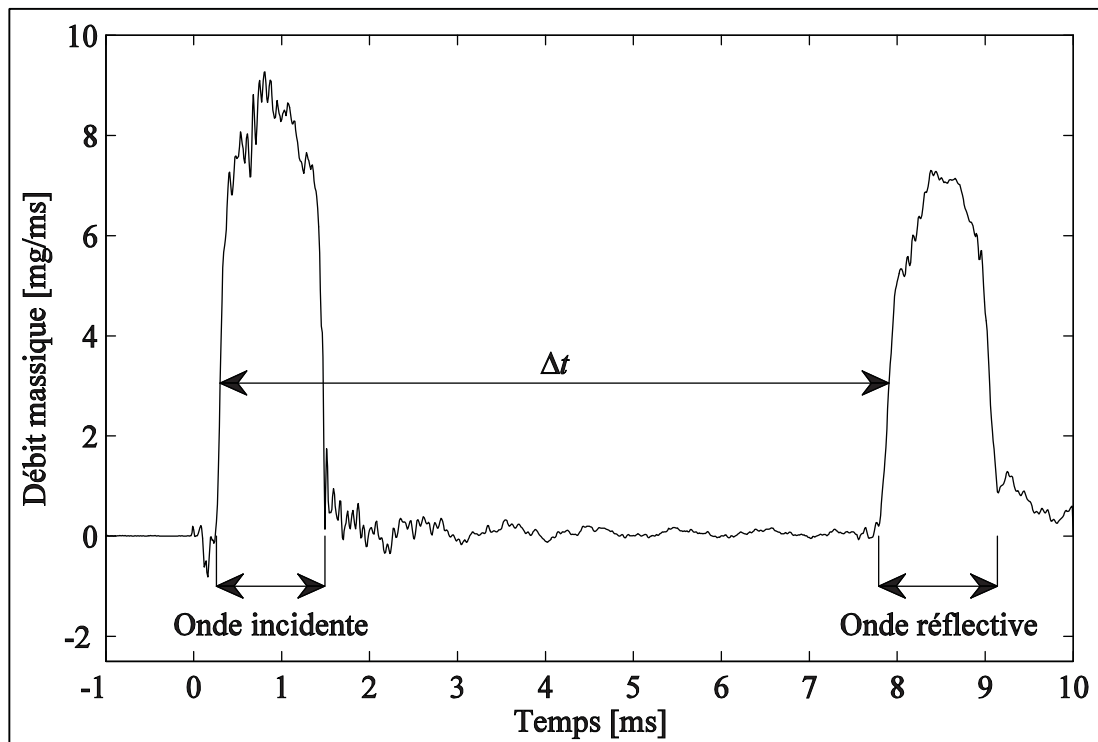


Figure 5.3 Délai entre signal incident et réflexion d'onde

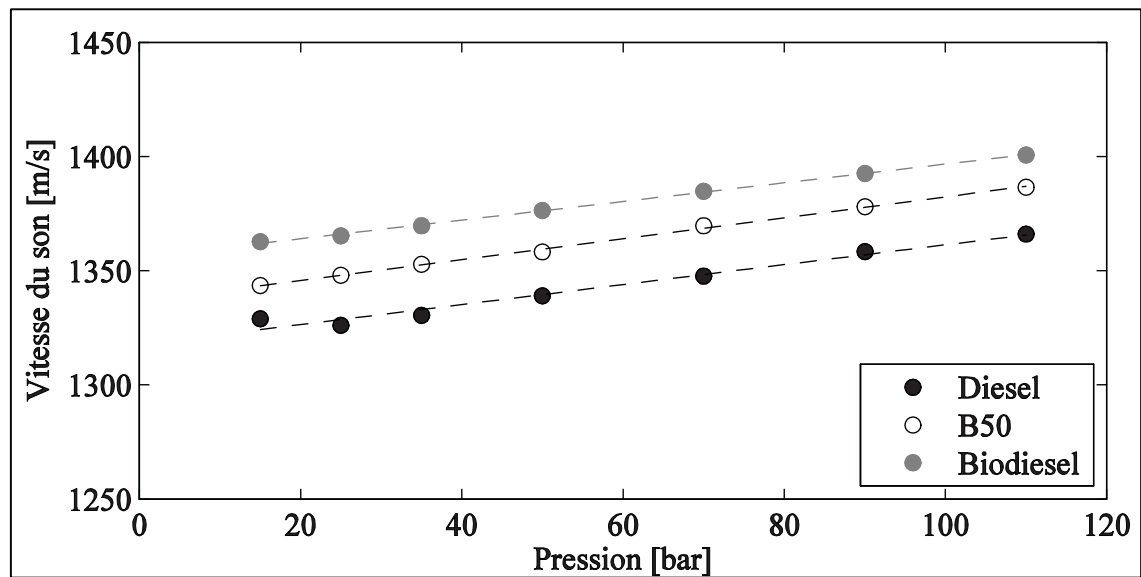


Figure 5.4 Vitesse du son des carburants selon la contre-pression d'injection

5.3.2 Les caractéristiques de l'injection

La suite de l'analyse des résultats expérimentaux vise à déterminer les caractéristiques de l'injection selon le carburant, les durées d'activation, les pressions d'injection et les délais entre les injections dans le cas d'injection multiple. Les caractéristiques d'intérêts sont principalement indiquées sur la Figure 5.5. Le délai d'ouverture est le délai entre l'application de la tension aux bornes de l'injecteur et l'apparition d'un débit en sortie d'injecteur tandis que le délai de fermeture est le délai entre la fin de l'application de la tension et l'arrêt de l'injection. À partir de ces résultats, il est possible de déterminer la durée d'injection effective ainsi que, par intégration du débit massique, la masse totale de carburant injectée.

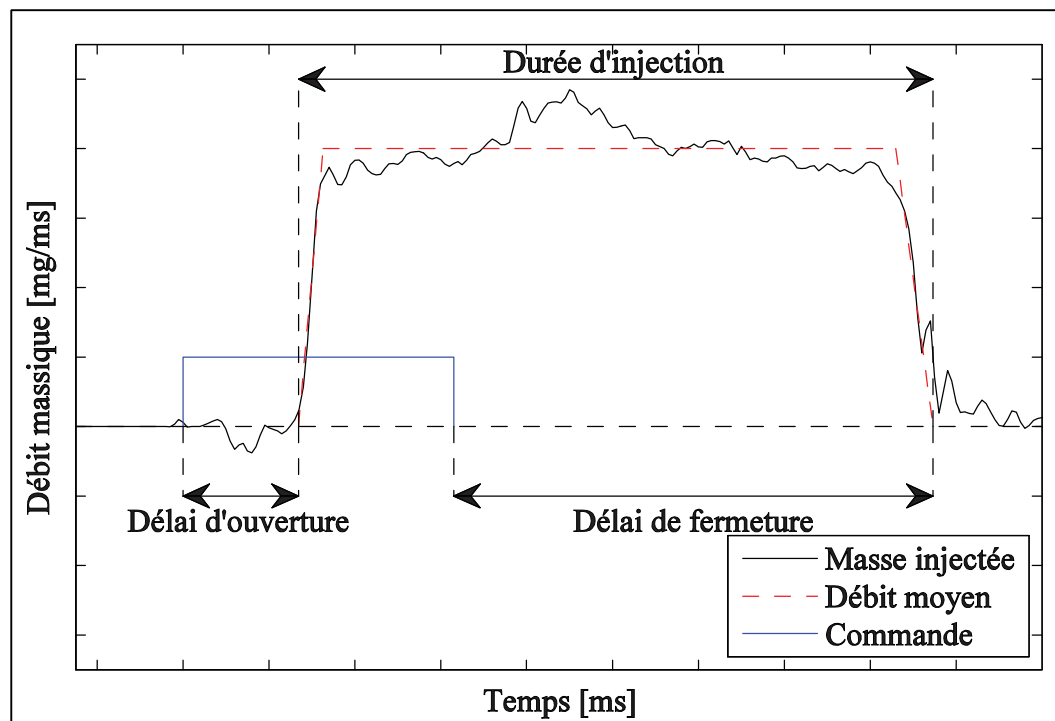


Figure 5.5 Caractéristiques des injections

Afin de réaliser cette analyse, un code Matlab a été développé. La méthodologie employée consiste à déterminer les pentes et les abscisses à l'origine lors de l'ouverture et de la fermeture de l'injecteur par la méthode des moindres carrés linéaires. Les perturbations en début et en fin d'injection ne sont pas prises en compte puisqu'elles sont considérées comme ne faisant

pas partie de l'injection. En effet, il s'agirait en fait de perturbations causées par la vibration et le retrait de l'aiguille lors de l'ouverture (Dernotte, 2012) tandis qu'en fin d'injection ces perturbations sont liées au rebond de l'aiguille (Lee *et al.*, 2002). Une fois les abscisses à l'origine trouvées et à partir de la commande d'activation, les différents délais et durées d'injections sont déduits. La même méthode s'applique pour l'injection double.

5.3.3 Le coefficient de décharge

Afin de quantifier les pertes de charges lors de l'injection, le coefficient de décharge, C_d , doit être évalué. Ce dernier est calculé pour les stratégies de durée d'activation de 525 μs et 630 μs uniquement et sert à simuler les pertes de charge des orifices dans le modèle numérique. Le C_d est d'abord défini comme étant le rapport du débit massique moyen mesuré, $\dot{m}_{mesuré}$, sur le débit massique théorique, $\dot{m}_{th}$:

$$C_d = \frac{\dot{m}_{mesuré}}{\dot{m}_{th}} \quad (5.6)$$

Puisqu'il est supposé que l'écoulement est permanent, il est courant de définir le débit massique théorique en utilisant une combinaison de l'équation de continuité et de la relation de Bernoulli (Desantes *et al.*, 2009; Park, Suh et Lee, 2007; Payri *et al.*, 2012a) ce qui permet d'obtenir les équations (5.7) et (5.8).

$$\dot{m}_{th} = n_{orifice} \cdot \rho \cdot S \cdot V_{th} \quad (5.7)$$

$$V_{th} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (5.8)$$

Dans les équation précédentes, $n_{orifice}$ est le nombre d'orifices dans la buse, ρ est la masse volumique du fluide à la température d'opération, S est la surface de passage géométrique de l'orifice, V_{th} est la vitesse théorique à la section de sortie et ΔP est la différence de pression

entre l'entrée et la sortie définie comme étant la différence entre la pression d'injection P_{inj} et la contre-pression d'injection P_b . En combinant l'équation (5.7) et (5.8), la forme finale est obtenue et présentée à l'équation (5.9).

$$\dot{m}_{th} = n_{orifice} \cdot S \cdot \sqrt{2\Delta P \cdot \rho} \quad (5.9)$$

Le débit moyen mesuré est quant à lui calculé grâce à l'utilisation d'une boucle itérative dans un code Matlab. La moyenne des débits instantanés est d'abord calculée à partir de points situés arbitrairement entre l'ouverture et la fermeture de l'injecteur. Par la suite, la boucle itérative débute en calculant la position en temps où le débit moyen intercepte les droites d'ouvertures et de fermetures trouvées plus tôt. C'est à partir de ces bornes que le nouveau débit moyen est calculé et comparé au résultat antérieur jusqu'à la convergence de la valeur. Une fois les débits obtenus, le C_d peut finalement être calculé et les résultats sont présentés à la Figure 5.6.

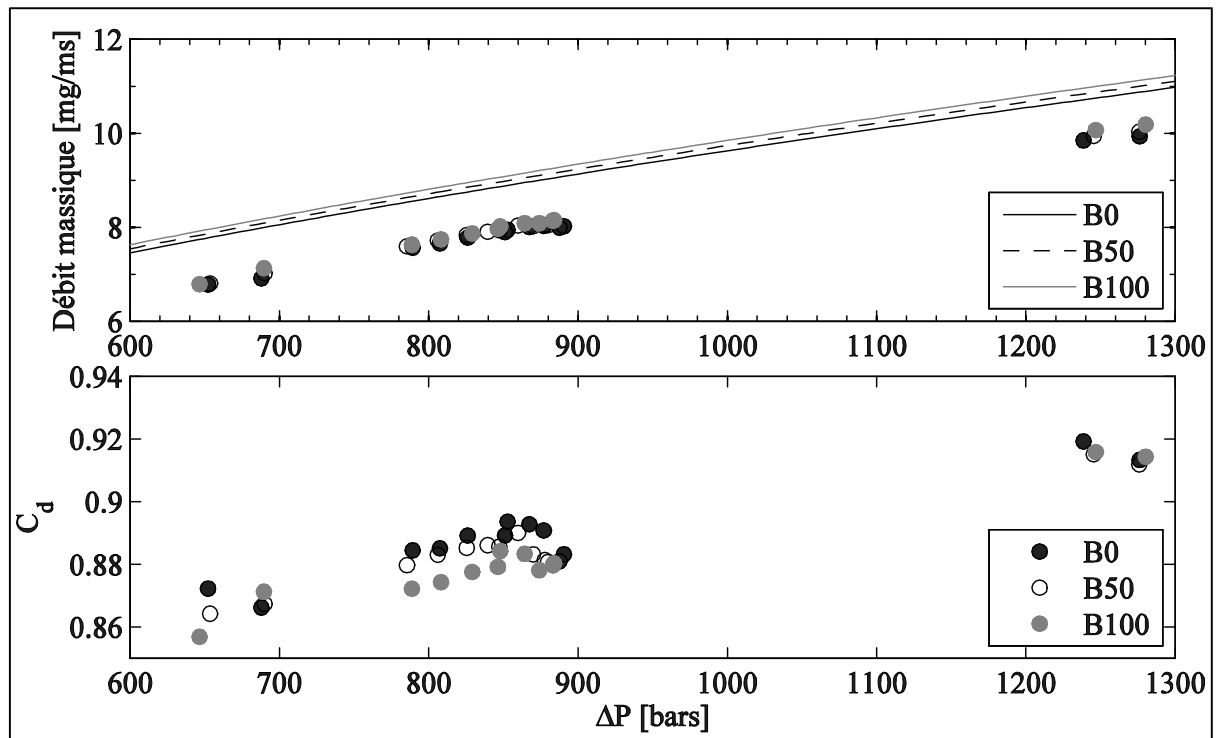


Figure 5.6 Impact du ΔP et du carburant sur le débit massique moyen et sur le C_d

La Figure 5.6 montre qu'une très faible différence au niveau du débit massique est obtenue entre chaque carburant et que la différence par rapport au débit massique théorique (représenté par les lignes sur la portion du haut de la Figure 5.6) est sensiblement constante. Au niveau des coefficients de décharge, ils diminuent avec l'augmentation de la concentration en biodiesel. Il est toutefois remarqué que pour les ΔP observés, la variation du C_d avec le carburant et selon la pression est tout de même très faible. Ces résultats correspondent aux observations de Dernote *et al.* (2012).

5.3.4 Incertitude des mesures expérimentales

L'évaluation de l'incertitude des mesures expérimentales est tirée des travaux de Dernote (2012) à partir desquels les méthodes d'évaluation de la vitesse du son et du coefficient de décharge sont basées. Les erreurs associées aux mesures et aux calculs sont présentées au Tableau 5.4. La répétabilité à l'ouverture et à la fermeture a été mesurée comme n'excédant pas $\pm 10 \mu s$ et $\pm 25 \mu s$ lors de la campagne de tests réalisée par Dernote (2012). Ces erreurs sont attribuables aux perturbations présentes sur le signal du débit injecté lors de l'ouverture et de la fermeture, comme constaté sur la Figure 5.5. L'écart entre l'instant détecté et effectif est minime et ne représente qu'une faible quantité de la masse de carburant injectée. L'erreur sur la vitesse du son est principalement attribuable à l'évaluation de la longueur du tuyau de l'appareil et a déjà été mentionnée à la section 5.3.1. La densité des carburants est utilisée lors du calcul du débit massique théorique (voir équation (5.9)) et l'erreur associée à sa valeur en fonction de la température de fonctionnement a été évaluée par Dernote (2012) à 0.8%. L'évaluation du débit massique moyen est nécessaire au calcul du coefficient de décharge. Dernote (2012) a évalué l'erreur sur le calcul du débit massique moyen en variant l'étendue de la fenêtre de calcul ainsi que sa position lors de la phase d'écoulement permanent de l'injecteur de $\pm 200 \mu s$. Les variations mesurées correspondent à une erreur de 0.5% sur le débit massique moyen. Finalement, Dernote (2012) évalue l'erreur sur le calcul du coefficient de décharge à $\pm 1.5\%$, basée sur la combinaison des différentes erreurs précédentes.

Tableau 5.4 Incertitudes expérimentales du taux d'introduction

Mesure ou calcul	Incertitude
Ouverture de l'injecteur	$\pm 10 \mu s$
Fermeture de l'injecteur	$\pm 25 \mu s$
Vitesse du son	0.2%
Densité des carburants	0.8%
Débit massique moyen	0.5%
Coefficient de décharge	1.5%

5.4 Validation du modèle

Cette section présente les différentes étapes menant à la validation du modèle mathématique présenté au chapitre précédent. Une description de la méthode d'intégration utilisée afin de résoudre le système d'équations sera d'abord présentée ainsi que l'influence de la grandeur du pas de temps sur la précision du résultat. Par la suite, le modèle sera validé pour le cas d'une stratégie d'injection simple sur la base des délais d'ouverture et de fermeture ainsi que sur la quantité totale injectée. L'explication sur l'ajustement du modèle lors de l'utilisation de biodiesel et de B50 sera ensuite développée pour finalement terminer avec la validation des stratégies d'injection double sur les mêmes bases que pour l'injection simple.

5.4.1 Méthode d'intégration et influence du pas de temps

Afin d'atteindre l'objectif de rapidité de résolution du modèle, la méthode d'Euler a été choisie, car elle est la méthode explicite la plus simple pour l'intégration numérique d'équation différentielle de premier ordre, en plus d'être également la plus rapide (Atkinson, Han et Stewart, 2009). La méthode consiste initialement à définir le système d'équations, qui dans le cas présent est décrit par l'équation (4.58), ainsi que les conditions initiales de façon adéquate. Par la suite, le système d'équations est résolu pour chaque incrément de pas de temps et les nouvelles valeurs des variables d'état sont ensuite estimées selon l'équation (5.10) où $\vec{x}_{i+1}$ représente la nouvelle estimation des variables d'état, $\vec{x}_i$ est la valeur des variables d'état à l'instant observé, dt est le pas de temps et $\dot{\vec{x}}_i$ est la valeur des dérivées temporelles calculée à l'instant observé.

$$\vec{x}_{i+1} = \vec{x}_i + dt \cdot \dot{\vec{x}}_i \quad (5.10)$$

La précision de ce type de résolution numérique est hautement dépendante de la valeur du pas de temps utilisé. Afin de déterminer un pas de temps acceptable, une étude sur la convergence des résultats pour le cas d'une durée d'activation de 630 μs avec une pression d'injection de 900 bars et une contre-pression de 15 bars a été réalisée. Les résultats sont évalués sur la base du début de l'injection, de la fin de l'injection et de la masse totale injectée. Il a été observé qu'avec un pas de temps supérieur à 1.3 μs , la solution ne converge tout simplement pas. La Figure 5.7 illustre donc l'étude de convergence pour un pas de temps inférieur à 1.3 μs et son impact sur l'erreur par rapport aux résultats expérimentaux (haut) ainsi que sur le temps de calcul (bas).

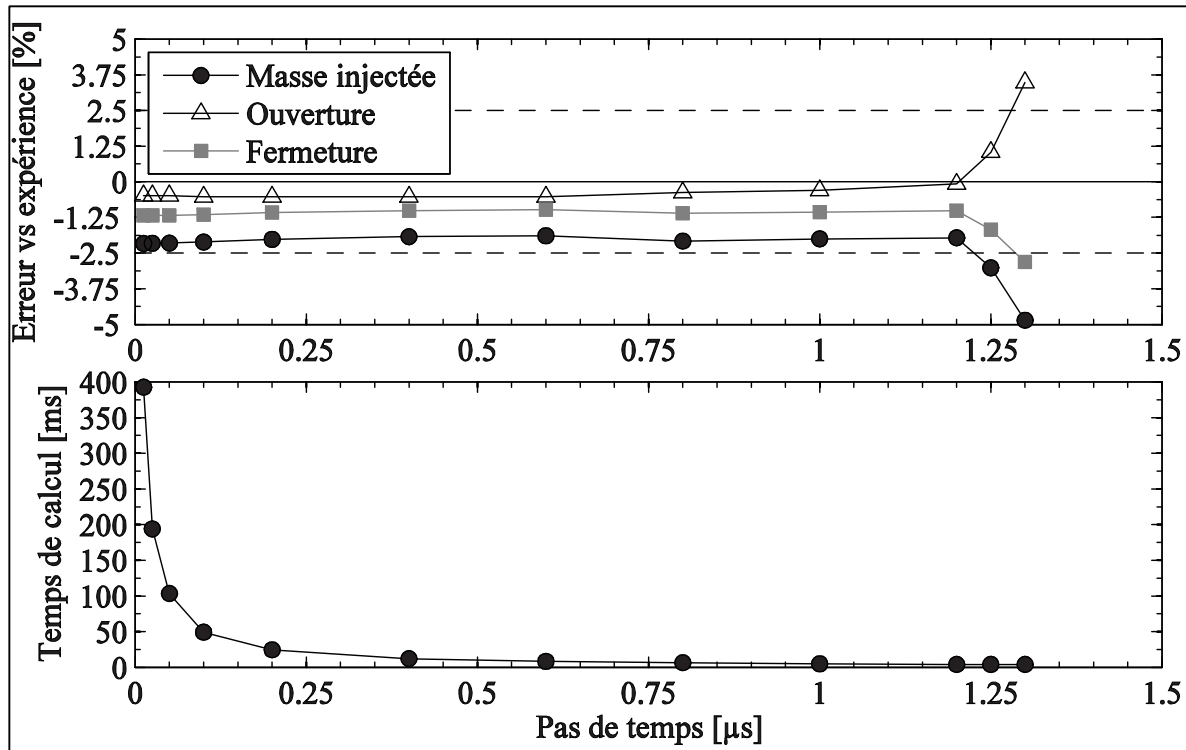


Figure 5.7 Analyse de l'impact du pas de temps sur l'erreur et sur le temps de calcul

Il est possible d'observer que la solution converge très rapidement à partir du moment où un pas de temps permettant la convergence est utilisé. À partir d'un pas de temps de 1.2 μs , l'écart

des résultats numériques par rapport à l'expérience se situe sous les 2.5% d'erreur (ligne pointillée) pour le cas étudié. Cependant, il a été remarqué que pour des pas de temps plus grossier que $0.2 \mu\text{s}$, des oscillations apparaissent dans le calcul des débits instantanés à l'intérieur de l'injecteur à la suite de la fermeture de l'aiguille. Ces oscillations n'influencent pas le résultat dans le cas de l'injection simple, mais pourraient occasionner des perturbations indésirables lors d'injection double. La vitesse de calcul quant à elle augmente de façon exponentielle avec la diminution du pas comme observé dans le bas de la Figure 5.7, particulièrement à partir d'un pas de temps inférieur à $0.1 \mu\text{s}$. Par conséquent, afin de garder un temps de calcul acceptable et des résultats stables, un pas de temps de $0.1 \mu\text{s}$ sera utilisé dans ce modèle.

5.4.2 Validation du modèle pour une injection simple

Le modèle est validé en utilisant les valeurs de courant d'activation disponible à partir des données expérimentales comme condition d'entrée du modèle. Les résultats sont comparés aux mesures prises telles que la tension dans l'empilement piézoélectrique, la pression d'entrée de l'injecteur et les courbes de taux d'introduction pour les différents cas. Les Figures 5.8 et 5.9 montrent les résultats pour le cas du diesel avec une pression d'injection de 900 bars et un ET_1 de $630 \mu\text{s}$. Pour la Figure 5.8 et certaines autres figures de ce chapitre, la courbe de courant d'activation est donnée de façon adimensionnelle afin de montrer la durée de chargement effective de l'empilement piézoélectrique. Selon la Figure 5.8, le modèle parvient à reproduire avec succès l'augmentation de la tension dans l'empilement piézoélectrique dès que le courant d'activation est fourni à l'empilement jusqu'au moment où la tension atteint sa valeur maximale lorsque le courant retourne à une valeur nulle. La section inférieure de la Figure 5.8 montre les résultats de la simulation par rapport à la position de l'aiguille et de la valve. Comme illustrée, la valve atteint sa position complètement ouverte (déplacement normalisé de 1) tandis que l'aiguille ouvre à seulement 30.4% de sa valeur maximale. L'ouverture et la fermeture de la valve se produisent avec un léger délai comparé à la variation de la tension dans l'empilement piézoélectrique, résultat de l'impact de la chambre d'amplification qui doit être pressurisée à une certaine valeur avant que la valve puisse ouvrir. La valve ferme légèrement

plus rapidement que le temps prit par l'empilement piézoélectrique pour se décharger grâce à la haute pression agissant sur le siège de la valve, ce qui facilite la fermeture. L'aiguille subit le même type de délai pour sa fermeture et son ouverture, ce qui a également été observé dans la littérature (Arpaia *et al.*, 2010; Catania, Ferrari et Spessa, 2008). Pour ce cas simulé, l'injection débute 0.26 ms et se termine 1.74 ms après le commencement de l'activation de l'actionneur piézoélectrique, ce qui mène à un délai de fermeture de 1.11 ms et à une durée d'injection effective (EID) globale de 1.48 ms pour une durée d'activation de 0.63 ms.

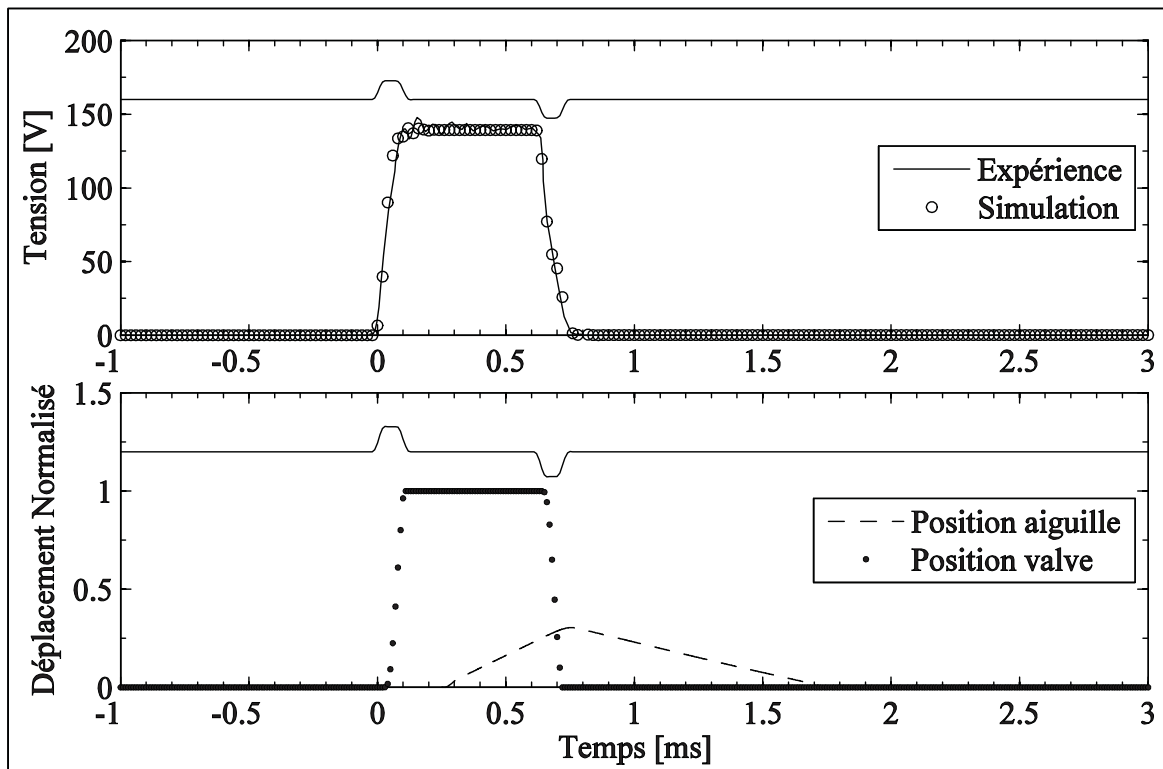


Figure 5.8 Tension dans l'actionneur piézoélectrique, position d'aiguille et de valve ($P_{inj} = 900$ bars, $ET_1 = 630 \mu s$)

La Figure 5.9 (haut) permet de comparer la courbe de pression du tube d'alimentation obtenue par le modèle à celle provenant des résultats expérimentaux. Le modèle, qui utilise un sous-modèle simple pour les fluctuations de pression d'alimentation, reproduit la courbe de pression avec une précision raisonnable. Même si la fluctuation de pression est plus critique lors des cas d'injection multiple que lors de l'injection simple, elle a un petit effet principalement sur

les délais d'ouverture et de fermeture, ce qui justifie le fait de la prendre en compte comme il le sera démontré à la section 5.5. Le profil du taux d'introduction, également présenté dans la Figure 5.9 (bas), montre que les résultats de la simulation sont en accord avec les données expérimentales concernant le début et la fin du processus d'injection. Cependant, les résultats expérimentaux indiquent une augmentation du débit massique instantané que le modèle n'arrive pas à reproduire. Cet effet peut être expliqué par le fait que ce modèle ne prend pas en compte l'effet capacitif du volume du sac, mais seulement sa pression. L'augmentation momentanée du débit massique instantané est liée au mouvement descendant de l'aiguille à la fin de la durée d'activation, ce qui réduit le volume du sac de telle façon que la pression du sac augmente, menant à une augmentation instantanée du taux d'introduction (Ferrari, Mittica et Spessa, 2013). Ceci ne constitue cependant pas un inconvénient majeur puisque l'objectif du modèle est principalement de prédire l'ouverture et la fermeture de l'injecteur ainsi que le débit massique moyen afin de développer des stratégies de contrôle avec succès.

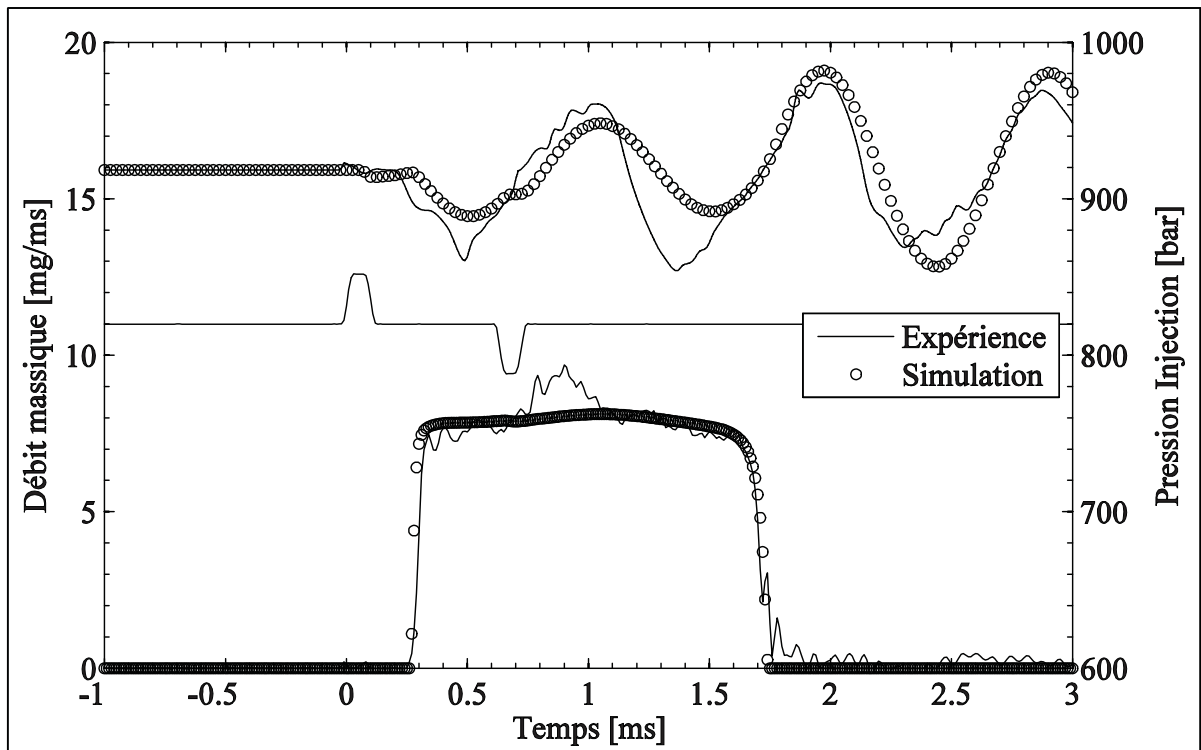


Figure 5.9 Validation du modèle à $P_{inj} = 900$ bars et $ET_1 = 630 \mu s$

Une validation approfondie est réalisée grâce aux résultats expérimentaux afin de couvrir une grande plage de durée d'activation ($230\ \mu\text{s}$ à $630\ \mu\text{s}$) et de pression d'injection (700 à 1300 bars). La Figure 5.10 montre les résultats de simulation pour un essai réalisé à une pression d'injection de 900 bars et un ET_1 de $230\ \mu\text{s}$. Encore une fois, le modèle reproduit avec succès les fluctuations de pression et le taux d'introduction. Comme montré, dans le cas d'injection courte, le pic de taux d'introduction causé par le mouvement descendant de l'aiguille n'est plus visible. Il est intéressant de souligner que, lorsque l'injection débute, cela cause une dépression à l'extrémité en aval du tube d'alimentation qui voyage jusqu'à l'autre extrémité en amont, où elle est réfléchiée. Dans le cas d'un court ET, l'injection est tellement courte qu'elle n'est pas influencée par les fluctuations de pression dans le tube. L'onde de pression causée par l'injection voyage dans le tube d'alimentation et, par le temps qu'elle soit réfléchiée et voyage à nouveau jusqu'à l'entrée de l'injecteur, l'injection est déjà terminée et ne peut donc pas être influencée. Dans le cas de plus long ET, la fermeture de l'aiguille se produit plus tard, ce qui amplifie ou amortit les ondes de pression (voir Figure 5.9).

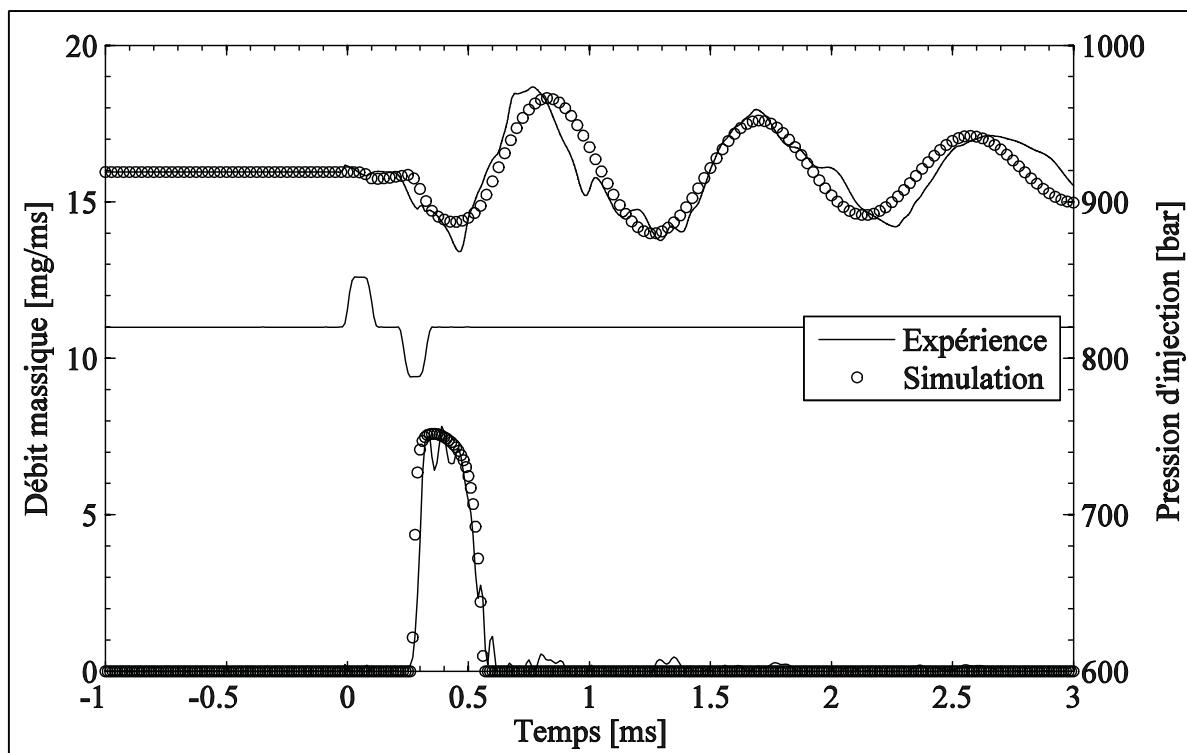


Figure 5.10 Validation du modèle à $P_{inj} = 900\ \text{bars}$ et $ET_1 = 230\ \mu\text{s}$

Ceci illustre l'importance des fluctuations de pression d'alimentation qui ne devraient pas être considérées comme constantes dans le modèle d'injection. Il en est donc conclut que ce modèle prédit le phénomène d'injection réel pour une stratégie d'injection à 900 bars avec une bonne précision, comme observé dans le Tableau 5.5 qui résume les principaux résultats obtenus, et ce, pour différentes durées d'injection. Un écart maximum de moins de 5% est obtenu lorsque comparé aux résultats expérimentaux.

Tableau 5.5 Masse injectée (mg) vs. ET_1 à $P_{inj} = 900$ bars (% erreur vs. expérimental)

ET [μ s]	230	265	315	350	400	525	630
Diesel	1.71 (3.28%)	2.63 (0.68%)	3.99 (0.47%)	5.08 (1.53%)	6.22 (2.61%)	8.77 (1.96%)	11.03 (2.11%)
B50	1.30 (3.81%)	2.22 (4.34%)	3.63 (2.54%)	4.68 (2.47%)	6.00 (1.11%)	8.58 (2.53%)	10.95 (1.67%)
Biodiesel	0.97 (2.62%)	2.01 (3.69%)	3.33 (3.32%)	4.49 (2.57%)	5.85 (1.80%)	8.71 (1.24%)	10.98 (2.06%)

La Figure 5.11 donne les résultats de simulation pour différentes pressions d'injection pour un ET_1 de 525 μ s et ce, pour la fluctuation de pression d'alimentation de l'injecteur (haut) et le débit massique instantanée injecté (bas). Le modèle prédit bien les résultats expérimentaux autant pour les fluctuations de pression d'alimentation que pour le débit massique durant l'injection pour les différentes pressions d'injection. L'erreur sur la masse totale injectée est de 2.7% et 3.13% pour les pressions d'injection de 700 bars et 1300 bars respectivement. L'effet principal de l'augmentation de la pression d'injection est d'augmenter le débit massique lors de l'injection ainsi que d'augmenter le EID. Ceci est causé par l'augmentation de vitesse de déplacement de l'aiguille avec l'augmentation de la pression d'injection, ce qui mène à une levée supérieure et, conséquemment, à un plus long délai de fermeture, comme illustrée sur la Figure 5.12.

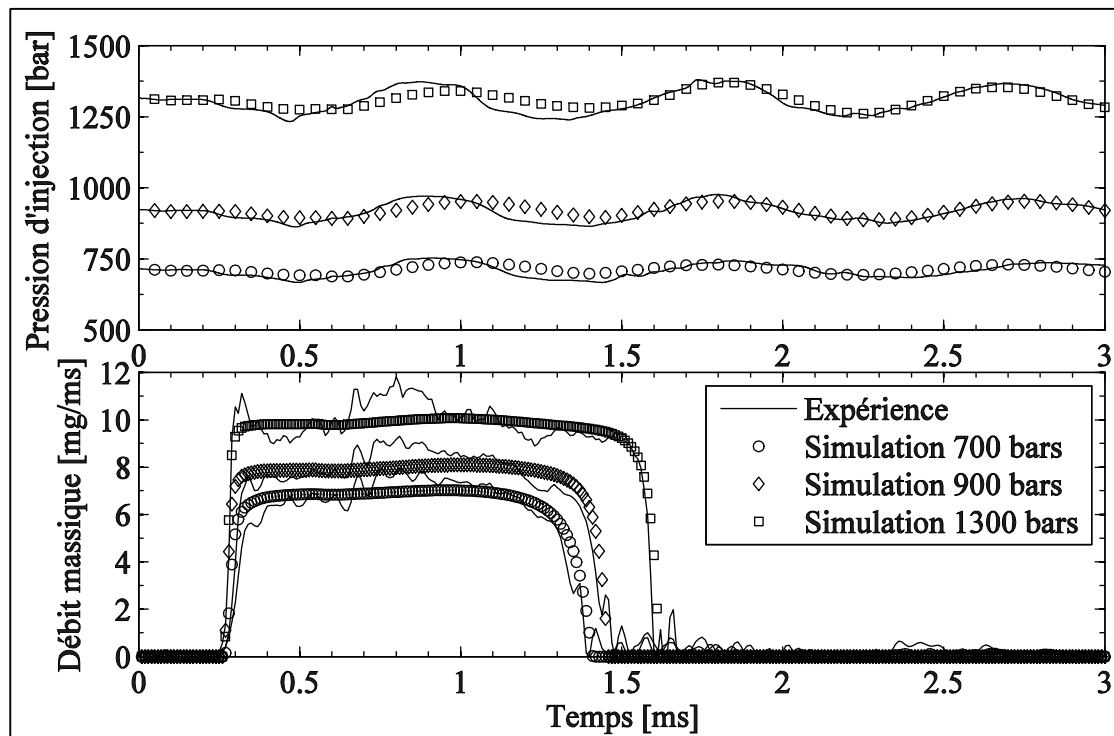


Figure 5.11 Validation du modèle pour des P_{inj} variées ($ET_1 = 525 \mu s$)

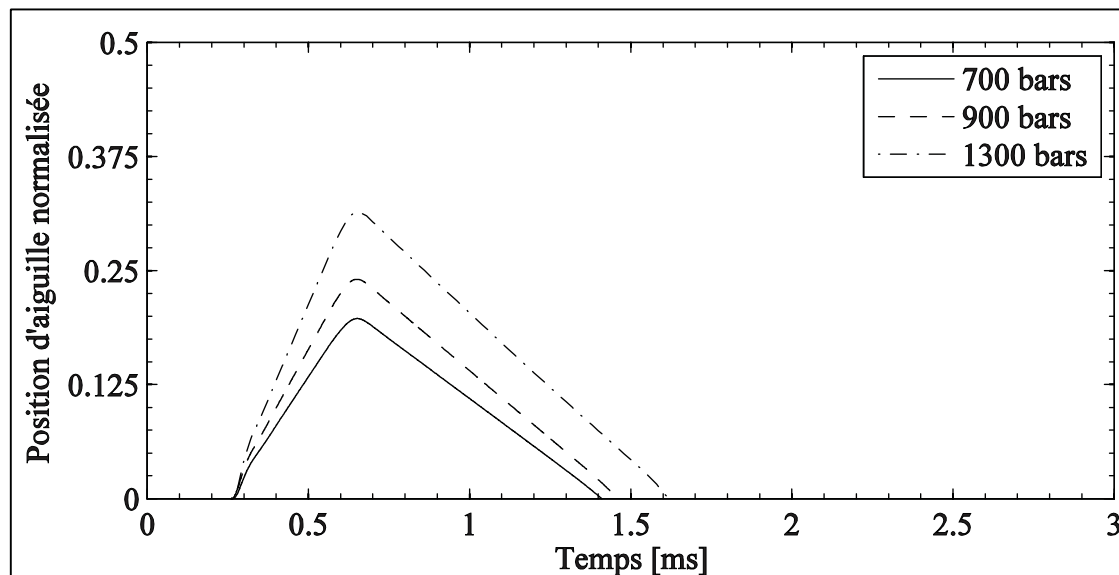


Figure 5.12 Position d'aiguille pour des P_{inj} variées

5.4.3 Effets des mélanges de biodiesel sur le taux d'introduction

L'utilisation de biodiesel et de ses mélanges avec du diesel a des conséquences sur le procédé d'injection pour l'injecteur utilisé comme cela sera précisé dans cette section. Le succès des modélisations des différents mélanges de carburant dépend de la compréhension des effets des propriétés sur le comportement de l'injecteur. L'analyse du taux d'introduction en état quasi permanent est utilisée afin de déterminer le coefficient de décharge des orifices de la buse pour le B0, B50 et le B100, avec pour résultat des valeurs respectives de 0.883, 0.881 et 0.880 à une pression d'injection de 900 bars. Ces résultats montrent que sous un état quasi permanent, tous les mélanges se comportent similairement par rapport au C_d , tandis que la densité a un impact sur le débit massique moyen. Donc, les différences entre les propriétés doivent avoir un impact sur le déplacement de l'aiguille causé par la géométrie complexe entre l'aiguille et le corps de l'injecteur. Ce phénomène est pris en compte grâce au coefficient d'amortissement de l'aiguille dans le modèle en suivant l'approche proposée par Lee *et al.* (2002). Le coefficient d'amortissement, b_n , comprend deux termes dans l'équation (5.11) avec b_1 , le coefficient constant représentant l'amortissement du système mécanique, et b_2 , le coefficient d'amortissement visqueux (qui dépend de la viscosité dynamique du fluide).

$$b_n = b_1 + b_2 \quad (5.11)$$

Le coefficient d'amortissement visqueux est d'abord trouvé grâce à l'équation standard pour un écoulement par gradient de pression passant par un tube cylindrique concentrique avec l'équation (5.12) (Imagine, 2005).

$$b_2 = 6\pi L_{pas}\mu \left(\frac{R_o}{R_o - R_i} \right)^3 \quad (5.12)$$

où L_{pas} est la longueur du passage, μ est la viscosité dynamique du fluide à la pression et à la température observée et R_o et R_i sont les rayons extérieur et intérieur du cylindre. Ce coefficient est responsable du changement de comportement entre les différents mélanges et doit être

modifié selon le carburant utilisé. Le coefficient d'amortissement constant, b_1 , est ensuite trouvé en ajustant les résultats avec les données expérimentales. La valeur de b_1 a été trouvée par une approche d'essais et d'erreurs et la valeur finale a été sélectionnée en se basant sur les délais d'ouverture et de fermeture expérimentaux. Le Tableau 5.6 présente les valeurs de b_1 et de b_2 pour chaque mélange à une pression d'injection de 900 bars; les résultats pour le carburant diesel sont en accord avec Lee *et al.* (2002).

Tableau 5.6 Coefficients d'amortissement de l'aiguille

Coefficients d'amortissement de l'aiguille	b_1 [kg/s]	b_2 [kg/s]	b_n [kg/s]
Diesel	8.11	124.6	132.7
B50	8.11	156.82	164.93
Biodiesel	8.11	197.3	205.4

L'augmentation de la viscosité ralentit la vitesse de l'aiguille durant l'ouverture et la fermeture de celle-ci. La Figure 5.13 montre l'impact de l'augmentation de la viscosité du carburant pour quatre durées d'injection simple différentes pour du B0, du B50 et du B100. Premièrement, le comportement de l'aiguille de l'injecteur dépend de la durée d'activation et du carburant. Pour la configuration d'injecteur observée, lorsque l'injection est très courte (230 μ s, voir Figure 5.13, haut), l'EID est plus court pour le biodiesel diminuant par le fait même la masse totale injectée et augmente avec la diminution du contenu en biodiesel. Lorsqu'une durée d'activation plus longue est utilisée (400 μ s, voir Figure 5.13, deuxième du haut), l'EID du biodiesel est beaucoup plus près de celui du carburant diesel. Puisque la vitesse d'ouverture et de fermeture de l'aiguille avec du diesel est plus rapide qu'avec du biodiesel, l'aiguille atteint une levée plus importante, mais ferme légèrement plus tard qu'avec du biodiesel. Augmenter davantage la durée d'activation de l'injecteur mène à une diminution de la différence du EID entre chaque carburant, jusqu'à ce qu'une durée d'activation critique soit atteinte à laquelle l'EID est le même pour chaque mélange biodiesel-diesel. Cette durée critique est presque atteinte avec une durée d'activation de 630 μ s (voir Figure 5.13, deuxième du bas), pour laquelle les EID du B0, B50 et B100 sont respectivement de 1.478 ms, 1.468 ms et 1.46 ms. Une fois cette durée

critique dépassée, le comportement de l'aiguille de l'injecteur s'inverse, signifiant que l'EID du biodiesel est plus grand que ses mélanges, avec pour conséquence une augmentation de la masse totale injectée. Ce comportement se produit parce que l'aiguille n'a pas encore atteint son siège supérieur avant que la durée d'activation critique soit atteinte. La différence de EID augmente avec l'augmentation de ET jusqu'à ce que l'aiguille s'appuie sur son siège. Une fois l'aiguille complètement ouverte pour chacun des mélanges, la différence de EID entre chaque carburant devient pratiquement constante (Figure 5.13, bas). Ce comportement n'a pas été rapporté à ce jour dans la littérature consultée dans le cadre de ce travail.

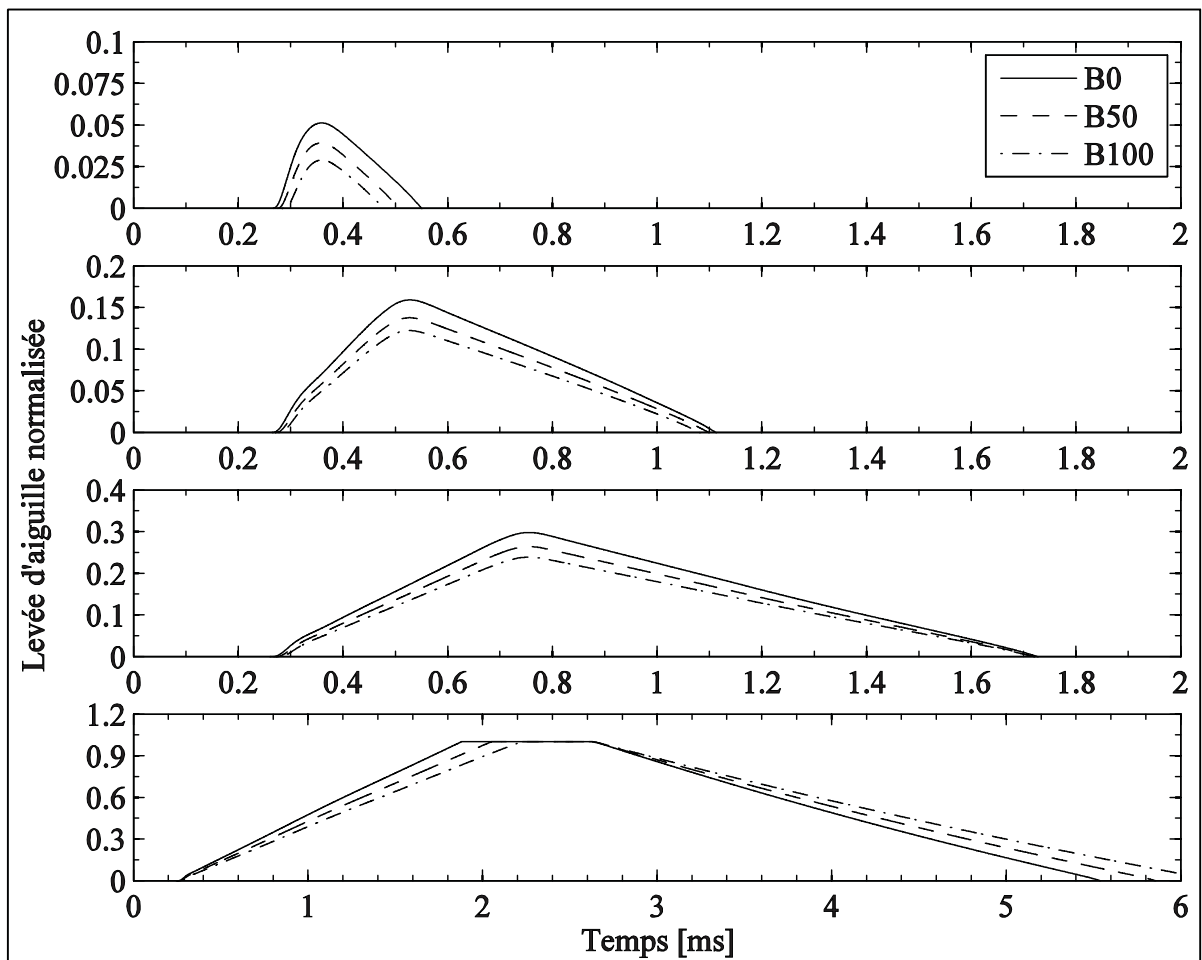


Figure 5.13 Levée d'aiguille pour différentes durées d'activation à $P_{inj} = 900$ bars
(De haut en bas ET_1 : $230 \mu s$; $400 \mu s$, $630 \mu s$, et $2500 \mu s$)

Le comportement décrit est présenté de façon différente dans la Figure 5.14, qui représente les ratios de masse (haut) et de EID (bas) du B100 par rapport au B0 et au B50 en fonction de ET. Pour les ET de moins de 630 μs , le ratio est de moins de 1 autant pour le ratio de masse que pour le ratio EID, indiquant que la masse totale injectée et que la durée totale d'injection pour le B100 sont plus faibles que pour le B0 et le B50. Le ET critique est défini comme étant le ET auquel les ratios sont de 1. Pour les ET excédant cette durée critique, la Figure 5.14 montre que les ratios sont inversés et donc plus grand que 1. Comme il a été spécifié plus tôt, lorsque l'aiguille atteint son siège, la différence d'EID est pratiquement constante entre les carburants même si le ET est augmenté, tandis que la masse totale est une fonction de la masse volumique du carburant. Pour cet injecteur exclusivement, cet énoncé est confirmé pour les ET plus long que 2.25 ms pour lesquels les courbes de la Figure 5.14 sont pratiquement horizontales avec de légères oscillations qui sont le résultat des fluctuations de pressions causées par l'injection. Comme le montre la Figure 5.15, les tendances du modèle illustrées à la Figure 5.14 sont confirmées par les résultats expérimentaux pour la plage testée entre 230 μs et 630 μs .

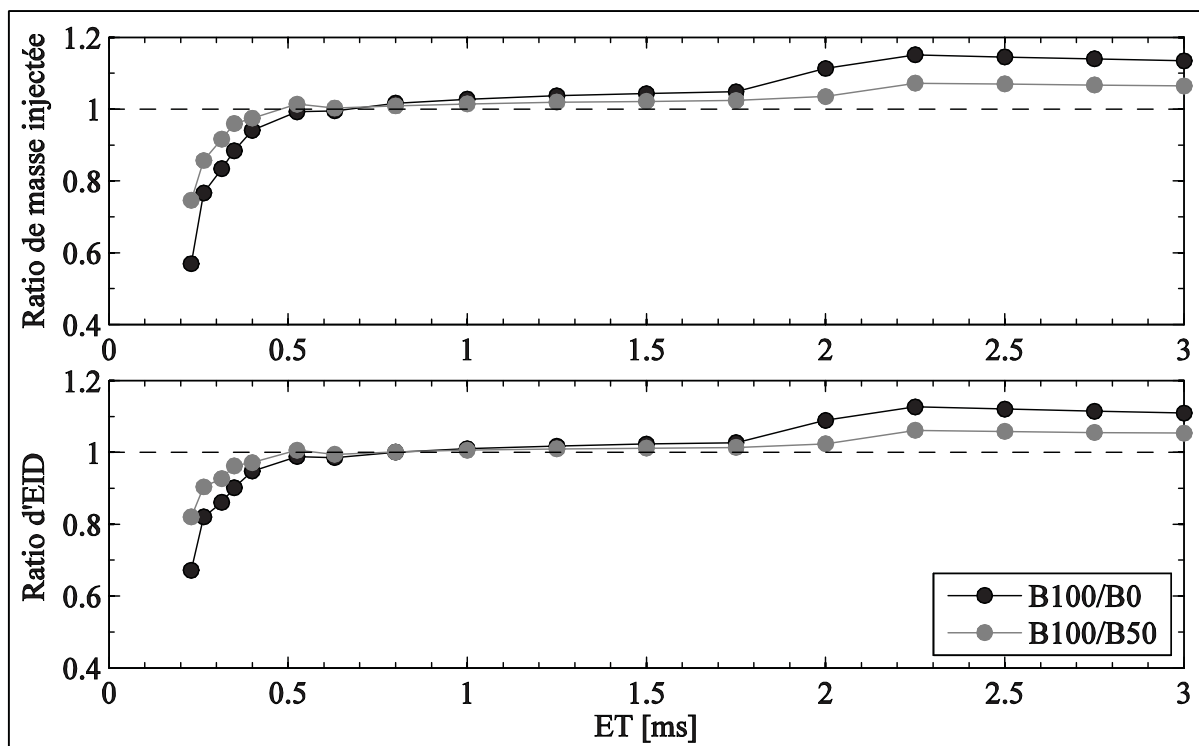


Figure 5.14 Ratios de masse et d'EID simulés du B100 sur le B0 et le B50 à $P_{inj} = 900$ bars

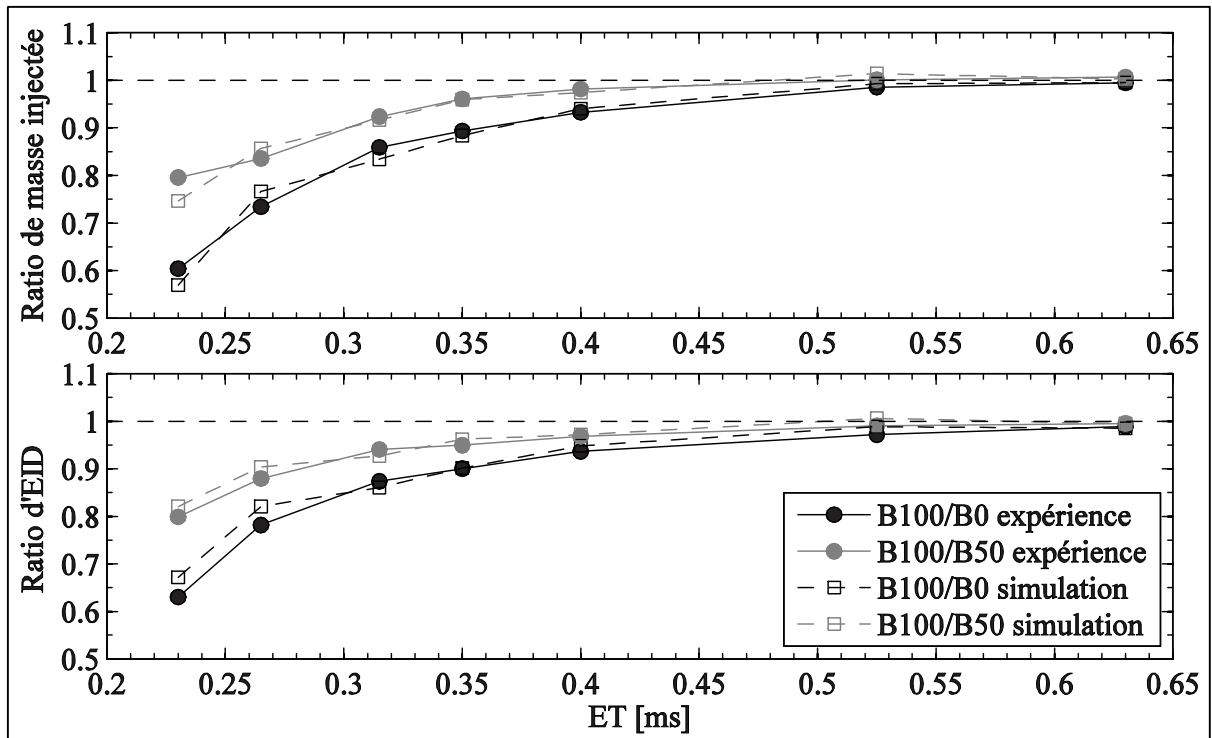


Figure 5.15 Comparaison des ratios de masse et de EID expérimentaux et de simulations du B100 sur le B0 et le B50 à $P_{inj} = 900$ bars

5.4.4 Validation du modèle en injection double

Puisqu'un des objectifs de ce modèle est d'obtenir un outil permettant de prédire la masse injectée ainsi que d'aider éventuellement à développer des stratégies d'injection multiple, le modèle a également été validé pour des stratégies d'injection double. La Figure 5.16 montre les résultats de simulations pour le cas d'une stratégie d'injection double pour laquelle les ET sont de durées égales ($315 \mu s$) avec un DT de 1 ms. Les fluctuations de pression obtenues avec le modèle sont en accord avec les résultats expérimentaux. La Figure 5.16 montre que l'amplitude de pression expérimentale est influencée par le moment de l'injection ainsi que sa durée, ce qui se traduit par deux petits pics, résultat de l'effet de coup de bélier causé par la fermeture de l'aiguille à chaque injection, comme observé par Catania *et al.* (2008). Le modèle est également en accord avec les résultats expérimentaux concernant le débit massique, comme il est possible d'observer sur la Figure 5.16 (bas).

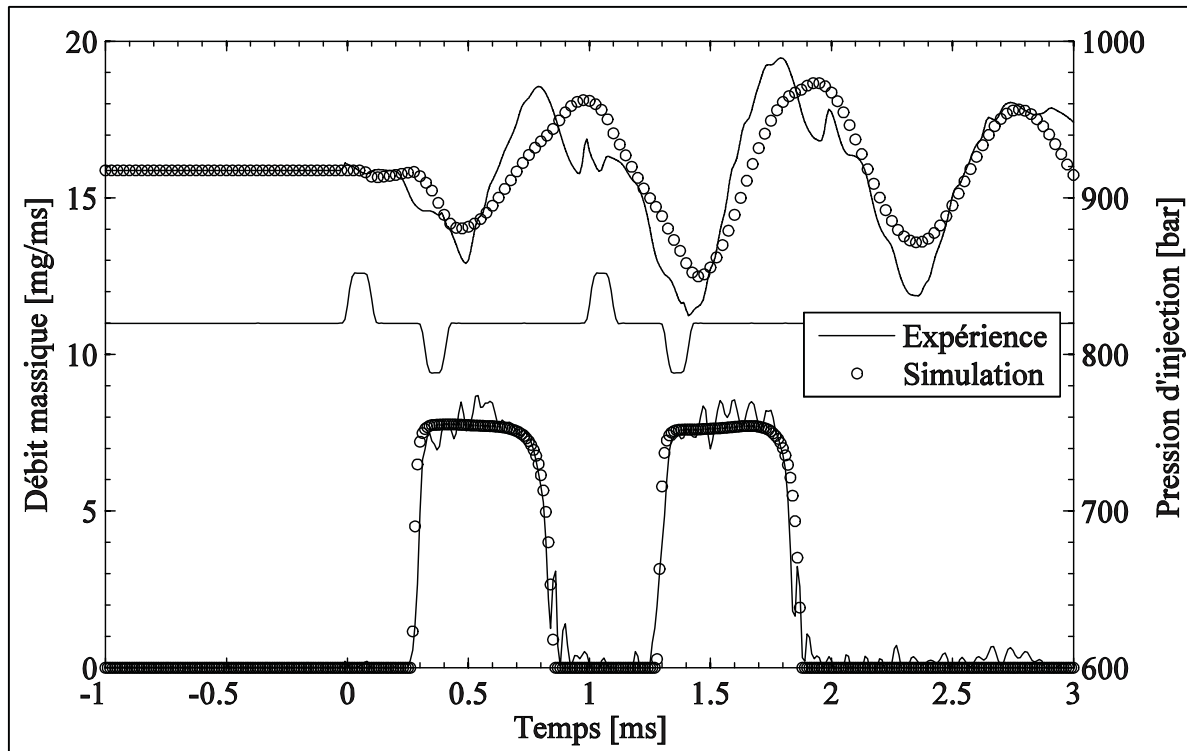


Figure 5.16 Validation d'injection multiple ($P_{inj} = 900$ bars, ET_1 et $ET_2 = 315$ μs , $DT = 1$ ms)

Afin de modéliser le phénomène de l'injection pour tous les mélanges de biodiesel et de diesel, le coefficient d'amortissement sur l'aiguille a été ajusté afin de prendre en compte l'impact des propriétés des carburants. Le résultat est une augmentation du coefficient d'amortissement avec l'augmentation du contenu en biodiesel dans le mélange de carburant, comme spécifié dans la section 5.4.3. Une fois ces coefficients ajustés, la validation a été effectuée pour une grande plage de test à nouveau. La Figure 5.17 fournit les résultats finaux pour le cas d'une injection multiple pour laquelle l' $ET_1 = 230 \mu s$, l' $ET_2 = 400 \mu s$ et le $DT = 1$ ms pour du B0, du B50 et du B100. Cette stratégie d'injection en particulier illustre l'influence de l'ajout de biodiesel dans le carburant diesel. L'augmentation du contenu en biodiesel réduit la première injection ainsi que la deuxième, mais avec un impact moins important. Les durées effectives de la première injection pour le B0, le B50 et le B100 sont de 0.299 ms, 0.252 ms et 0.224 ms respectivement, ce qui représente une diminution de 26% de la durée d'injection et qui correspond à une réduction de 32.8% de la masse totale injectée. Cet effet est moins prononcé pour une injection plus longue, comme observé pour la seconde injection, pour laquelle l'EID

pour le B0, le B50 et le B100 sont, respectivement, de 0.842 ms, 0.816 ms et 0.81 ms pour une réduction de moins de 4% de la durée d'injection ce qui se traduit par une diminution de 3.3% de la masse totale injectée. L'ajout de biodiesel a également un effet sur le délai d'ouverture, plus spécifiquement sur la première injection lors d'injection multiple. Dans ce cas ($ET_1 = 230 \mu s$, $ET_2 = 400 \mu s$ et $DT = 1 \text{ ms}$), l'injection du biodiesel débute $13 \mu s$ plus tard que l'injection du diesel.

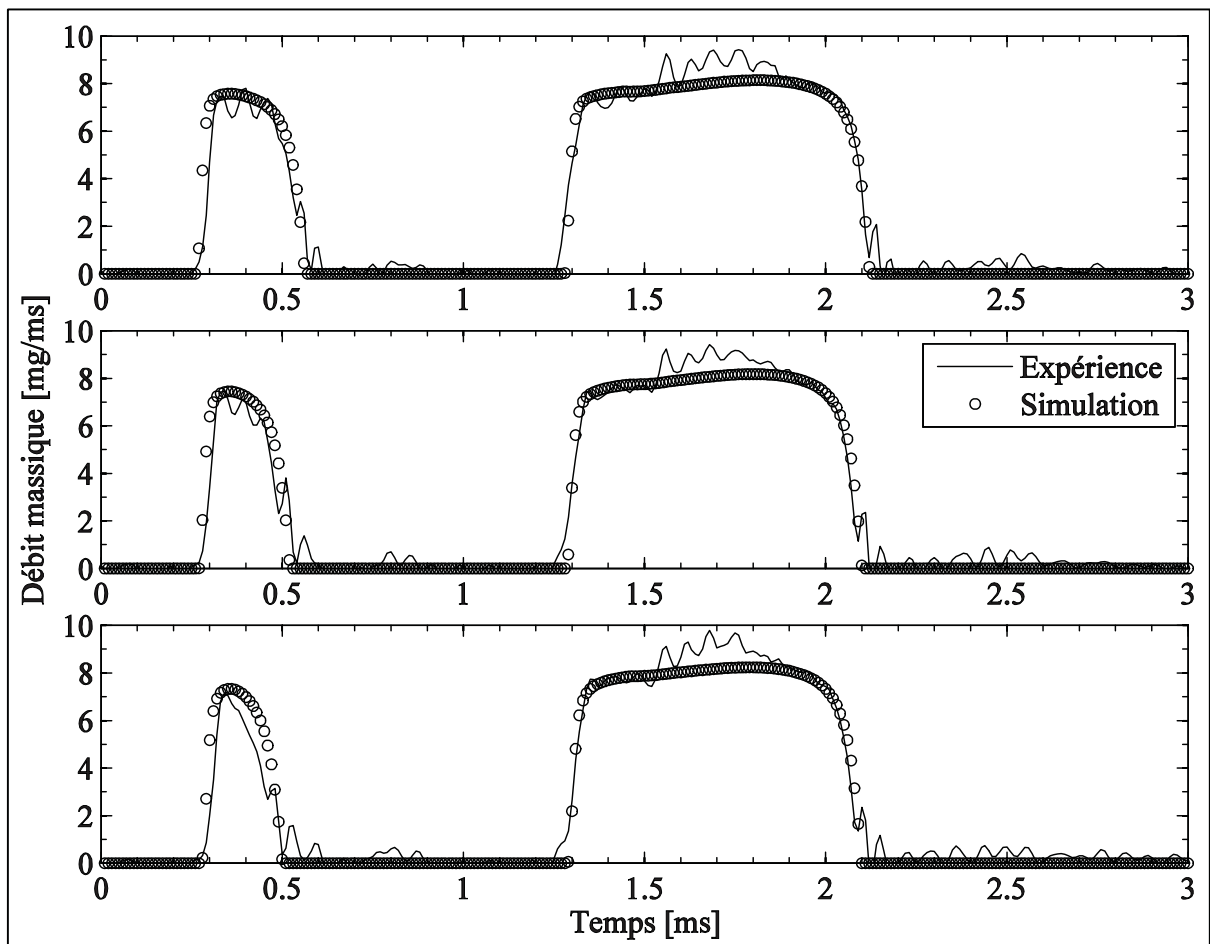


Figure 5.17 Validation d'injection multiple avec, de haut en bas, B0, B50 et B100 ($P_{inj} = 900 \text{ bars}$)

Le Tableau 5.7 présente les résultats globaux pour chaque stratégie d'injection multiple validée, avec la masse injectée pour chaque injection et la différence par rapport aux résultats expérimentaux. À la suite de cette validation, le modèle est jugé adéquat pour la simulation de

stratégies d'injection simple et double avec différents mélanges de diesel et biodiesel et est donc utilisé tel quel pour le reste de ce travail.

Tableau 5.7 Masse injectée (mg) vs. ET pour des injections multiples avec
DT = 1 ms (% erreur vs. expérimental)

ET [μ s]	230–400	315–315	400–230
Diesel	1.70–6.25 (1.77%–3.8%)	3.99–4.05 (2.21%–2.73%)	6.20–4.51 (3.53%–0.51%)
B50	1.30–6.00 (4.05%–3.24%)	3.64–3.71 (2.02%–3.23%)	6.03–2.57 (2.45%–4.98%)
Biodiesel	0.97–5.98 (3.51%–4.6%)	3.33–3.38 (3.90%–2.42%)	5.87–1.86 (2.01%–4.29%)

5.5 Effet de la pression d'alimentation modélisée et réelle

Il est reporté dans Boudy et Seers (2009) que la variation de pression dans le tube d'alimentation menant à l'injecteur influence le phénomène de l'injection, tel que la masse totale injectée ainsi que le délai d'ouverture et de fermeture de l'aiguille. Le résultat final est une variation au niveau de la pénétration du jet (Ubertini, 2005). Ces effets peuvent être désirables lorsqu'utilisés convenablement en exploitant les ondes de compression dans le but d'augmenter la pression d'injection effective (Catalano, 2002). Il y a cependant un risque de résonance hydraulique, dépendant de la configuration du système d'injection et des stratégies d'injection (Catania *et al.*, 2008). Ces observations justifient l'importance de prendre en compte les fluctuations de pression d'alimentation. Le modèle de fluctuation de pression proposé a l'avantage d'être capable de reproduire le phénomène global sans compromettre le temps de calcul, tandis qu'il néglige les petites fluctuations de pression telles que les coups de bélier pour lesquels il est montré que leur influence est négligeable sur le débit massique injecté (Ubertini, 2005). L'utilité originale du modèle de simulation de pression est de développer et de valider le modèle de l'injecteur. Les fluctuations de pression réelles peuvent être surveillées sur un moteur et servir de donnée d'entrée pour le modèle afin de prédire correctement l'ouverture et la fermeture de l'injecteur en plus du débit massique injecté. Ceci rend possible, entre autres, l'estimation de la richesse puisque le débit massique d'air est mesuré par l'ordinateur de contrôle dans les moteurs diesel à rampe commune commerciaux.

Afin de démontrer l'importance et l'utilité d'utiliser la pression d'alimentation expérimentale et son influence sur la prédiction des délais d'ouverture et de fermeture de l'aiguille ainsi que de la masse injectée, une stratégie d'injection double utilisant du carburant diesel est testée avec un ET_1 de 400 μs , un ET_2 de 230 μs et un DT de 1 ms. Cette stratégie d'injection particulière est simulée en utilisant trois conditions frontières de pression : (1) pression constante comme utilisée dans les modèles d'utilité semblable (Chung, Oh et Sunwoo, 2008; Satkoski *et al.*, 2011); (2) pression modélisée comme dans la première version du modèle présenté et (3) pression expérimentale, comme cela serait utilisé par l'ordinateur de contrôle moteur. La Figure 5.18 présente les résultats obtenus et illustre que l'utilisation d'une pression constante dans le tube d'alimentation (Figure 5.18, haut) résulte en une injection fusionnée. Ceci se produit lorsque l'aiguille n'a pas le temps nécessaire pour fermer complètement les orifices d'injection entre des injections successives. Les caractéristiques des injections fusionnées varient en fonction de la position de l'aiguille et de la pression d'injection.

Lorsqu'une pression constante est considérée à l'entrée de l'injecteur, la diminution de pression dans la rampe commune est ignorée en plus des fluctuations de pression causées par l'injection qui sont également ignorées. Pour le cas observé, ceci mène à une erreur significative au niveau du débit massique injecté. La durée de la première injection est plus longue que prévu, ce qui entraîne une fusion plus importante des deux injections. Conséquemment, la deuxième injection dure également plus longtemps qu'observé expérimentalement. Le modèle est amélioré en utilisant la pression modélisée comme valeur d'entrée (voir Figure 5.18, milieu) avec un débit massique qui est plus près des résultats expérimentaux, lorsque comparé à l'hypothèse de pression constante. Même si la pression de la rampe commune est considérée comme constante dans le modèle de fluctuation de pression, il reproduit plus précisément le débit massique attendu. Finalement, lorsque la pression expérimentale est utilisée comme donnée d'entrée au modèle (voir Figure 5.18, bas), la première injection est légèrement plus courte qu'avec la pression constante, ce qui évite la fusion de la seconde injection avec la première. Ceci est en accord avec les résultats expérimentaux. Cette figure montre clairement qu'utiliser la valeur la plus précise pour la pression d'alimentation est le meilleur choix pour représenter avec succès le débit massique

réel et illustre la capacité du modèle à servir d'outil de prédiction ou de contrôle sur un moteur en marche. La conséquence générale de cette amélioration est une meilleure prédiction de la masse injectée, qui est maintenant prédite à moins de 1.8% des résultats expérimentaux.

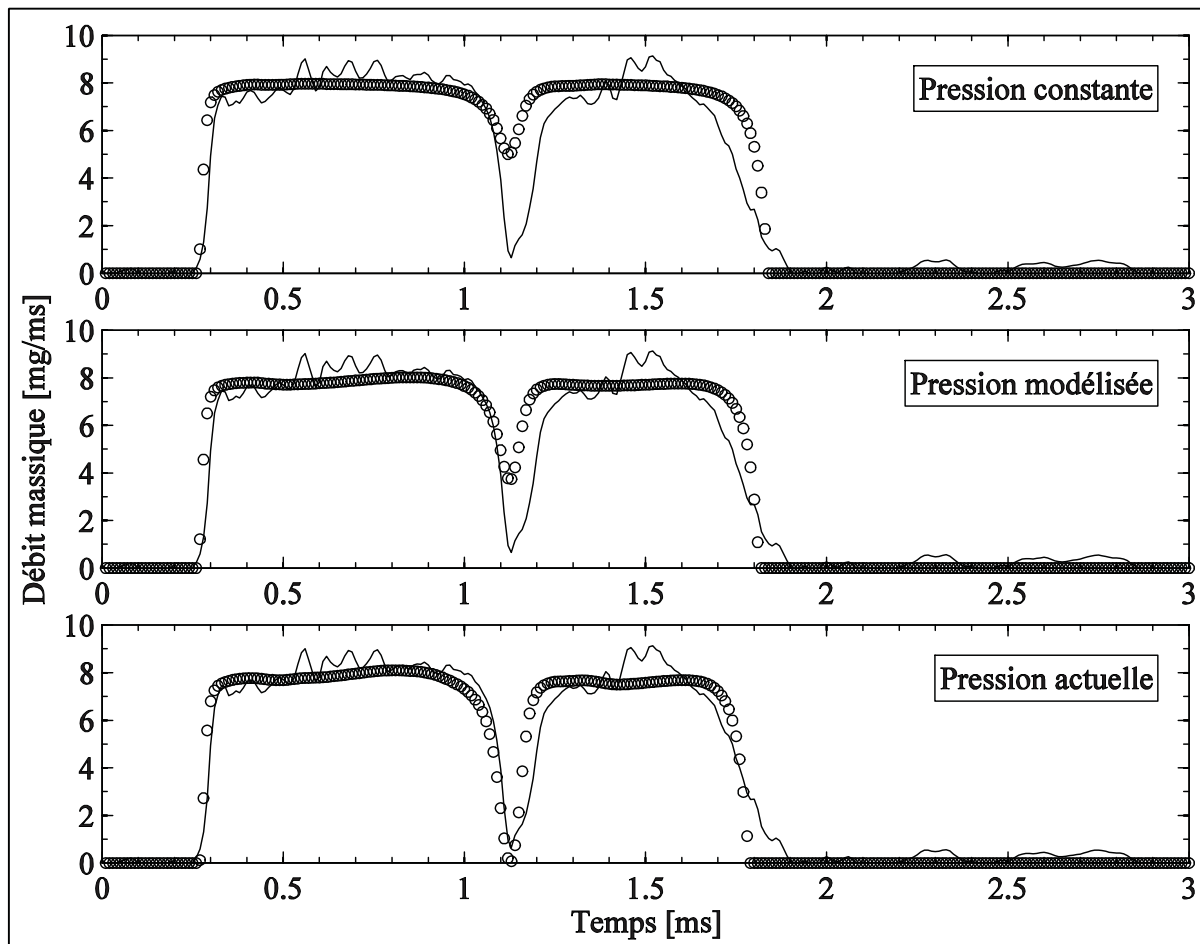


Figure 5.18 Comparaison de la pression d'alimentation constante, modélisée et actuelle

Afin d'analyser plus en détail l'influence des conditions frontières de pression et d'expliquer les différences observées dans la Figure 5.18, le déplacement de l'aiguille est comparé dans la Figure 5.19, qui montre qu'une petite différence durant la première injection mène à un plus grand déplacement d'aiguille durant la seconde injection.

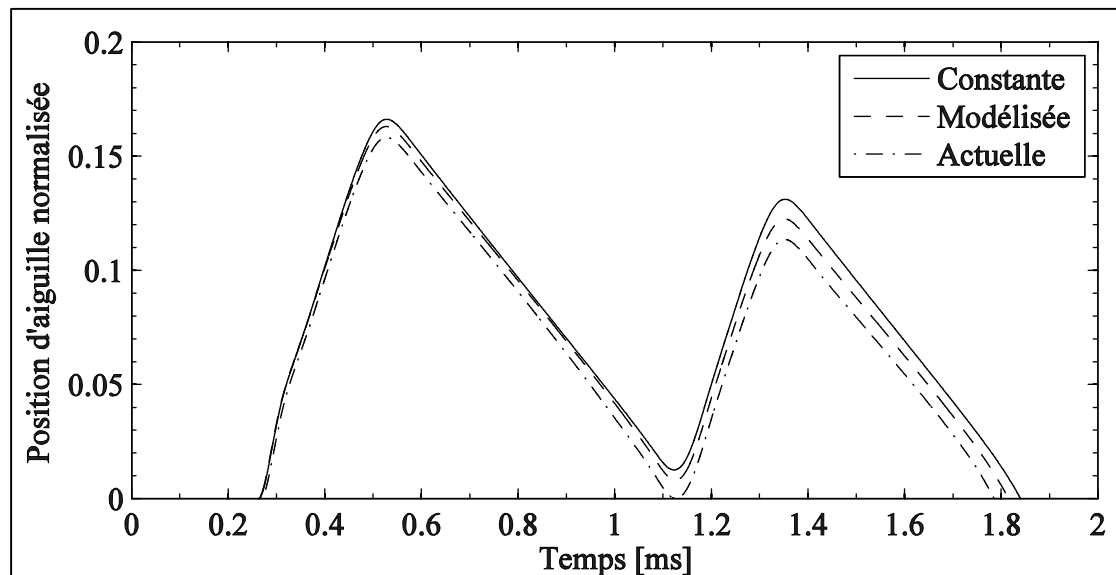


Figure 5.19 Comparaison de la levée d'aiguille pour différentes hypothèses de pression

Ce qui se produit est que le déplacement vers le haut de l'aiguille est plus rapide lors d'une hypothèse de pression constante que pour les deux autres hypothèses. Le mouvement plus rapide de l'aiguille entraîne un plus grand déplacement, ce qui mène à un délai de fermeture plus long puisque la vitesse de descente est similaire pour tous les cas. Cependant, lorsqu'un très court DT est utilisé entre des injections successives, la commande pour la seconde injection se produit avant que l'aiguille soit revenue à sa position complètement fermée. À partir de cette position intermédiaire, l'aiguille avec l'hypothèse de pression constante commence à se déplacer vers le haut à nouveau durant la seconde injection, ce qui mène à un plus grand déplacement qui est amplifié, lorsque comparé aux deux autres conditions de pression, menant donc à une seconde injection de durée plus longue. La différence dans la position de l'aiguille pour chaque condition de pression au plus bas déplacement entre les injections est très faible, ce qui illustre la sensibilité du débit massique au déplacement de l'aiguille et justifie l'utilisation d'une condition de pression d'alimentation de l'injecteur appropriée. Lorsque les stratégies testées sont analysées, il est possible d'établir que, si le DT est plus long de quelques microsecondes, la fusion serait évitée, comme observé par Salvador *et al.* (2012). Dans un tel cas, le délai d'ouverture de la seconde injection aurait été plus long que le délai actuel, puisque l'aiguille aurait le temps de descendre sur son siège; la pression dans la chambre de distribution et de contrôle aurait alors le temps de s'équilibrer. Cependant, ceci signifie également qu'il

n'aurait pas été possible d'avoir une injection aussi près de la première, comme dans la dernière stratégie, ce qui donne moins de flexibilité dans le développement de stratégies avancées.

5.6 Influence de la variation des propriétés et du coefficient de décharge

En plus de devoir être capable de prédire, avec une précision satisfaisante, le débit massique moyen, les effets transitoires et la masse totale injectée, le modèle doit être suffisamment rapide pour pouvoir être intégré dans un ordinateur de contrôle moteur pour un usage en temps réel. La réduction du temps de calcul peut être réalisée grâce à l'identification des propriétés critiques contrôlant la dynamique de l'injecteur pour ensuite considérer les propriétés moins susceptibles d'influencer le phénomène d'injection comme étant de valeurs constantes. En analysant différents carburants possédant différentes viscosités et densités, il a été démontré que la viscosité n'affecte pas le coefficient de décharge des orifices de la buse lorsque la pression d'injection dépasse 55 MPa et que la densité n'influence pas le C_d , mais est la seule propriété contrôlant le débit massique (Dernotte *et al.*, 2012). Dans une autre étude (Desantes *et al.*, 2009), un mélange biodiesel et diesel a montré que le biodiesel pur a un débit massique plus élevé que ses mélanges, tandis que le gradient de quantité de mouvement du jet est similaire. Il a également été observé que, pour de courtes injections, le carburant influence grandement la dynamique de l'aiguille. Le biodiesel pur a une plus haute viscosité, ce qui se traduit par des ouvertures et fermetures d'aiguille plus lentes comparées aux mélanges. Basé sur ces observations et dans le but d'accélérer le temps de calcul, l'impact des hypothèses du modèle sur les propriétés des carburants est étudié pour trois cas différents et comparé au modèle de référence présenté au chapitre 4. Ce modèle initial utilise un C_d instantané, ainsi qu'une densité et un module de compressibilité variable. Les conditions d'injections sont un ET_1 de 400 μs à une pression d'injection de 900 bars en utilisant la pression du tube d'alimentation expérimentale. La Figure 5.20 (haut) présente les résultats du modèle de référence, permettant la comparaison avec les différents cas étudiés. Pour cette stratégie, le modèle de référence montre que la masse totale injectée simulée est seulement 2% plus faible qu'expérimentalement, tandis que l'ouverture et la fermeture de l'aiguille se produisent respectivement 4 μs et 0.6 μs plus rapidement avec le modèle.

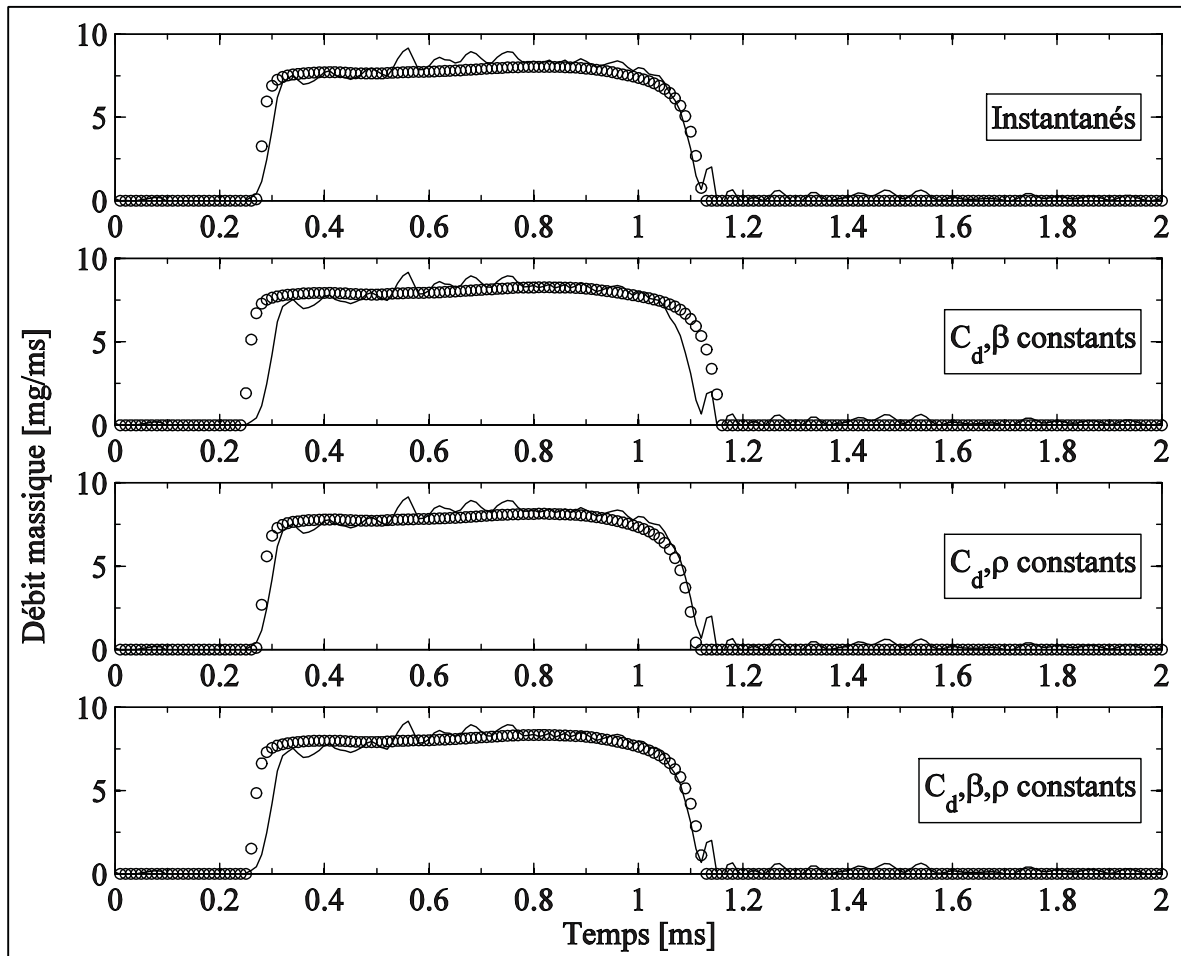


Figure 5.20 Effet des propriétés et C_d instantanés vs constants ($P_{inj} = 900$ bars, $ET = 400 \mu s$)

Le deuxième graphique à partir du haut de la Figure 5.20 présente le premier cas pour lequel le modèle est modifié afin d'utiliser un C_d et un β constant avec un ρ variable, ce qui entraîne une réduction de 72.7% du temps de calcul. Les résultats sont cependant beaucoup moins en accord avec les données expérimentales pour lesquelles la masse volumique utilisée pour calculer le débit d'orifice est prise à pression moyenne. Ceci donne une différence au niveau du moment de l'ouverture et de la fermeture de l'aiguille de $29 \mu s$ et $32 \mu s$ respectivement, ce qui cause une surestimation de la masse totale injectée d'approximativement 8%. De plus, utiliser un module de compressibilité constant diminue l'effet capacitif des chambres hydrauliques, ce qui entraîne une augmentation du terme de dérivée de pression dans les chambres hydrauliques. Ceci, en retour, donne une diminution de pression plus rapide dans la chambre de contrôle, menant à l'ouverture plus rapide de l'aiguille telle qu'observée. La

différence au niveau de la fermeture de l'aiguille est causée par le fait que l'aiguille atteint un plus grand déplacement et requiert donc plus de temps pour se fermer puisque la vitesse de fermeture est la même que dans le cas de référence. Basé sur ces observations, il peut être affirmé que l'utilisation d'un C_d et d'un β constant avec un ρ variable n'est pas une solution adéquate afin d'accélérer la simulation à cause de l'impact négatif sur la prédiction de l'injection réelle. Le second cas utilise un C_d et un ρ constant tandis que β est considéré variable. La Figure 5.20 (deuxième du bas) présente les résultats avec un temps de calcul réduit d'approximativement 80.6% par rapport au modèle de référence. Pour ce second cas, la masse volumique est considérée à la pression d'injection sauf aux orifices de la buse où elle est calculée à la pression moyenne. Ceci entraîne une ouverture et une fermeture d'aiguille légèrement plus rapide de 1.5 μ s et 16 μ s respectivement comparées aux données expérimentales. Ceci mène en une réduction de 2.8% sur la masse injectée, une différence de 0.8% par rapport au modèle de référence. Ce second cas s'avère être en bon accord avec les résultats expérimentaux tout en ayant un temps de calcul beaucoup plus rapide que le modèle de référence. Considérer un module de compressibilité variable apparaît comme étant un élément clé dans le succès de la prédiction du procédé d'injection actuel, plus important que le coefficient de décharge transitoire et que la densité instantanée.

Finalement, le troisième cas (Figure 5.20, bas), le plus rapide en temps de calcul, utilise un C_d constant et des propriétés de carburant constantes, ce qui permet de réduire le temps de calcul de 83% comparé au cas de référence qui prend 41 ms à exécuter sur l'ordinateur utilisé (Processeur Intel i5-450M à 2.4 GHz avec 4 Gb de mémoire vive). Le bas de la Figure 5.20 montre que les résultats ne correspondent pas aux données expérimentales par rapport à l'ouverture de l'injecteur qui se produit 18 μ s plus tôt, tandis que la fermeture est près de 2.5 μ s en retard. L'impact sur la masse totale injectée est une augmentation de 3.4% sur les données expérimentales. La raison pour laquelle l'utilisation de propriétés constante donne une meilleure prédiction de la masse totale injectée que le cas avec des C_d et β constants et ρ variable est causée par l'augmentation du délai d'ouverture. L'utilisation d'un ρ constant réduit légèrement l'écoulement en orifice ce qui ralentit le procédé d'ouverture. La petite différence dans le délai d'ouverture change la position maximale atteinte par l'aiguille ce qui, en retour,

réduit le moment de fermeture par près de 30 μs . Considérant les quatre cas de la Figure 5.20 et en prenant en compte le temps de processeur, le meilleur moyen d'accélérer la simulation sans compromettre la précision des résultats est d'utiliser des C_d et ρ constants et des β variables. Cette simplification est testée pour chaque mélange de carburants et est illustrée à la Figure 5.21 pour différentes stratégies d'injection simple et double déjà validée dans les sections 5.4.2 et 5.4.4. Les résultats illustrent bien la concordance des résultats obtenus et démontrent que le temps de calcul du modèle peut être réduit de façon considérable tout en gardant une bonne précision si les hypothèses adéquates sont posées. Par conséquent, il a été décidé que la meilleure solution consiste à considérer un C_d et un ρ constant, mais que le β doit varier avec les conditions ambiantes afin que le délai d'ouverture corresponde à l'expérience. La durée d'ouverture effective sera ainsi représentative de la réalité.

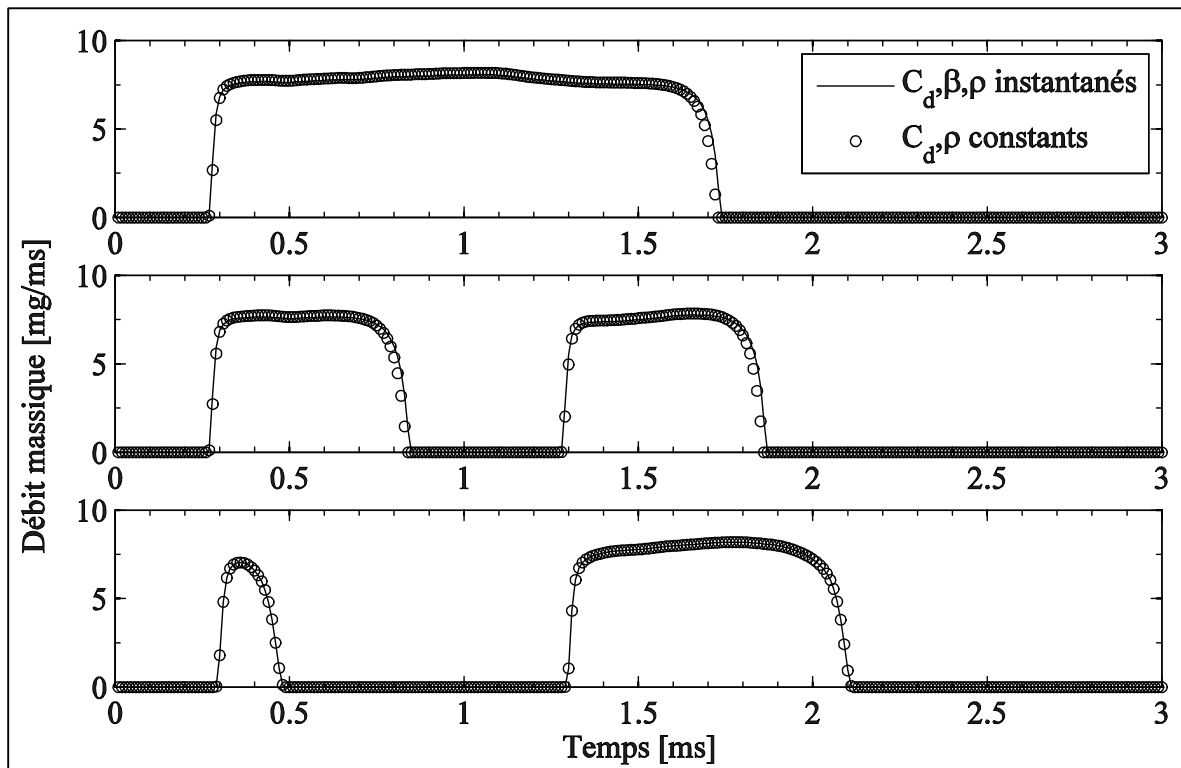


Figure 5.21 Validation du C_d et ρ constants comparés aux propriétés instantanées à $P_{inj} = 900$ bars (Haut : B0, $ET = 630 \mu\text{s}$; Centre : B0, $ET_1=ET_2=315 \mu\text{s}$ et $DT=1$ ms; Bas : B100, $ET_1=230 \mu\text{s}$, $ET_2=400 \mu\text{s}$, et $DT = 1$ ms)

5.7 Application du modèle en situation de tests moteurs

Il est possible de mettre en évidence le lien entre un contrôle optimal des stratégies d'injection et l'interprétation des résultats en test moteur. Il s'agit en quelque sorte de justifier l'utilisation de l'outil de contrôle et de validation développé plus tôt conjointement avec la réalisation de tests sur un moteur en fonctionnement. Tout d'abord, l'utilité du modèle lors d'injection multiple sera démontrée en lien avec les résultats moteurs obtenus préalablement pour ensuite présenter des exemples d'application lorsque des carburants alternatifs sont utilisés.

5.7.1 Application du modèle avec l'injection multiple

La revue de littérature présentée au premier chapitre a permis de mettre en lumière le fait que l'injection multiple peut créer des phénomènes transitoires pouvant influencer le comportement des injections lors de plusieurs injections consécutives. À la section 3.2, il a été mentionné que certains essais laissaient suggérer l'apparition de résultats particuliers pour certains DT_{Pilot} spécifiques, plus précisément les cas de 20° , 35° et 50° . Ces variations dans les résultats ont été attribuées à la variation du phénomène d'injection causée par les fluctuations de pression dans le tube d'alimentation en carburant. La Figure 5.22 rappelle les émissions polluantes obtenues pour le cas d'une injection pilote d'une durée de $260\ \mu s$ en plus de montrer les fluctuations de pressions dans le tube d'alimentation. L'impact du délai entre l'injection pilote et l'injection principale sur les fluctuations de pressions dans le tube d'alimentation est bien visible sur la partie de droite. Premièrement, la pression initiale est supérieure à 800 bars et ceci est causé par l'action de la pompe à carburant. Par la suite, il est possible de remarquer l'apparition d'une onde de dépression causée par l'injection pilote qui vient causer une perturbation dans le tube d'alimentation. L'impact se fait principalement sentir lors de l'injection principale, entre le PMH et 5° après le PMH, et les fluctuations de pressions varient dans le temps d'une stratégie à l'autre. Ceci influence le phénomène d'injection qui influence ultimement les émissions polluantes. Le résultat est plus facilement observable sur les émissions de NO_x et les trois cas de DT_{Pilot} (20° , 35° et 50°) ont donc été mis en évidence. Les émissions sont légèrement supérieures par rapport à la tendance générale.

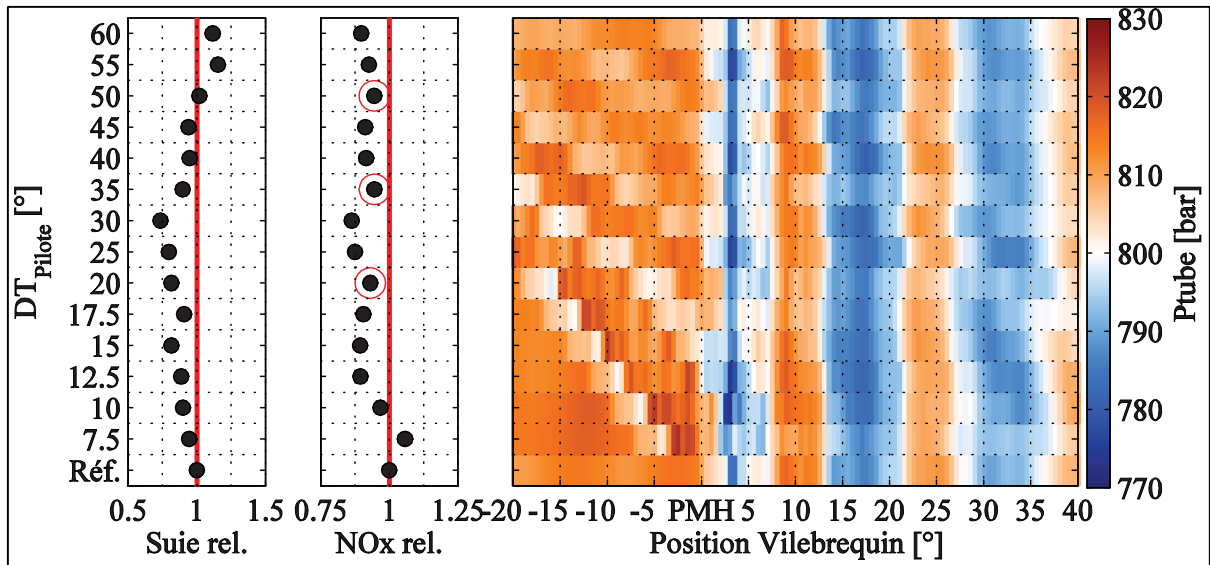


Figure 5.22 Influence du DT_{Pilote} sur les émissions polluantes et sur les fluctuations de pression dans le tube d'alimentation pour un ET_{Pilote} de 260 μs

La Figure 5.23 illustre les variations de la durée d'activation de l'injection principale en fonction du DT_{Pilote} pour trois durées d'injection pilote fixes. Afin de conserver une charge constante, la durée de l'injection principale doit être ajustée en fonction de l'apport de l'injection pilote sur le travail développé par le moteur. Il serait normal de s'attendre à une variation graduelle de cette durée d'injection, or, la Figure 5.23 montre que l'oscillation influence la durée d'activation de l'injection principale qui diminue grandement spécifiquement pour les DT_{Pilote} de 20°, 35° et 50°. Ces résultats confirment que les phénomènes d'injection sont fortement influencés par les paramètres de contrôles des stratégies. Cependant, ils ne permettent pas d'expliquer avec précision ce qui se produit réellement. En effet, la variation des émissions de NO_x peut être attribuée à la fois à la modification du moment de l'injection ce qui influence le délai d'ignition et donc la portion prémélangée de la combustion, mais également à un changement de la forme du jet associée à une pression différente d'injection qui change la pénétration du jet ainsi que l'atomisation des gouttelettes. La variation de la durée d'activation peut être à la fois attribuée à un changement du calage de la combustion qui change la quantité de carburant nécessaire pour obtenir un même travail ainsi qu'à une variation du débit de carburant lors de l'injection si cette dernière se produit durant une phase d'amplification de la pression dans le tube. Le modèle suggéré

permet à la fois d'expliquer ce genre de phénomène afin de mieux interpréter les résultats, mais également de corriger les stratégies pour obtenir une uniformité au niveau des injections.

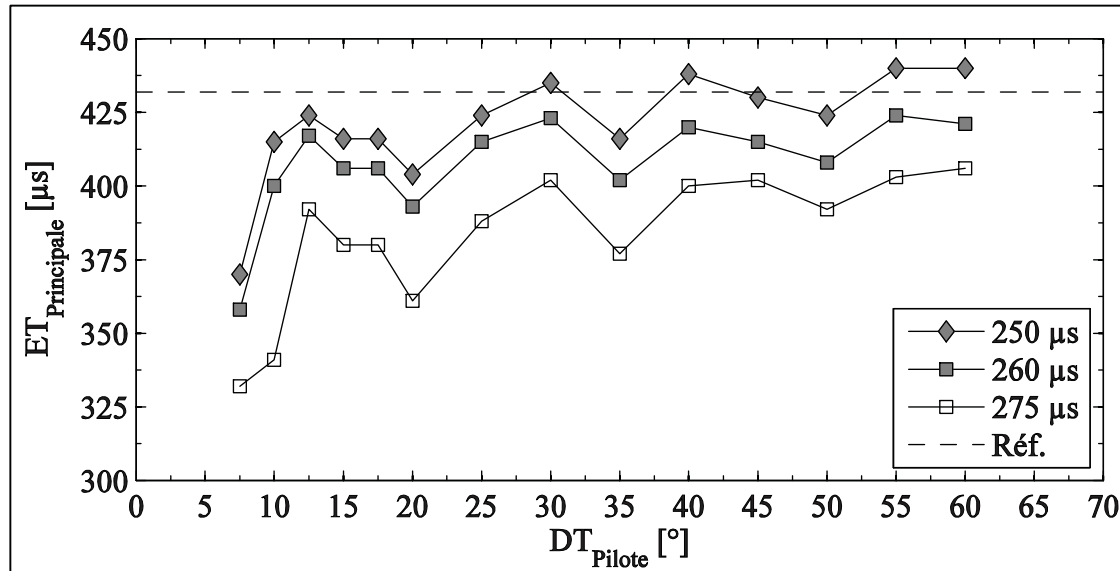


Figure 5.23 Variation du $ET_{Principale}$ selon le DT_{Pilote} pour différents ET_{Pilote}

Bien que le modèle développé ne puisse pas être utilisé tel quel pour interpréter les résultats moteurs, car il ne s'agit pas du même système d'injection, il peut servir à démontrer son apport à la compréhension ou au contrôle adéquat des stratégies d'injection multiple. En supposant une durée d'activation fixe pour l'injection pilote de 260 µs et de 440 µs pour l'injection principale, il est possible d'observer l'impact du délai entre les injections sur le délai d'ouverture de l'injecteur et sur la masse totale injectée. Pour ce faire, des simulations sont réalisées pour lesquelles le délai entre l'injection pilote et l'injection principale est varié de 7.5° à 60° afin de reproduire les stratégies utilisées lors des tests moteurs, alors que la durée d'activation de l'injection principale est gardée constante et le calage de l'activation de l'injection principale est de 4° avant le PMH comme dans les tests moteurs. Les résultats des simulations pour l'injecteur modélisé sont présentés à la Figure 5.24. L'impact du DT_{Pilote} est évident sur le délai d'ouverture ainsi que sur la masse injectée et ces différences sont causées par les fluctuations de pression dans le tube d'injection. Le délai d'ouverture peut varier dans le cas de cet injecteur de près de 0.4° ce qui pourrait influencer les polluants. Cette variation, combinée au délai de fermeture également influencé, a pour résultat que la durée d'ouverture

globale de l'injecteur sera modifiée pour atteindre des durées de 9.45° à 11.57° , une différence de plus de 2° . Ceci se traduit sur la quantité totale injectée de façon non négligeable comme le montre la partie du bas de la Figure 5.24. En effet, la quantité injectée varie au maximum de près de 1.3 mg (20%) par injection, ce qui influencera non seulement la charge développée, mais également les polluants.

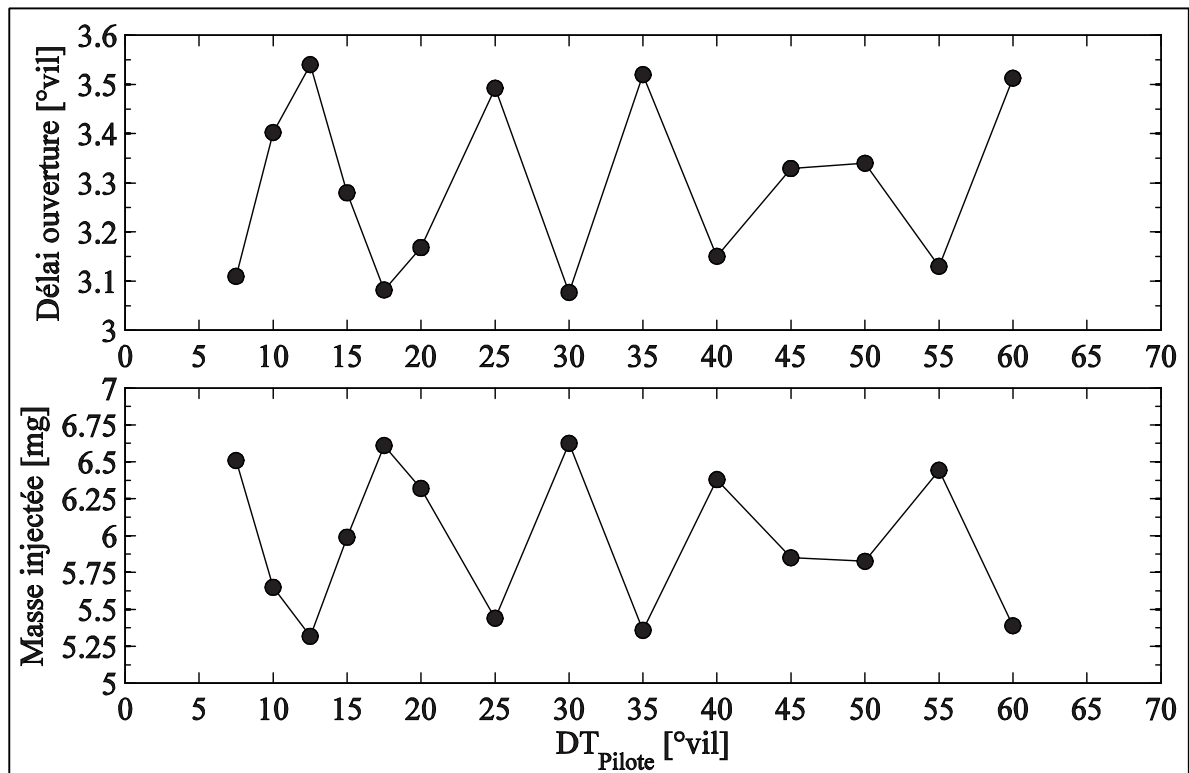


Figure 5.24 Impact du DT_{Pilote} sur le délai d'ouverture et sur la masse injectée

Si l'objectif est de maintenir la position de l'ouverture de l'injecteur fixe, par exemple au PMH, en plus de conserver une masse injectée constante de 6 mg lors de l'injection principale, le modèle présenté permet de calibrer la stratégie en conséquence. Pour les mêmes DT_{Pilote} et un ET_{Pilote} de $260 \mu s$, le calage de l'activation de l'injection principale devra être modifié en plus de la durée d'activation. Les résultats pour cet objectif sont présentés à la Figure 5.25. Encore une fois, la présence des fluctuations de pression dans le tube d'injection causées par l'injection pilote exige une modification des critères de contrôle des différentes stratégies. Le début de l'activation de l'injection principale afin d'obtenir un moment d'ouverture constant varie de

0.4° alors que la durée d'activation nécessaire à l'injection d'une masse constante fluctue de près de 60 μs , soit 13.6%. Il est également possible de remarquer la similitude dans l'allure des courbes des Figures 5.24 et 5.25 qui s'explique par le fait que le second cas est en quelque sorte la correction des résultats associés à la Figure 5.25. Les exemples précédents ont permis de démontrer l'utilité du modèle autant d'une optique d'analyse des comportements à la suite d'un test que d'un côté planification des stratégies de contrôle.

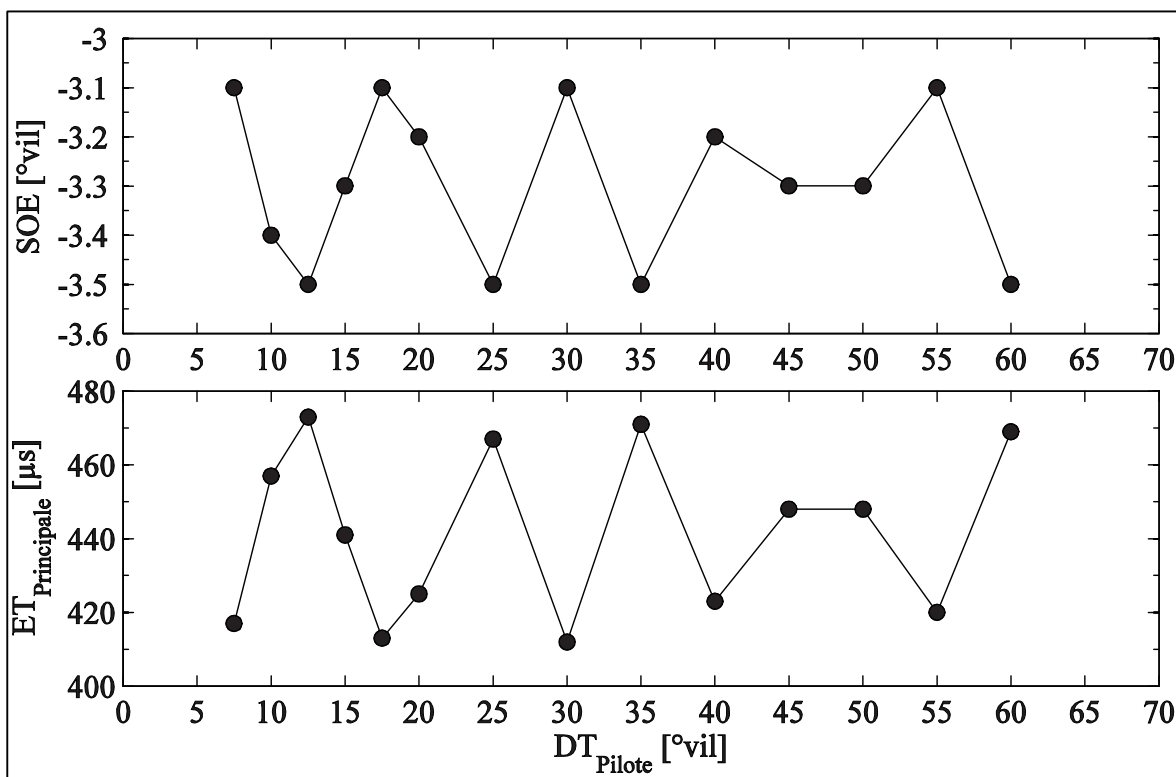


Figure 5.25 Correction du début de l'activation et du $ET_{Principale}$ pour un début d'injection et une masse injectée constante

5.7.2 Application du modèle avec du biodiesel

Les résultats des tests moteurs avec l'utilisation d'un mélange de B20 (voir section 3.5) ont montré qu'il est très difficile d'avoir une interprétation claire permettant d'expliquer l'impact de ce carburant sur les émissions polluantes sans comprendre de quelle façon il affecte le processus d'injection. Les résultats du modèle ont permis de montrer qu'utiliser le biodiesel et

ses mélanges avec du diesel influence le phénomène de l'injection et que l'impact est différent pour des ET courts et longs. Bien que le modèle ne puisse pas être utilisé pour améliorer la compréhension des tests moteurs, il peut servir à modifier les stratégies d'injections pour tenir compte des propriétés des carburants.

Afin de corriger l'effet des propriétés, certains auteurs ont proposé de modifier le système d'injection (Catalano, 2002), l'injecteur lui-même (Ferrari, Mittica et Spessa, 2013; Salvador *et al.*, 2012) ou d'amortir/amplifier les fluctuations de pression (Catalano, 2002; Ferrari, Mittica et Spessa, 2013). Dans le cas présent, il est proposé d'adapter la stratégie d'injection lorsque du biodiesel est utilisé afin de faire correspondre les caractéristiques de l'injection diesel. Donc, le modèle est utilisé pour surveiller l'évènement d'injection en temps réel et permet d'adapter la stratégie d'injection en fonction des propriétés et du mélange de carburant. À titre d'exemple, le modèle est utilisé pour fournir un profil d'injection avec la même masse injectée ou même contenu énergétique total (TEC) du carburant basé sur le PCI du carburant. Le ET peut être modifié rapidement pour prendre en compte la quantité de biodiesel dans le carburant et les fluctuations de pression, permettant ainsi d'obtenir un profil d'injection similaire à celui du diesel. Il est pertinent de rappeler que, si le ET critique n'est pas dépassé, le ET doit être plus long pour un carburant plus visqueux que le diesel afin d'obtenir la même masse injectée. Une stratégie d'injection triple hypothétique utilisant une injection pilote et une postinjection est proposée à une pression d'injection de 900 bars avec des ET de 0.25, 0.425, et 0.3 ms et séparé par des DT de 1 ms et de 1.5 ms. La Figure 5.26 fournit les résultats pour le carburant diesel pour lequel les masses injectées pour chaque injection est de 2.34, 6.23, et 4.02 mg, respectivement, tandis que le TEC est de 100.27, 266.44, et 172.1 J, en considérant le PCI du diesel comme étant de 42.9 MJ/kg de carburant (Zheng *et al.*, 2008). La partie supérieure de la Figure 5.26 montre la stratégie d'injection adaptée pour le biodiesel pur dans le but d'avoir la même masse injectée qu'avec la stratégie diesel. Ceci résulte en un ET pour chaque injection de 0.274, 0.467, et 0.326 ms, représentant une augmentation respectivement de 9.6%, 9.9%, et 8.7%. Dans le cas où un même TEC est visé, les valeurs de ET pour une injection biodiesel (Figure 5.26, bas) sont de 0.287, 0.505, et 0.345 ms en considérant un PCI pour le biodiesel de 37.8 MJ/kg de carburant (Zheng *et al.*, 2008). La

stratégie adaptée pourrait également être réalisée afin de garder la richesse constante ou garder le moment de la fin de l'injection constant. Cet exemple illustre l'avantage de cette méthode puisqu'elle ne requiert aucune modification de moteur et est assez flexible pour couvrir une grande plage de propriétés de carburant.

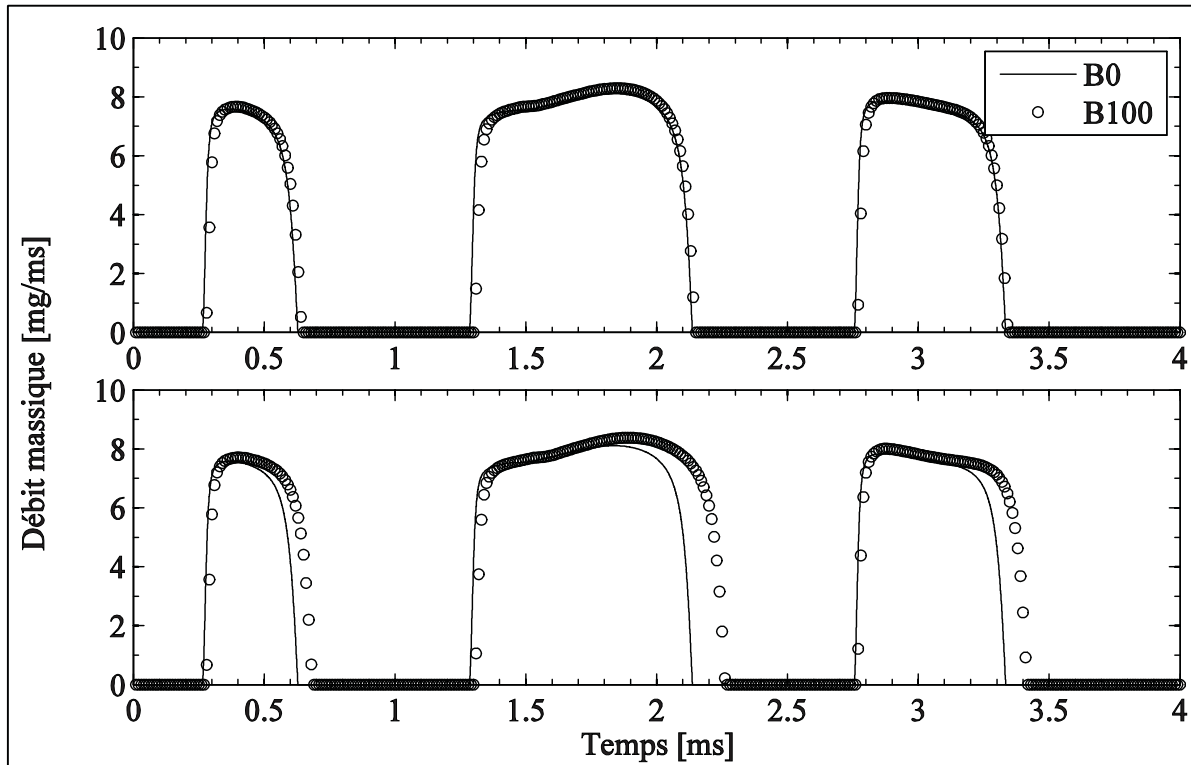


Figure 5.26 Stratégie d'injection triple adaptée au biodiesel pour la même masse injectée (haut) et énergie totale du carburant (bas)

5.8 Synthèse du chapitre

Les objectifs du présent chapitre ont bien été atteints puisque le modèle mathématique représentant un injecteur piézoélectrique à action indirect pour système à rampe commune réussit à simuler avec succès le procédé d'injection. Il prend en compte la pression d'opération ainsi que différents carburants. L'objectif à plus long terme est d'être assez rapide afin d'être intégré dans une unité de contrôle moteur afin d'arriver à faire de l'observation en temps réel ainsi qu'analyser le taux d'introduction de la masse de carburant. De plus, il peut être utilisé comme outil de développement afin de concevoir des stratégies d'injection avancées. La

comparaison de résultats expérimentaux avec les résultats du modèle a rendu possible la validation du modèle pour différentes durées d'activation en injection simple et pour des injections doubles variées.

L'utilisation d'un coefficient d'amortissement sur le mouvement de l'aiguille de l'injecteur a été proposée et comprend le frottement sec qui est constant et l'amortissement visqueux qui dépend de la viscosité dynamique du carburant. Le concept de durée critique d'activation a été introduit, laquelle représente la durée d'activation à laquelle l'EID ou la masse totale injectée sera la même pour le biodiesel et le diesel ainsi que leurs mélanges. De plus, la différence de EID entre chaque carburant deviendra pratiquement constante à partir du moment où l'aiguille atteindra sa levée maximale et la masse totale injectée sera fonction de la masse volumique de carburant pour ces cas. La valeur de l'EID est dépendante du modèle d'injecteur utilisé ainsi que des conditions d'opérations en présences.

L'importance d'une modélisation adéquate des fluctuations de pression est justifiée par le fait que ces fluctuations jouent un rôle dans les délais d'ouverture et de fermeture ainsi que dans les EID des injections subséquentes dans le cas des stratégies d'injection multiple. Lorsque le DT entre des injections consécutives est très court, l'utilisation de la pression mesurée au tube d'entrée de l'injecteur montre que le modèle peut reproduire des modes d'injection complexes.

L'influence des propriétés des carburants ainsi que l'utilisation de C_d variables ont été étudiées, mais les résultats ont montré qu'un C_d et un ρ constant reproduisent les résultats de façon satisfaisante. Cependant, la variation du module de compressibilité avec la pression est critique afin d'obtenir une bonne prédiction du débit massique et de la masse totale injectée.

La pertinence de l'application du modèle mathématique développé préalablement en situation de contrôle moteur a également été mise en évidence. L'utilisation du modèle lors du développement de stratégie d'injection double montre que les durées réelles d'injection sont modifiées selon le délai entre les injections. Ceci peut être corrigé grâce au modèle et les stratégies peuvent donc être conçues pour s'assurer d'avoir exactement le début de l'injection

au moment voulu ainsi qu'une durée d'injection ou une masse injectée fixe permettant du même coup une meilleure interprétation des résultats expérimentaux. Le modèle peut également être utilisé dans le but de déterminer la richesse globale de chacune des injections lors d'injection multiple, chose actuellement impossible en situation moteur. Il pourrait également être utilisé comme condition d'entrée de modèle plus évolué afin d'évaluer la richesse locale dans le cylindre et permettant du même coup d'améliorer la compréhension des phénomènes contrôlant la formation des polluants.

La modification d'une stratégie d'injection triple hypothétique de diesel a montré que la durée d'activation peut être adaptée lorsque le biodiesel est utilisé afin d'obtenir, par exemple, une masse totale injectée, un contenu total en énergie ou une richesse équivalente. Ceci illustre bien l'utilité du modèle dans l'optique d'une utilisation en commande prédictive orienté sur le contrôle d'un moteur utilisant du biodiesel ou du diesel.

CONCLUSION

L'utilisation des stratégies d'injection multiple sur les moteurs diesel à rampe commune d'injection est une technologie prometteuse pour la réduction simultanée des émissions de NO_x et des PM. Malgré de nombreux travaux sur le sujet, il reste encore mal maîtrisé. De plus, l'utilisation conjointe avec du biodiesel semble montrer des résultats prometteurs, mais l'impact de ce carburant sur le phénomène d'injection et de combustion reste encore à être défini complètement. Peu importe la stratégie d'injection ou le carburant utilisé, la communauté scientifique s'entend sur le point qu'un réglage parfait des paramètres de contrôle moteur doit être préalablement fait pour pouvoir bénéficier au maximum des avantages de chaque technologie. Pour ce faire, l'effet de ces paramètres de contrôle sur les performances et les émissions polluantes doit être mieux compris et le contrôle précis du processus d'injection doit être maîtrisé.

L'objectif principal de ce doctorat était de caractériser l'impact de l'utilisation des stratégies d'injection multiple et du biodiesel sur les émissions polluantes, sur les performances ainsi que sur le comportement du système d'injection. Plus spécifiquement, les objectifs secondaires de cette thèse étaient d'abord de quantifier les émissions polluantes (principalement d'oxydes d'azote et de particules) et les performances en fonction de plusieurs stratégies d'injection multiple ainsi que de caractériser la combustion, d'un point de vue thermodynamique, pour chacune des stratégies utilisées et pour un mélange diesel-biodiesel. Ensuite, ce travail avait également pour cible de développer et de valider un modèle numérique simulant le comportement de l'injection et visant à expliquer et concevoir des stratégies adéquates en plus de caractériser l'influence de différentes stratégies d'injection multiple et du biodiesel sur le phénomène d'injection.

La première partie de ce travail a consisté à élaborer et à réaliser une campagne de tests sur un moteur diesel à rampe commune d'injection fonctionnant à faible charge afin de caractériser l'effet de plusieurs stratégies d'injection multiple sur les émissions polluantes et sur les performances. Il a été démontré que dans le cas d'un moteur fonctionnant à faible charge,

l'utilisation d'une injection pilote s'avère efficace pour la réduction simultanée des émissions de NO_x et de PM tout en conservant le niveau de THC et de CO semblable ainsi que des performances comparables au cas de l'injection simple. Ceci est possible uniquement à la suite d'un réglage précis des paramètres d'injection puisque des stratégies inadéquates peuvent favoriser la formation de NO_x ou de PM ou les deux. La stratégie d'injection double optimale pour le cas étudié a été identifiée comme ayant une injection pilote d'une durée de 260 μs avec une avance de 15° par rapport à l'injection principale qui, elle, est commandée à 1° après le PMH. Cette stratégie a permis de réduire de 27% la quantité de NO_x produit et de 22.3% les émissions de PM tout en conservant une CSC constante. L'étude paramétrique a permis de montrer qu'une injection pilote trop précoce favorise la formation des PM, de THC et de CO puisque son délai d'ignition trop long occasionne la formation d'un mélange trop pauvre pour brûler convenablement. Une injection pilote trop près de l'injection principale contribue quant à elle à la formation de NO_x puisqu'elle brûle très près du PMH, mais favorise la réduction des PM puisque l'injection principale peut être plus courte à la suite de la contribution de l'injection pilote au travail. L'utilisation de l'injection pilote permet de retarder l'activation de l'injection principale légèrement puisque la réduction du délai d'ignition replace la combustion principale à une position semblable au cas de l'injection simple tout en réduisant la portion prémélangée de la combustion. Ceci a pour effet de réduire les NO_x , mais également les PM puisque la masse injectée durant l'injection principale peut être réduite grâce à la contribution de l'injection pilote au travail. La principale contribution scientifique de cette section a été de définir les balises limitant les effets bénéfiques de l'injection pilote et d'améliorer les phénomènes affectant les émissions polluantes avec ce type de stratégie.

L'injection triple a aussi été testée durant la première partie, mais s'est montrée inutile dans le cas d'une faible charge du moteur. L'utilisation d'une postinjection n'a pas permis de réduire davantage les PM comme rapportées dans la littérature. Ceci est causé principalement par le fait que dans le cas étudié, la conservation d'une charge constante occasionne la réduction de la masse injectée durant l'injection principale ainsi qu'une baisse de la combustion de diffusion lorsque la postinjection est utilisée. La quantité de PM produite par l'injection principale est donc réduite, mais la postinjection contribue elle-même à la formation des PM puisque sa

combustion s'effectue plus tard durant l'expansion. Finalement, l'utilisation d'une préinjection s'est avérée nuisible aux polluants pour la charge testée. L'injection de carburant avant l'injection pilote d'origine se fait trop tôt pour brûler de façon convenable, elle accentue la combustion de l'injection pilote ce qui peut favoriser les NO_x et cause des perturbations dans le système d'injection qui nuisent au bon contrôle des stratégies. Pour cette section, la contribution principale a été de démontrer pour quelles raisons ce type de stratégies n'est pas bénéfique pour un moteur fonctionnant à faible charge.

Un mélange de B20 a ensuite été testé en injection simple afin d'observer son impact sur les émissions polluantes comparé au cas diesel. Le B20 a produit plus de PM et moins de NO_x , ce qui est contraire à la majorité des conclusions rapportées dans la littérature malgré le fait que certains auteurs ont rapporté ce comportement avec de l'huile végétale usée. L'impact du B20 sur la durée d'activation et sur la CSC permet de montrer que le processus d'injection est influencé par l'utilisation d'un carburant différent. Le B20 a ensuite été testé avec une stratégie d'injection double utilisant l'injection pilote selon les paramètres identifiés avec le diesel comme susceptible de favoriser au maximum la réduction des émissions de NO_x et de PM. Ceci a permis de montrer que les émissions causées par le B20 peuvent également être réduites grâce à des stratégies d'injection multiple et que, pour cette charge du moteur et ce carburant, une stratégie optimisée pour le diesel est adéquate pour le B20 également. Cette section a contribué à mettre en évidence l'importance de considérer la nature du biodiesel utilisé ainsi que la capacité d'une stratégie utilisant une injection pilote optimisée à réduire les polluants pour un carburant différent.

La deuxième partie de cette thèse s'intéressait plus particulièrement à la création d'un modèle mathématique reproduisant le comportement d'un injecteur pouvant servir d'outil de contrôle et de développement et permettant de comprendre le comportement dynamique du système d'injection. Le développement mathématique permettant de modéliser un injecteur piézoélectrique à action indirect a été présenté dans le détail. Le modèle a été validé avec succès grâce aux résultats expérimentaux pour plusieurs pressions d'injection, plusieurs stratégies d'injection ainsi que différents carburant. Le modèle a également permis de

démontrer l'influence de la variation de la pression d'injection sur le comportement du processus d'injection. Il est essentiel de considérer ces oscillations de pression dans le tube d'alimentation de l'injecteur afin de modéliser avec justesse le taux d'introduction. L'évaluation de l'impact des propriétés des carburants sur le taux d'introduction a permis de montrer que les variations du module de compressibilité des différents carburants en fonction de la pression doivent être considérées afin de conserver une modélisation adéquate des phénomènes alors que le coefficient de décharge et la densité peuvent être considérés comme constants. L'impact du changement de carburant sur le phénomène d'injection a été exploré et il a été observé que la durée totale d'ouverture de l'injecteur est influencée différemment selon le carburant utilisé et selon la durée d'activation de l'injecteur. Ceci a permis d'introduire le concept de durée critique d'activation, durée à partir de laquelle la durée d'ouverture effective ou la masse injectée entre deux carburants est équivalente pour un injecteur précis et des conditions d'opérations données. Pour une durée d'activation inférieure à la durée d'activation critique, l'un des deux carburants aura une durée d'ouverture effective ou une masse injectée plus faible alors que pour une durée d'activation supérieure, l'effet est inverse. Ce résultat est particulièrement important dans le cas de l'utilisation d'injection multiple et représente une contribution importante de cette partie. En effet, selon la stratégie et le carburant, ce constat peut exiger la correction des paramètres de contrôle de façon différente.

La pertinence du modèle proposé dans une optique d'amélioration de la compréhension de résultats moteurs a également été démontrée. Puisque les émissions polluantes sont directement reliées au processus d'injection, le contrôle de l'injection lorsque des stratégies d'injection multiple sont utilisées est critique. Les phénomènes dynamiques causés par l'injection multiple peuvent être contrôlés ou pris en compte grâce au modèle du taux d'introduction. L'ajustement du début de l'injection ainsi que de la durée totale d'injection peut être fait préalablement à la réalisation des tests ainsi qu'en temps réel et ce peu importe la stratégie utilisée. Il est également possible d'expliquer de quelle façon le processus d'injection est influencé selon la stratégie utilisée et également la richesse globale associée à chaque injection, ce qui permet de mieux comprendre le comportement des émissions polluantes en situation moteur. Le même processus peut s'effectuer avec un carburant différent

comme le biodiesel. Dans le cas d'un changement de carburant, le modèle peut également permettre de concevoir les stratégies afin d'obtenir la même masse injectée ou le même contenu en énergie qu'avec un carburant de référence, facilitant du même coup l'interprétation de résultats moteurs.

Ce projet a permis de démontrer que l'utilisation de l'injection multiple permet de réduire simultanément de façon très intéressante les émissions de NO_x et de PM pour un cas à faible charge tout en conservant les autres polluants à des niveaux acceptables et en maintenant des performances fixes. Ceci est possible autant pour le diesel que pour le B20, mais uniquement à la suite d'un réglage optimal des paramètres de l'injection multiple puisque certaines situations nuisent aux émissions polluantes. Cette thèse a également permis de mettre en évidence l'importance des phénomènes dynamiques et l'influence des carburants sur le processus d'injection grâce au modèle développé. De nombreux travaux restent cependant à être réalisés afin de mieux comprendre l'impact de l'injection multiple sous de plus fortes charges. L'adaptation du modèle aux injecteurs utilisés sur le moteur de ce travail est également essentielle à l'amélioration de la compréhension de l'effet du biodiesel et à la conception de stratégies adéquates pour de futurs travaux.

RECOMMANDATIONS

À la suite des travaux de recherches effectués dans le cadre du présent doctorat, il est possible de mettre en lumière plusieurs points qui devraient être abordés ou étudiés plus en profondeur dans le cadre de travaux futurs. Les recommandations présentées dans cette section permettraient à la fois d'améliorer la compréhension des phénomènes observés dans cette thèse ainsi que d' étoffer les conclusions générales concernant l'utilisation de l'injection multiple et du biodiesel.

Au niveau de la méthodologie pour les tests moteurs, une étude approfondie de l'influence du système de dilution et du taux de dilution sur la distribution et sur la quantité de PM produite serait pertinente. En effet, bien que le système de dilution utilisé dans le cadre de ce projet permette d'obtenir des résultats acceptables, il nécessite la prise de mesure de référence de façon régulière afin de détecter l'encrassement de la pompe venturi. L'utilisation d'un compresseur de plus grande capacité ainsi que d'un système de contrôle de la température de l'air de dilution et du tunnel de dilution est donc recommandée afin de permettre un contrôle précis du taux de dilution. L'impact du taux de dilution primaire et secondaire en fonction du point d'opération moteur sur la distribution de PM devrait ensuite être étudié en profondeur afin de caractériser le système de dilution du laboratoire. Ceci permettrait de choisir le taux de dilution idéal afin d'éviter la condensation de l'échantillon et la saturation de l'appareil de mesure tout en assurant des résultats de bonnes qualités.

En ce qui concerne les tests moteurs, les prochaines étapes seraient d'étudier l'impact du point d'opération moteur ainsi que d'observer l'effet de concentrations en biodiesel plus élevées. L'impact de l'injection multiple à faible charge est assez bien couvert dans ce travail, mais la compréhension globale de son impact sur les émissions polluantes nécessite de faire des tests à plus forte charge. Des tests à P_{MEF} plus élevée entraîneront nécessairement une augmentation de la phase de diffusion dans le cas de l'injection simple puisque les injections seront de durées plus importantes. L'utilisation de l'injection multiple pourrait donc s'avérer

beaucoup plus efficace dans ces cas, particulièrement lors de l'utilisation de la postinjection et possiblement grâce à une préinjection.

Les tests réalisés avec une concentration en biodiesel de 20% ont permis de faire certaines observations, mais ne permettent pas de tirer de conclusions précises puisqu'une seule concentration a été testée. Les tests devraient donc être poursuivis avec des concentrations plus élevées ainsi qu'à plus forte charge, comme mentionné dans le paragraphe précédent. Il est probable que l'augmentation de la charge et de la durée de l'injection puissent changer complètement le comportement des émissions polluantes avec l'utilisation du biodiesel. De plus, une étude approfondie de l'impact de la concentration en biodiesel sur la distribution des PM produites serait très pertinente. Dans ce travail, l'analyse des PM produites était basée uniquement sur la masse totale mesurée. En se concentrant sur la distribution, ceci permettrait d'observer si l'augmentation de la masse de PM émise est causée par une quantité totale plus importante de PM de différentes grosseurs ou par un changement de distribution.

Au niveau du modèle de simulation de l'injection, il serait nécessaire de l'adapter à l'utilisation des injecteurs présents sur le moteur diesel utilisé dans le cadre de ce travail ou de changer le système d'injection actuellement utilisé pour un nouveau avec les mêmes injecteurs que celui qui a permis de calibrer le modèle. L'adaptation du modèle aux injecteurs utilisés dans ce projet nécessite leur caractérisation complète sur un système de mesure du taux d'introduction. Ainsi, le modèle pourrait être utilisé afin de concevoir les stratégies de façon précise en contrôlant les paramètres d'importances. L'objectif serait premièrement de corriger les stratégies en temps réel afin de contrôler exactement le début de l'injection puis, pour une charge fixe, de constater l'influence de la stratégie et du carburant sur la durée réelle de l'injection et sur la masse injectée. Ceci permettrait d'apporter plus de précision aux résultats déjà obtenus, mais surtout de mieux comprendre l'influence de la concentration du biodiesel sur les émissions polluantes.

ANNEXE I

CALCUL DE L'INCERTITUDE DES POLLUANTS GAZEUX

Tableau-A I-1 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux
pour l'injection simple de B0

Injection simple B0							
SOE _{Principale} [° vil]	NO	NO ₂	NO _x	CH ₄	C ₃ H ₈	THC	CO
-8.75	2.35%	2.92%	1.98%	0.00%	7.00%	7.00%	3.08%
-7.5	2.51%	3.53%	2.14%	0.00%	4.93%	4.93%	4.04%
-6.25	2.41%	2.75%	2.04%	0.00%	7.43%	7.43%	2.92%
-5	2.42%	2.71%	2.05%	0.00%	6.94%	6.94%	3.75%
-3.75	2.32%	3.27%	2.00%	0.00%	6.19%	6.19%	6.36%
-2.5	2.38%	3.01%	2.03%	0.00%	6.03%	6.03%	5.24%
-1.25	2.27%	2.44%	1.90%	0.00%	4.45%	4.45%	2.97%
-0.75	2.37%	4.66%	2.11%	0.00%	4.77%	4.77%	3.86%
0	3.26%	3.49%	2.66%	0.00%	11.98%	11.98%	3.62%
0.75	2.35%	2.99%	1.92%	0.00%	5.67%	5.67%	3.24%
1.25	2.38%	3.21%	1.96%	0.00%	4.54%	4.54%	3.40%
2.5	2.54%	2.49%	1.91%	97.43%	4.14%	4.22%	3.40%
3.75	3.65%	3.49%	2.62%	31.87%	3.04%	3.08%	3.39%
5	4.24%	3.10%	2.65%	12.77%	5.30%	5.13%	2.64%

Tableau-A I-2 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection double de B0 utilisant une injection pilote de 250 μ s.

Injection double B0 : ET _{Pilote} de 250 μ s							
DT _{Pilote} [° vil]	NO	NO ₂	NO _x	CH ₄	C ₃ H ₈	THC	CO
7.5	2.50%	4.70%	2.21%	0.00%	8.18%	8.18%	2.92%
10	2.26%	4.85%	2.05%	0.00%	5.91%	5.91%	2.56%
12.5	3.49%	4.46%	3.35%	0.00%	7.54%	7.54%	2.74%
15	2.64%	3.35%	2.22%	0.00%	8.18%	8.18%	2.67%
17.5	2.38%	3.04%	2.00%	0.00%	8.05%	8.05%	2.68%
20	2.51%	3.52%	2.13%	0.00%	10.42%	10.42%	3.16%
25	2.76%	3.72%	2.31%	0.00%	11.06%	11.06%	3.09%
30	2.37%	3.30%	1.98%	0.00%	10.36%	10.36%	2.73%
35	2.34%	5.10%	2.14%	0.00%	8.41%	8.41%	2.49%
40	2.33%	3.79%	2.01%	0.00%	5.23%	5.23%	2.86%
45	2.28%	3.01%	1.90%	0.00%	12.52%	12.52%	2.90%
50	2.37%	3.42%	2.00%	0.00%	7.83%	7.83%	2.52%
55	2.27%	4.24%	2.00%	0.00%	8.52%	8.52%	2.57%
60	2.28%	4.81%	2.06%	0.00%	10.13%	10.13%	2.50%

Tableau-A I-3 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection double de B0 utilisant une injection pilote de 255 μ s.

Injection double B0 : ET _{Pilote} de 255 μ s							
DT _{Pilote} [° vil]	NO	NO ₂	NO _x	CH ₄	C ₃ H ₈	THC	CO
7.5	2.28%	3.88%	1.99%	0.00%	8.72%	8.72%	2.52%
10	2.58%	5.43%	2.33%	0.00%	4.25%	4.25%	3.13%
12.5	2.34%	3.69%	2.02%	0.00%	3.25%	3.25%	2.67%
15	2.38%	2.96%	2.01%	0.00%	7.12%	7.12%	2.33%
17.5	2.27%	3.57%	1.96%	0.00%	9.06%	9.06%	2.73%
20	2.36%	2.76%	1.96%	0.00%	6.48%	6.48%	2.54%
25	2.33%	3.50%	1.97%	0.00%	4.33%	4.33%	3.54%
30	2.35%	3.25%	1.97%	0.00%	5.04%	5.04%	2.48%
35	2.28%	4.25%	2.01%	0.00%	6.91%	6.91%	2.83%
40	2.43%	4.78%	2.17%	0.00%	2.72%	2.72%	8.67%
45	2.43%	4.66%	2.16%	0.00%	2.71%	2.71%	8.58%
50	2.31%	2.36%	1.86%	0.00%	4.34%	4.34%	8.72%
55	2.28%	2.52%	1.85%	0.00%	8.59%	8.59%	2.61%
60	2.36%	3.65%	2.00%	0.00%	5.40%	5.40%	7.54%

Tableau-A I-4 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection double de B0 utilisant une injection pilote de 260 μ s.

Injection double B0 : ET_{Pilote} de 260 μs							
DT_{Pilote} [° vil]	NO	NO₂	NOx	CH₄	C₃H₈	THC	CO
7.5	2.29%	6.24%	2.19%	0.00%	5.55%	5.55%	2.41%
10	2.61%	5.05%	2.32%	0.00%	8.16%	8.16%	3.05%
12.5	2.27%	2.60%	1.92%	0.00%	4.44%	4.44%	2.66%
15	2.30%	2.86%	1.95%	0.00%	4.71%	4.71%	2.74%
17.5	2.46%	3.31%	2.09%	0.00%	4.51%	4.51%	2.99%
20	2.71%	3.70%	2.30%	0.00%	15.68%	15.68%	2.89%
25	2.67%	6.59%	2.53%	0.00%	9.74%	9.74%	4.38%
30	2.56%	5.69%	2.37%	0.00%	14.65%	14.65%	4.35%
35	2.43%	4.90%	2.18%	0.00%	4.80%	4.80%	3.28%
40	2.38%	5.69%	2.25%	0.00%	10.03%	10.03%	4.25%
45	2.35%	4.75%	2.12%	0.00%	11.46%	11.46%	3.31%
50	2.32%	3.64%	1.97%	0.00%	2.54%	2.54%	3.15%
55	2.29%	3.56%	1.93%	0.00%	7.00%	7.00%	3.16%
60	2.28%	3.19%	1.89%	0.00%	4.98%	4.98%	2.77%

Tableau-A I-5 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection double de B0 utilisant une injection pilote de 265 μ s.

Injection double B0 : ET_{Pilote} de 265 μs							
DT_{Pilote} [° vil]	NO	NO₂	NOx	CH₄	C₃H₈	THC	CO
7.5	4.44%	4.16%	3.69%	0.00%	6.84%	6.84%	7.17%
10	2.28%	5.62%	2.13%	0.00%	13.35%	13.35%	3.22%
12.5	2.39%	4.53%	2.12%	0.00%	9.48%	9.48%	2.43%
15	2.47%	3.03%	2.08%	0.00%	11.27%	11.27%	3.33%
17.5	2.27%	2.85%	1.90%	0.00%	3.99%	3.99%	3.26%
20	2.38%	2.99%	1.96%	0.00%	7.55%	7.55%	9.39%
25	2.28%	4.09%	1.99%	0.00%	9.50%	9.50%	4.68%
30	2.36%	4.01%	2.04%	0.00%	7.07%	7.07%	2.87%
35	2.63%	5.11%	2.37%	0.00%	16.16%	16.16%	3.72%
40	2.47%	3.84%	2.08%	0.00%	6.23%	6.23%	3.35%
45	2.51%	5.81%	2.48%	131.38%	5.49%	5.50%	2.95%
50	2.31%	3.26%	1.90%	0.00%	5.24%	5.24%	3.63%
55	2.33%	6.47%	2.51%	170.05%	9.65%	9.64%	3.10%
60	2.60%	3.20%	2.05%	94.67%	8.75%	8.73%	4.05%

Tableau-A I-6 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection double de B0 utilisant une injection pilote de 270 μ s.

Injection double B0 : ET_{Pilote} de 270 μs							
DT_{Pilote} [° vil]	NO	NO₂	NO_x	CH₄	C₃H₈	THC	CO
7.5	2.47%	3.81%	2.13%	0.00%	4.76%	4.76%	2.79%
10	2.34%	3.48%	2.02%	0.00%	4.13%	4.13%	3.74%
12.5	2.32%	3.71%	2.01%	0.00%	4.84%	4.84%	2.36%
15	2.49%	3.10%	2.09%	0.00%	4.99%	4.99%	2.50%
17.5	2.39%	3.17%	2.00%	0.00%	3.51%	3.51%	3.21%
20	2.30%	3.37%	1.93%	0.00%	4.39%	4.39%	5.20%
25	2.52%	2.69%	1.97%	0.00%	3.91%	3.91%	3.80%
30	3.48%	6.27%	3.10%	277.61%	9.51%	9.51%	4.20%
35	2.37%	6.22%	2.56%	277.61%	5.44%	5.45%	4.69%
40	2.45%	3.50%	2.01%	140.01%	4.70%	4.74%	4.13%
45	2.35%	3.11%	1.88%	63.84%	3.01%	3.05%	3.06%
50	2.38%	4.40%	2.17%	57.91%	3.12%	3.12%	2.85%
55	2.30%	3.47%	1.93%	87.32%	2.61%	2.68%	3.62%
60	2.46%	3.44%	2.00%	38.50%	4.68%	4.65%	3.68%

Tableau-A I-7 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection double de B0 utilisant une injection pilote de 275 μ s.

Injection double B0 : ET_{Pilote} de 275 μs							
DT_{Pilote} [° vil]	NO	NO₂	NO_x	CH₄	C₃H₈	THC	CO
7.5	2.32%	4.67%	2.08%	0.00%	8.70%	8.70%	3.50%
10	2.56%	3.70%	2.20%	0.00%	8.22%	8.22%	3.86%
12.5	2.54%	2.34%	2.13%	0.00%	8.83%	8.83%	2.83%
15	2.48%	3.70%	2.14%	0.00%	5.05%	5.05%	3.33%
17.5	2.35%	3.73%	2.02%	0.00%	7.84%	7.84%	2.70%
20	2.57%	2.73%	2.11%	0.00%	7.25%	7.25%	4.28%
25	2.36%	4.72%	2.13%	0.00%	4.23%	4.23%	3.40%
30	2.66%	2.44%	1.99%	0.00%	7.07%	7.07%	2.48%
35	2.40%	4.27%	2.12%	277.61%	3.78%	3.79%	2.99%
40	2.73%	5.07%	2.48%	40.75%	3.23%	3.22%	3.78%
45	2.29%	3.89%	2.01%	36.47%	3.01%	3.00%	4.07%
50	2.29%	2.77%	1.78%	82.10%	3.07%	3.10%	3.50%
55	2.30%	2.77%	1.78%	65.53%	2.97%	3.00%	3.37%
60	2.48%	3.55%	2.04%	27.85%	5.70%	5.64%	5.02%

Tableau-A I-8 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection double de B0 avec un calage d'injection principale variable utilisant une injection pilote de 260 μ s avec une DT_{Pilote} de 5°

Injection double B0 : DT _{Pilote} de 5°							
SOE _{Principale} [° vil]	NO	NO ₂	NO _x	CH ₄	C ₃ H ₈	THC	CO
-4	3.33%	2.78%	2.78%	0.00%	14.50%	14.50%	3.21%
-2	2.37%	2.77%	2.00%	0.00%	6.87%	6.87%	2.45%
0	2.38%	4.39%	2.10%	0.00%	3.56%	3.56%	2.91%
2	2.45%	3.67%	2.10%	0.00%	4.84%	4.84%	3.21%
4	3.01%	2.85%	2.41%	79.84%	6.58%	6.56%	4.93%
6	2.72%	2.95%	2.21%	9.89%	5.33%	5.25%	3.16%

Tableau-A I-9 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection double de B0 avec un calage d'injection principale variable utilisant une injection pilote de 260 μ s avec une DT_{Pilote} de 10°

Injection double B0 : DT _{Pilote} de 10°							
SOE _{Principale} [° vil]	NO	NO ₂	NO _x	CH ₄	C ₃ H ₈	THC	CO
-4	2.61%	5.05%	2.32%	0.00%	8.16%	8.16%	3.05%
-2	2.30%	2.87%	1.95%	0.00%	17.01%	17.01%	2.49%
0	2.60%	2.77%	2.17%	0.00%	15.98%	15.98%	2.55%
2	2.65%	3.13%	2.21%	0.00%	5.31%	5.31%	4.21%
4	2.55%	2.64%	2.06%	182.70%	2.43%	2.47%	3.93%
6	2.73%	3.06%	2.30%	175.41%	4.55%	4.56%	4.13%

Tableau-A I-10 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection double de B0 avec un calage d'injection principale variable utilisant une injection pilote de 260 μ s avec une DT_{Pilote} de 15°

Injection double B0 : DT _{Pilote} de 15°							
SOE _{Principale} [° vil]	NO	NO ₂	NO _x	CH ₄	C ₃ H ₈	THC	CO
-4	2.30%	2.86%	1.95%	0.00%	4.71%	4.71%	2.74%
-2	2.31%	2.63%	1.96%	0.00%	13.56%	13.56%	2.79%
0	2.35%	2.77%	2.00%	0.00%	4.33%	4.33%	2.37%
2	2.39%	3.41%	2.06%	0.00%	10.89%	10.89%	3.00%
4	2.59%	2.84%	2.14%	257.11%	8.92%	8.92%	7.88%
6	3.17%	4.80%	2.73%	162.72%	7.10%	7.09%	7.20%

Tableau-A I-11 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection double de B0 avec un calage d'injection principale variable utilisant une injection pilote de 260 μ s avec une DT_{Pilote} de 20°

Injection double B0 : DT _{Pilote} de 20°							
SOE _{Principale} [° vil]	NO	NO ₂	NO _x	CH ₄	C ₃ H ₈	THC	CO
-4	2.71%	3.70%	2.30%	0.00%	15.68%	15.68%	2.89%
-2	2.44%	3.58%	2.09%	0.00%	4.56%	4.56%	2.38%
0	2.27%	4.76%	2.05%	0.00%	6.32%	6.32%	4.12%
2	2.44%	4.52%	2.15%	0.00%	5.33%	5.33%	2.41%
4	2.93%	3.19%	2.41%	0.00%	3.19%	3.19%	4.69%
6	2.40%	4.01%	2.08%	0.00%	5.24%	5.24%	4.35%

Tableau-A I-12 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection double de B0 avec un calage d'injection principale variable utilisant une injection pilote de 260 μ s avec une DT_{Pilote} de 25°

Injection double B0 : DT _{Pilote} de 25°							
SOE _{Principale} [° vil]	NO	NO ₂	NO _x	CH ₄	C ₃ H ₈	THC	CO
-4	2.67%	6.59%	2.53%	0.00%	9.74%	9.74%	4.38%
-2	2.61%	3.04%	2.14%	0.00%	5.80%	5.80%	3.62%
0	2.33%	2.98%	1.94%	0.00%	4.88%	4.88%	2.91%
2	2.38%	2.92%	1.95%	0.00%	5.21%	5.21%	2.57%
4	2.79%	3.02%	2.21%	0.00%	6.40%	6.40%	3.16%
6	2.47%	3.93%	2.11%	121.20%	6.40%	6.39%	2.59%

Tableau-A I-13 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection double de B0 avec un calage d'injection principale variable utilisant une injection pilote de 260 μ s avec une DT_{Pilote} de 30°

Injection double B0 : DT _{Pilote} de 30°							
SOE _{Principale} [° vil]	NO	NO ₂	NO _x	CH ₄	C ₃ H ₈	THC	CO
-4	2.56%	5.69%	2.37%	0.00%	14.65%	14.65%	4.35%
-2	2.37%	2.85%	1.91%	0.00%	5.00%	5.00%	4.04%
0	2.32%	2.94%	1.88%	0.00%	4.76%	4.76%	2.98%
2	2.42%	3.17%	1.96%	257.11%	4.31%	4.40%	2.91%
4	2.39%	3.21%	1.93%	189.82%	4.35%	4.40%	4.02%
6	3.39%	2.69%	2.52%	30.20%	2.78%	2.79%	4.24%

Tableau-A I-14 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection triple de B0 avec une postinjection de 255 μ s

Injection double B0 : ET_{Post} de 255 μs							
DT_{Post} [° vil]	NO	NO₂	NO_x	CH₄	C₃H₈	THC	CO
5	2.38%	2.91%	2.08%	0.00%	6.83%	6.83%	3.35%
10	2.65%	3.42%	2.26%	0.00%	4.24%	4.24%	2.41%
20	2.36%	3.15%	1.99%	0.00%	12.15%	12.15%	2.80%
30	2.40%	2.95%	1.97%	0.00%	3.92%	3.92%	4.62%

Tableau-A I-15 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection triple de B0 avec une postinjection de 260 μ s

Injection double B0 : ET_{Post} de 260 μs							
DT_{Post} [° vil]	NO	NO₂	NO_x	CH₄	C₃H₈	THC	CO
5	2.45%	3.21%	2.14%	0.00%	7.55%	7.55%	2.75%
10	2.39%	3.08%	2.07%	0.00%	9.18%	9.18%	2.68%
20	2.31%	2.38%	1.91%	0.00%	6.75%	6.75%	2.69%
30	2.68%	4.02%	2.25%	0.00%	3.58%	3.58%	4.67%

Tableau-A I-16 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection triple de B0 avec une postinjection de 265 μ s

Injection double B0 : ET_{Post} de 265 μs							
DT_{Post} [° vil]	NO	NO₂	NO_x	CH₄	C₃H₈	THC	CO
5	2.42%	3.06%	2.11%	0.00%	14.68%	14.68%	3.33%
10	2.35%	2.82%	2.01%	0.00%	9.39%	9.39%	4.50%
20	2.32%	3.28%	1.97%	0.00%	7.99%	7.99%	2.75%
30	2.38%	2.96%	1.91%	0.00%	5.62%	5.62%	3.49%

Tableau-A I-17 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection triple de B0 avec une postinjection de 270 μ s

Injection double B0 : ET_{Post} de 270 μs							
DT_{Post} [° vil]	NO	NO₂	NO_x	CH₄	C₃H₈	THC	CO
5	2.41%	3.60%	2.11%	0.00%	12.48%	12.48%	2.90%
10	2.80%	3.49%	2.39%	0.00%	12.76%	12.76%	7.02%
20	2.25%	5.35%	2.12%	0.00%	8.88%	8.88%	7.20%
30	2.41%	2.67%	1.84%	0.00%	4.44%	4.44%	2.41%

Tableau-A I-18 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection triple de B0 avec une préinjection de 260 μ s

Injection double B0 : ET_{Pré} de 260 μs							
DT_{Pré} [° vil]	NO	NO₂	NO_x	CH₄	C₃H₈	THC	CO
5	2.26%	3.03%	1.87%	0.00%	16.44%	16.44%	3.58%
10	2.49%	3.01%	2.05%	0.00%	8.13%	8.13%	3.26%
20	2.40%	3.76%	2.03%	0.00%	10.76%	10.76%	3.31%
30	2.46%	3.81%	2.07%	0.00%	10.55%	10.55%	3.05%

Tableau-A I-19 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection triple de B0 avec une préinjection de 270 μ s

Injection double B0 : ET_{Pré} de 270 μs							
DT_{Pré} [° vil]	NO	NO₂	NO_x	CH₄	C₃H₈	THC	CO
5	2.46%	2.94%	1.96%	0.00%	14.74%	14.74%	3.74%
10	2.62%	8.25%	3.03%	0.00%	6.93%	6.93%	4.63%
20	2.77%	3.75%	2.23%	192.17%	7.05%	7.06%	4.31%
30	2.96%	7.62%	3.32%	38.44%	9.01%	8.90%	7.40%

Tableau-A I-20 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les polluants gazeux pour l'injection simple de B0

Injection simple B20							
SOE_{Principale} [° vil]	NO	NO₂	NO_x	CH₄	C₃H₈	THC	CO
-8.75	2.30%	3.87%	1.99%	0.00%	7.82%	7.82%	2.95%
-7.5	2.26%	3.68%	1.95%	0.00%	2.68%	2.68%	2.82%
-6.75	2.40%	3.05%	2.01%	0.00%	5.91%	5.91%	8.52%
-5	2.32%	3.73%	2.01%	0.00%	6.73%	6.73%	4.22%
-4	2.35%	2.57%	1.97%	0.00%	5.42%	5.42%	2.35%
-3.75	2.36%	4.07%	2.06%	0.00%	2.86%	2.86%	3.16%
-2.5	2.36%	2.68%	1.97%	0.00%	5.63%	5.63%	6.74%
-1.25	2.34%	3.29%	1.98%	0.00%	6.99%	6.99%	6.54%
-0.75	2.54%	4.93%	2.26%	0.00%	5.31%	5.31%	2.52%
0	2.36%	4.07%	2.05%	0.00%	3.72%	3.72%	2.42%
0.75	2.49%	3.95%	2.12%	0.00%	7.56%	7.56%	6.80%
1.25	2.37%	3.31%	1.97%	0.00%	6.24%	6.24%	3.44%
2.5	3.17%	4.29%	2.57%	0.00%	6.16%	6.16%	3.43%
3.75	3.16%	2.95%	2.27%	138.62%	9.75%	9.77%	5.54%
5	4.01%	3.40%	2.67%	17.22%	4.68%	4.54%	3.18%

Tableau-A I-21 Estimation de l'incertitude totale et globale sur les mesures des polluants gazeux pour l'injection double de B20

Injection double B20							
SOE_{Principale} [° vil]	NO	NO₂	NO_x	CH₄	C₃H₈	THC	CO
-4	2.55%	2.64%	2.13%	0.00%	6.60%	6.60%	2.34%
-2	2.43%	5.27%	2.20%	0.00%	8.47%	8.47%	7.49%
0	2.92%	3.29%	2.50%	0.00%	3.50%	3.50%	2.84%
1	2.42%	2.61%	2.07%	0.00%	4.41%	4.41%	2.41%
2	2.31%	3.16%	2.00%	0.00%	5.67%	5.67%	3.45%
4	2.42%	2.70%	2.02%	0.00%	3.98%	3.98%	3.74%
6	2.63%	3.02%	2.20%	244.71%	4.28%	4.29%	6.03%

ANNEXE II

DIMENSIONS PHYSIQUES DE L'INJECTEUR BOSCH CRI 3.3

Tableau-A II-1 Caractéristiques de l'injecteur Bosch CRI 3.3

Caractéristique	Valeur
Diamètre orifice du tube à la chambre de décharge (d_{dc})	650 μm
Diamètre orifice Z (d_z)	200 μm
Diamètre orifice A (d_A)	232 μm
Diamètre orifice de contournement (d_{bp})	180 μm
Diamètre d'orifice de buse (d_h)	100 μm
Diamètre de sortie (d_{out})	1.22 mm
Diamètre du tube d'injection (d_{tube})	2.0 mm
Longueur du tube d'injection (L_{tube})	21 cm
Surface de l'actionneur piézoélectrique (A_{pz})	38.4845 cm^2
Nombre de lamelle piézoélectrique (N_{pz})	264
Épaisseur de lamelle piézoélectrique (t_{pz})	123.86 μm
Permittivité piézoélectrique (ϵ_{33})	5.608x10 ⁻⁸ F/m
Constante piézoélectrique (g_{33})	23.5*10 ⁻³ m ² /C
Souplesse piézoélectrique (s_{33})	26e-12 m ² /N
Diamètre du plongeur de connexion (d_{cp})	5.8 mm
Masse du plongeur de connexion (m_{cp})	3.4135 g
Amortissement du plongeur de connexion (b_{cp})	190 Ns/m
Volume chambre d'amplification (V_{ac})	10.56 mm ³
Diamètre plongeur de valve (d_{vp})	4.9 mm
Masse du plongeur de valve (m_{vp})	1.98 g
Constante du ressort du plongeur de valve (k_{vp})	8000 N/m
Compression initiale du ressort du plongeur de valve (PL_{vp}/k_{vp})	2.07 mm
Diamètre de tige de valve (d_{vrod})	1.00 mm
Diamètre de valve (d_v)	1.905 mm

Volume chambre de valve (V_{vc})	20.23 mm ³
Masse de la valve (m_v)	81 mg
Constante du ressort de valve (k_v)	38000 N/m
Compression initiale du ressort de valve (PL_v/k_v)	0.7 mm
Angle du chapeau de valve (v_{theta})	70°
Déplacement maximal de la valve (xv_{max})	58 μm
Diamètre chambre de contrôle (d_{cc})	3.498 mm
Volume chambre de contrôle (V_{cc})	16.62 mm ³
Diamètre supérieur de l'aiguille (d_{ntop})	4 mm
Diamètre inférieur de l'aiguille (d_{nbot})	3.2077 mm
Diamètre de bout d'aiguille (d_{ntip})	1.772 mm
Diamètre du sac (d_s)	0.8 mm
Volume chambre de décharge (V_{dc})	305 mm ³
Masse de l'aiguille (m_n)	3.1054 g
Constante de ressort de l'aiguille (k_n)	35000 N/m
Compression initiale du ressort d'aiguille (PL_n/k_n)	0.5 mm
Demi-angle de siège d'aiguille (n_{theta})	60°
Déplacement maximal de l'aiguille (x_{nmax})	1.2 mm

ANNEXE III

MODÈLE MATLAB DE SIMULATION D'INJECTION

Cet annexe présente le programme Matlab permettant de simuler le taux d'introduction ainsi que les différentes fonction développée.

Model.m pour MATLAB

```
clc
close all
clear all

%% Paramètres de l'essais
% Conditions d'opérations
fuel='B0'; % Carburant [B0 à B100]
Tfuel=300; % Température carburant [K]
Pinj=900e5; % Pression rail [Pcc]
Pcyl=15e5; % Pression cylindre [Pcc]
Pout=10e5; % Pression de fuite [Pcc]
ET=[.63 0]; % Energizing time piezo [ms]
SOI=[0 1]; % Start of injection [ms]

% Plage d'observation et incrément
T=0.003; % Durée de la simulation [s]
preT=0.001; % Durée pré-injection
dt=0.1e-6; % Delta t [s]
time=(-preT:dt:T)*1e3; % Durée de simulation

% Consignes d'opérations
V=0.0241*Pinj/1e5+112.33; % Tension de commande [V]
Idt=(0.135*Pinj/1e5+61.102)*1e3; % Taux de variation du courant [A/s]
I=(2.22*Pinj/1e5+4365)/1e3; % Courant max de commande [A]

% Construction du courant de commande
[~,Idt]=Icommand(preT,dt,T,ET,SOI,I,Idt);

%% Propriétés fluides
[~,rho,~]=property(fuel,Pinj(1),Tfuel);

%% Constantes du modèle
% Coefficient de décharges maximaux
Cdzmax=0.9; % Cd orifice Z
Cdtcdmax=0.795; % Cd orifice tube-chambre distribution
Cdamax=0.795; % Cd orifice A
Cdbpmax=0.795; % Cd orifice contournement
Cdvfmax=0.795; % Cd orifice valve-fuite
Cdnseatmax=0.88; % Cd orifice siège d'aiguille
Cdhmax=0.88; % Cd orifice d'injection
```

```

% Diamètre des orifices
dtdc=0.65e-3;           % orifice tube-chambre distribution [m]
dz=0.20e-3;            % orifice Z [m]
da=0.232e-3;           % orifice A [m]
dbp=0.18e-3;           % orifice contournement [m]
dout=1.22e-3;          % Sortie injecteur [m]
dvrod=1e-3;            % tige de valve [m]
dh=100e-6;             % orifice buse [m]
nh=3;                  % Nombre d'orifice

% Surface des orifices
Atdc=pi*dtdc^2/4;       % orifice tube-chambre distribution [m²]
Az=pi*dz^2/4;          % orifice Z [m²]
Aa=pi*da^2/4;          % orifice A [m²]
Abp=pi*dbp^2/4;        % orifice contournement [m²]
Aout=pi*(dout^2-dvrod^2)/4; % orifice sortie [m²]
Ah=pi*dh^2/4;          % orifice buse [m²]

% Caractéristiques tube et entrée injecteur
dtube=2.1e-3;           % Diamètre tube [m]
Atube=pi*dtube^2/4;     % Aire tube [m²]
Ltube=0.21;             % Longueur tube [m]
Vt=Ltube*Atube;         % Volume du tube [m³]
btube=0.5;              % Coefficient visqueux [Ns/m]

% Caractéristique système piezo
Apz=pi/4*7e-3^2;        % Aire de l'actuateur piezo [m²]
N=264;                  % Nombre de lamelle
t=.0327/N;              % Épaisseur de lamelle [m]
eps=4.6e-6*t/(N*Apz);  % Constante diélectrique [F/m]
g=23.5e-3;              % Constante piezoélectrique [
s=26e-12;               % Souplesse piezoélectrique [m²/N]

% Caractéristique système amplification
dcp=5.8e-3;             % Diamètre plongeur de connexion [m]
Acp=pi/4*dcp^2;         % Surface plongeur de connexion [m²]
Vac=0.4e-3*Acp;         % Volume de la chambre d'amplification [m³]
mcp=3.4135e-3;          % Masse plongeur de connexion [kg]
bcp=190;                % Coefficient d'amortissement plongeur connexion
[Ns/m]

% Caractéristique système valve
dvp=4.9e-3;             % Diamètre plongeur de valve [m]
Avp=pi/4*dvp^2;         % Surface plongeur de valve [m²]
dv=1.905e-3;            % Diamètre de valve [m]
Av=pi/4*dv^2;           % Surface de valve [m²]
Vvc=20.234e-9;          % Volume chambre de valve [m³]
kvp=8000;               % Constante du ressort du plongeur de valve [N/m]
PLvp=2.07e-3*kvp;       % Précharge du ressort du plongeur de valve [N]
kv=38000;               % Constante du ressort de valve [N/m]
PLv=0.7e-3*kv;          % Précharge du ressort de valve [N]
mvp=1.9787e-3;          % Masse du plongeur de valve [kg]
mv=.081e-3;             % Masse de la valve [kg]
vtheta=70*pi/180;       % Angle du chapeau de valve [rad]

```

```

xvmax=0.058e-3;      % Déplacement maximal de la valve [m]

% Caractéristique chambre de contrôle
dcc=3.4981e-3;        % Diamètre chambre de contrôle [m]
Acc=pi*dcc^2/4;       % Surface chambre de contrôle [m²]
Vcc=16.6253e-9;       % Volume chambre de contrôle [m³]

% Caractéristiques aiguille
dntop=4e-3;           % Diamètre supérieur de l'aiguille [m]
dnbot=3.2077e-3;      % Diamètre bas de l'aiguille [m]
dntip=1.772e-3;       % Diamètre du cône inférieur d'aiguille [m]
ds=0.8e-3;            % Diamètre du siège du sac [m]
Antop=pi/4*(dntop^2-dcc^2); % Surface supérieure de l'aiguille [m²]
Anbot=5.06e-6;         % Surface inférieure de l'aiguille [m²]
Anc=6.67e-6-Anbot;    % Aire cône supérieur de l'aiguille [m²]
Antip=pi*dntip^2/4;   % Aire du bout aiguille [m²]
As=pi*ds^2/4;         % Aire du siège du sac [m²]
Vdc=300e-9;           % Volume chambre de distribution [m³]
kn=35000;              % Constante du ressort aiguille [N/m]
PLn=0.5e-3*kn;        % Précharge du ressort d'aiguille [N]
mn=3.1054e-3;         % Masse de l'aiguille [kg]
ntheta=60*pi/180;     % Demi-angle de l'aiguille [rad]
xnmax=1.2e-3;         % Levée maximale de l'aiguille [m]

% Coefficient d'amortissement de l'aiguille selon le carburant
if strcmp(fuel,'B0')
    bn=130;
elseif strcmp(fuel,'B100')
    bn=210;
else
    bn=170;
end

% Compression et amortissement du siège de l'aiguille
kbn=-(Anbot*1800e5-Acc*1800e5+As*Pcyl-PLn-kn*.01e-3)/.01e-3;
bs=150;

% Limite de déplacement pour ouverture variable
xnlim=ds/sin(ntheta)*(1-sqrt(1-cos(ntheta/2)));
xvlim=(dout/(sin(vtheta/2)*cos(vtheta/2))-sqrt((dout/(sin(vtheta/2)*...
    cos(vtheta/2))^2-4*Aout/(pi*sin(vtheta/2)^2*cos(vtheta/2))))/2;
xvslim=xvmax-dbp^2/(4*dv);

%% Initialisation des matrices
% Matrices de pression
Pt=Pinj.*ones(fix((preT+T)/dt)+1,1); % Pression tube
Pcc=Pt(1)*ones(fix((preT+T)/dt)+1,1); % Pression chambre de contrôle
Pvc=Pt(1)*ones(fix((preT+T)/dt)+1,1); % Pression chambre de valve
Pdc=Pt(1)*ones(fix((preT+T)/dt)+1,1); % Pression chambre de distribution
Pac=Pout*ones(fix((preT+T)/dt)+1,1); % Pression chambre d'amplification

% Matrices de déplacement et de vitesse
xpz=zeros(fix((preT+T)/dt)+1,1); % Déplacement piézoactuateur
xpzdt=zeros(fix((preT+T)/dt)+1,1); % Vitesse piézoactuateur

```

```

xv=zeros (fix((preT+T)/dt)+1,1);           % Déplacement valve
xvdt=zeros (fix((preT+T)/dt)+1,1);          % Vitesse de valve
xn=zeros (fix((preT+T)/dt)+1,1);            % Déplacement d'aiguille
xndt=zeros (fix((preT+T)/dt)+1,1);          % Vitesse d'aiguille

% Matrices de débit
wr=zeros (fix((preT+T)/dt)+1,1);            % Débit rail
winj=zeros (fix((preT+T)/dt)+1,1);           % Débit injecté
wz=zeros (fix((preT+T)/dt)+1,1);            % Débit orifice Z
wa=zeros (fix((preT+T)/dt)+1,1);            % Débit orifice A
wbp=zeros (fix((preT+T)/dt)+1,1);           % Débit contournement

% Matrices de densité de charge
D=zeros (fix((preT+T)/dt)+1,1);             % Densité de charge
Ddt=zeros (fix((preT+T)/dt)+1,1);           % Variation de densité de charge

% Compression de l'aiguille initiale
if knb~=0
    xnmin=( (Anbot)*Pdc(1)-Acc*Pcc(1)+As*Pcyl-PLn)/(kn+- (Anbot*1500e5-...
        Acc*1500e5+As*Pcyl-PLn-kn*.012e-3)/.012e-3);
end

% Conditions initiales
xn(1)=xnmin;                               % Position d'aiguille initiale
xpz(1)=(-s*t*N/Apz*(1+g^2*eps/s)*(Pac(1)*Acp)); % Position piezo initiale
D(1)=-g*eps/Apz*(Pac(1)*Acp);              % Densité de charge initiale

%% Boucle de modélisation
for i=1:dt/dt:(preT+T)/dt

    % Modules de compressibilité
    Bt=property(fuel,Pt(i),Tfuel);           % Tube
    Bdc=property(fuel,Pdc(i),Tfuel);          % Chambre distribution
    Bcc=property(fuel,Pcc(i),Tfuel);          % Chambre de contrôle
    Bvc=property(fuel,Pvc(i),Tfuel);          % Chambre de valve
    Bac=property(fuel,Pac(i),Tfuel);          % Chambre d'amplification

    % Capacitances hydrauliques
    Ct=Vt/Bt;                               % Tube
    Cdc=Vdc/Bdc;                             % Chambre de distribution
    Ccc=(Vcc-Acc*xn(i))/Bcc;                 % Chambre de contrôle
    Cvc=Vvc/Bvc;                             % Chambre de valve
    Cac=(Vac-Acp*xpz(i)+Avp*xv(i))/Bac;      % Chambre d'amplification

    % Résistances hydrauliques
    [Cdz,rho]=orifice(Pt(i),Pcc(i),dz,Cdzmax,fuel,Tfuel);
    Rz=sqrt(rho/(2*Cdz^2*Az^2));              % Orifice Z
    [Cda,rho]=orifice(Pvc(i),Pcc(i),da,Cdamax,fuel,Tfuel);
    Ra=sqrt(rho/(2*Cda^2*Aa^2));              % Orifice A
    [Cdh,rho]=orifice(Pdc(i),Pcyl,dh,Cdhmax,fuel,Tfuel);
    Rh=sqrt(rho/(2*Cdh^2*Ah^2*nh^2));         % Orifice d'injection
    [Cdtde,rho]=orifice(Pt(i),Pdc(i),dtde,Cdtde,max,fuel,Tfuel);
    Rtdc=sqrt(rho/(2*Cdtde^2*Atdc^2));        % Orifice tube-chambre ampli.

```

```

% Résistance hydraulique de l'aiguille
if xn(i)<0
    Anseat=0;
    [Cdnseat,rho]=orifice(Pdc(i),Pcyl,0,Cdnseatmax,fuel,Tfuel);
elseif xn(i)<=xnlim
    Anseat=pi*xn(i)*sin(ntheta/2)*(ds-xn(i)*sin(ntheta/2)*...
        cos(ntheta/2));
[Cdnseat,rho]=orifice(Pdc(i),Pcyl,2*xn(i)*sin(ntheta/2),Cdnseatmax,...
    fuel,Tfuel);
else
    Anseat=As;
    [Cdnseat,rho]=orifice(Pdc(i),Pcyl,ds,Cdnseatmax,fuel,Tfuel);
end
Rnseat=sqrt(rho/(2*Cdnseat^2*Anseat^2));
Rtot=sqrt(Rh^2+Rnseat^2);

% Résistances hydrauliques de l'orifice de fuite
if xv(i)<=xvlim
    [Cdvf,rho]=orifice(Pvc(i),Pout,2*xv(i)*sin(vtheta/2),Cdvfmax,...
        fuel,Tfuel);
    Rout=sqrt(rho/(2*Cdvf^2*(pi*xv(i)*sin(vtheta/2)*(dout-xv(i)*...
        sin(vtheta/2)*cos(vtheta/2))^2));
else
    [Cdvf,rho]=orifice(Pvc(i),Pout,dout-dvrod,Cdvfmax,fuel,Tfuel);
    Rout=sqrt(rho/(2*Cdvf^2*Aout^2));
end

% Résistances hydrauliques de l'orifice de contournement
if xv(i)>=xvslim
    [Cdbp,rho]=orifice(Pdc(i),Pvc(i),2*(xvmax-xv(i)),Cdbpmax,fuel,...
        Tfuel);
    Rbp=sqrt(rho/(2*Cdbp^2*(pi*dv*(xvmax-xv(i))^2));
else
    [Cdbp,rho]=orifice(Pdc(i),Pvc(i),dbp,Cdbpmax,fuel,Tfuel);
    Rbp=sqrt(rho/(2*Cdbp^2*Abp^2));
end

% Fluctuation pression chambre de valve
Pvcdt=1/Cvc*(sign(Pcc(i)-Pvc(i))*sqrt(abs(Pcc(i)-Pvc(i)))/Ra-...
    sign(Pvc(i)-Pout)*sqrt(abs(Pvc(i)-Pout))/Rout+sign(Pdc(i)-...
    Pvc(i))*sqrt(abs(Pdc(i)-Pvc(i)))/Rbp+Av*xvdt(i));

% Fluctuation pression chambre d'amplification
Pacdt=1/Cac*(Acp*xpzdt(i)-Avp*xvdt(i));

% Fluctuation pression chambre d'amplification
Pccdt=1/Ccc*(sign(Pt(i)-Pcc(i))*sqrt(abs(Pt(i)-Pcc(i)))/Rz-...
    sign(Pcc(i)-Pvc(i))*sqrt(abs(Pcc(i)-Pvc(i)))/Ra+Acc*xndt(i));

% Fluctuation pression chambre de distribution
Pdcdt=1/Cdc*(sign(Pt(i)-Pdc(i))*sqrt(abs(Pt(i)-Pdc(i)))/Rtdc-...
    sign(Pdc(i)-Pcyl)*sqrt(abs(Pdc(i)-Pcyl))/Rtot-sign(Pdc(i)-...

```

```

Pvc(i))*sqrt(abs(Pdc(i)-Pvc(i)))/Rbp);

% Dynamique du piezoactuateur
xpzddt=(g*Apz*D(i)/s-(Apz/(s*t*N))*xpz(i)-(Pac(i)*Acp)-bcp*...
    xpzdt(i))/mcp;

% Dynamique de la valve
if xv(i)~=xvmax
    xvddt=(Pac(i)*Avp+(PLvp-PLv)+(kvp-kv)*xv(i)-Pvc(i)*(Av))/(mvp+mv);
else
    xvddt=(Pac(i)*Avp+(PLvp-PLv)+(kvp-kv)*xv(i))/(mvp+mv);
end

% Dynamique de l'aiguille
if xn(i)<=0
    xnddt=1/mn*((Anbot)*Pdc(i)-Acc*Pcc(i)-(PLn+(kn)*xn(i))+As*Pcyl-...
        (bn)*xndt(i));
else
    xnddt=1/mn*((Anbot+Anc+pi/4*(dntip^2-(ds-2*xn(i)*sin(ntheta))*...
        cos(ntheta))^2))*Pdc(i)+pi/4*(ds-2*xn(i)*sin(ntheta))*...
        cos(ntheta))^2*(Pdc(i)*(1-(Rnseat/Rtot)^2)+Pcyl*(Rnseat/...
        Rtot)^2)-Acc*Pcc(i)-(PLn+kn*xn(i))-bn*xndt(i));
end

% Débit d'injection
winj(i)=sign(Pdc(i)-Pcyl)*sqrt(Pdc(i)-Pcyl)/Rtot;

% Débit d'orifice Z
wz(i)=sign(Pt(i)-Pcc(i))*sqrt(abs(Pt(i)-Pcc(i)))/Rz;

% Débit d'orifice A
wa(i)=sign(Pcc(i)-Pvc(i))*sqrt(abs(Pcc(i)-Pvc(i)))/Ra;

% Débit d'orifice de contournement
wbp(i)=sign(Pdc(i)-Pvc(i))*sqrt(abs(Pdc(i)-Pvc(i)))/Rbp;

% Fluctuation pression tube (OPTIONNEL)
Ptdt=1/Ct*(wr(i)-sign(Pt(i)-Pdc(i))*sqrt(abs(Pt(i)-Pdc(i)))/Rtdc);

% Débit rail (OPTIONNEL)
wrdt=Atube/(rhot*Ltube)*(Pt(1)-Pt(i)-btube*wr(i)/Atube^2)-wr(i)/...
    (Atube*Ltube)*Vt/Bt*Ptdt;

% Itération Euler
Pvc(i+1)=Pvc(i)+dt*Pvcdt;
Pcc(i+1)=Pcc(i)+dt*Pccdt;
Pdc(i+1)=Pdc(i)+dt*Pdcdt;
Pac(i+1)=Pac(i)+dt*Pacdt;
Pt(i+1)=Pt(i)+dt*Ptdt;
D(i+1)=D(i)+dt*Ddt(i);
Ddt(i+1)=Ddt(i)+dt*Idt(i)/(N*Apz);
xpz(i+1)=xpz(i)+dt*xpzdt(i);
xpzdt(i+1)=xpzdt(i)+dt*xpzddt;

```

```

xv(i+1)=xv(i)+dt*xvdt(i);
xvdt(i+1)=xvdt(i)+dt*xvddt;
xn(i+1)=xn(i)+dt*xndt(i);
xndt(i+1)=xndt(i)+dt*xnddt;
wr(i+1)=wr(i)+dt*wrdt;

% Condition de butée d'aiguille
if xn(i+1)>=xnmax
    xn(i+1)=xnmax;
    if xndt(i+1)>0
        xndt(i+1)=0;
    end
elseif xn(i+1)<=xnmin
    xn(i+1)=xnmin;
    if xndt(i+1)<0
        xndt(i+1)=0;
    end
end

% Condition de butée de la valve
if xv(i+1)<=0
    xv(i+1)=0;
    if xvdt(i+1)<0
        xvdt(i+1)=0;
    end
elseif xv(i+1)>=xvmax
    xv(i+1)=xvmax;
    if xvdt(i+1)>0
        xvdt(i+1)=0;
    end
end

end

%% Sorties du modèle
[~,rho,~]=property(fuel,1e5,Tfuel); % Densité en sortie d'injecteur
minj=winj*rho*1000; % Débit massique injecté [mg/ms]
Vpz=(g^2*t/s+t/eps)*D-g*xpz/(s*N); % Tension dans le piezo [V]

```

Icommand.m pour MATLAB

```

function [Isim, Idtsim]=Icommand(preT,dt,T,ET,SOI,Icom,Idtcom)

Isim=zeros(round((preT+T)/dt)+1,1);

ET=ET*1e-3;
SOI=SOI*1e-3;
tstart=SOI-(.5/Idtcom+10e-6);
istart=fix((preT+tstart)/dt)+1;
tend=tstart+ET;
iend=fix((preT+tend)/dt)+1;
tplateau=59e-6;
iplateau=tplateau/dt;

i=0;
inj=1;
while inj<=size(ET,2)
    i=max(i,istart(inj));

    if i==istart(inj)
        while Isim(i)<Icom && i<iend(inj)
            Isim(i+1)=Isim(i)+Idtcom*dt;
            i=i+1;
        end

        count=i;

        while i<iend(inj) && i-count<=iplateau
            Isim(i)=Icom;
            i=i+1;
        end

        while i<iend(inj) && Isim(i-1)>0
            Isim(i)=Isim(count);
            i=i+1;
            count=count-1;
        end

        if i<=iend(inj)
            Isim(iend(inj):iend(inj)+i-istart(inj))=-
fliplr(Isim(istart(inj):i));
        end
    end

    i=iend(inj)+i-istart(inj);
    inj=inj+1;
end

Idtsim=diff(Isim)/dt;

```


Property.m pour MATLAB

```

function [Bm,rho,nu]=property(fuel,P,T)

% Pression et Température de référence
Po=0.1;
To=298;

% Pression en MPa
P=P*1e-6;

% Détermination du carburant
if strcmp(fuel,'B0')
    pick=1;
elseif strcmp(fuel,'B100')
    pick=2;
else
    pick=(1:2)';
end

% Coefficients pour Bulk Modulus
m=[1581.27;1697.52];
n=[-7.287;-7.0479];
p=[9.4233;9.1896];

Bm=(m(pick)+n(pick)*(T-To)+p(pick)*(P-Po))*1e6;

if nargout~=1
    % Coefficients pour densité
    a=[835.698;874.584];
    b=[-0.6280;-0.6991];
    c=[.4914;.4790];
    d=[-0.00070499;-0.00063634];
    e=[0.00073739;.0009704];
    f=[.00103633;.00091866];

    rho=a(pick)+b(pick)*(T-To)+c(pick)*(P-Po)+d(pick)*(P-Po)^2+e(pick)*(T-To)^2+f(pick)*(P-Po)*(T-To);

    % Coefficient pour viscosité
    i=[29.27159;1.2043];
    j=[-0.07213;.0093];
    k=[-31.1977;-27.507];
    l=[0.336237;0.3729];
    A=[0.2527537;0.39577];
    B=[62.907407;69.89583]*1e6;
    E=i(pick)+j(pick)*T;
    D=(k(pick)+l(pick)*T).*E;

    nu=(A(pick).*exp(B(pick)/T^3)).*((D+P)./(D+Po)).^E)*1e-3./rho;

```

```

end

% Si mélange
if ~strcmp(fuel, 'B0') && ~strcmp(fuel, 'B100')
    V=str2double(fuel(strfind(fuel, 'B')+1:end))/100;

    Bm=(Bm(2,:) - Bm(1,:)) * V + Bm(1,:);

    if nargout~=1
        rho=(rho(2,:) - rho(1,:)) * V + rho(1,:);
        nu=exp((1-V)*log(nu(1,:)) + V*log(nu(2,:)));
    end
end

```

orifice.m pour MATLAB

```

function [Cd, rho]=orifice(P1, P2, Dh, Cdmax, fuel, Texp)

% Cette fonction permet de calculer le coefficient de décharge instantané
% en tenant compte du nombre d'écoulement critique.

% Flow number critique
lambdacrit=1000;

% Propriétés du carburant à Pmoyen
[rho, nu]=property(fuel, P1, P2, Texp);

% Flow number actuel
lambda=Dh/nu*sqrt(2*abs(P1-P2)/rho);

% Coefficient de décharge actuel
Cd=Cdmax*tanh(2*lambda/lambdacrit);

end

```

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Agarwal, Avinash Kumar, Dhananjay Kumar Srivastava, Atul Dhar, Rakesh Kumar Maurya, Pravesh Chandra Shukla et Akhilendra Pratap Singh. 2013. « Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diesel engine ». *Fuel*, vol. 111, n° 0, p. 374-383.
- Alkidas, Alex C. 2007. « Combustion advancements in gasoline engines ». *Energy Conversion and Management*, vol. 48, n° 11, p. 2751-2761.
- Alptekin, Ertan, et Mustafa Canakci. 2008. « Determination of the density and the viscosities of biodiesel–diesel fuel blends ». *Renewable Energy*, vol. 33, n° 12, p. 2623-2630.
- Amagai, Kenji, Yukihiro Hashimoto et Masataka Arai. 1999. « Ignition and combustion characteristics of two-stage injection diesel spray ». *JSAE Review*, vol. 20, n° 3, p. 407-411.
- Arpaia, A., A.E. Catania, A. Ferrari et E. Spessa. 2010. « Development and Application of an Advanced Numerical Model for CR Piezo Indirect Acting Injection Systems ». *SAE Paper*, n° 2010-01-1503.
- 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.
- Atkinson, Kendall E., Weimin Han et David Stewart. 2009. « Euler's method ». In *Numerical Solution of Ordinary Differential Equations*. p. 15-36. John Wiley & Sons, Inc.
- Badami, M., F. Mallamo, F. Millo et E. E. Rossi. 2002. « Influence of multiple injection strategies on emissions, combustion noise and BSFC of a DI common rail diesel engine ». *SAE Paper*, n° 2002-01-0503.
- Badami, M., F. Millo et D. D. D'Amato. 2001. « Experimental Investigation on Soot and NO_x Formation in a DI Common Rail Diesel Engine with Pilot Injection ». *SAE Paper*, n° 2001-01-0657.
- Banapurmath, N. R., P. G. Tewari et R. S. Hosmath. 2008. « Performance and emission characteristics of a DI compression ignition engine operated on Honge, Jatropa and sesame oil methyl esters ». *Renewable Energy*, vol. 33, n° 9, p. 1982-1988.

- Baratta, Mirko, Andrea E. Catania, Alessandro Ferrari, Roberto Finesso et Ezio Spessa. 2011. « Premixed-Diffusive Multizone Model for Combustion Diagnostics in Conventional and PCCI Diesel Engines ». *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 133, n° 10, p. 102801-102801.
- Benajes, J., J. J. López, R. Novella et P. Redón. 2014. « Comprehensive modeling study analyzing the insights of the NO–NO₂ conversion process in current diesel engines ». *Energy Conversion and Management*, vol. 84, n° 0, p. 691-700.
- Bosch, Wilhelm. 1966. « The fuel rate indicator: A new measuring instrument for display of the characteristics of individual injection ». *SAE Paper*, n° 660749.
- 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.
- Bruneaux, G.; Maligne, D. 2009. « Study of the Mixing and Combustion Processes of Consecutive Short Double Diesel Injections ». *SAE Int. J. Engines*, n° 2, p. 1151-1169.
- Burtscher, H. 2005. « Physical characterization of particulate emissions from diesel engines: a review ». *Journal of Aerosol Science*, vol. 36, n° 7, p. 896-932.
- Catalano, L. A. 2002. « Dynamic Rise of Pressure in the Common-Rail Fuel Injection System ». *SAE technical paper series*, vol. 2002-01-0210.
- Catania, Andrea E., Alessandro Ferrari, Michele Manno et Ezio Spessa. 2008. « Experimental Investigation of Dynamics Effects on Multiple-Injection Common Rail System Performance ». *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 130, n° 3, p. 032806-032806.
- Catania, Andrea E., Alessandro Ferrari et Ezio Spessa. 2008. « Numerical-Experimental Study and Solutions to Reduce the Dwell-Time Threshold for Fusion-Free Consecutive Injections in a Multijet Solenoid-Type CR System ». *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 131, n° 2, p. 022804-022804.
- Chen, Kevin. 2000. « Simultaneous Reduction of NO_x and Particulate Emissions by Using Multiple Injections in a Small Diesel Engine ». *SAE Paper*, n° 2000-01-3084.
- Chen, Y. C., et C. H. Wu. 2002. « Emissions of submicron particles from a direct injection diesel engine by using biodiesel ». *Journal of Environmental Science and Health Part a-Toxic/Hazardous Substances & Environmental Engineering*, vol. 37, n° 5, p. 829-843.

- Cheng, A. S., A. Upatnieks et C. J. Mueller. 2006. « Investigation of the impact of biodiesel fuelling on NOx emissions using an optical direct injection diesel engine ». *International Journal of Engine Research*, vol. 7, n° 4, p. 297-318.
- Chokri, Boubahri, Ennetta Ridha, Said Rachid et Bessrouer Jamel. 2012. « Experimental Study of a Diesel Engine Performance Running on Waste Vegetable Oil Biodiesel Blend ». *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 134, n° 3, p. 032202-032202.
- Chung, J. W., J. H. Kang, N. H. Kim, W. Kang et B. S. Kim. 2008. « Effects of the fuel injection ratio on emission and combustion performances of the partially premixed charge compression ignition combustion engine applied with the split injection method ». *International Journal of Automotive Technology*, vol. 9, n° 1, p. 1-8.
- Chung, N. H., B. G. Oh et M. H. Sunwoo. 2008. « Modelling and injection rate estimation of common-rail injections for direct-injection diesel engines ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*, vol. 222, n° D6, p. 1089-1101.
- Dernotte, J., C. Hespel, F. Foucher, S. Houillé et C. Mounaïm-Rousselle. 2012. « Influence of physical fuel properties on the injection rate in a Diesel injector ». *Fuel*, vol. 96, n° 0, p. 153-160.
- Dernotte, Jérémie. 2012. « Influence des propriétés physico-chimiques des hydrocarbures sur l'injection et la combustion Diesel ». Thèse de doctorat. Orléans, 261 p.
- Desantes, José M., Raúl Payri, Antonio García et Julien Manin. 2009. « Experimental Study of Biodiesel Blends' Effects on Diesel Injection Processes ». *Energy & Fuels*, vol. 23, n° 6, p. 3227-3235.
- Dey, Koustav. 2012. « Characterization and rejection of noise from in-cylinder pressure traces in a diesel engine ». Mémoire de maîtrise. Windsor, University of Windsor, 48 p.
- Di, Yage, C. S. Cheung et Zuohua Huang. 2009. « Experimental investigation on regulated and unregulated emissions of a diesel engine fueled with ultra-low sulfur diesel fuel blended with biodiesel from waste cooking oil ». *Science of The Total Environment*, vol. 407, n° 2, p. 835-846.
- Diez, A., et H. Zhao. 2010. « Effect of the dwell angle of split injection in a single-cylinder optical diesel engine ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*, vol. 224, n° D6, p. 815-828.
- Duncan, Andrew M., Azita Ahosseini, Reece McHenry, Christopher D. Depcik, Susan M. Staggs-Williams et Aaron M. Scurto. 2010. « High-Pressure Viscosity of Biodiesel from Soybean, Canola, and Coconut Oils ». *Energy & Fuels*, vol. 24, n° 10, p. 5708-5716.

- Duncan, Andrew M., Noorbahiyah Pavlicek, Christopher D. Depcik, Aaron M. Scurto et Susan M. Stagg-Williams. 2012. « High-Pressure Viscosity of Soybean-Oil-Based Biodiesel Blends with Ultra-Low-Sulfur Diesel Fuel ». *Energy & Fuels*, vol. 26, n° 11, p. 7023-7036.
- Durbin, Thomas D., John R. Collins, Joseph M. Norbeck et Matthew R. Smith. 2000. « Effects of biodiesel, biodiesel blends, and a synthetic diesel on emissions from light heavy-duty diesel vehicles ». *Environmental Science and Technology*, vol. 34, n° 3, p. 349-355.
- 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.
- Ferrari, A., A. Mittica et E. Spessa. 2013. « Benefits of hydraulic layout over driving system in piezo-injectors and proposal of a new-concept CR injector with an integrated Minirail ». *Applied Energy*, vol. 103, n° 0, p. 243-255.
- Finesso, Roberto, et Ezio Spessa. 2014. « Ignition delay prediction of multiple injections in diesel engines ». *Fuel*, vol. 119, n° 0, p. 170-190.
- Forti, L., N. Jeuland, S. Raux et M. Pasquereau. 2005. « Analysis of the particulates emitted by internal combustion engines ». *Oil & Gas Science and Technology - Revue De L'Institut Francais Du Pétrole*, vol. 60, n° 6, p. 995-1011.
- Giechaskiel, Barouch, Matti Maricq, Leonidas Ntziachristos, Christos Dardiotis, Xiaoliang Wang, Harald Axmann, Alexander Bergmann et Wolfgang Schindler. 2014. « Review of motor vehicle particulate emissions sampling and measurement: From smoke and filter mass to particle number ». *Journal of Aerosol Science*, vol. 67, n° 0, p. 48-86.
- Goldwine, Gideon, et Eran Sher. 2009. « Experimental investigation of the effect of split injection on diesel engine performance ». *International Journal of Vehicle Design*, vol. 50, n° 1, p. 66-90.
- Herfatmanesh, M. R., et H. Zhao. 2013. « Experimental investigation of effects of dwell angle on fuel injection and diesel combustion in a high-speed optical CR diesel engine ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*, vol. 227, n° 2, p. 246-260.
- 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, n° 0, p. 137-147.

- Herfatmanesh, Mohammad Reza, et Hua Zhao. 2014. « Experimental investigation of hydraulic effects of two-stage fuel injection on fuel-injection systems and diesel combustion in a high-speed optical common-rail diesel engine ». *International Journal of Engine Research*, vol. 15, n° 1, p. 48-65.
- Heywood, J. B. 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 1ère édition. McGraw-Hill, 930 p.
- Hoekman, S. Kent, et Curtis Robbins. 2012. « Review of the effects of biodiesel on NOx emissions ». *Fuel Processing Technology*, vol. 96, n° 0, p. 237-249.
- Imagine. 2005. « User's Manual ». *Lab AMESim v.5*.
- Katrašnik, Tomaž, Ferdinand Trenc et Samuel Rodman Oprešnik. 2005. « A New Criterion to Determine the Start of Combustion in Diesel Engines ». *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 128, n° 4, p. 928-933.
- Kim, M. Y., S. H. Yoon et C. S. Lee. 2008. « Impact of split injection strategy on the exhaust emissions and soot particulates from a compression ignition engine fueled with neat biodiesel ». *Energy & Fuels*, vol. 22, n° 2, p. 1260-1265.
- Kim, M. Y., S. H. Yoon, K. H. Park et C. S. Lee. 2007. « Effect of multiple injection strategies on the emission characteristics of dimethyl ether (DME)-Fueled compression ignition engine ». *Energy & Fuels*, vol. 21, n° 5, p. 2673-2681.
- Klein, P. 2007. « Real-time estimation of the exhaust gas recirculation ratio based on cylinder pressure signals. ». *SAE Paper*, n° 2007-01-0493.
- Koyanagi, K., H. Öing, G. Renner et R. Maly. 1999. « Optimizing common rail-injection by optical diagnostics in a transparent production type diesel engine ». *SAE Paper*, n° 1999-01-3646.
- 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, n° 0, p. 139-146.
- 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.
- Lapuerta, Magín, Octavio Armas et José Rodríguez-Fernández. 2008. « Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions ». *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 34, n° 2, p. 198-223.

- Ledan, Thomas. 2014. « Évaluation expérimentale de la combinaison injection multiple et biodiesel sur les performances et les émissions polluantes d'un moteur diesel ». Mémoire de maîtrise en génie mécanique. Montréal, École de technologie supérieure, 126 p.
- Lee, J. H., S. Cho, S. Y. Lee et C. Bae. 2002. « Bouncing of the diesel injector needle at the closing stage ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*, vol. 216, n° D8, p. 691-700.
- Lešnik, Luka, Blaž Vajda, Zoran Žunič, Leopold Škerget et Breda Kegl. 2013. « The influence of biodiesel fuel on injection characteristics, diesel engine performance, and emission formation ». *Applied Energy*, vol. 111, n° 0, p. 558-570.
- Leung, D. Y. C., Y. Luo et T. L. Chan. 2006. « Optimization of exhaust emissions of a diesel engine fuelled with biodiesel ». *Energy & Fuels*, vol. 20, n° 3, p. 1015-1023.
- López, J Javier, F Javier Salvador, Oscar A de la Garza et Jean Arrègle. 2012. « Characterization of the pressure losses in a common rail diesel injector ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 226, n° 12, p. 1697-1706.
- Moffat, Robert J. 1988. « Describing the uncertainties in experimental results ». *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 1, n° 1, p. 3-17.
- 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, n° 0, p. 664-676.
- National Instrument. 2004. « Data Sheet for cRIO-910x series ». *National Instrument Product Catalog*, p. 366-381.
- Pang, Kar Mun, Hoon Kiat Ng et Suyin Gan. 2012. « Investigation of fuel injection pattern on soot formation and oxidation processes in a light-duty diesel engine using integrated CFD-reduced chemistry ». *Fuel*, vol. 96, n° 0, p. 404-418.
- Park, Cheolwoong, S. Kook et C. Bae. 2004. « Effects of multiple injections in a HSDI diesel engine equipped with common rail injection system ». *SAE Paper*, n° 2004-01-0127.
- Park, Su Han, Hyung Jun Kim, Hyun Kyu Suh et Chang Sik Lee. 2009. « A study on the fuel injection and atomization characteristics of soybean oil methyl ester (SME) ». *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 30, n° 1, p. 108-116.
- Park, Su Han, Hyun Kyu Suh et Chang Sik Lee. 2007. « Effect of Cavitating Flow on the Flow and Fuel Atomization Characteristics of Biodiesel and Diesel Fuels ». *Energy & Fuels*, vol. 22, n° 1, p. 605-613.

- 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.
- Payri, F., R. Payri, F. J. Salvador et J. Martínez-López. 2012a. « A contribution to the understanding of cavitation effects in Diesel injector nozzles through a combined experimental and computational investigation ». *Computers & Fluids*, vol. 58, n° 0, p. 88-101.
- Payri, R., F. J. Salvador, J. Gimeno et G. Bracho. 2011a. « The effect of temperature and pressure on thermodynamic properties of diesel and biodiesel fuels ». *Fuel*, vol. 90, n° 3, p. 1172-1180.
- Payri, R., F. J. Salvador, J. Gimeno et J. De la Morena. 2011b. « Influence of injector technology on injection and combustion development – Part 1: Hydraulic characterization ». *Applied Energy*, vol. 88, n° 4, p. 1068-1074.
- Payri, R., F. J. Salvador, P. Martí-Aldaraví et J. Martínez-López. 2012b. « Using one-dimensional modeling to analyse the influence of the use of biodiesels on the dynamic behavior of solenoid-operated injectors in common rail systems: Detailed injection system model ». *Energy Conversion and Management*, vol. 54, n° 1, p. 90-99.
- Plamondon, Étienne. 2008. *Conception d'un banc d'essai moteur diesel à rampe commune d'injection*. Coll. « Rapport technique de projet de fin d'études ». Montréal: École de Technologie supérieure, 50 p.
- Poorghasemi, Kamran, Fathollah Ommi, Hamed Yaghmaei et Amin Namaki. 2012. « An investigation on effect of high pressure post injection on soot and NO emissions in a DI diesel engine ». *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 26, n° 1, p. 269-281.
- 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.
- Raheman, H., et S. V. Ghadge. 2008. « Performance of diesel engine with biodiesel at varying compression ratio and ignition timing ». *Fuel*, vol. 87, n° 12, p. 2659-2666.
- Rahman, S. M. Ashrafur, H. H. Masjuki, M. A. Kalam, A. Sanjid et M. J. Abedin. 2014. « Assessment of emission and performance of compression ignition engine with varying injection timing ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 35, n° 0, p. 221-230.

- Roy, Murari Mohon, Wilson Wang et Justin Bujold. 2013. « Biodiesel production and comparison of emissions of a DI diesel engine fueled by biodiesel–diesel and canola oil–diesel blends at high idling operations ». *Applied Energy*, vol. 106, n° 0, p. 198-208.
- Sahoo, P. K., et L. M. Das. 2009. « Combustion analysis of Jatropha, Karanja and Polanga based biodiesel as fuel in a diesel engine ». *Fuel*, vol. 88, n° 6, p. 994-999.
- Salvador, F. J., J. Gimeno, J. De la Morena et M. Carreres. 2012. « Using one-dimensional modeling to analyze the influence of the use of biodiesels on the dynamic behavior of solenoid-operated injectors in common rail systems: Results of the simulations and discussion ». *Energy Conversion and Management*, vol. 54, n° 1, p. 122-132.
- Satkoski, Chris A., et Greg Shaver. 2011. « Piezoelectric Fuel Injection: Pulse-to-Pulse Coupling and Flow Rate Estimation ». *IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS*, vol. 16, n° 4.
- Satkoski, Chris A., Gregory M. Shaver, Ranjit More, Peter Meckl, Douglas Memering, Shankar Venkataraman, Jalal Syed et Jesus Carmona-Valdes. 2011. « Dynamic Modeling of a Piezoelectric Actuated Fuel Injector ». *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 133, n° 5, p. 051011-051011.
- Senatore, A., M. Cardone, D. Buono et V. Rocco. 2008. « Combustion study of a common rail diesel engine optimized to be fueled with biodiesel ». *Energy and Fuels*, vol. 22, n° 3, p. 1405-1410.
- Shahabuddin, M., A. M. Liaquat, H. H. Masjuki, M. A. Kalam et M. Mofijur. 2013. « Ignition delay, combustion and emission characteristics of diesel engine fueled with biodiesel ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 21, n° 0, p. 623-632.
- Smith, Beverly L., Lisa S. Ott et Thomas J. Bruno. 2008. « Composition-Explicit Distillation Curves of Commercial Biodiesel Fuels: Comparison of Petroleum-Derived Fuel with B20 and B100 ». *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 47, n° 16, p. 5832-5840.
- Song, J. T., et C. H. Zhang. 2008. « An experimental study on the performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with soybean oil methyl ester ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 222, n° 12, p. 2487-2496.
- Soteriou, C. 2006. « The Flow Characteristics of High Efficiency Diesel Nozzles with Enhanced Geometry Holes ». In *THIESEL 2006 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*.

- Srivastava, P. K., et Madhumita Verma. 2008. « Methyl ester of karanja oil as an alternative renewable source energy ». *Fuel*, vol. 87, n° 8-9, p. 1673-1677.
- Standards Committee of the IEEE Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control Society. 1988. « An American National Standard: IEEE Standard on Piezoelectricity ». *The Institute of Electrical and Electronics Engineers, Inc.*, vol. ANSI/IEEE Std 176-1987.
- Stringer, V. L., W. L. Cheng, C. F. Lee et A. C. Hansen. 2008. « Combustion and Emissions of Biodiesel and Diesel Fuels in Direct Injection Compression Ignition Engines using Multiple Injection Strategies ». *SAE Paper*, n° 2008-01-1388.
- Stringer, V. L., W. L. Cheng, C. F. Lee et A. C. Hansen. 2009. « Comparing the Operation of an HSDI Engine Using Multiple Injection Schemes with Soybean Biodiesel, Diesel and Their Blends ». *SAE Paper*, n° 2009-01-0719.
- Suh, Hyun Kyu. 2011. « Investigations of multiple injection strategies for the improvement of combustion and exhaust emissions characteristics in a low compression ratio (CR) engine ». *Applied Energy*, vol. 88, n° 12, p. 5013-5019.
- Tanaka, T., A. Ando et K. Ishizaka. 2002. « Study on pilot injection of DI diesel engine using common-rail injection system ». *JSAE Review*, vol. 23, n° 3, p. 297-302.
- Tat, Mustafa, et Joh Van Gerpen. 2003a. « Effect of temperature and pressure on the speed of sound and isentropic bulk modulus of mixtures of biodiesel and diesel fuel ». *Journal of the American Oil Chemists' Society*, vol. 80, n° 11, p. 1127-1130.
- Tat, Mustafa, et Jon Van Gerpen. 1999. « The kinematic viscosity of biodiesel and its blends with diesel fuel ». *Journal of the American Oil Chemists' Society*, vol. 76, n° 12, p. 1511-1513.
- Tat, Mustafa, et Jon Van Gerpen. 2003b. « Speed of sound and isentropic bulk modulus of alkyl monoesters at elevated temperatures and pressures ». *Journal of the American Oil Chemists' Society*, vol. 80, n° 12, p. 1249-1256.
- Thompson, G. J., et J. Nuskowski. « Neat fuel influence on biodiesel blend emissions ». *International Journal of Engine Research*, vol. 11, n° 1, p. 61-77.
- Thurnheer, T., et P. Soltic. 2012. « The polytropic volume method to detect engine events based on the measured cylinder pressure ». *Control Engineering Practice*, vol. 20, n° 3, p. 293-299.
- Tsolakis, A., A. Megaritis, M. L. Wyszynski et K. Theinnoi. 2007. « Engine performance and emissions of a diesel engine operating on diesel-RME (rapeseed methyl ester) blends with EGR (exhaust gas recirculation) ». *Energy*, vol. 32, n° 11, p. 2072-2080.

- Turns, Stephen R. 2000. *An Introduction to Combustion : Concepts and Application*, 2e édition. McGraw-Hill, 676 p.
- Tziourtzioumis, Dimitrios, et Anastassios Stamatelos. 2012. « Effects of a 70% biodiesel blend on the fuel injection system operation during steady-state and transient performance of a common rail diesel engine ». *Energy Conversion and Management*, vol. 60, n° 0, p. 56-67.
- Ubertini, Stefano. 2005. « Injection Pressure Fluctuations Model Applied to a Multidimensional Code for Diesel Engines Simulation ». *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 128, n° 3, p. 694-701.
- Utlü, Zafer, et Mevlüt Süreyya Koçak. 2008. « The effect of biodiesel fuel obtained from waste frying oil on direct injection diesel engine performance and exhaust emissions ». *Renewable Energy*, vol. 33, n° 8, p. 1936-1941.
- Vaglieco, B. M. 2010. « 4 - Multiple injection diesel combustion process in the high-speed direct injection diesel engine ». In *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development*, sous la dir. de Zhao, Hua. Vol. 2, p. 155-174. Woodhead Publishing.
- Yang, B., A.M. Mellor et S.K. Chen. 2002. « Multiple Injections with EGR Effects on NOx emissions for DI diesel engines analyzed using an engineering model ». *SAE Paper*, vol. 2002-01-2774.
- Zhang, Y., et A. L. Boehman. 2007. « Impact of biodiesel on NOx emissions in a common rail direct injection diesel engine ». *Energy & Fuels*, vol. 21, n° 4, p. 2003-2012.
- Zheng, Ming, Mwila C. Mulenga, Graham T. Reader, Meiping Wang, David S. K. Ting et Jimi Tjong. 2008. « Biodiesel engine performance and emissions in low temperature combustion ». *Fuel*, vol. 87, n° 6, p. 714-722.