

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M. Ing.

PAR
BOUDY, Frédéric

ÉTUDE DU SYSTÈME D'INJECTION D'UN MOTEUR DIESEL À RAMPE
D'INJECTION COMMUNE

MONTREAL, LE 26 MARS 2008

© Droits réservés de Frédéric Boudy (2008)

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE

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

M. François Morency, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

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

REMERCIEMENTS

Pour commencer, j'aimerais avant tout remercier Patrice Seers pour m'avoir offert l'opportunité de travailler sur ce projet, ainsi que pour son soutien financier, la confiance et le temps qu'il a pu m'accorder (je l'ai souvent dérangé avec mes nombreuses idées sous AMESim !!!).

Un grand merci à tout mes collègues de travail, Abdelmajid Lajmi, François Duchaine, Ngan Nguyen, Nga Nguyen, Serge Batonon (et ses logiciels) pour la si bonne ambiance du 2130. Merci aussi à tous mes autres collègues des autres laboratoires que j'ai pu rencontrer à l'École de Technologie Supérieure et avec qui j'ai pu partager différentes activités.

Je remercie également l'École de Technologie Supérieure pour tous les supports qu'elle a pu me fournir.

Un merci très spécial à tous mes amis d'ici et des années passées avec qui j'ai partagé tant d'activités qui ont su égayer ce travail de recherche parfois difficile.

Finalement, je remercie ma famille pour son soutien inconditionnel tout au long de ce projet.

ÉTUDE DU SYSTÈME D'INJECTION D'UN MOTEUR DIESEL À RAMPE D'INJECTION COMMUNE

BOUDY, Frédéric

RÉSUMÉ

Le document suivant porte sur l'étude du système à rampe d'injection commune des moteurs diesel. L'utilisation d'un tel système a permis d'accomplir une grande évolution pour ce type de moteur mais son fonctionnement n'est pas totalement bien compris. Le travail s'est concentré sur l'utilisation de la simulation numérique sous AMESim.

Le premier axe visait à examiner un système à rampe d'injection commune en injection simple. La suite du travail s'est concentrée sur l'étude de l'influence des propriétés du carburant en relation avec l'arrivée du biodiesel sur le marché. Dans ce cas, les carburants mis en œuvre correspondaient à du diesel dont une seule propriété avait été modifiée avec des valeurs représentatives du biodiesel. Ceci a permis d'examiner la manière dont le biodiesel pouvait influencer l'injection. Enfin, une stratégie d'injection triple a été utilisée afin d'effectuer des comparaisons avec l'injection simple.

Tout ceci a permis de découvrir que le système à rampe d'injection commune est perturbé par un phénomène d'onde de pression qui se met en place dans les conduites d'alimentation des injecteurs. Néanmoins, l'utilisation de pressions d'injection plus élevées permet de limiter le phénomène. Si l'onde de pression est importante, le débit des injecteurs est diminué. Les propriétés qui permettent d'obtenir un certain contrôle sur le phénomène sont la viscosité et la masse volumique du carburant. L'injection multiple quant à elle amplifie le phénomène. Dans le cadre de la stratégie employée, les fluctuations créées par l'onde de pression diminuent la post-injection.

Nous recommandons de limiter ce phénomène afin de conserver une certaine précision d'injection. Dans ce but, l'utilisation de conduites courtes entre la rampe et les injecteurs est nécessaire. La haute pression doit également être maintenue, car son augmentation permet d'atténuer l'amplitude de l'onde. Pour ce qui est de l'injection multiple, des résultats expérimentaux seraient nécessaires afin de corroborer les résultats trouvés dans le cas de l'injection triple. Des stratégies à cinq impulsions pourraient être utilisées comme c'est actuellement le cas dans l'industrie automobile.

Mots-clés : rampe commune, biodiesel, diesel, onde de pression, propriétés carburant, AMESim, injection multiple.

INJECTION SYSTEM STUDY'S OF COMMON RAIL DIESEL ENGINE

BOUDY, Frédéric

ABSTRACT

The following thesis presents the study of a common rail diesel injection system and the influence of the fuel properties on the injection process. Common rail diesel injection system is gaining in popularity because of the flexibility it is offering with respect to injection strategy. The work presented herein is carried out with computer simulation under AMESim.

First of all, the work concentrates on the analysis of a common rail system using a simple injection strategy. Secondly, the effect of the fuel properties associated to conventional diesel fuel and biodiesel is then studied. More specifically the fuel properties are modified individually to examine the influence on the injection process. Finally, the effect of a multiple injection strategy (triple injection) is considered and is compared to a simple injection process.

This study revealed that the common rail injection system is disrupted by a pressure wave in the injector's feeding pipe. Nevertheless, the high pressure currently used has a beneficial effect to reduce the influence of the pressure wave. The presence of a pressure wave decreases the mass flow rate of the injector and therefore reduces the total mass injected. Viscosity and density influence favorably the pressure wave by decreasing its amplitude. However, a triple injection strategy used in a common-rail diesel engine increases the intensity of the pressure wave and influences the mass flow rate of the post-injection.

One way to reduce the influence of the pressure wave for a simple injection strategy or a triple injection strategy is to use shorter pipes between the injectors and the rail. Moreover, increasing the injection pressure is also recommended. Experimental results could confirm the results presented in this thesis concerning the multiple injection strategy. It would be interesting to test a 5 injections strategy as they are implemented in the automotive industry.

Keywords : common-rail, biodiesel, diesel, pressure wave, fuel properties, AMESim, multiple injection.

TABLE DES MATIÈRES

| | Page |
|--|------|
| INTRODUCTION | 1 |
| CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE..... | 3 |
| 1.1 Les ondes de pression en injection simple | 5 |
| 1.2 Les ondes de pression en injection multiple | 10 |
| 1.3 Bilan du chapitre | 11 |
| CHAPITRE 2 INFORMATIONS TECHNIQUES | 13 |
| 2.1 Moteur diesel..... | 13 |
| 2.2 Caractéristiques du moteur à rampe d'injection commune étudié | 13 |
| 2.3 L'injecteur | 16 |
| 2.3.1 Caractéristiques de l'injecteur diesel étudié..... | 16 |
| 2.3.2 Principe de fonctionnement de l'injecteur | 18 |
| 2.4 Le biodiesel | 20 |
| 2.5 Présentation du logiciel de simulation AMESim..... | 21 |
| 2.5.1 Utilisation du logiciel pour l'injecteur et le système d'injection | 25 |
| 2.5.2 Utilisation du logiciel avec des carburants modifiés..... | 25 |
| 2.6 Organisation de la recherche | 29 |
| CHAPITRE 3 DÉVELOPPEMENT D'UN MODÈLE D'INJECTEUR | 31 |
| 3.1 Présentation du modèle développé sous AMESim | 32 |
| 3.1.1 L'injecteur..... | 32 |
| 3.1.2 La cavitation..... | 38 |
| 3.2 Résultats et validation du modèle | 41 |
| 3.2.1 Courbes de débit..... | 44 |
| 3.2.2 Masse de carburant injectée | 46 |
| 3.3 Bilan du chapitre | 50 |
| CHAPITRE 4 SIMULATION D'UN SYSTÈME À RAMPE D'INJECTION COMMUNE EN INJECTION SIMPLE..... | 51 |
| 4.1 Présentation du système utilisé | 51 |
| 4.1.1 La rampe commune | 51 |
| 4.1.1.1 Présentation de la modélisation..... | 51 |
| 4.1.1.2 Validation de la rampe | 54 |
| 4.1.2 Le moteur | 60 |
| 4.2 Résultats des simulations avec le diesel et le biodiesel du commerce | 61 |
| 4.2.1 La rampe commune | 62 |
| 4.2.2 La conduite d'alimentation | 69 |
| 4.2.3 Les conduites d'alimentation des injecteurs | 71 |
| 4.2.4 Analyse des résultats | 74 |
| 4.2.5 Débit des injecteurs | 78 |

| | | |
|---|---|-----|
| 4.2.6 | Influence de la haute pression | 80 |
| 4.2.7 | Influence de la vitesse du moteur | 85 |
| 4.3 | Bilan du chapitre | 87 |
| CHAPITRE 5 VARIATION DES PROPRIÉTÉS DU CARBURANT EN INJECTION | | |
| | SIMPLE | 89 |
| 5.1 | Influence de la chaleur spécifique | 89 |
| 5.2 | Influence de la conductivité thermique | 94 |
| 5.3 | Influence de la viscosité dynamique | 96 |
| 5.4 | Influence du volume spécifique | 100 |
| 5.5 | Débits et Masses injectées | 103 |
| 5.6 | Bilan du chapitre | 108 |
| CHAPITRE 6 SIMULATION D'UN SYSTÈME À RAMPE D'INJECTION | | |
| | COMMUNE EN INJECTION MULTIPLE | 111 |
| 6.1 | Alimentation du système avec le diesel et le biodiesel du commerce | 112 |
| 6.1.1 | La rampe commune | 112 |
| 6.1.2 | Les conduites d'alimentation des injecteurs | 114 |
| 6.1.3 | Analyse des résultats | 116 |
| 6.2 | Alimentation du système avec les biodiesels modifiés | 119 |
| 6.2.1 | Influence de la chaleur spécifique | 120 |
| 6.2.2 | Influence de la viscosité dynamique | 122 |
| 6.2.3 | Influence du volume spécifique | 127 |
| 6.3 | Débit des injecteurs | 129 |
| 6.4 | Bilan du chapitre | 133 |
| CONCLUSION | | 136 |
| RECOMMANDATIONS | | 139 |
| ANNEXE I | DÉTAILS DES DIFFÉRENTS ÉLÉMENTS DE L'INJECTEUR BOSCH SOUS AMESIM | 141 |
| ANNEXE II | COURBES DE MODIFICATION DES CARBURANTS POUR LE PARAMÉTRAGE DANS AMESIM | 147 |
| ANNEXE III | COURBES DE PRESSION DES DIFFÉRENTS ÉLÉMENTS DU SYSTÈME À RAMPE D'INJECTION COMMUNE EN INJECTION SIMPLE ET EN INJECTION MULTIPLE | 152 |
| ANNEXE IV | DÉTAILS DE LA PRESSION À L'ENTRÉE DE L'INJECTEUR POUR LES DIFFÉRENTS CARBURANTS À L'INSTANT DE CHAQUE INJECTION | 160 |

| | | |
|---------------------------|---|-----|
| ANNEXE V | TABLEAUX DES AMPLITUDES DES VARIATIONS DE PRESSION RÉSULTANTS DE L'ANALYSE FRÉQUENTIELLE EN INJECTION SIMPLE ET EN INJECTION MULTIPLE | 165 |
| LISTE DE RÉFÉRENCES | | 174 |

LISTE DES TABLEAUX

| | Page |
|--|------|
| Tableau 2.1 Caractéristiques de l'injecteur | 18 |
| Tableau 3.1 Caractéristiques principales de l'injecteur..... | 34 |
| Tableau 3.2 Résultats des masses injectées et comparaison avec l'expérience | 49 |
| Tableau 4.1 Caractéristiques de la rampe commune | 53 |
| Tableau 4.2 Éléments constitutifs du moteur à rampe d'injection commune | 54 |
| Tableau 4.3 Masse de carburant injectée pour les essais de validation de la rampe | 59 |
| Tableau 4.4 Variation de l'amplitude du spectre à 1000 Hz en bars suivant le type de carburant pour l'oscillation de pression à l'entrée et à la sortie de la conduite..... | 71 |
| Tableau 4.5 Variation de l'amplitude du spectre à 1200 Hz en bars suivant l'injecteur et le type de carburant pour l'oscillation de pression de la conduite d'alimentation de chaque injecteur | 73 |
| Tableau 5.1 Variation de l'amplitude d'oscillation à 1200 Hz en bars suivant la position et la chaleur spécifique en injection simple | 90 |
| Tableau 5.2 Variation de la température du carburant dans la rampe avec la diminution de la chaleur spécifique..... | 92 |
| Tableau 5.3 Variation de la viscosité dynamique avec la diminution de la chaleur spécifique | 92 |
| Tableau 5.4 Variation de l'amplitude d'oscillation à 1200 Hz en bars suivant la position et la conductivité thermique en injection simple | 95 |
| Tableau 5.5 Variation de l'amplitude d'oscillation à 1200 Hz en bars et nombre de Reynolds suivant la position et la viscosité dynamique en injection simple | 96 |
| Tableau 5.6 Variation de l'amplitude d'oscillation à 1200 Hz en bars et nombre de Reynolds suivant la position et le volume spécifique en injection simple | 100 |
| Tableau 5.7 Masse injectée pour l'injecteur 1 pour les différentes propriétés modifiées en injection simple | 106 |
| Tableau 5.8 Influence des propriétés du carburant..... | 109 |

| | | |
|-------------|---|-----|
| Tableau 6.1 | Amplitude des ondes de pression en bars dans la rampe suivant la position et le type d'injection (Cas du ISO 4113) | 113 |
| Tableau 6.2 | Variation de l'amplitude d'oscillation à 1200 Hz en bars suivant la position et la chaleur spécifique en injection triple | 120 |
| Tableau 6.3 | Variation de la viscosité avec la diminution de la chaleur spécifique | 122 |
| Tableau 6.4 | Variation de l'amplitude d'oscillation à 1200 Hz en bars et nombre de Reynolds suivant la position et la viscosité dynamique en injection triple | 123 |
| Tableau 6.5 | Variation de l'amplitude d'oscillation à 1200 Hz en bars et nombre de Reynolds suivant la position et le volume spécifique en injection triple..... | 127 |
| Tableau 6.6 | Position des biodiesels suivant les propriétés | 134 |

LISTE DES FIGURES

| | Page |
|--|------|
| Figure 1.1 Normes européennes sur les émissions polluantes | 3 |
| Figure 2.1 Moteur diesel à injection directe..... | 14 |
| Figure 2.2 Cycle de fonctionnement d'un moteur 4 temps | 15 |
| Figure 2.3 Injecteur simplifié diesel Bosch..... | 17 |
| Figure 2.4 Principe de fonctionnement de l'injecteur diesel | 19 |
| Figure 2.5 Procédé de production du biodiesel | 20 |
| Figure 2.6 Fenêtre de travail d'AMESim et fenêtre de définition des paramètres..... | 23 |
| Figure 2.7 Étapes de modélisation sous AMESim | 24 |
| Figure 2.8 Définition du fluide dans AMESim | 29 |
| Figure 2.9 Illustration du travail effectué au cours du projet | 30 |
| Figure 3.1 Injecteur de référence Bosch..... | 31 |
| Figure 3.2 Identification des éléments du modèle de l'injecteur | 33 |
| Figure 3.3 Débit de l'injecteur simulé à 300 bars | 35 |
| Figure 3.4 Débit de l'injecteur simulé à 800 bars | 36 |
| Figure 3.5 Débit de l'injecteur simulé à 1350 bars | 36 |
| Figure 3.6 Détails de la tête de l'injecteur | 37 |
| Figure 3.7 Variation du débit pour différentes pressions d'injection | 41 |
| Figure 3.8 Montage de validation de l'injecteur | 43 |
| Figure 3.9 Débits de l'injecteur pour différents temps d'injection pour une pression d'injection de 300 bars | 44 |
| Figure 3.10 Débits de l'injecteur pour différents temps d'injection pour une pression d'injection de 800 bars | 45 |

| | | |
|-------------|---|----|
| Figure 3.11 | Débits de l'injecteur pour différents temps d'injection pour une pression d'injection de 1350 bars | 45 |
| Figure 3.12 | Masse injectée pour différents temps d'injection..... | 47 |
| Figure 3.13 | Déplacement de l'aiguille de l'injecteur numérique pour différents temps d'injection..... | 48 |
| Figure 4.1 | Rampe commune du système Bosch | 52 |
| Figure 4.2 | Modèle de la rampe sous AMESim | 53 |
| Figure 4.3 | Moteur à rampe d'injection commune - Validation de la rampe..... | 55 |
| Figure 4.4 | Débit de l'injecteur connecté sur la rampe à 300 bars..... | 56 |
| Figure 4.5 | Débit de l'injecteur connecté sur la rampe à 800 bars..... | 57 |
| Figure 4.6 | Débit de l'injecteur connecté sur la rampe à 1350 bars..... | 57 |
| Figure 4.7 | Masse injectée pour les trois pressions | 58 |
| Figure 4.8 | Système à rampe commune complet | 60 |
| Figure 4.9 | Spectre de la pression dans la rampe commune (Cas du ISO 4113) | 63 |
| Figure 4.10 | Détails du spectre de la pression dans la rampe à 1000 Hz (Cas du ISO 4113) | 63 |
| Figure 4.11 | Détails du spectre de la pression dans la rampe à 1200 Hz (Cas du ISO 4113) | 64 |
| Figure 4.12 | Variation de l'amplitude des fréquences de 1000 Hz et 1200 Hz suivant la position du relevé de pression dans la rampe et de la concentration en biodiesel | 67 |
| Figure 4.13 | Mouvements du fluide dans la rampe et fluctuations de pression à 1000 Hz suivant la position du régulateur. | 68 |
| Figure 4.14 | Spectre dans la conduite d'alimentation (Cas du ISO 4113)..... | 69 |
| Figure 4.15 | Détails de l'amplitude dans la conduite d'alimentation à 1000 Hz et 1200 Hz (Cas du ISO 4113)..... | 70 |
| Figure 4.16 | Spectre de la pression dans les conduites d'alimentation des injecteurs (cas du ISO 4113)..... | 72 |

| | | |
|-------------|--|-----|
| Figure 4.17 | Spectre de la pression dans les conduites d'alimentation des injecteurs à 1200 Hz (Cas du ISO 4113)..... | 72 |
| Figure 4.18 | Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du ISO 4113) | 75 |
| Figure 4.19 | Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du B20) | 75 |
| Figure 4.20 | Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du B50) | 76 |
| Figure 4.21 | Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du B100) | 76 |
| Figure 4.22 | Débit de l'injecteur 1 en fonction de l'angle du vilebrequin en injection simple pour les 4 carburants | 79 |
| Figure 4.23 | Évolution de la fréquence d'oscillation dans la conduite d'alimentation de l'injecteur 1 à 650 et 1350 bars | 80 |
| Figure 4.24 | Évolution du module de compressibilité du carburant en fonction de la pression et de la température | 81 |
| Figure 4.25 | Diagramme de Moody | 84 |
| Figure 4.26 | Variation de l'amplitude de l'onde en fonction de la vitesse de rotation du moteur et du carburant | 86 |
| Figure 4.27 | Variation de la pression en fonction du temps à la sortie de la conduite d'alimentation de l'injecteur 1 pour les 3 vitesses (Cas du ISO 4113) | 87 |
| Figure 5.1 | Variation de l'amplitude à 1200 Hz en fonction de la chaleur spécifique pour les 4 injecteurs en injection simple..... | 90 |
| Figure 5.2 | Pression à l'entrée de l'injecteur 1 pour les chaleurs spécifiques extrêmes | 94 |
| Figure 5.3 | Variation de l'amplitude à 1200 Hz en fonction de la conductivité thermique pour les 4 injecteurs en injection simple | 95 |
| Figure 5.4 | Variation de l'amplitude à 1200 Hz en fonction de la viscosité dynamique pour les 4 injecteurs en injection simple..... | 97 |
| Figure 5.5 | Diagramme de Moody | 98 |
| Figure 5.6 | Variation de l'amplitude à 1200 Hz en fonction de la masse volumique pour les 4 injecteurs en injection simple..... | 101 |

| | | |
|-------------|--|-----|
| Figure 5.7 | Variation de la vitesse du son avec l'augmentation de la masse volumique... | 102 |
| Figure 5.8 | Débit de l'injecteur en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différentes valeurs de la chaleur spécifique | 104 |
| Figure 5.9 | Débit de l'injecteur en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différentes valeurs de la viscosité | 104 |
| Figure 5.10 | Débit de l'injecteur en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différentes valeurs du volume spécifique | 105 |
| Figure 6.1 | Débit de l'injecteur 1 en fonction de l'angle du vilebrequin en injection triple (Cas du ISO 4113 à 2000 tr/min) | 111 |
| Figure 6.2 | Spectre de la pression dans la rampe commune (Cas du ISO 4113) | 112 |
| Figure 6.3 | Spectre de la pression dans les conduites d'alimentation des injecteurs (Cas du ISO 4113) | 114 |
| Figure 6.4 | Spectre de la pression dans les conduites d'alimentation des injecteurs à 1200 Hz (Cas du ISO 4113)..... | 115 |
| Figure 6.5 | Variation de la vitesse du fluide en injection simple et en injection triple (Cas du ISO 4113) | 116 |
| Figure 6.6 | Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du ISO 4113) | 117 |
| Figure 6.7 | Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du B20) | 118 |
| Figure 6.8 | Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du B50) | 118 |
| Figure 6.9 | Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du B100) | 119 |
| Figure 6.10 | Variation de l'amplitude à 1200 Hz en fonction de la chaleur spécifique pour les 4 injecteurs en injection triple | 121 |
| Figure 6.11 | Variation de l'amplitude à 1200 Hz en fonction de la viscosité dynamique pour les 4 injecteurs en injection triple | 124 |
| Figure 6.12 | Diagramme de Moody pour l'injection simple et l'injection multiple (cas du ISO 4113) | 125 |

| | | |
|-------------|--|-----|
| Figure 6.13 | Variation de l'amplitude à 1200 Hz en fonction de la masse volumique pour les 4 injecteurs en injection triple | 128 |
| Figure 6.14 | Débit de l'injecteur 1 en fonction de l'angle du vilebrequin en injection triple pour les 4 carburants..... | 130 |
| Figure 6.15 | Diagramme de Moody pour l'injection multiple de l'injecteur 1 | 132 |
| Figure 6.16 | Pression à l'entrée de l'injecteur 1 en injection triple pour le B0 et le B100 .. | 133 |

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

| | |
|--------|---|
| 1D | Une dimension |
| 3D | Trois dimensions |
| AMESim | Advanced Modeling Environment for Simulations |
| ANFA | Association Nationale pour la Formation Automobile |
| B0 | Biodiesel à 0 % = diesel classique |
| B20 | Biodiesel à 20 % + 80 % diesel |
| B50 | Biodiesel à 50 % + 50 % diesel |
| B100 | Biodiesel à 100 % |
| CO | Monoxyde de carbone |
| ECU | Electronic Control Unit (calculateur des commandes du moteur) |
| Exp. | Expérience |
| HC | Hydrocarbures imbrulés |
| IFP | Institut Français du Pétrole |
| Inj. | Injecteur |
| ISO | International Standards Organization |
| Log | Logarithme décimal |
| NACA | National Advisory Committee for Aeronautics |
| NASA | National Aeronautics and Space Administration |
| NOx | Oxydes d'azote |
| PMB | Point Mort Haut |
| PMH | Point Mort Bas |

RPM Rotations Per Minute (Tours par minute)

Sim. Simulation

LISTE DES UNITÉS DE MESURE

UNITÉS DE BASE

Longueur

m mètre
cm centimètre
mm millimètre
µm micromètre

Aire

mm² millimètre carré
cm² centimètre carré
m² mètre carré

Volume

mm³ millimètre cube
cm³ centimètre cube
m³ mètre cube
L litre (= 1 dm³)

Masse

kg kilogramme
g gramme
dg décigramme
cg centigramme
mg milligramme
µg microgramme

UNITÉS MÉCANIQUES

Vitesse

m/s mètre par seconde

Accélération

m/s² mètre par seconde carré

Angle plan

rad radian
° degré

Force

N newton

Énergie, travail, quantité de chaleur

MJ mégajoule
kJ kilojoule
J joule

Puissance

W watt

Contrainte, pression

MPa mégapascal
Pa pascal
Bar bar (=10⁵ Pa)

UNITÉS DE TEMPS

min minute
s seconde
ms milliseconde
µs microseconde

Vitesse angulaire

rad/s radian par seconde
tr/s tour par seconde
tr/min tour par minute

Angle solide Fréquence

MHz mégahertz
kHz kilohertz
Hz hertz

UNITÉS CALORIFIQUES

K degré kelvin
°C degré celsius

UNITÉS CROISÉES

Débit

kg/s kilogrammes par seconde
g/s grammes par seconde

Rigidité

N/mm Newton par millimètre

Chaleur spécifique

J/kg/K Joules par kilogramme par Kelvin

Conductivité thermique

W/m/K Watt par mètre par Kelvin

Viscosité dynamique

P poise

cP centipoise

kg/m/s kilogramme par mètre par seconde

Masse volumique

kg/m³ kilogramme par mètre cube

Enthalpie

kJ/kg kilojoules par kilogramme

LISTE DES SYMBOLES

| | | |
|------------|---|-------------------|
| a_p | Coefficient pour la pression du volume spécifique | 1/Pa |
| a_{p2} | Coefficient pour la pression au carré du volume spécifique | 1/Pa ² |
| a_{pt} | Coefficient pour la pression fois la température du volume spécifique | 1/(K.Pa) |
| a_t | Coefficient pour la température du volume spécifique | 1/K |
| a_{t2} | Coefficient pour la température au carré du volume spécifique | 1/K ² |
| b_p | Coefficient pour la pression de la viscosité absolue | 1/Pa |
| b_t | Coefficient pour la température de la viscosité absolue | 1/K |
| b_{t2} | Coefficient pour la température au carré de la viscosité absolue | 1/K ² |
| c | Vitesse du son | m/s |
| C_p | Chaleur spécifique | J/kg/K |
| c_p | Coefficient pour la pression de la chaleur spécifique | 1/Pa |
| C_{p0} | Chaleur spécifique de référence | J/kg/K |
| c_{pt} | Coefficient pour la pression fois la température de la chaleur spécifique | 1/(K.Pa) |
| c_t | Coefficient pour la température de la chaleur spécifique | 1/K |
| c_{t2} | Coefficient pour la température au carré de la chaleur spécifique | 1/K ² |
| D | Diamètre | m |
| d_t | Coefficient pour la température de la conductivité thermique | 1/K |
| d_{t2} | Coefficient pour la température au carré de la conductivité thermique | 1/K ² |
| e | Énergie mécanique | J |
| E_v | Module de compressibilité du fluide (Bulk Modulus en anglais) | Pa |
| F | Fréquence | Hz |
| f | Coefficient de friction | |
| h | Enthalpie | kJ/kg |
| K | Coefficient de Nurick | |
| K_{crit} | Coefficient critique de cavitation | |
| L | Longueur | m |
| P | Pression | Pa |

| | | |
|-----------------|--|--------------------|
| P_{ref} | Pression de référence | Pa |
| P_w | Pression de travail | Pa |
| q | débit | kg/s |
| q_{nom} | débit nominal | kg/s |
| Re | Nombre de Reynolds | |
| T | Température | K |
| t_{lim} | Temps limite | s |
| T_{ref} | Température de référence | K |
| T_w | Température de travail | K |
| u | Vitesse du fluide | m/s |
| V_s | Volume spécifique | m ³ /kg |
| V_{s0} | Volume spécifique de référence | m ³ /kg |
| x | Coefficient d'écoulement de AMESim | |
| x_{gr} | Coefficient critique de cavitation de AMESim | |
| ΔP_{ch} | Pertes de charge | Pa |
| ΔT | Différence de température | K |
| ε | Rugosité | mm |
| λ | Conductivité thermique | W/m/K |
| λ_0 | Conductivité thermique de référence | W/m/K |
| μ | Viscosité | cP |
| μ_0 | Viscosité de référence | cP |
| ρ | Masse volumique | kg/m ³ |
| ρ_0 | Masse volumique de référence | kg/m ³ |

INTRODUCTION

Dans un souci de développement durable et dans le but de conserver nos moyens de transport actuels, les manufacturiers et les laboratoires de recherche cherchent à améliorer les moteurs de nos véhicules. Présentant de nouveaux systèmes de propulsion ou de nouveaux carburants, leur but est d'en améliorer le rendement.

Les idées proposées sont souvent pertinentes. On peut notamment citer les véhicules hybrides électriques, les véhicules utilisant des piles à combustible ou encore les véhicules alimentés en biocarburants. Il apparaît aussi que les systèmes actuels n'ont pas été complètement exploités. En effet, du fait des technologies utilisées, certains systèmes perdurent dans leur utilisation et évoluent au cours du temps. C'est notamment le cas du moteur diesel, qui, entre le moment de son invention et aujourd'hui, a subi de nombreuses évolutions qui l'ont conduit à demeurer l'un des plus importants systèmes de propulsion au monde.

C'est ainsi que ce moteur a subi une grosse évolution vers le milieu des années 90 avec l'apparition de l'injection directe à rampe commune. Depuis de nombreuses années, les études montraient que ce type de moteur mettait en œuvre une combustion de mauvaise qualité. Malgré quelques efforts pour diminuer sa consommation, il demeurait très polluant. En effet, de par sa conception, la combustion débute à l'instant où le carburant est injecté. Contrairement au moteur à essence qui possède une commande précise de la combustion grâce à la bougie qui produit l'étincelle à l'instant désiré, le moteur diesel fonctionne sur le principe de l'auto-inflammation. Ainsi, la formation du mélange air carburant devient une étape primordiale afin de réduire la consommation de carburant et la pollution. C'est la raison pour laquelle de nombreuses évolutions avaient pour but de diminuer la consommation et d'homogénéiser le mélange afin d'obtenir un meilleur fonctionnement et un meilleur rendement.

Le système d'injection directe à rampe commune est la dernière évolution pour ce type de moteur. Grâce à cette technologie, il est possible d'implanter différentes stratégies d'injection qui permettent de réduire les polluants. De plus, l'utilisation du biodiesel se révèle un moyen très intéressant d'amélioration de ce système vis-à-vis de la pollution mais aussi de l'indépendance au niveau des carburants fossiles qui seront amenés à disparaître dans les années à venir.

Malgré les nombreux avantages que présente ce nouveau système, l'injection haute pression engendre des phénomènes encore mal connus du fait de ses conditions extrêmes d'utilisation. La haute pression et les temps d'injection qui peuvent être très courts avec les nouvelles technologies créaient des fluctuations de pression et donc de débit. Ceci va à l'encontre du contrôle que l'on tente d'obtenir sur ce type de moteurs.

L'étude présentée dans ce mémoire traite de l'utilisation du diesel et du biodiesel dans un système d'injection directe haute pression à rampe commune. Ce travail a pour but de détecter des éventuelles variations de pressions et de débits. Une partie de l'étude sera consacré à l'utilisation des biodiesels dans l'optique de définir si ces carburants (qui possèdent des propriétés différentes par rapport au diesel) ont une influence sur l'injection.

Dans un but d'optimisation de coût et de rapidité, l'étude sera réalisée par simulation à l'aide du logiciel AMESim. Ce logiciel sera présenté un peu plus loin dans cet ouvrage.

Ce mémoire se compose de six chapitres et commencera par exposer dans un premier chapitre les précédentes études qui ont été réalisées sur le sujet. Il sera suivi d'un chapitre technique présentant les notions principales nécessaires à une meilleure compréhension du projet. Le chapitre 3 exposera le modèle développé afin d'effectuer le travail prévu. Le chapitre 4 traitera de l'étude des pressions du système à rampe commune en injection simple et le chapitre 5 se concentrera sur les propriétés du carburant. Enfin, le chapitre 6 mettra en œuvre l'injection multiple. Ces trois derniers chapitres feront intervenir le biodiesel dans les carburants utilisés.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

Le contexte actuel de développement durable nous conduit à utiliser des véhicules de moins en moins polluants. Dans cette optique, de nombreux pays ont créé des normes. Notamment, les institutions européennes ont créé une norme dans les années 90 afin de définir des limites aux émissions polluantes résultantes lors de l'utilisation des carburants dans les véhicules du commerce ou les véhicules de transport. Les nouvelles versions de cette norme, de plus en plus draconiennes, visent à éliminer les véhicules polluants qui existaient dans le passé. Les normes actuelles en Europe sont arrivées au niveau dit « Euro IV ». La figure 1.1 résume l'évolution de cette norme.

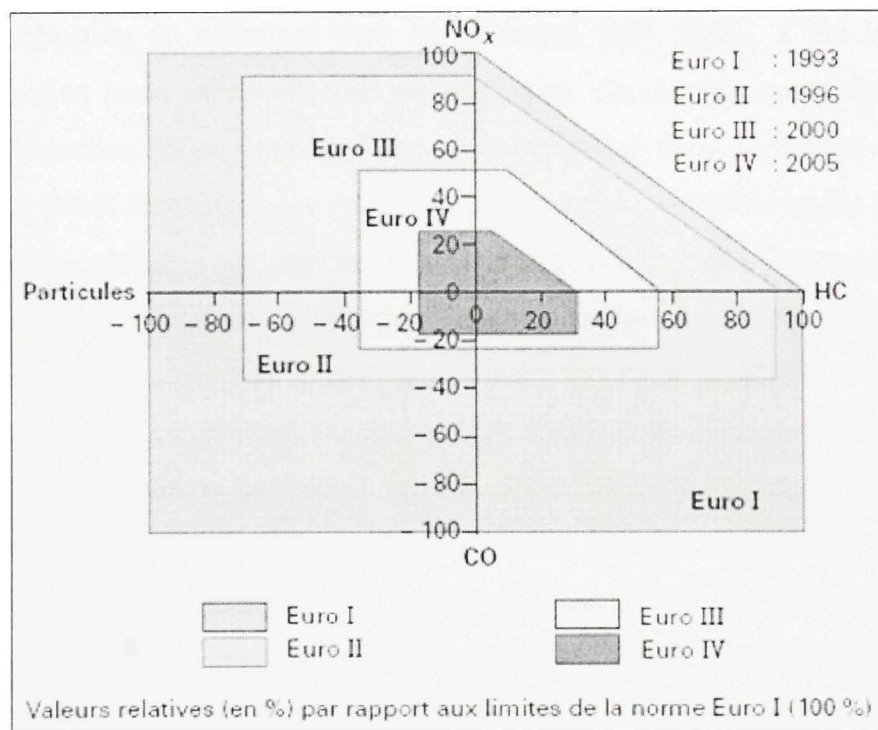


Figure 1.1 Normes européennes sur les émissions polluantes.
(Adapté de Ayel, 2003)

Source : Cette figure a été tirée des Techniques de l'ingénieur de M. Jean Ayel, *Lubrifiants pour moteurs thermiques - Normes générales*, publié en 2003.

Le niveau 1 de cette norme est sorti en 1993. Cette première version avait pour but de définir des quantités limites pour les 4 polluants des moteurs à combustion interne. Sur le schéma de la figure 1.1, ces valeurs représentent les limites initiales et donc un maximum (100 %). Lors des évolutions suivantes, les quantités ont été réduites proportionnellement par rapport à ces valeurs. La norme Euro IV parue en 2005 limite les émissions à 25 % des limites d'oxydes d'azote (NOx) de 1993, 30 % des hydrocarbures imbrulés (HC), 18 % des particules et 18 % du monoxyde de carbone (CO).

Ainsi, les moteurs diesel considérés très polluants depuis longtemps ont dû évoluer afin de se mettre à niveau avec les exigences des nouvelles normes quel que soit le pays (américaines, européennes ...). Malgré leur taux de polluants, les moteurs diesel restent très intéressants, car ils ont une meilleure efficacité thermodynamique que les moteurs essences (Tennison et al., 2001). La cause majeure de la pollution des moteurs diesel vient de la mauvaise combustion du carburant dans les cylindres (IFP, 2002). C'est la raison pour laquelle l'injection haute pression a fait son apparition. De nombreuses recherches ont été menées sur l'injection haute pression depuis son apparition dans les années 50 (Guibet et al., 1997). Au début mécanique, ce système a fait appel à des technologies différentes au cours des années suivantes, incluant un contrôle électronique et des éléments soumis à des pressions très importantes, dans le but d'améliorer la combustion de ces moteurs. La haute pression réside en fait dans l'utilisation d'un accumulateur de fluide sous haute pression (une rampe commune) qui délivre le carburant aux injecteurs commandés électroniquement. Dans toutes ces recherches, un grand nombre font références à des systèmes à rampe commune (Alam et al., 2006; Arcoumanis et al., 1999; Benajes et al., 2004; Bianchi et al., 2003; Bianchi et al., 2001; Bianchi et al., 2002; Boehman et al., 2003; Coppo et al., 2004; Han et al., 2000; Minggao et al., 1992; Mulemane et al., 2004; Payri et al., 2004a; Payri et al., 2004b; Payri et al., 2005b; Ryu et al., 2005; Tennison et al., 2001) mais très peu font l'étude des phénomènes qui prennent place dans celle-ci (Ahlin, 2000; Henein et al., 2002; Li et al., 2005; Mulemane et al., 2004; Seykens et al., 2004; Ubertini, 2006). Notre recherche se consacrera donc à l'étude du comportement des systèmes à rampe d'injection commune des moteurs diesel à injection directe.

Le biodiesel fait actuellement sa réapparition sur le marché. Le biodiesel, qui vise à trouver une source de carburant intarissable, a déjà fait l'objet d'une utilisation dans le passé. Rudolf Diesel, l'inventeur du célèbre moteur, utilisait de l'huile d'arachide lors de sa mise au point (Poitrat, 1999). Avec la mise en place des nouvelles normes anti-pollution et dans le contexte actuel de raréfaction du pétrole dans les prochaines décennies, le biodiesel revient au premier plan. Il fait actuellement l'objet d'une utilisation à grande échelle, puisque de nombreuses compagnies proposent aux revendeurs de carburant du diesel dit « B2 ». Il s'agit en fait de diesel mélangé avec du biodiesel à hauteur de 2%. La technologie actuelle des moteurs permet d'utiliser ce carburant sans aucunes modifications. Parmi les recherches actuelles, aucune ne fait part, à notre connaissance, de l'étude du comportement de la rampe lors de l'utilisation du biodiesel. Ainsi, une partie de notre étude sera consacrée à l'utilisation de différents biodiesels sur le système d'injection du moteur diesel à rampe d'injection commune.

L'injection multiple est un concept d'injection qui permet de diminuer le taux des polluants dans un moteur. L'injection simple est remplacée par plusieurs injections successives afin de diminuer le taux de polluants dans les gaz d'échappement. Généralement, au lieu d'effectuer une seule injection pour le cycle d'un piston, on en effectue trois successives, dont une ayant une amplitude plus élevée. Étant donné que le système d'injection est soumis à des cycles d'ouvertures et de fermetures répétés et rapprochés, il est fort probable que les phénomènes observés dans le cas de l'injection simple se répètent et même s'amplifient.

Le chapitre 1 sera donc divisé en 2 parties. La première touche aux articles sur les phénomènes existant dans la rampe pour l'injection simple. La deuxième se concentrera sur ces mêmes phénomènes dans le cas de l'injection multiple.

1.1 Les ondes de pression en injection simple

Dans l'optique d'implanter un système à rampe d'injection commune, de nouveaux éléments ont été introduits dans les moteurs diesel. Certains de ces éléments sont

soupçonnés d'être le siège de phénomène venant perturber le fonctionnement du moteur. C'est le cas de la rampe qui joue le rôle d'accumulateur de fluide sous haute pression.

Les recherches concernant l'injection simple directe utilisant une rampe commune sous haute pression ont commencé il y a très longtemps. En 1930, la NACA (Rothrock, 1930), s'appelant aujourd'hui NASA, effectua plusieurs essais afin de connaître les paramètres influençant les ondes de pression dans ce système ainsi que les paramètres permettant de limiter la création de ce phénomène. Néanmoins, par la suite, rien ne se passe au niveau commercial jusque dans les années 90. La société Bosch acheta la licence résultant des recherches du groupe italien Fiat, qui a mis au point un système d'injection haute pression. Bosch commence alors à commercialiser ce système pour les moteurs diesel (Bosch, 2007).

Au cours de ces années, plusieurs articles apparaissent sur l'étude du diesel à injection directe haute pression. Beaucoup se penchent sur l'influence au niveau des polluants, sur l'atomisation du carburant, mais peu s'intéressent aux problèmes venant de la variation du débit entre les injecteurs due au fait que des ondes de pression se créent dans le système.

Le premier article, écrit par Rothrock (Rothrock, 1930), porte sur la variation de pression au niveau des orifices d'injection des injecteurs des moteurs diesel. L'auteur utilise un système de l'époque composé d'un injecteur mécanique qui comporte néanmoins la même structure que le système actuel à rampe d'injection commune (rampe haute pression). Il effectue plusieurs tests sur différents paramètres afin de diminuer les variations de pressions au niveau des orifices et d'obtenir ainsi une meilleure injection. Il commence par effectuer deux séries d'essais. Il fait varier la dimension de l'orifice d'injection puis celle de l'orifice d'alimentation de l'injecteur. Lorsque le diamètre de l'orifice d'injection est plus grand, les ondes de pression diminuent. La diminution de l'orifice d'alimentation stabilise la pression mais crée des pics de pression répétés et donc de nombreuses ondes. L'aire de l'orifice d'alimentation, ou l'aire de l'orifice le plus petit du système ne doit pas être trop restreinte. La modification de la longueur de la conduite qui alimente l'injecteur permet de constater que les injections secondaires qui apparaissent après la fermeture de l'injecteur (les rebonds

de l'aiguille) diminuent. Le volume du réservoir qui est sous haute pression n'influence pas la variation de pression dans le système. Il est cependant nécessaire de bien le dimensionner afin qu'il puisse opérer avec différents temps d'injection sans présenter d'insuffisances dans l'alimentation des injecteurs. Dans tout le système, la présence d'une certaine pression entre chaque injection et au départ d'un cycle d'injection ne doit pas être trop élevée sous peine de légèrement allonger la période d'injection. L'auteur s'intéresse alors à la levée de l'aiguille et modifie le seuil à partir duquel l'aiguille se lève. Il apparaît que ce seuil a une faible influence sur les caractéristiques d'écoulement dans l'injecteur. Par contre, l'augmentation de pression permet une meilleure levée de l'aiguille, augmente la période d'injection et la quantité de fluide injectée, sans pour autant diminuer les ondes présentes dans le système. Rothrock conclut que les systèmes à rampe commune présentent des ondes de pression entre le réservoir haute pression et les orifices d'injection. Néanmoins selon lui, ces ondes de pression peuvent être utilisées à bon escient.

Le second document est en fait un mémoire de maîtrise écrit par Ahlin (Ahlin, 2000). Ce document est très intéressant, car il se penche en détail sur le phénomène des ondes de pression dans le système à rampe d'injection commune. Le système utilisé est composé de 6 injecteurs. Comme dans l'étude de Rothrock (Rothrock, 1930), l'auteur constate que les moteurs diesel à rampe commune peuvent avoir des points de fonctionnement problématiques, car on observe un couple de sortie qui varie au niveau de l'arbre moteur dans certains cas. Il émet l'hypothèse que ceci peut être dû à une variation de débit au niveau des injecteurs et que cette variation est peut-être reliée à un phénomène d'onde de pression qui s'établit dans la rampe.

Le but de son travail est donc d'établir un modèle numérique de la rampe et du système afin d'étudier le comportement d'une hypothétique onde de pression, et surtout, de voir si ce phénomène est passager ou constant. Ainsi, il sera possible d'analyser l'injection et d'expliquer les causes du problème de fonctionnement du moteur dans certains cas.

Toute l'étude est réalisée pour une pression d'injection de 80 MPa et une vitesse de rotation du moteur de 2300 tr/min. L'auteur analyse alors la pression de la rampe grâce aux transformées de Fourier et il trouve plusieurs fréquences auxquelles cette pression oscille. Ces fréquences correspondent en fait à la vitesse de rotation de la pompe, à la fréquence de fonctionnement du régulateur de pression et à la fréquence de commande des injecteurs. En ce qui concerne la fréquence de l'onde de pression, la valeur calculée et les relevés effectués sur le système ne permettent pas de confirmer sa présence. L'analyse théorique grâce aux formules de la littérature prévoit une fréquence d'oscillation à 1336 Hz et les relevés effectués donnent une fréquence à 1555 Hz. L'auteur ne parvient pas à expliquer l'origine de la fréquence à 1555 Hz. Une analyse de l'influence de la vitesse de rotation du moteur et de la pression est quand même effectuée. La pression est augmentée en conservant une vitesse constante de 2300 tr/min. Il en résulte une augmentation de l'amplitude du spectre provenant de la pompe. Dans le cas de l'augmentation de vitesse, la pression présente de plus faibles oscillations grâce aux mouvements plus rapides des pistons de la pompe. La modélisation des oscillations de la pression par un système masse ressort s'avère très approximative. L'utilisation des équations d'ondes permet d'obtenir une meilleure précision. Toutefois, dans cette étude, les points critiques de fonctionnement du moteur ne sont pas connus et il est donc impossible de connaître la validité du modèle. Dans le cas où l'on connaîtrait ces points, des essais seraient effectués dans ces cas. Il serait alors possible d'établir exactement quels sont les phénomènes d'ondes qui s'installent dans le système d'injection et si ceux-ci perturbent effectivement son bon fonctionnement. Néanmoins, grâce à ce travail, il apparaît la possibilité qu'un phénomène d'onde de pression s'établisse dans le système d'injection.

Un article de Mulemane et al. (Mulemane et al., 2004) présente un certain intérêt grâce à la modélisation de 2 types d'injecteurs. La modélisation est effectuée sous AMESim et les injecteurs ne sont pas vraiment reliés à un système d'injection mais à une source de pression constante. Les simulations qui vont être présentées dans les chapitres suivants ont été effectuées avec le même logiciel. Le fait de relier l'injecteur sur une source de pression constante implique la suppression des ondes de pression dans le système. En effet, pour

tenir compte de ce phénomène, il faut inclure la structure réelle d'un système à rampe commune, et donc, les conduites et la rampe. Les auteurs ont ainsi effectués des simulations avec un injecteur dans lequel la pression était fixée. Ils constatent une bonne corrélation entre le modèle et l'expérience, avec quelques différences au niveau du débit et de la levée de l'aiguille. Les auteurs émettent donc l'hypothèse que cette différence pourrait provenir de l'absence de la modélisation des ondes de pression au niveau de l'injecteur.

Un autre article très intéressant, paru en 2004 (Seykens et al., 2004), modélise un système d'injection à rampe commune sous AMESim. Le but du modèle est d'étudier les différences de comportement de l'injection en utilisant différents types de carburants. Cependant, cette fois-ci, les auteurs ont pris en compte les conduites et le système de la rampe. Ainsi, ils remarquent une légère dissymétrie du débit de l'injecteur avec tous les carburants testés. Ils en concluent que ceci doit être lié à une instabilité au niveau de la pression d'alimentation. Cette fluctuation de pression est causée selon eux par une onde de pression entre la sortie de la rampe qui alimente l'injecteur et l'orifice d'injection. Cette onde est créée par la fermeture rapide de l'injecteur qui génère un coup de bélier dans la conduite. Ils indiquent également que la vitesse de propagation d'une telle onde de pression dépend de la densité et du module de compressibilité du fluide utilisé. Finalement, ils découvrent que les pertes dans le filtre d'alimentation de l'injecteur ont une grande influence sur l'amortissement des ondes de pression.

L'article de Li (Li et al., 2005) ne concerne pas directement les moteurs diesel, puisqu'il traite de l'injection directe dans les moteurs essence. Néanmoins, il contient des données intéressantes sur les ondes de pression dans le système à rampe d'injection commune. Tout d'abord, les auteurs confirment que l'onde de pression se crée dans un tel système et qu'elle est due principalement aux mouvements rapides de l'injecteur. Cette onde se déplace à la vitesse du son du fluide utilisé. A cause de cette onde, la pression varie et les injecteurs peuvent être sujets à des variations de débits s'ils s'ouvrent lorsque la pression est basse ou haute. De plus, dans certains cas, ces ondes de pressions peuvent causer du bruit dans tout le système. Li et al. effectuent ensuite la modélisation du système afin de créer un nouveau

système permettant d'amortir ces ondes. Ils utilisent AMESim afin d'effectuer une analyse de la forme modale et ainsi de cartographier les zones où les ondes de pressions ont la plus grande amplitude. Ils concluent que l'onde de pression est principalement localisée dans la rampe.

Enfin, un dernier article très récent nous donne quelques données supplémentaires sur les ondes de pression dans les systèmes à rampe commune (Ubertini, 2006). Cet article s'intéresse surtout aux variations de pression dans le nez de l'injecteur juste au dessus de la chambre dans laquelle le fluide est injecté. L'auteur se base sur différentes hypothèses et crée un modèle mathématique. Le but de ce modèle est de recréer la variation de pression dans le nez de l'injecteur afin de l'implémenter ensuite dans un modèle en trois dimensions de la chambre de combustion et d'observer l'effet des variations de pression sur l'évolution du jet de carburant. Le modèle est assez simplifié dans le but de l'inclure dans le modèle en trois dimensions. Ce modèle prédit la variation de pression dans le nez de l'injecteur et il permet de remarquer que la fréquence de l'onde de pression est proportionnelle à la longueur de la conduite d'alimentation et au module de compressibilité du fluide. Ubertini conclut que l'onde de pression a un effet sur le débit de l'injecteur et que ce phénomène prend de l'ampleur lorsque la pression d'injection est augmentée.

1.2 Les ondes de pression en injection multiple

L'injection multiple a été mise en place ces dernières années dans le but de diminuer le taux des polluants des moteurs diesel de manière encore plus importante (Park et al., 2004). Cependant, étant donné que des ondes de pressions se créent dans le système à rampe commune en injection simple, on est amené à penser que cette technologie (qui n'est autre qu'une utilisation plus intensive de la technologie déjà citée) va créer encore plus de phénomènes ondulatoires. Comme on vient de le voir dans le paragraphe précédent, quelques auteurs se penchent sur le phénomène d'ondes de pression dans les systèmes à rampe d'injection commune mais ne s'intéressent pas au cas de l'injection multiple. Les

données qui ont ainsi été rassemblées sur l'injection multiple et les ondes de pression sont assez limitées.

Certains auteurs comme Ubertini (Ubertini, 2006) affirment que l'onde de pression en injection multiple doit prendre une autre ampleur et qu'il est donc important de la prendre en compte dans les différentes simulations. Ubertini s'intéresse à la connexion d'un modèle 1D/3D. Son but est de simuler l'injection dans le cylindre en limitant la modélisation trois dimensions au cylindre afin de mettre toutes les ressources logiciel dans l'observation du jet de carburant. Il effectue une simulation de l'injection avec une pression variable, c'est-à-dire influencée par des ondes de pression. Après avoir examiné les injections simples comme on a pu le voir précédemment, il examine le cas d'une injection multiple mettant en œuvre cinq impulsions d'injection. Il en conclut, grâce aux observations de ses résultats, que l'injection multiple crée plusieurs oscillations de la pression qui diminuent le débit des premières injections et de l'injection principale, mais augmente le débit de la post injection.

Le deuxième et dernier article qui présente des données intéressantes sur le phénomène est celui de Henein et al. (Henein et al., 2002). Dans ses travaux, Henein et al. analysent les ondes de pression qui se créent dans le système et leurs effets sur les 3 injections successives d'une stratégie à 3 injections. Il commence par remarquer que l'onde de pression influence la déformation de l'aiguille de l'injecteur. Les contractions et les détentes de l'aiguille suivent les ondes de pression du système. Par la suite, les auteurs remarquent que les ondes de pression qui apparaissent après l'injection principale peuvent empêcher la post injection d'avoir lieu. D'où l'influence du temps qui sépare ces 2 injections. A contrario, les ondes occasionnées par l'injection pilote sont trop faibles et n'affectent pas l'injection principale.

1.3 Bilan du chapitre

La revue de littérature a permis de confirmer la présence d'une onde de pression dans le système à rampe d'injection commune. Cette onde de pression est en fait localisée à deux

endroits différents. Elle se trouve dans la rampe et dans les conduites d'alimentation des injecteurs. L'origine de cette onde a également été déterminée. Elle est créée par le phénomène coup de bélier lors de la fermeture rapide de l'injecteur. L'onde créée est une onde qui oscille à une certaine fréquence dépendante de la longueur de la conduite concernée.

Cette onde semble influencer le débit de l'injecteur (Seykens et al., 2004) et avec les dernières technologies qui augmentent de plus en plus la pression d'utilisation d'un tel système, un auteur affirme que l'onde gagne en influence (Ubertini, 2006). L'injection multiple, qui fait aussi partie intégrante des nouvelles évolutions du système à rampe commune, crée également une onde de pression dans la rampe. Étant donné que l'injection multiple utilise des pics d'injection d'amplitude plus faible mais rapprochés, l'onde peut annuler un des pics de l'injection.

CHAPITRE 2

INFORMATIONS TECHNIQUES

Avant de considérer les recherches menées dans les chapitres suivants, des informations techniques seront exposées. Ces informations sont relatives à la constitution et au fonctionnement des moteurs diesel à rampe d'injection commune, à l'injecteur, au logiciel de simulation utilisé et aux carburants.

2.1 Moteur diesel

On peut considérer que les premières automobiles furent créées en 1890 avec le moteur allemand de Gottlieb Daimler. Malgré cela, la vapeur et l'électricité restaient majoritaires. C'est en 1892 que M. Rudolf Diesel invente le moteur diesel (Loubet, 2006a). Il s'agit d'un moteur à allumage par compression ayant un rendement plus élevé que les machines à vapeur et les moteurs à essence de l'époque. Les premiers moteurs diesel rejoignent le monde de l'automobile dans les années 1920 (Loubet, 2006b).

La combustion dans les moteurs diesel s'effectue avec un mélange hétérogène composé d'air et de carburant diesel. Ce mélange est favorable à l'auto-inflammation et n'a donc pas besoin d'étincelle pour s'enflammer. Au début, le diesel était injecté dans le cylindre au moyen d'une pompe à air qui permettait d'obtenir une pression suffisante pour faire pénétrer le carburant dans le cylindre. Avec les évolutions de la technologie, le carburant est injecté au moyen d'un système haute pression qui pulvérise le carburant. Les premiers modèles injectaient le carburant indirectement dans une première chambre en amont de celle du piston. Désormais, l'injection se fait directement dans le cylindre.

2.2 Caractéristiques du moteur à rampe d'injection commune étudié

Le moteur diesel à rampe d'injection commune se retrouve dans de nombreux moteurs diesel d'aujourd'hui. Le système qui a été modélisé dans la suite de ce travail est un système

utilisé sur les moteurs 4 cylindres. La figure 2.1 donne un aperçu de la structure d'un moteur diesel à injection directe à rampe commune.

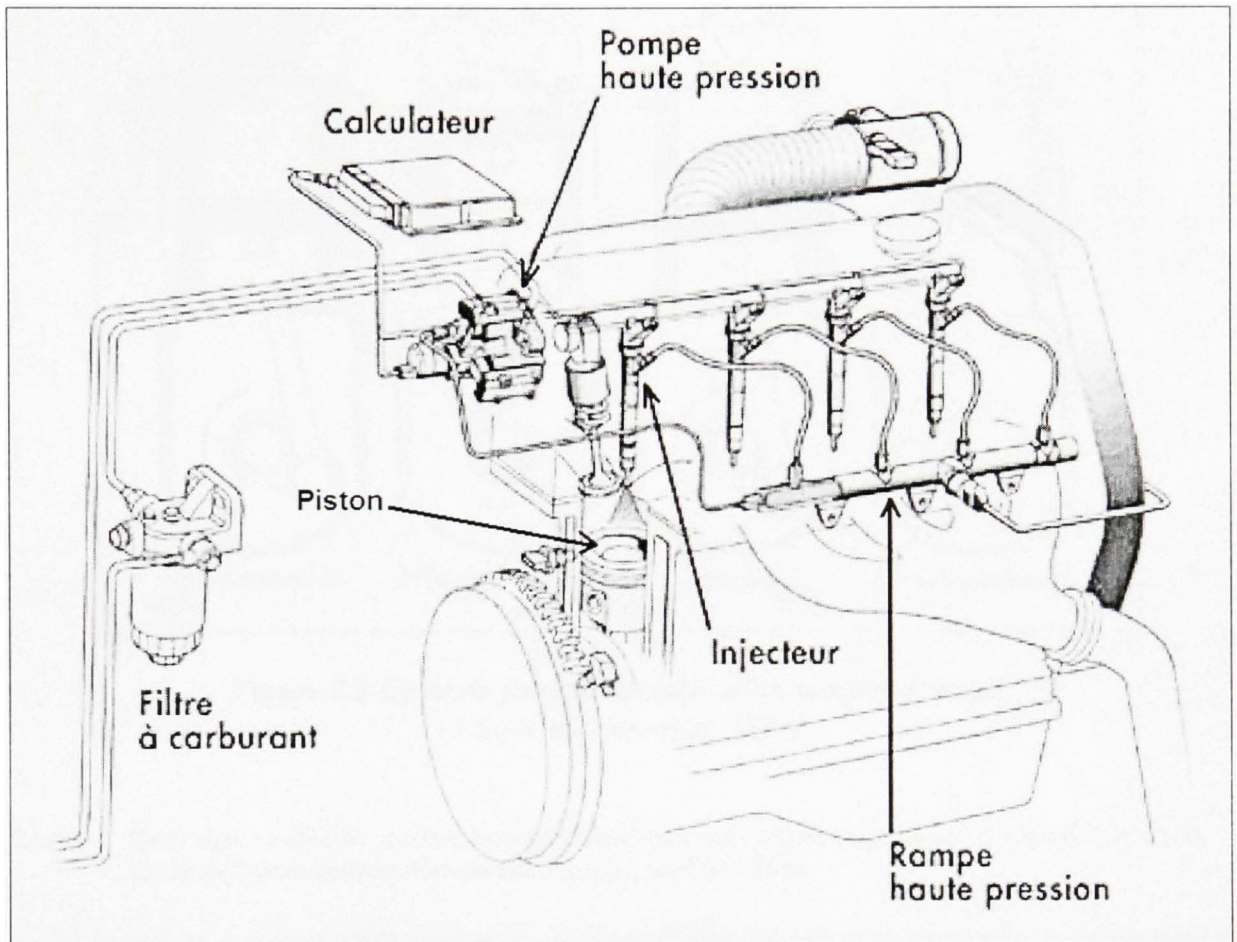


Figure 2.1 Moteur diesel à injection directe.
(Adapté de A.N.F.A, 2001)

Source : Cette figure a été tirée d'un document PDF de l'A.N.F.A, *L'injection diesel haute pression à rampe commune*, publié en 2001.

Le moteur diesel à rampe commune et à injection directe fonctionne sur le principe d'un moteur 4 temps. C'est un moteur dont l'allumage est spontané par phénomène d'auto-allumage. La figure 2.2 résume le cycle de fonctionnement des 4 cylindres.

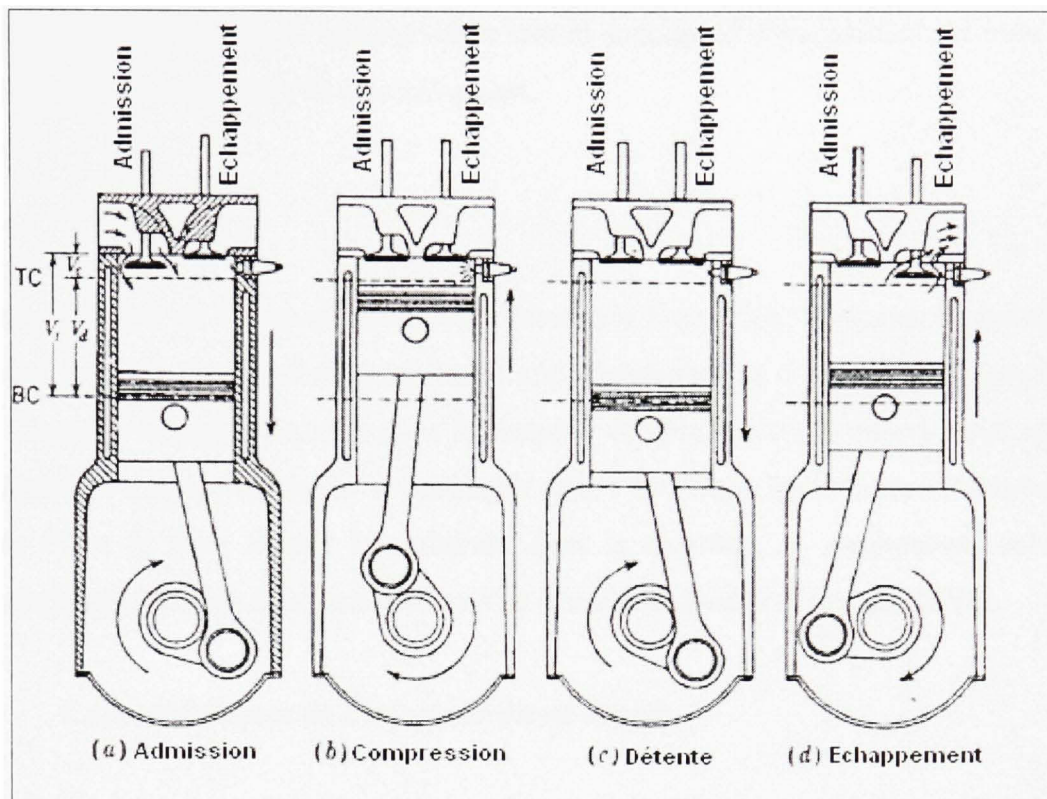


Figure 2.2 Cycle de fonctionnement d'un moteur 4 temps.
(Adapté de Heywood, 1988)

Source : Cette figure a été tirée du livre Internal combustion engine fundamentals de M. John B. Heywood, *Cycle de fonctionnement d'un moteur 4 temps*, publié en 1988.

a – Admission. Le piston descend et la soupape d'admission est ouverte afin de permettre à l'air de rentrer dans le cylindre.

b – Compression. Le piston remonte et comprime l'air qui s'échauffe.

c – Injection – inflammation – détente. Le carburant (le diesel) est introduit dans le cylindre, où l'air est comprimé peu avant le point mort haut (PMH). Il s'en suit une combustion du mélange qui fait augmenter la pression des gaz dans le cylindre et repousse ainsi le piston.

d – Échappement. Le piston remonte alors que la soupape d'échappement est ouverte afin d'expulser les gaz résultants de la combustion.

2.3 L'injecteur

L'injecteur diesel est l'élément essentiel nécessaire à l'injection. Il permet de pulvériser le carburant sous forme de micro gouttelettes afin d'optimiser la combustion (Bianchi et al., 2001). Lorsque le carburant entre dans la chambre de combustion, il est pulvérisé en micro gouttelettes et s'évapore afin de se mélanger avec l'air. Dans les anciens systèmes, le but premier étant de faire rentrer le carburant dans la chambre de combustion, celui-ci ne s'évaporerait pas très bien et la combustion s'en trouvait dégradée (Froment, 1999).

2.3.1 Caractéristiques de l'injecteur diesel étudié

Afin d'obtenir les dimensions de cet injecteur, les résultats de la littérature (Macian et al., 2003; Payri et al., 2005b) ont été utilisés. La méthode utilisée consiste à fabriquer des modèles en silicone des différentes parties de l'injecteur. Ces modèles sont alors photographiés au moyen d'un microscope. Les photographies sont ensuite traitées par l'intermédiaire d'un logiciel de conception assistée par ordinateur afin d'obtenir les mesures de l'injecteur les plus exactes possible. Les résultats de mesures publiés par ces auteurs ont été directement utilisés. La figure 2.3 présente la coupe simplifiée de l'injecteur Bosch qui a servi à créer le modèle. Le tableau 2.1 présente les principaux éléments de celui-ci.

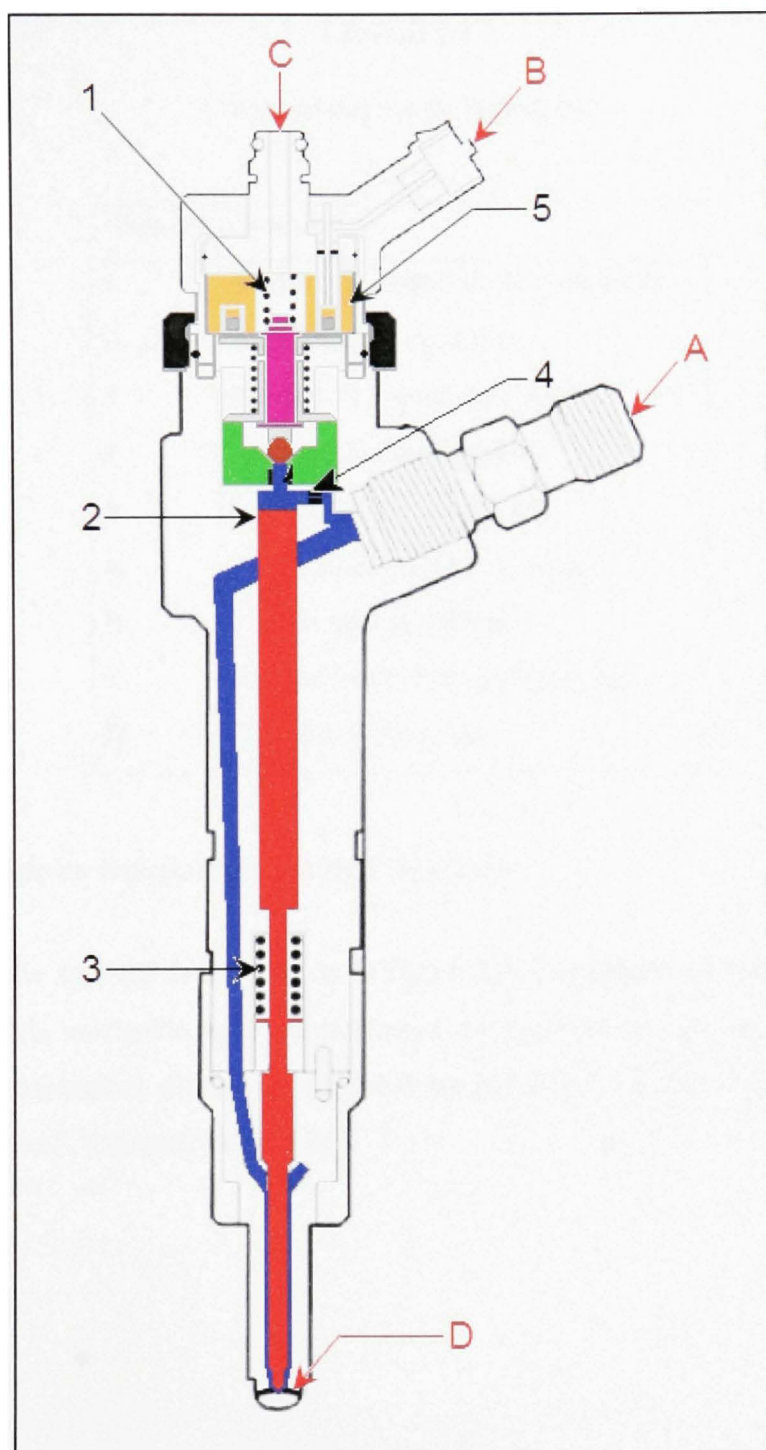


Figure 2.3 *Injecteur simplifié diesel Bosch.*
(Adapté de Froment, 1999)

Source : Cette figure a été tirée des Techniques de l'ingénieur de M. Jean-Louis Froment, *Moteurs diesel : Injection et chambre de combustion*, publié en 1999.

Tableau 2.1

Caractéristiques de l'injecteur

| Numéro | Description |
|--------|----------------------------------|
| 1 | Ressort de rappel de la commande |
| 2 | Aiguille de l'injecteur |
| 3 | Ressort de rappel de l'aiguille |
| 4 | Ajutage d'alimentation |
| 5 | Solénoïde de commande |
| A | Alimentation haute pression |
| B | Connecteur électrique |
| C | Raccord de retour au réservoir |
| D | Orifices d'injection |

2.3.2 Principe de fonctionnement de l'injecteur

Comme on peut le voir sur le schéma de la figure 2.3, l'injecteur est commandé au moyen d'un solénoïde. Ce solénoïde agit indirectement sur l'ouverture de l'injecteur. Le principe utilisé pour les injecteurs diesel est différent de celui qui est utilisé pour les injecteurs essences. La figure 2.4 résume ce principe.

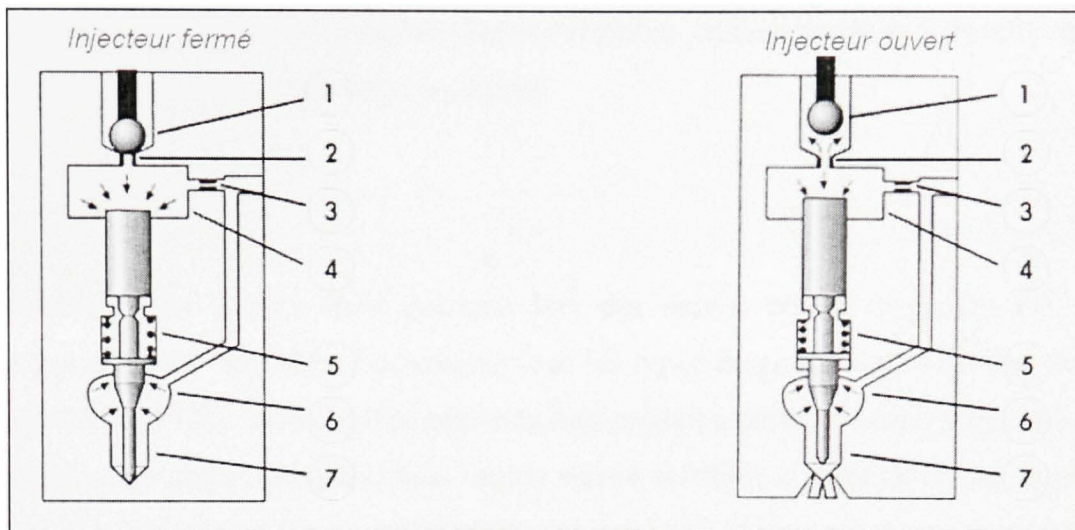


Figure 2.4 Principe de fonctionnement de l'injecteur diesel.
(A.N.F.A, 2001)

Source : Cette figure a été tirée d'un document PDF de l'A.N.F.A, *l'injection diesel haute pression à rampe commune*, publié en 2001.

Lorsque le moteur n'est pas en service, l'injecteur est fermé. Le ressort de rappel (5) assure le placage de l'aiguille (7) sur le fond de l'injecteur. Un autre ressort de rappel permet aussi de plaquer la bille (1) sur l'orifice 2.

Lors de la mise en service, la montée en pression maintient la position de l'aiguille grâce à la pression qui règne dans la chambre au dessus de la tête de l'aiguille (4). La pression dans la chambre inférieure (6) ne soulève pas l'aiguille, car la force qui maintient l'aiguille est plus importante (ressort + pression supérieure).

Lors de la commande d'ouverture de l'injecteur, la pression qui règne sur la bille (1) est supprimée. Ainsi, le fluide de la chambre au-dessus de la tête de l'aiguille (4) soulève la bille et s'échappe en direction du réservoir. La pression s'en trouve diminuée dans cette même chambre et du fait de la pression qui règne plus bas (6), l'aiguille se soulève. A cause de l'ajutage (3), la pression n'a pas le temps de se rétablir dans la chambre supérieure (4). Lorsque la commande qui supprime la pression sur la bille est arrêtée, la bille revient en

position initiale, la pression se rétablit dans la chambre supérieure (4) et l'aiguille retombe en position initiale en mettant fin à l'injection.

2.4 Le biodiesel

Le biodiesel, dont il sera aussi question lors des essais, est un carburant issu de la production d'huiles végétales. Néanmoins, tous les types de graisses peuvent être utilisés (Sheehan et al., 1998). Ainsi, le biodiesel peut être produit à partir d'huiles, d'huiles usagées de cuisson ou de graisse animale. Sans rentrer dans des détails d'ordre chimique, le procédé de production utilisé est la transestérification qui consiste à faire réagir le corps gras avec un alcool. Le schéma de la figure 2.5 résume cela.

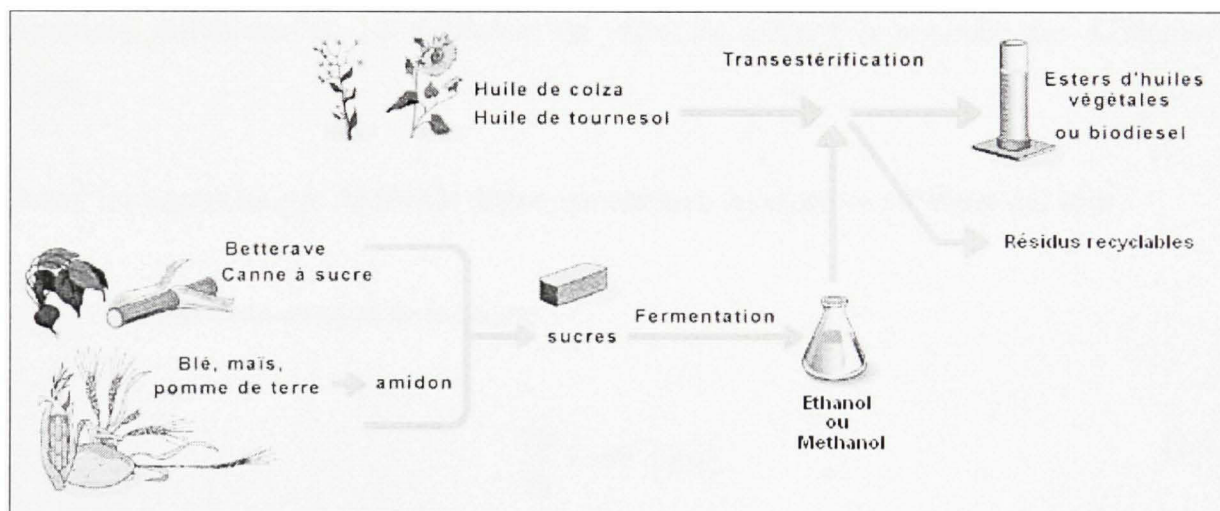


Figure 2.5 Procédé de production du biodiesel.
(Adapté de IFP, 2007)

Source : Cette figure a été tirée du site web de l'IFP, *Biocarburants : Les filières classiques*, publié en 2007.

Après le procédé de transestérification, on obtient un ester d'huile végétale qui a la consistance du diesel. Il diffère légèrement du diesel par ses propriétés physico-chimiques (masse volumique, viscosité ...) (McCrary et al., 2007).

2.5 Présentation du logiciel de simulation AMESim

AMESim (Advanced Modeling Environment for Simulations) est un logiciel permettant d'analyser des systèmes multi-domaines (mécaniques, pneumatiques, hydrauliques, électriques, thermiques). AMESim permet d'étudier les débits, les températures, les pressions, ainsi que de nombreux autres critères des éléments d'une machine en fonction du temps. Qu'ils soient électronique, mécanique, hydraulique, les systèmes, quelques soient leurs domaines, sont construits dans une interface graphique une dimension à l'aide de schémas blocs. Ainsi, AMESim permet une étude des moteurs thermiques.

Le travail de ce logiciel repose sur la résolution numérique d'équations différentielles. En effet, chacun des schémas représentant une partie du système est associé à une ou plusieurs équations différentielles. La résolution est effectuée grâce à la méthode des différences finies.

Parmi les équations que AMESim utilise, on retrouve les équations d'Euler qui sont :

a) Équation de conservation de la masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\nabla \cdot (\rho \vec{u}) \quad (2-1)$$

où : ρ représente la masse volumique du fluide en kg/m^3 , u la vitesse en m/s .

b) Équation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial E}{\partial t} = -\nabla \cdot (\vec{u} (E + P)) \quad (2-2)$$

où : E l'énergie interne en J/m^3 , P la pression en Pa , u la vitesse en m/s .

c) Équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \rho \vec{u}}{\partial t} = -(\vec{u} \cdot \nabla)(\rho \vec{u}) - \nabla P \quad (2-3)$$

où : ρ représente la masse volumique en kg/m^3 , u la vitesse en m/s , P la pression en Pa .

AMESim utilise aussi de nombreuses corrélations afin de calculer différents éléments dans un système. On trouve notamment dans le cas des conduites, les équations des pertes par friction, celle du débit, ou encore pour un moteur à pistons, la loi de Wiebe qui permet de décrire la combustion dans le cylindre.

Comme on peut le constater dans la figure 2.6, le paramétrage d'un élément comme la conduite s'effectue à l'aide d'une fenêtre. L'utilisation d'une corrélation comme l'équation qui permet de calculer le débit se limite à l'introduction des coefficients correspondants aux constantes de l'équation (diamètre de la conduite, longueur de la conduite ...).

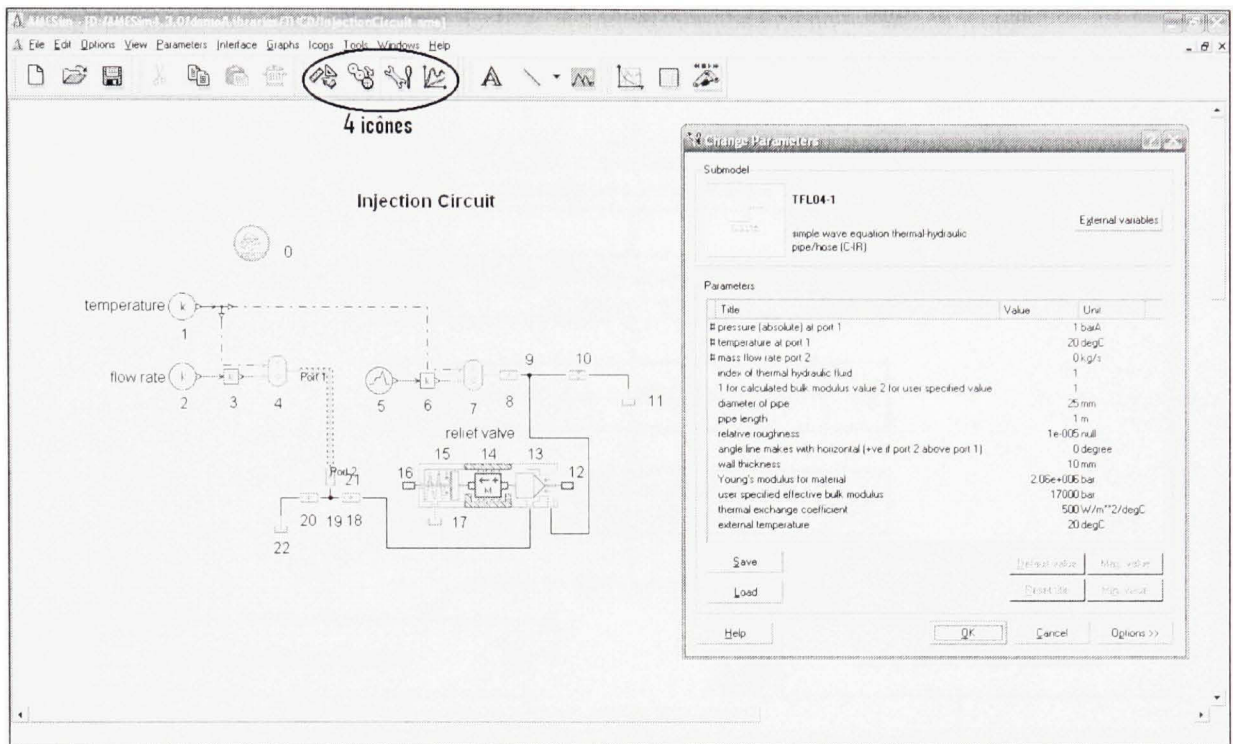


Figure 2.6 Fenêtre de travail d'AMESim et fenêtre de définition des paramètres.

Sur la figure 2.6, on peut également remarquer la présence des 4 icônes correspondant aux menus principaux d'AMESim. C'est grâce à ces 4 menus que l'on effectue la modélisation d'un système sous AMESim. La méthode de fonctionnement du logiciel (qui compte malgré tout plusieurs options) peut se résumer au schéma présenté dans la figure 2.7.

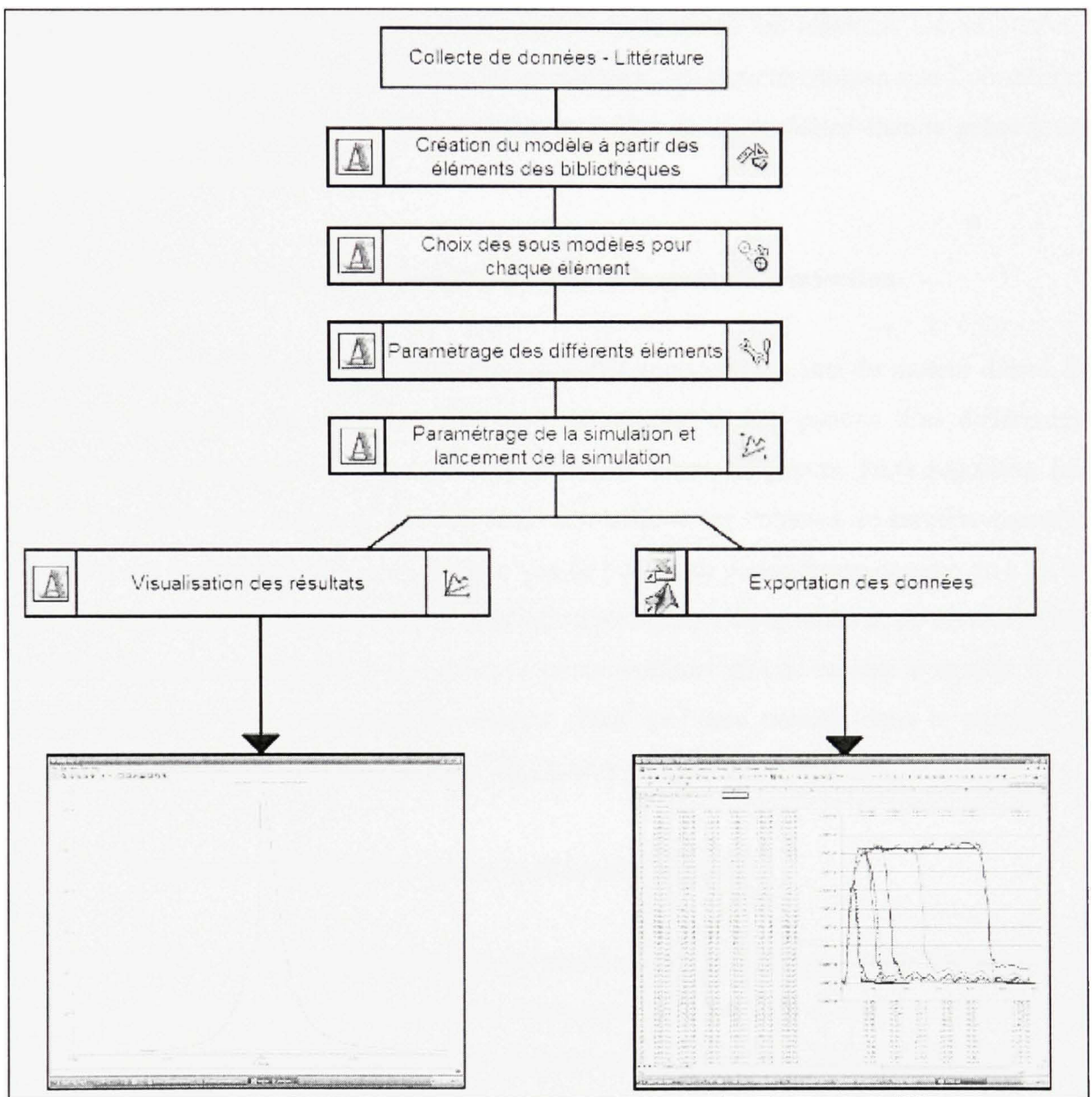


Figure 2.7 *Étapes de modélisation sous AMESim.*

Afin de modéliser un système, il est tout d'abord nécessaire d'obtenir les informations géométriques le concernant. Ensuite, il suffit de concevoir le modèle à l'aide des différents éléments que l'on retrouve dans les bibliothèques du logiciel et de choisir un sous modèle pour chaque élément. Ces sous modèles permettent au logiciel de connaître les équations qu'il aura à résoudre. On peut alors paramétrer chaque élément avec les données géométriques obtenues précédemment. La simulation peut ensuite être effectuée pendant le

temps que l'on désire. La dernière étape consiste à visualiser les résultats. Un module de AMESim permet de tracer directement les graphiques des caractéristiques que l'on désire. On peut néanmoins exporter les points dans un fichier et les exploiter ensuite grâce à un logiciel comme Matlab ou Excel.

2.5.1 Utilisation du logiciel pour l'injecteur et le système d'injection

Dans le cadre de ce projet, nous avons modélisé différents constituants du moteur diesel. Il s'agit de l'injecteur, du système d'injection au complet et des pistons. Ces différentes modélisations requièrent les diamètres des conduites, leurs longueurs, leurs rugosités, les masses des différents éléments, les diamètres des orifices, les volumes de certains espaces, etc. Tous ces paramètres sont implémentés lors de l'étape de paramétrage comme on a pu le voir précédemment. Il suffit ensuite d'effectuer la simulation du système et de vérifier si les résultats obtenus correspondent aux résultats expérimentaux afin de valider le modèle et de pouvoir effectuer des essais supplémentaires. Tout ceci sera détaillé dans le chapitre 3 consacré au développement du modèle d'injecteur et du système d'injection.

2.5.2 Utilisation du logiciel avec des carburants modifiés

Comme on a pu le voir précédemment, la modélisation est effectuée afin d'obtenir des résultats sur différents cas d'utilisation de l'injecteur et du système d'injection. Dans le but de trouver de nombreux éléments sur le comportement du système face aux propriétés des carburants, des fluides présentant des propriétés spéciales ont été employés. Ceci a été rendu possible grâce à AMESim qui permet d'avoir accès aux définitions du carburant. Néanmoins, dans ce cas, le paramétrage devient plus délicat. En effet, le logiciel utilise de nombreux coefficients afin de prendre en compte les caractéristiques des carburants. Ces coefficients ne sont pas directement disponibles dans l'interface du logiciel. Ils sont contenus dans un fichier texte.

AMESim utilise deux types de modélisation de carburant. Une modélisation simplifiée, avec peu de coefficients, et une autre avancée. La modélisation avancée a été choisie. Dans ce cas, AMESim utilise des équations avec un nombre de coefficients plus important. Afin de faciliter la présentation de ces équations, la modélisation simplifiée est exposée ci-dessous. La différence par rapport aux équations de la modélisation avancée réside dans le fait que l'ordre des termes ne dépasse pas le carré. Dans le cas de la modélisation avancée, les termes utilisent la puissance quatre. Toutes les équations qui vont suivre proviennent du manuel de AMESim (Imagine, 2004).

Deux équations que l'on retrouve dans les quatre équations du fluide qui suivent les équations (2-4) et (2-5) :

$$\Delta T = T_w - T_{ref} \quad (2-4)$$

$$\Delta p = P_w - P_{ref} \quad (2-5)$$

où : T_w est la température de travail en K, P_w est la pression de travail en Pa, T_{ref} est la température de référence en K, P_{ref} est la pression de référence en Pa.

Pour calculer le volume spécifique du fluide :

$$V_s = V_{s0} \times \left[1 + a_p \Delta p + a_{p2} (\Delta p)^2 + a_t \Delta T + a_{t2} (\Delta T)^2 + a_{pt} \Delta p \Delta T \right] \quad (2-6)$$

où : V_{s0} est le volume spécifique de référence en m^3/kg , a_p est le coefficient pour la pression du volume spécifique en $1/Pa$, a_{p2} est le coefficient pour la pression au carré du volume spécifique en $1/Pa^2$, a_t est le coefficient pour la température du volume spécifique en $1/K$, a_{t2} est le coefficient pour la température au carré du volume spécifique en $1/(K)^2$, a_{pt} est le coefficient pour la pression fois la température du volume spécifique en $1/(K.Pa)$.

Pour calculer la viscosité absolue du fluide :

$$\mu = \mu_0 \times 10^{\psi} \quad (2-7)$$

où : μ est la viscosité absolue en kg/m/s, μ_0 est la viscosité absolue de référence en kg/m/s, ψ est défini par :

$$\psi = b_p \Delta p + b_t \Delta T + b_{t2} (\Delta T)^2 \quad (2-8)$$

où : b_p est le coefficient pour la pression de la viscosité absolue en 1/Pa, b_t est le coefficient pour la température de la viscosité absolue en 1/K, b_{t2} est le coefficient pour la température au carré de la viscosité absolue en 1/(K)².

Pour calculer la chaleur spécifique du fluide :

$$c_p = c_{p0} \times \left[1 + c_t \Delta T + c_{t2} (\Delta T)^2 + c_p \Delta p + c_{pt} \Delta p \Delta T \right] \quad (2-9)$$

Où : c_{p0} est le volume spécifique de référence en J/kg/K, c_t est le coefficient pour la température de la chaleur spécifique en 1/K, c_{t2} est le coefficient pour la température au carré de la chaleur spécifique en 1/(K)², c_p est le coefficient pour la pression de la chaleur spécifique en 1/Pa, c_{pt} est le coefficient pour la pression fois la température de la chaleur spécifique en 1/(Pa.K).

Pour calculer la conductivité thermique du fluide :

$$\lambda = \lambda_0 \times \left[1 + d_t \Delta T + d_{t2} (\Delta T)^2 \right] \quad (2-10)$$

Où : λ_0 est la conductivité thermique de référence en W/m/K, d_t est le coefficient pour la température de la conductivité thermique en 1/K, d_{t2} est le coefficient pour la température au carré de la conductivité thermique en $1/(K)^2$.

Ces équations sont associées à des coefficients auxquels on ne peut pas accéder directement lorsqu'on travaille dans AMESim. La figure 2.8 présente la fenêtre de paramétrage du carburant. Le logiciel utilise quelques critères et un fichier texte dans lequel figure tous ces coefficients nécessaires à l'utilisation des équations (2-4), (2-5), (2-6), (2-7), (2-8), (2-9) et (2-10). C'est dans ce fichier texte que les paramètres ont été modifiés lorsque des carburants possédants des caractéristiques spéciales ont été mis en œuvre.

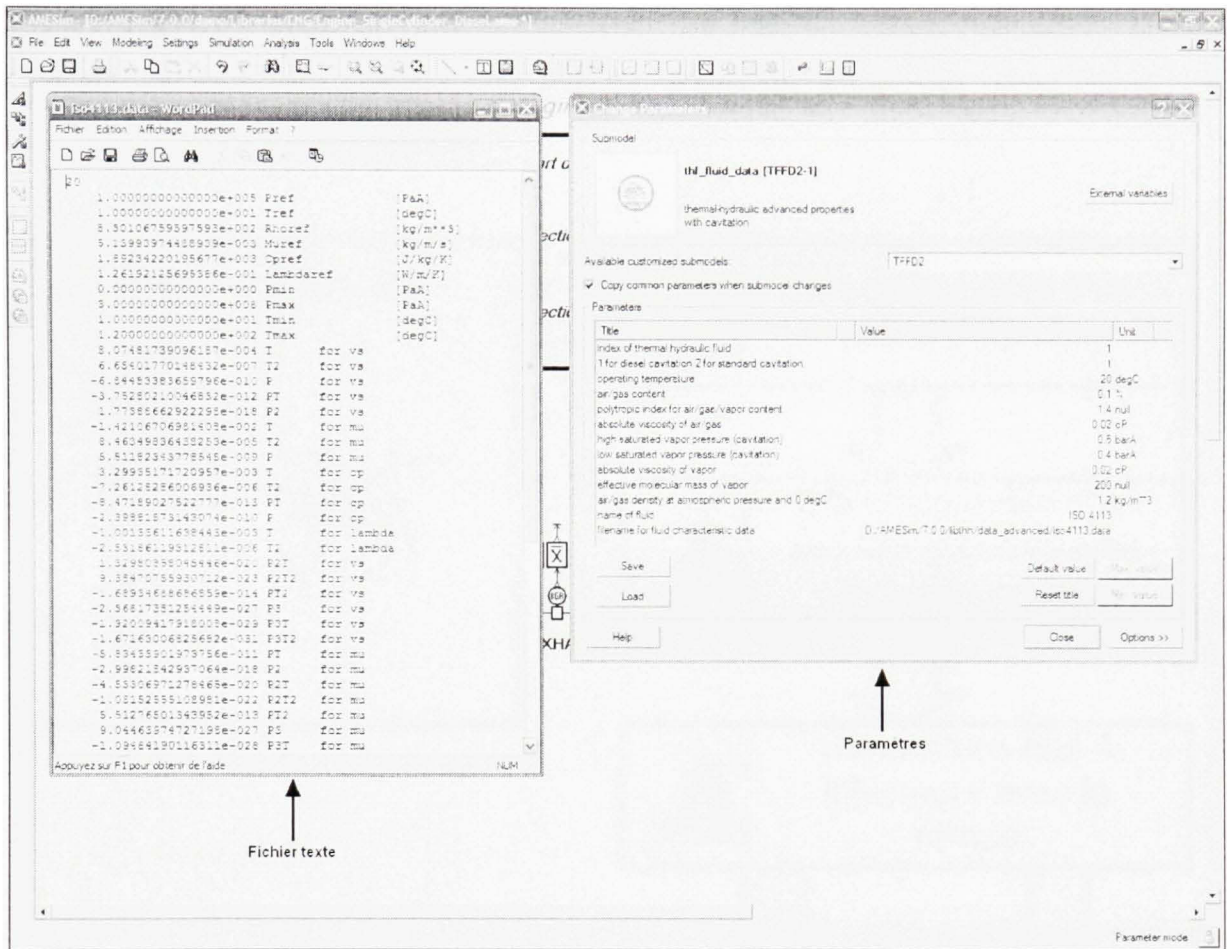


Figure 2.8 Définition du fluide dans AMESim.

Une fois les fichiers créés, tous les cas désirés peuvent être simulés. Les détails concernant ces essais seront présentés au chapitre 5. Les précisions concernant les carburants modifiés sont présentées dans les graphiques des carburants en annexe II.

2.6 Organisation de la recherche

La figure 2.9 présente le travail effectué au cours du projet. Après avoir simulé et validé l'injecteur seul et le système d'injection complet, le système a servi à recueillir des résultats avec des carburants déjà disponibles dans AMESim et qui correspondent à des carburants existant actuellement. La dernière étape a consisté à remplacer les fichiers des carburants par des fichiers de carburants fictifs. Ces carburants correspondent au diesel de référence

ISO 4113 (diesel selon la norme ISO) dans lequel une seule propriété a été modifiée selon la tendance du biodiesel. Ainsi, il est possible d'analyser l'effet des propriétés de ces nouveaux carburants sur l'injection.

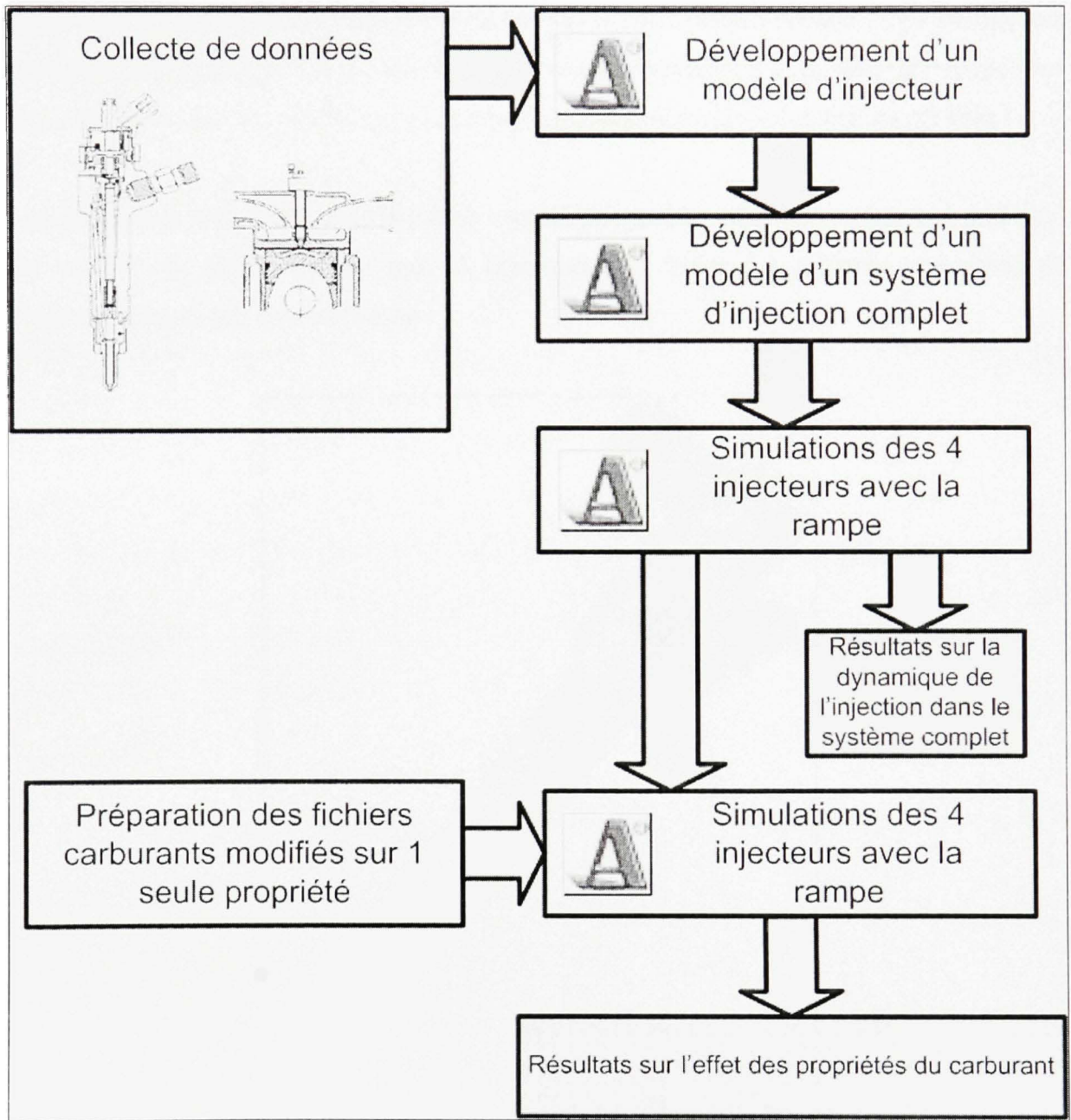


Figure 2.9 Illustration du travail effectué au cours du projet.

CHAPITRE 3

DÉVELOPPEMENT D'UN MODÈLE D'INJECTEUR

Après avoir examiné tout ce qui avait été fait sur le sujet jusqu'à présent, il est maintenant nécessaire de développer l'injecteur choisi. Ce chapitre présentera le modèle développé sous AMESim ainsi que les résultats et leurs analyses nécessaires à la validation du modèle.

Les différentes dimensions de l'injecteur n'ayant pas pu être mesurées sur un injecteur réel, les valeurs ont été recueillies dans la littérature. La figure 3.1 présente une photo de l'injecteur Bosch qui a été modélisé.



Figure 3.1 *Injecteur de référence Bosch.*
(Bosch, 2007)

Source : Cette photo a été tirée du site web de Bosch, *Tenth anniversary of common rail in cars*, publié en 2007.

3.1 Présentation du modèle développé sous AMESim

Grâce à l'utilisation d'une technique innovatrice par les auteurs Macian et al. (Macian et al., 2003) et Payri et al. (Payri et al., 2005b), il a été possible d'obtenir toutes les dimensions internes de l'injecteur grâce à leurs mesures. La technique consiste à effectuer un moulage en silicone des parties interne de l'injecteur. Cette technique, non destructrice, permet ensuite de recueillir toutes les données de façon très précise en mesurant les modèles en silicone au moyen d'un microscope.

3.1.1 L'injecteur

Chaque élément de l'injecteur identifié parmi les différents éléments des bibliothèques de AMESim (ressorts, cônes, tiges ...) a permis de recréer un injecteur ayant la même architecture que l'injecteur retenu. Les différents éléments et leurs caractéristiques étant trop nombreux à énumérer, ils ont été rassemblés sous forme d'un tableau en annexe I. La figure 3.2 présente l'injecteur réel et l'injecteur modélisé sous AMESim, afin de faire l'analogie entre les différents constituants. Le tableau 3.1 présente les caractéristiques principales de l'injecteur.

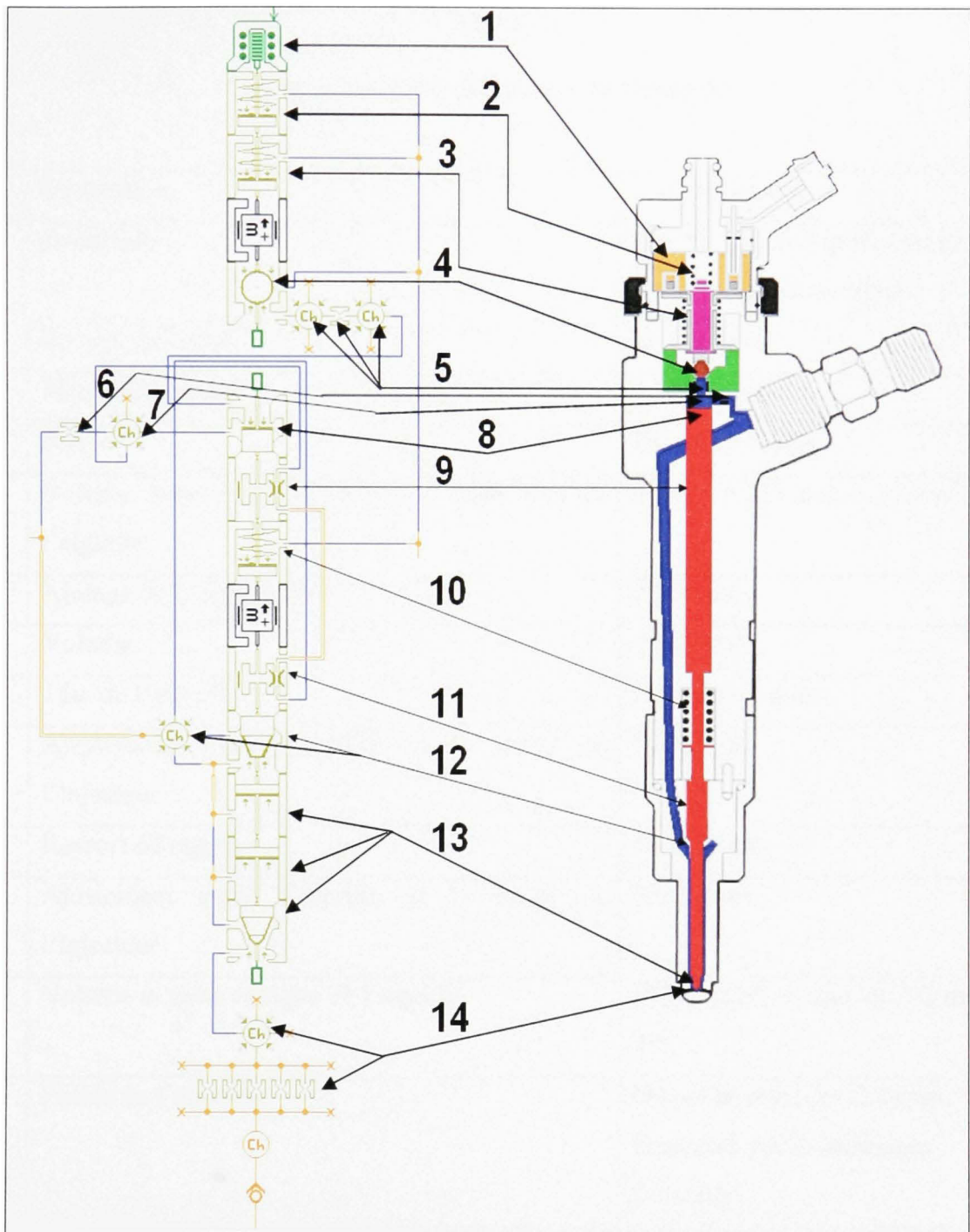


Figure 3.2 Identification des éléments du modèle de l'injecteur.

Tableau 3.1
Caractéristiques principales de l'injecteur

| # | Désignation | Caractéristique |
|----|--|---|
| 1 | Solénoïde | Coefficient multiplicateur de transformation du signal : 1 |
| 2 | Ressort de rappel 1 | 66.8 N/mm |
| 3 | Ressort de rappel 2 | 1.57 N/mm |
| 4 | Bille | Diamètre 5 mm |
| 5 | Volume sous bille, Ajutage, Volume tête de l'aiguille | 2 mm ³ , 0.223 mm, 3.16 mm ³ |
| 6 | Ajutage de l'alimentation | 0.205 mm |
| 7 | Volume | 8.32 mm ³ |
| 8 | Tête de l'aiguille | Diamètre 4 mm |
| 9 | Ajustement entre l'aiguille et le corps de l'injecteur | 0.013 mm |
| 10 | Ressort de rappel | 39.2 N/mm |
| 11 | Ajustement entre l'aiguille et le corps de l'injecteur | 0.013 mm |
| 12 | Volume et zone conique de l'aiguille | 153.8 mm ³ , 4 mm et 3.2 mm à 45° |
| 13 | Pointe de l'aiguille | Diamètre maximal 3.2 mm, Diamètre partie inférieure 0.65 mm |
| 14 | Orifices d'injection et volume amont | 0.174 mm et 1.68 mm ³ |

Les 2 éléments présents en dessous des orifices d'injection (14) ne représentent aucun élément réel. Ces 2 éléments permettent seulement d'éviter une erreur de calcul dans le cas où l'injecteur est monté sur un cylindre moteur. Lorsque ce cas est étudié, la pression sur la

tête de l'injecteur varie et un retour de fluide dans les orifices d'injection occasionne une erreur de calcul qui arrête la simulation. Ces deux éléments ajoutés permettent d'empêcher le retour de fluide. Une comparaison entre un injecteur possédant ces deux éléments et un injecteur sans ces éléments a montré que ces différences de configuration ne modifiaient pas le profil de l'injection. Les figures 3.3, 3.4 et 3.5 présentent les débits massiques de ces deux configurations d'injecteur pour des pressions d'injection de 300, 800 et 1350 bars. Les temps d'injection utilisés représentent une plage de variation commune aux injecteurs du commerce. Les temps utilisés correspondent aux temps avec lesquels Payri et al. (Payri et al., 2005b) ont effectué leurs essais. Il s'agit de 0.4 ms, 1.4 ms, 2 ms, 4 ms pour la pression de 300 bars et 0.25 ms, 0.5 ms, 1 ms, 2 ms et 4 ms pour les injections à 800 bars et 1350 bars. Sur les courbes des figures 3.3, 3.4 et 3.5, on observe la superposition des débits pour les différents temps d'injection.

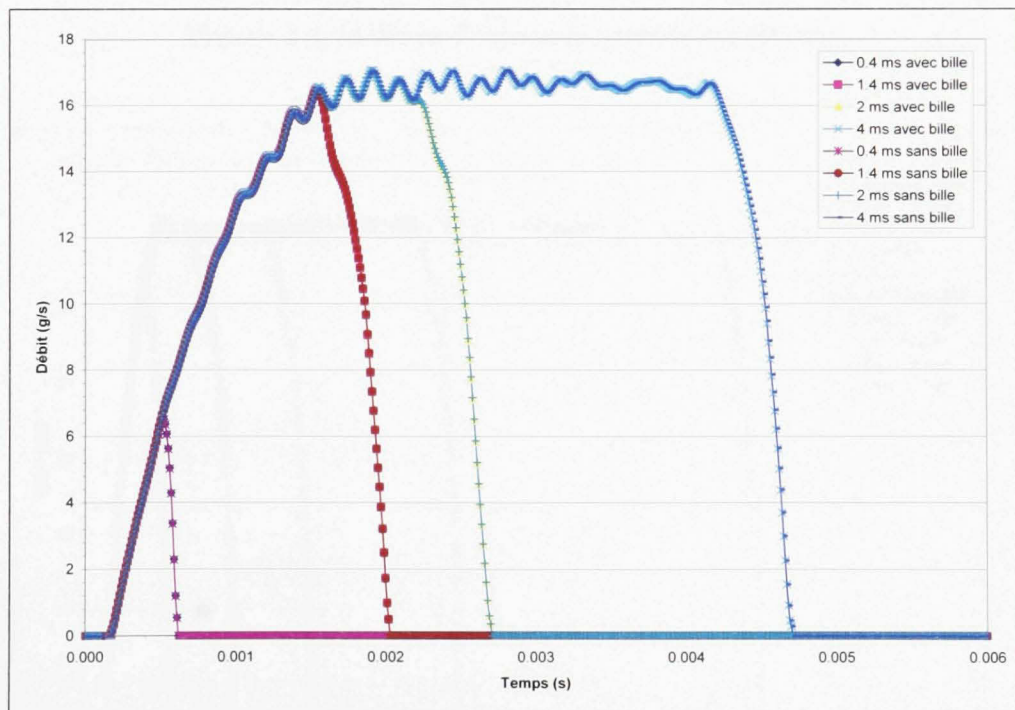


Figure 3.3 Débit de l'injecteur simulé à 300 bars.

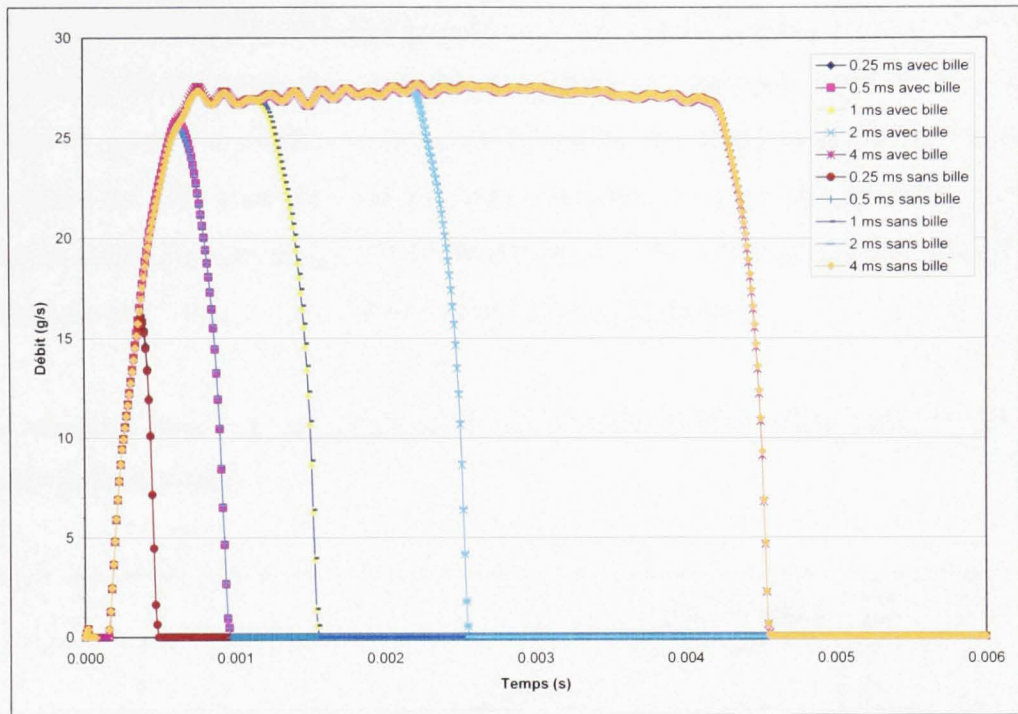


Figure 3.4 Débit de l'injecteur simulé à 800 bars.

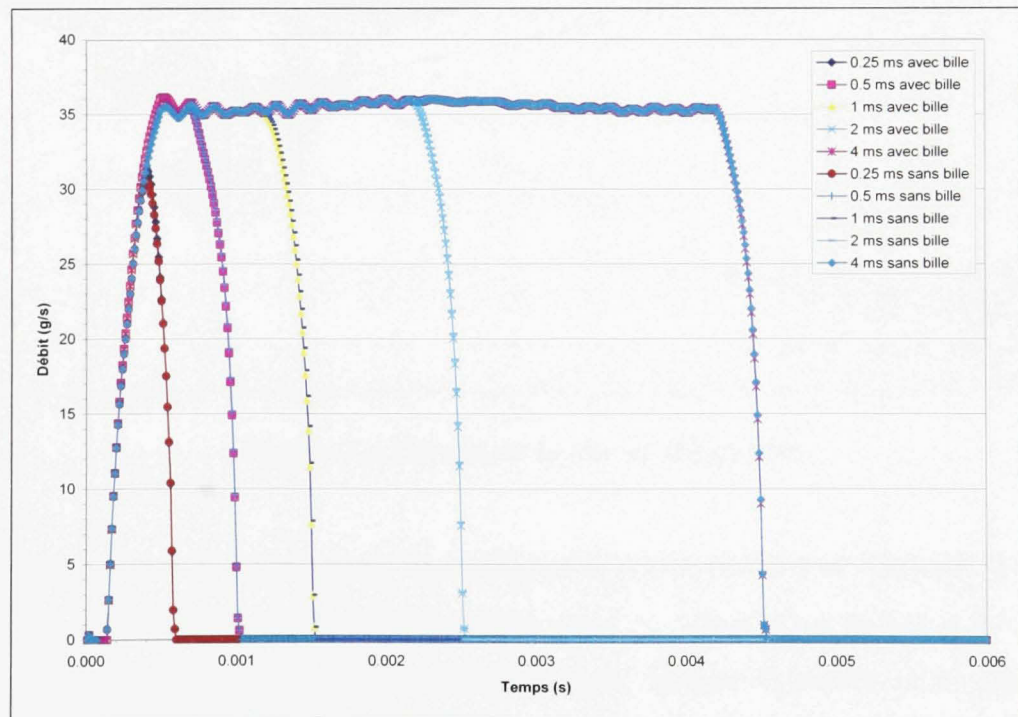


Figure 3.5 Débit de l'injecteur simulé à 1350 bars.

Grâce aux essais effectués avec un injecteur dans les cas de la présence et de l'absence des deux éléments, on remarque que le débit est quasiment identique. Pour les trois pressions d'injection et pour les différents temps d'injection, la même quantité de carburant est injectée que l'on soit avec ou sans les deux éléments. Chaque superposition présente un écart moyen entre les valeurs qui n'excède pas les 0.12 %. On peut donc considérer que les deux éléments ne changent pas le fonctionnement de l'injecteur.

Afin de mieux appréhender la modélisation de la pointe de l'injecteur, la figure 3.6 présente les détails de cette partie.

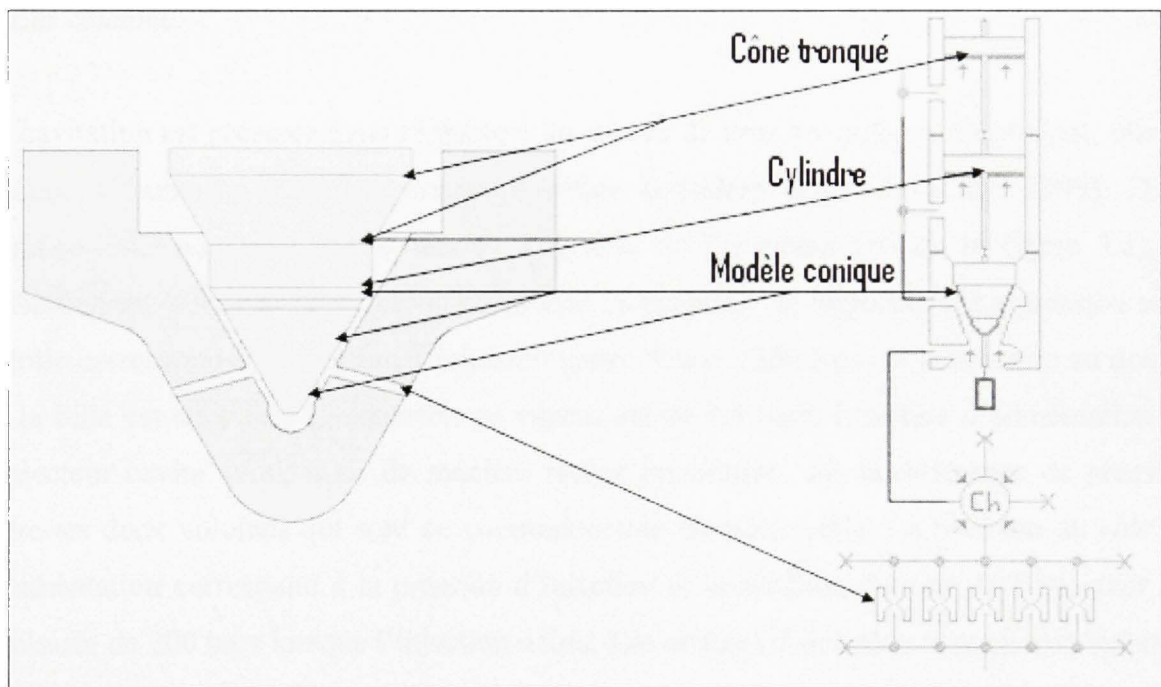


Figure 3.6 *Détails de la tête de l'injecteur.*

L'élément en forme de cône permet de modéliser la partie extrême de l'aiguille. Le modèle conique de AMESim nécessite trois diamètres que l'on retrouve sur la figure 3.6. Ensuite, étant donné que l'aiguille présente une autre partie conique tronquée, deux éléments en forme de piston ont été utilisés. Le premier représente la partie sans changement de diamètre (le cylindre) et le deuxième représente le cône tronqué. Il s'agit en fait d'une

approximation, car le cône tronqué est représenté par un piston dont l'élément de connexion correspond au diamètre inférieur et le diamètre supérieur est assimilé au diamètre du piston. Ainsi, le cône tronqué sera équivalent à une surface plane.

3.1.2 La cavitation

Lorsque ce modèle a été paramétré, certaines valeurs ont été déterminées par l'intermédiaire d'une équation. Ces équations sont précisées dans le détail du modèle que l'on retrouve en annexe I. Ainsi, dans le cas où le paramètre varie avec la pression d'injection, on a implémenté directement l'équation dans AMESim. Dans le cas contraire, on a introduit la valeur calculée.

La cavitation est présente dans l'injecteur au niveau de tous les orifices. Cependant, elle se produit de manière différente suivant l'orifice considéré (Ficarella et al., 1999). Dans l'orifice situé au dessus de la tête de l'aiguille de l'injecteur (#5 de la figure 3.2), la cavitation est très importante car la différence de pression est importante. La pression sous la bille correspond à la pression d'injection (entre 300 et 1350 bars) et la pression au dessus de la bille est de 1 bar. La pression de vapeur est de 1.4 bars. L'orifice d'alimentation de l'injecteur cavite aussi, mais de manière moins importante, car la différence de pression entre les deux volumes qui sont en communication est plus faible. La pression du côté de l'alimentation correspond à la pression d'injection et la pression du côté de l'injecteur est diminuée de 200 bars lorsque l'injection a lieu. Les orifices d'injection sont en relation avec un espace d'injection ayant une pression beaucoup plus faible que la pression d'injection (40 bars dans le cas de la validation). Ils sont également soumis à la cavitation.

Dans le logiciel AMESim, la cavitation est gérée par le biais d'un coefficient critique de cavitation. On fixe la valeur de ce coefficient critique de cavitation (x_{gr}) dans l'élément (l'orifice d'alimentation par exemple) et le logiciel calcule en temps réel un coefficient de cavitation (x). Lorsque le coefficient x est supérieur au coefficient critique, l'orifice est considéré comme cavitant et une autre équation est utilisée afin de calculer le débit. Dans le

cas où la cavitation n'est pas présente, le logiciel calcul le débit en multipliant le débit nominal par un ratio fonction de xgr comme on le voit dans l'équation (3-1). Dans le cas où la cavitation existe, le ratio est fonction de x . Ceci se retrouve dans l'équation (3-2) (Imagine, 2004).

$$q = q_{nom} \cdot \sqrt{\frac{xgr + 1}{xgr}} \quad (3-1)$$

où : q correspond au débit en kg/s, q_{nom} au débit nominal en kg/s, xgr au coefficient critique de cavitation.

$$q = q_{nom} \cdot \sqrt{\frac{x + 1}{x}} \quad (3-2)$$

où : q correspond au débit en kg/s, q_{nom} correspond au débit nominal en kg/s, x au coefficient de cavitation.

AMESim utilise en fait la théorie de Nurick (Nurick, 1976). La plupart des expériences de la littérature sur la cavitation font référence au travail de Nurick qui proposa le calcul d'un coefficient K . Ce coefficient, que l'on retrouve dans l'équation (3-3), permet de déterminer l'état de cavitation d'un orifice. En fait, l'idée repose sur la notion de différence de pression entre l'entrée et la sortie de l'orifice que l'on considère.

$$K = \frac{P_i - P_v}{P_i - P_b} \quad (3-3)$$

Où : P_i la pression d'injection en Pa, P_v la pression de vapeur saturante du carburant en Pa, P_b la pression de la chambre d'injection en Pa.

Si l'orifice est soumis à la cavitation, son coefficient K est inférieur au coefficient critique de cavitation (K_{crit}). La notion est inverse à celle de AMESim qui explique que la cavitation

apparaît lorsque x est supérieur au coefficient critique. En fait, l'inverse vient du fait que le coefficient x calculé par AMESim correspond à l'inverse du coefficient de Nurick K . Ainsi, la cavitation a lieu lorsque x est supérieur à x_{gr} .

Le coefficient critique (K_{crit}) peut être déterminé grâce à des mesures expérimentales. En effet, comme le montrent de nombreux auteurs (Chaves et al., 1995; Payri et al., 2004a; Payri et al., 2005a; Payri et al., 2004b; Payri et al., 2005b; Soteriou et al., 1995), on peut déterminer le passage entre un état d'écoulement normal et un état d'écoulement cavitant en mesurant le débit en fonction de la différence de pression entre l'entrée et la sortie de l'orifice étudié. Lorsque le débit cesse d'augmenter et se stabilise sur une valeur, l'orifice est considéré comme cavitant.

Dans le cas du modèle, les données ayant été recueillies dans des articles (Payri et al., 2004a; Payri et al., 2005b) où les auteurs ont également effectué ces mesures, il a été facile de déterminer le coefficient critique de cavitation. La figure 3.7 montre le cas d'un orifice de 130 μm soumis à plusieurs pressions d'injection (pressions sur le graphique). Pour chaque pression d'injection, la pression de la chambre dans laquelle l'injecteur débite a été diminuée.

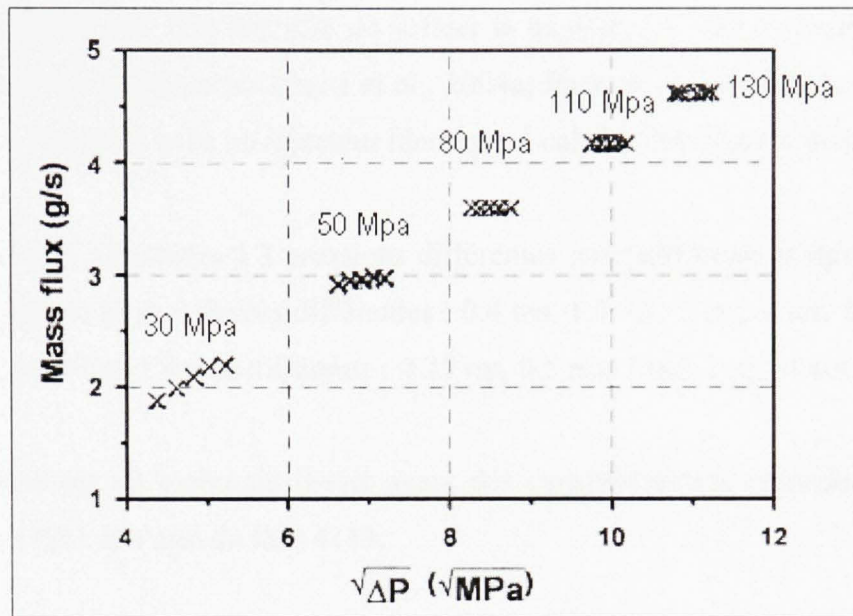


Figure 3.7 *Variation du débit pour différentes pressions d'injection.*

(Adapté de Payri et al., 2005a).

Source : Cette figure a été tirée de l'article de M. Raul Payri, *Using spray momentum flux measurements to understand the influence of diesel nozzle geometry on spray characteristics*, publié en 2005.

Dans le cas de l'injection à 300 bars (30 MPa), on peut remarquer que les 3 premiers points, qui correspondent respectivement à des pressions de 100 bars, 80 bars et 60 bars dans la chambre d'injection, n'ont pas la même valeur de débit. La courbe de cette injection représente exactement ce dont on vient de parler, c'est-à-dire la stagnation du débit dans le cas de la cavitation. De cette façon, la valeur de x_{gr} a pu être déterminée et fixée dans AMESim. Dans le cas de la figure 3.7, pour l'injection à 30 MPa, la stabilisation a lieu pour une pression de 4 MPa dans la chambre d'injection. Ceci permet de calculer le coefficient critique de cavitation pour cette pression d'injection et cet orifice. K vaut 1.15. Pour le modèle, les valeurs se retrouvent dans le détail de l'injecteur présenté en annexe I.

3.2 Résultats et validation du modèle

Les résultats qui ont été obtenus sont disponibles sous forme de courbes et de tableaux de points. Étant donné qu'il était impossible d'effectuer des essais avec un système réel

permettant d'obtenir des résultats afin de valider le modèle, les valeurs expérimentales ont été récupérées dans la littérature (Payri et al., 2004a; Payri et al., 2005b). Les essais de ces articles ont été effectués avec un injecteur identique à celui utilisé dans le projet.

Les injections sont effectuées à 3 pressions différentes pour différents temps d'injection. A 300 bars, on injecte pour 4 durées différentes : 0.4 ms, 1.4 ms, 2 ms, 4 ms, tandis qu'à 800 et 1350 bars, on utilise 5 temps différents : 0.25 ms, 0.5 ms, 1 ms, 2 ms, 4 ms.

Le fluide utilisé est du carburant diesel ayant des caractéristiques répondant aux normes internationales ISO. Il s'agit du ISO 4113.

Afin d'effectuer une comparaison des données du modèle et des résultats expérimentaux obtenus lors des essais des deux articles de la littérature (Payri et al., 2004a; Payri et al., 2005b), il était nécessaire de récupérer les points des courbes afin d'obtenir la comparaison la plus précise possible. Grâce au logiciel Plot Digitizer, il a été possible d'effectuer la récupération de ces points à partir des courbes extraites des articles au format PDF.

Le montage ayant servi à valider l'injecteur est présenté dans la figure 3.8.

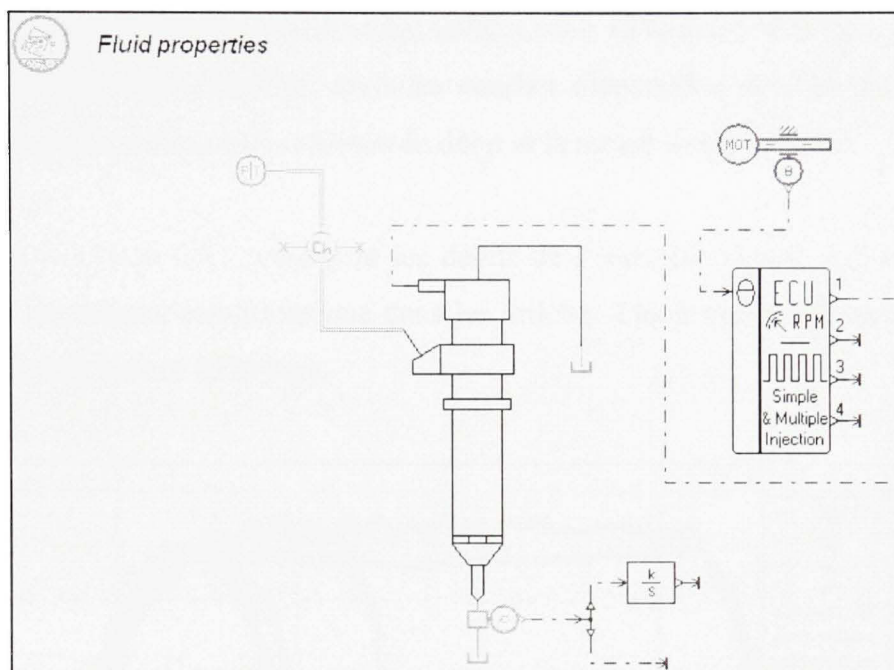


Figure 3.8 *Montage de validation de l'injecteur.*

Le montage de la figure 3.8 est identique au montage ayant servi à effectuer les tests de la littérature. Il s'agit de l'injecteur connecté à la rampe commune qui est alimentée par une source de pression constante. L'injecteur est commandé par le calculateur (ECU) et il débite dans un volume à pression constante. Le réservoir nécessaire au retour de carburant est un volume à pression constante.

3.2.1 Courbes de débit

La première analyse effectuée concernait le débit. Grâce au logiciel AMESim, de nombreux paramètres peuvent être visualisés, mais les courbes disponibles avec les essais effectués dans la littérature se limitaient à présenter le débit et la masse totale injectée.

Les figures 3.9, 3.10 et 3.11 présentent les débits de l'injecteur simulé aux cours d'essais réalisés dans les mêmes conditions que dans les articles. Les pressions d'injection utilisées sont 300 bars, 800 bars et 1350 bars.

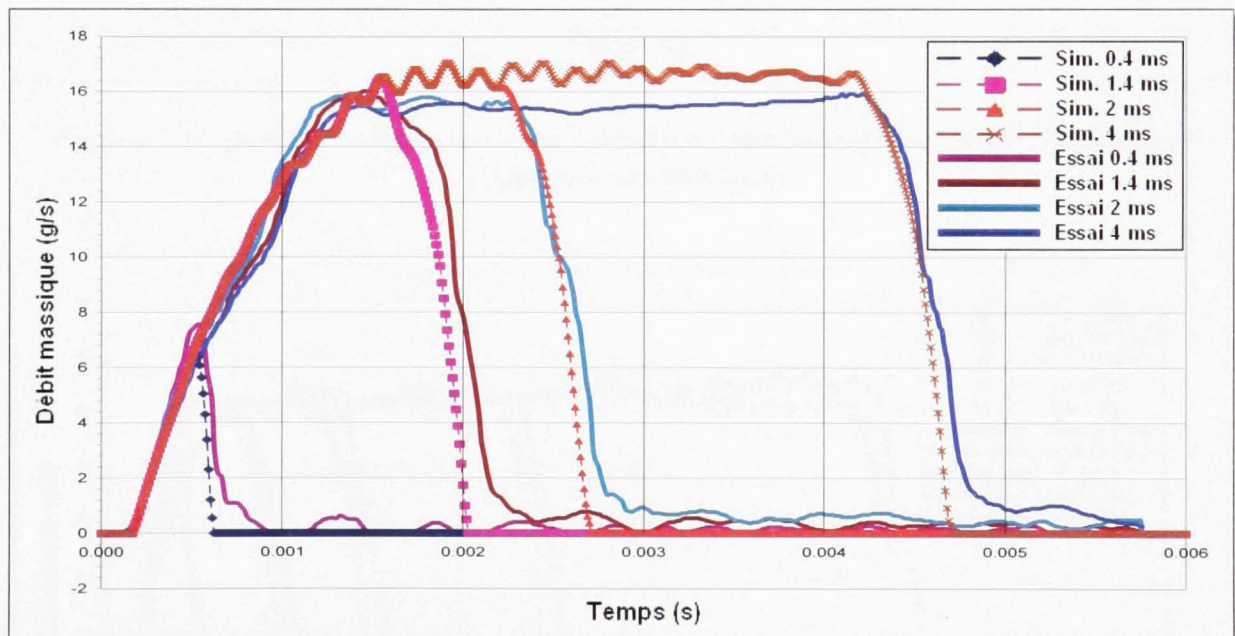


Figure 3.9 Débits de l'injecteur pour différents temps d'injection pour une pression d'injection de 300 bars.

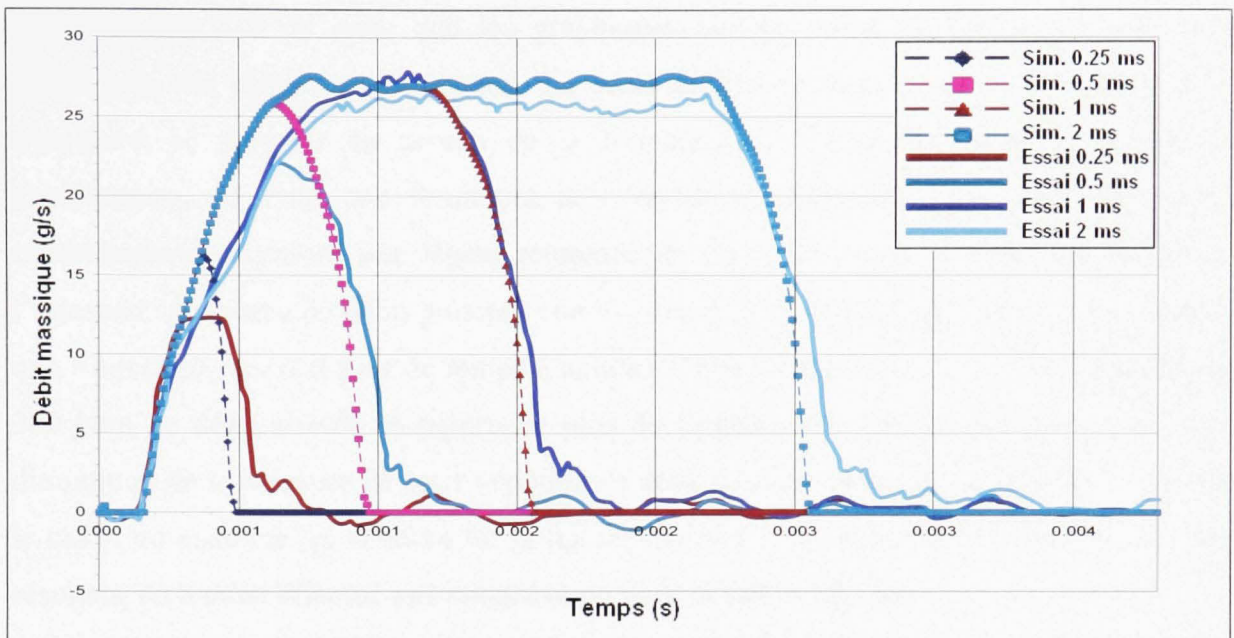


Figure 3.10 Débits de l'injecteur pour différents temps d'injection pour une pression d'injection de 800 bars.

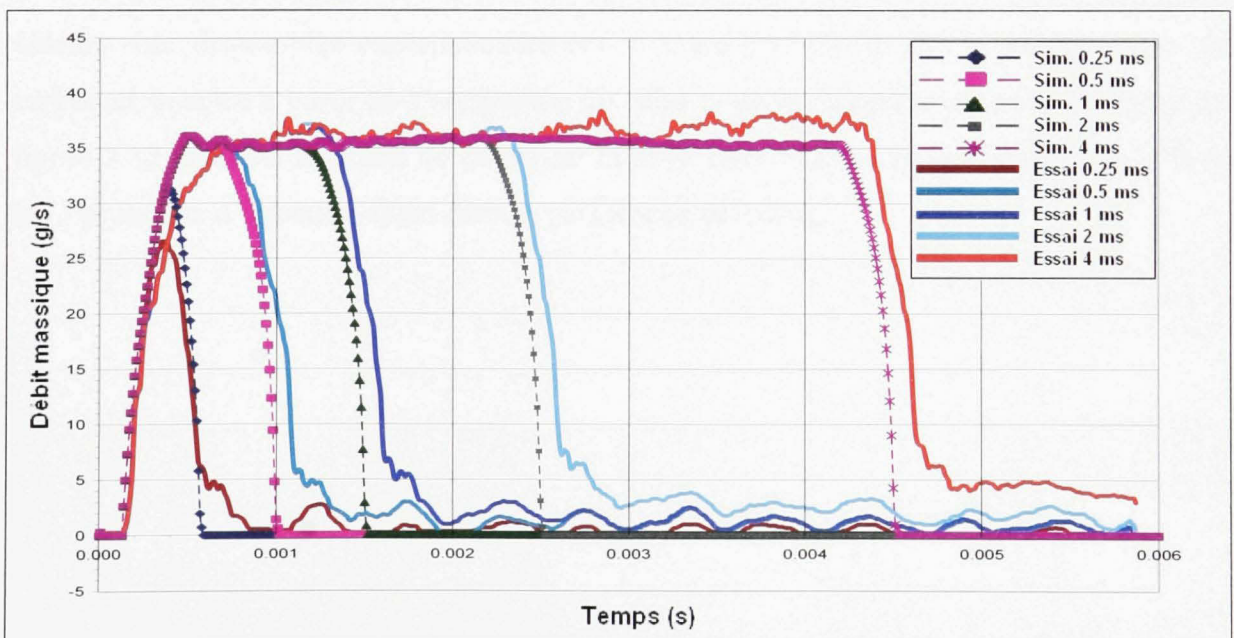


Figure 3.11 Débits de l'injecteur pour différents temps d'injection pour une pression d'injection de 1350 bars.

On remarque tout de suite que les graphiques obtenus correspondent assez bien aux graphiques des essais expérimentaux. La seule différence majeure entre les essais et la simulation se présente au niveau de la fermeture de l'injecteur. Dans le cas de la modélisation, on note une fermeture plus rapide de l'injecteur. En effet, les essais expérimentaux exposent une légère remontée de l'aiguille avant la fermeture totale de l'injecteur (la courbe de débit présente une marche avant d'atteindre le 0 g/s). Cela signifie que l'injecteur réel met plus de temps à annuler l'écoulement. Dans le cas de l'injection à 300 bars, le débit simulé se rapproche plus de l'expérience. On devrait donc noter une diminution de la présence de cette variation de débit à la fermeture de l'injecteur. Ce qui est le cas si on examine les courbes sur la figure 3.9. Afin de s'assurer de la concordance des résultats, on a aussi effectué une comparaison avec la masse injectée.

3.2.2 Masse de carburant injectée

Étant donné que les temps d'injection influencent la masse de carburant injectée et que ces valeurs sont disponibles expérimentalement, il a été possible de déterminer la masse de carburant injectée à partir de l'intégration du débit et de la comparer avec l'expérience. La figure 3.12 présente la masse de carburant injectée pour tous les temps d'injection et pour les 3 pressions d'injection citées dans le paragraphe précédent.

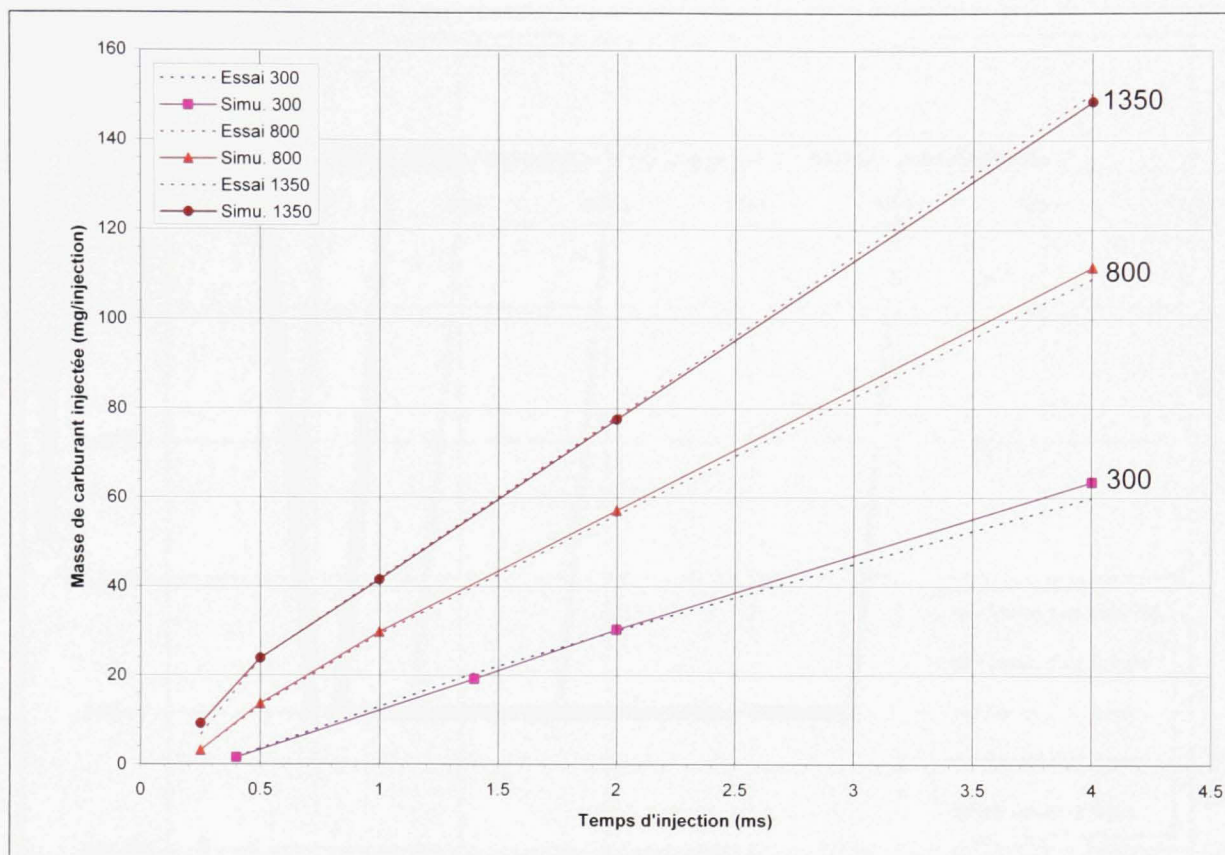


Figure 3.12 *Masse injectée pour différents temps d'injection.*

On note encore une fois un bon accord entre l'expérience et la simulation. On remarque également une variation de la pente de la masse injectée pour les pressions de 800 et 1350 bars. Si on examine la levée de l'aiguille pour les faibles temps d'injection, on remarque que celle-ci n'atteint pas sa position limite contrairement aux autres temps d'injection. La graphique de la figure 3.13 présente le déplacement de l'aiguille pour l'injection à 1350 bars.

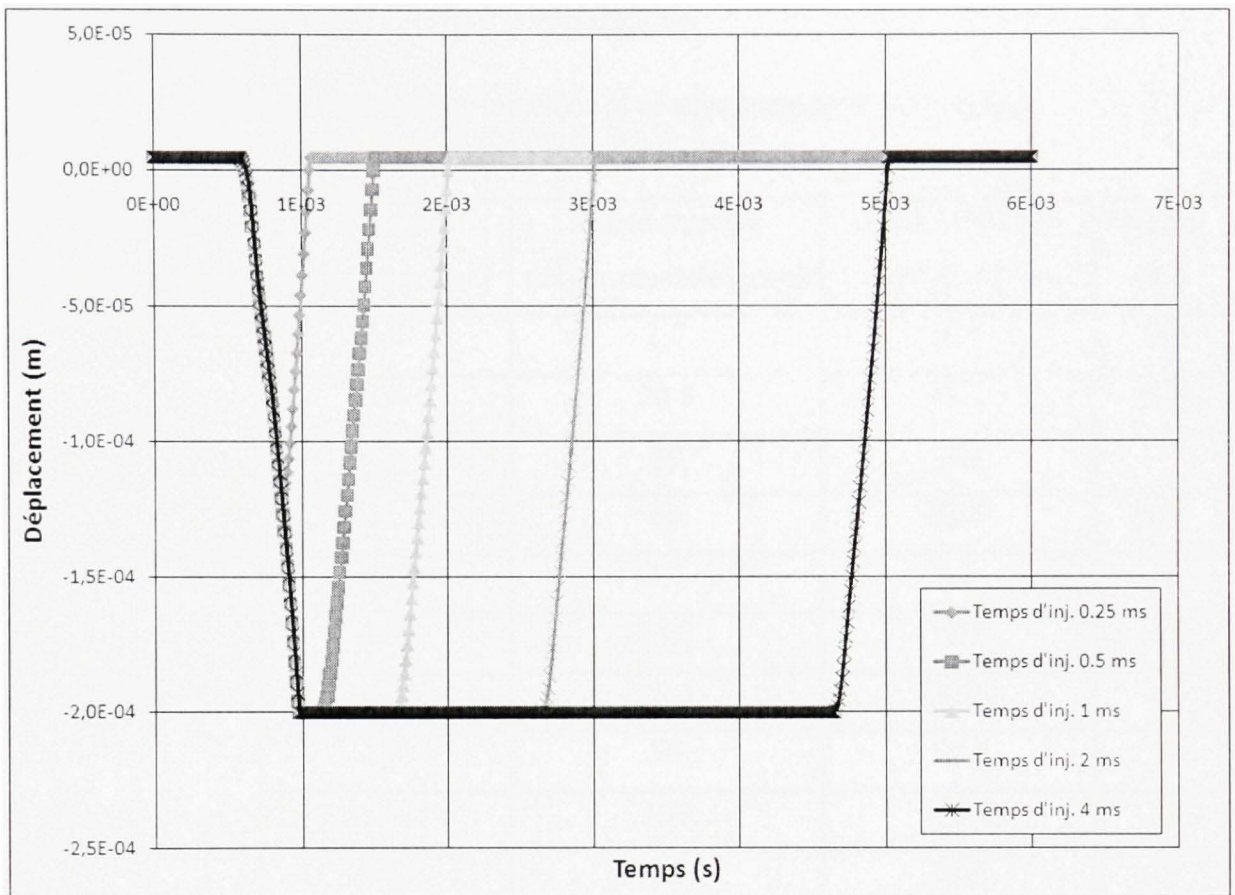


Figure 3.13 *Déplacement de l'aiguille de l'injecteur numérique pour différents temps d'injection.*

Comme on peut le voir sur ce graphique, l'aiguille n'atteint pas la position limite de $200\ \mu\text{m}$ dans le cas d'une injection de $0.25\ \text{ms}$. Ceci explique le fait que la masse injectée n'ait pas la même évolution que dans le cas des autres injections. Le taux injecté avec un injecteur ayant une position limite de $125\ \mu\text{m}$ est différent.

Afin de s'assurer de la validité du modèle, les valeurs des masses injectées ont été comparées avec l'expérience. Le tableau 3.2 donne le résumé de ces différentes masses injectées.

Tableau 3.2

Résultats des masses injectées et comparaison avec l'expérience

| Pression d'injection [bar] | Temps d'injection [ms] | Masse injectée (expérimentale) [mg] | Masse injectée (simulation) [mg] | Écart [%] |
|-------------------------------|---------------------------|--|-------------------------------------|--------------|
| 300 | 0.4 | 1.7 | 1.6 | 5.9 |
| | 1.4 | 20.5 | 19.2 | 6.3 |
| | 2 | 30 | 30.3 | 1 |
| | 4 | 60 | 63.5 | 5.8 |
| 800 | 0.25 | 3.2 | 3.2 | 0 |
| | 0.5 | 13.2 | 13.7 | 3.8 |
| | 1 | 29.3 | 29.8 | 1.7 |
| | 2 | 56 | 57.1 | 2 |
| | 4 | 109 | 111.6 | 2.4 |
| 1350 | 0.25 | 6.7 | 9.2 | 37 |
| | 0.5 | 23.8 | 23.9 | 0.4 |
| | 1 | 41.9 | 41.6 | 0.7 |
| | 2 | 78.1 | 77.5 | 0.8 |
| | 4 | 150.4 | 148.6 | 1.2 |

La valeur des écarts est calculée par comparaison respective entre les masses injectées en simulation et expérimentalement. On remarque que la majorité des écarts se situe aux alentours de 1 %. Les autres différences se situent autour de 5 %. Il y a cependant une variation plus importante pour l'injection à 0.25 ms. La différence de débit est de 37 %. Cet écart est présent dans le cas extrême d'utilisation (pression très élevée et temps d'injection très court). Dans la réalité, les temps d'injection sont de l'ordre de 0.7 ms à 1.2 ms (Benajes et al., 2004). On peut donc conclure que le modèle reproduit fidèlement les expériences.

3.3 Bilan du chapitre

Ce chapitre exposait le modèle d'injecteur créé et sa validation.

Comme on a pu le voir, l'injecteur présente de nombreux éléments de petites dimensions dont les caractéristiques ne sont pas toujours faciles à établir. De plus, l'injecteur est le siège de nombreux phénomènes comme la cavitation. Néanmoins, grâce à la littérature, toutes les données nécessaires ont pu être récupérées afin de concevoir un modèle de simulation. Ces données sont détaillées dans la présentation de l'injecteur en annexe I.

Les essais de validation ont été effectués en accord avec la littérature de référence. Une comparaison a été effectuée au niveau des différents débits ainsi qu'au niveau de la masse injectée. Les résultats présentent un faible écart entre le modèle et l'expérience. Ainsi, on peut affirmer que le modèle développé reproduit la réalité et qu'il permet d'obtenir les paramètres que l'on désire étudier.

Le chapitre suivant présentera les résultats obtenus et leur analyse dans le cadre des différentes simulations effectuées avec 4 injecteurs.

CHAPITRE 4

SIMULATION D'UN SYSTÈME À RAMPE D'INJECTION COMMUNE EN INJECTION SIMPLE

Ce chapitre présente les différentes simulations effectuées avec quatre injecteurs sur un système à rampe d'injection commune d'un véhicule commercial en injection simple. Ces simulations permettent d'analyser les phénomènes présents dans la rampe d'injection avec un moteur utilisant la technologie d'injection directe de manière simple. Sauf mention spéciale, la vitesse du moteur est de 2000 tr/min.

4.1 Présentation du système utilisé

Le système utilisé est un système complet à rampe d'injection commune, dans lequel les quatre injecteurs sont connectés. Le modèle de l'injecteur utilisé est celui qui a été présenté au chapitre 3.

4.1.1 La rampe commune

Afin d'effectuer la simulation sur un système à rampe d'injection commune, un modèle de la rampe commune a d'abord été créé. Après avoir été validé, le système complet a été assemblé.

4.1.1.1 Présentation de la modélisation

Afin d'effectuer les simulations, le matériel du constructeur de système à rampe d'injection commune Bosch a servi de référence. Comme aucun système réel n'était disponible, de même que dans le cas de la modélisation de l'injecteur, les données ont été recueillies dans la littérature (Imagine, 2005). La photo de la figure 4.1 présente la rampe commune du constructeur Bosch.



Figure 4.1 *Rampe commune du système Bosch.*
(Adaptée de Bosch, 2007)

Source : Cette photo a été tirée du site web de Bosch, *Tenth anniversary of common rail in cars*, publié en 2007.

Tous les éléments représentant la rampe commune ont été trouvés dans les bibliothèques de AMESim. Le modèle développé est présenté à la figure 4.2 et le tableau 4.1 donne les caractéristiques des différents éléments.

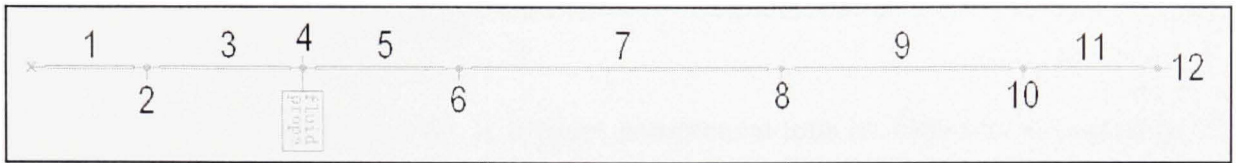


Figure 4.2 *Modèle de la rampe sous AMESim.*

Tableau 4.1

Caractéristiques de la rampe commune

| # | Désignation | Caractéristique |
|----|--------------------------------------|-------------------------------------|
| 1 | Tronçon extrémité gauche | Diamètre : 20 mm – Longueur : 5 cm |
| 2 | Orifice de connexion à l'injecteur 1 | |
| 3 | Tronçon #1 | Diamètre : 20 mm – Longueur : 5 cm |
| 4 | Orifice d'alimentation | |
| 5 | Tronçon #1 | Diamètre : 20 mm – Longueur : 5 cm |
| 6 | Orifice de connexion à l'injecteur 2 | |
| 7 | Tronçon #2 | Diamètre : 20 mm – Longueur : 10 cm |
| 8 | Orifice de connexion à l'injecteur 3 | |
| 9 | Tronçon #3 | Diamètre : 20 mm – Longueur : 6 cm |
| 10 | Orifice de connexion à l'injecteur 4 | |
| 11 | Tronçon extrémité droite | Diamètre : 20 mm – Longueur : 5 cm |
| 12 | Orifice de connexion au régulateur | |

Afin de s'assurer de la prise en compte des ondes de pressions dans la rampe, le sous modèle de conduite qui a été utilisé permet d'observer la pression. Il s'agit en fait du sous modèle qui calcule la pression dans la conduite en plus de calculer la vitesse du fluide, le nombre de Reynolds ou d'autres paramètres.

4.1.1.2 Validation de la rampe

Le modèle de la rampe étant créé, le système comprenant tous les éléments du moteur a été assemblé. Afin de s'assurer que le système correspond de façon fidèle à la vraie rampe et au moteur, on a utilisé une nouvelle fois les résultats de débit de l'injecteur testé par Payri et al. (Payri et al., 2005b). La figure 4.3 présente le moteur complet comportant un seul injecteur, comme dans le cas des expériences effectuées par Payri et al.. Le tableau 4.2 donne les différents éléments que l'on retrouve sur ce schéma.

Tableau 4.2

Éléments constitutifs du moteur à rampe
d'injection commune

| # | Désignation |
|---|--------------------------------------|
| 1 | Réservoir de carburant et pré-filtre |
| 2 | Filtre |
| 3 | Pompe basse pression |
| 4 | Pompe haute pression 3 pistons |
| 5 | Rampe commune |
| 6 | Régulateur de pression |
| 7 | Limiteur de débit |
| 8 | Injecteur |
| 9 | Calculateur |

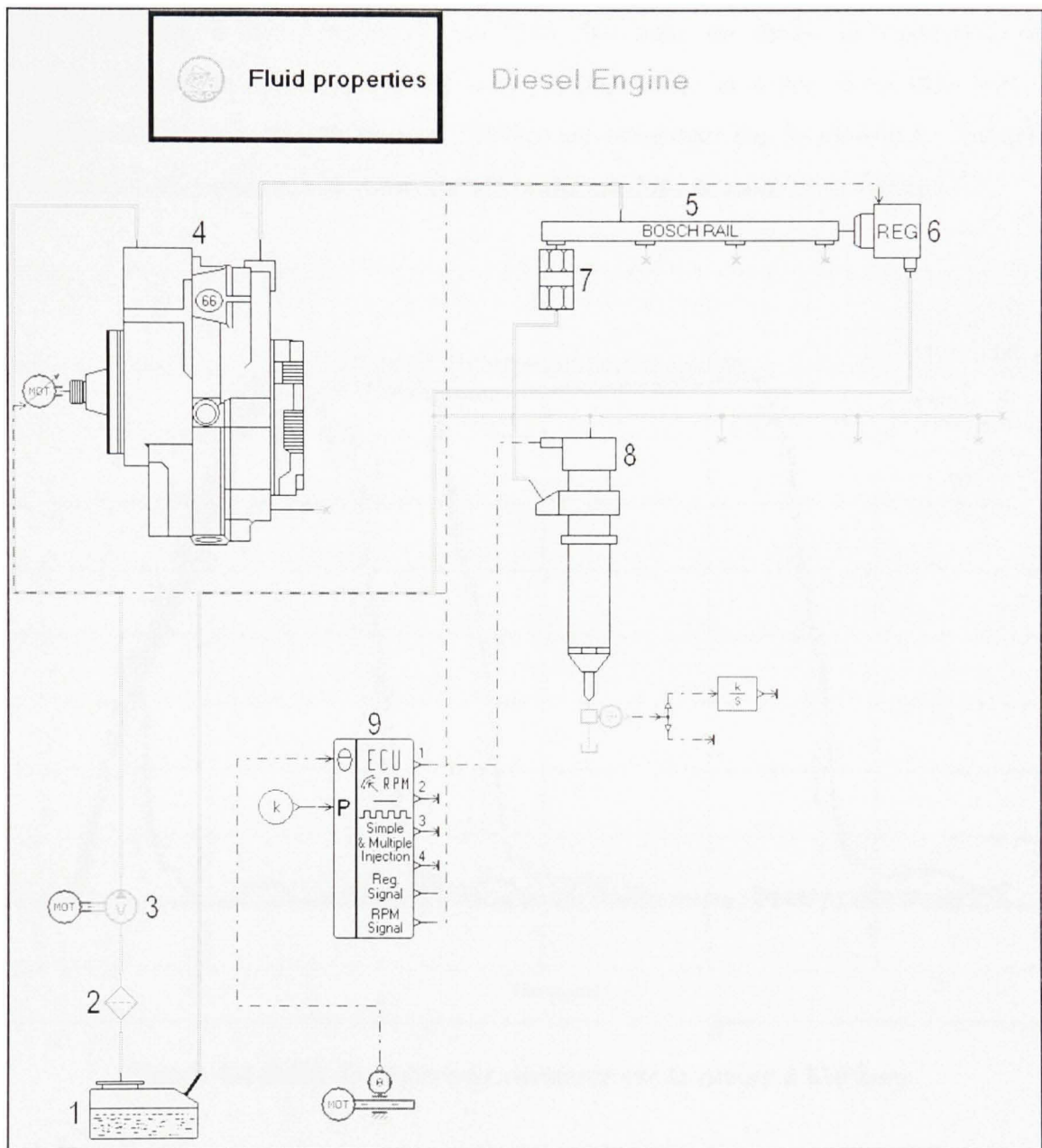


Figure 4.3 Moteur à rampe d'injection commune - Validation de la rampe.

La démarche de validation concerne la comparaison des résultats de débit et de masse injectée comme on a pu le découvrir dans le chapitre 3. Les trois pressions ayant fait l'objet des tests dans la littérature ont été réutilisées. Les figures 4.4, 4.5 et 4.6 présentent le débit de l'injecteur pour les trois pressions (300, 800 et 1350 bars) et les cinq temps d'injection

(0.25 ms, 0.5 ms, 1 ms, 2 ms et 4 ms). Pour 300 bars, les temps de commande sont différents. L'injecteur injecte pour 0.4 ms, 1.4 ms, 2 ms et 4 ms. Pour 800 bars, les expériences de Payri et al. (Payri et al., 2004a) ne présentent pas le débit pour l'injection avec un temps de commande de 4 ms. Cette courbe est donc absente de la figure 4.5.

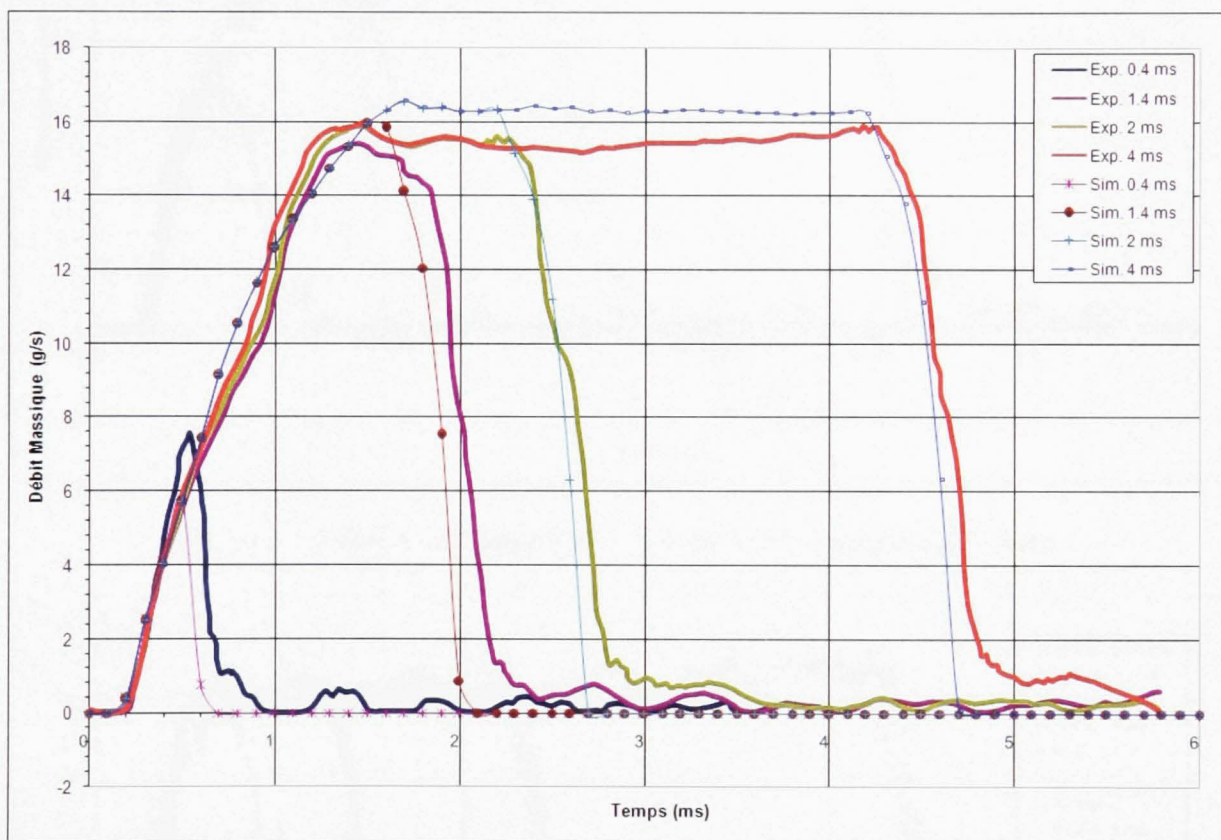


Figure 4.4 Débit de l'injecteur connecté sur la rampe à 300 bars.

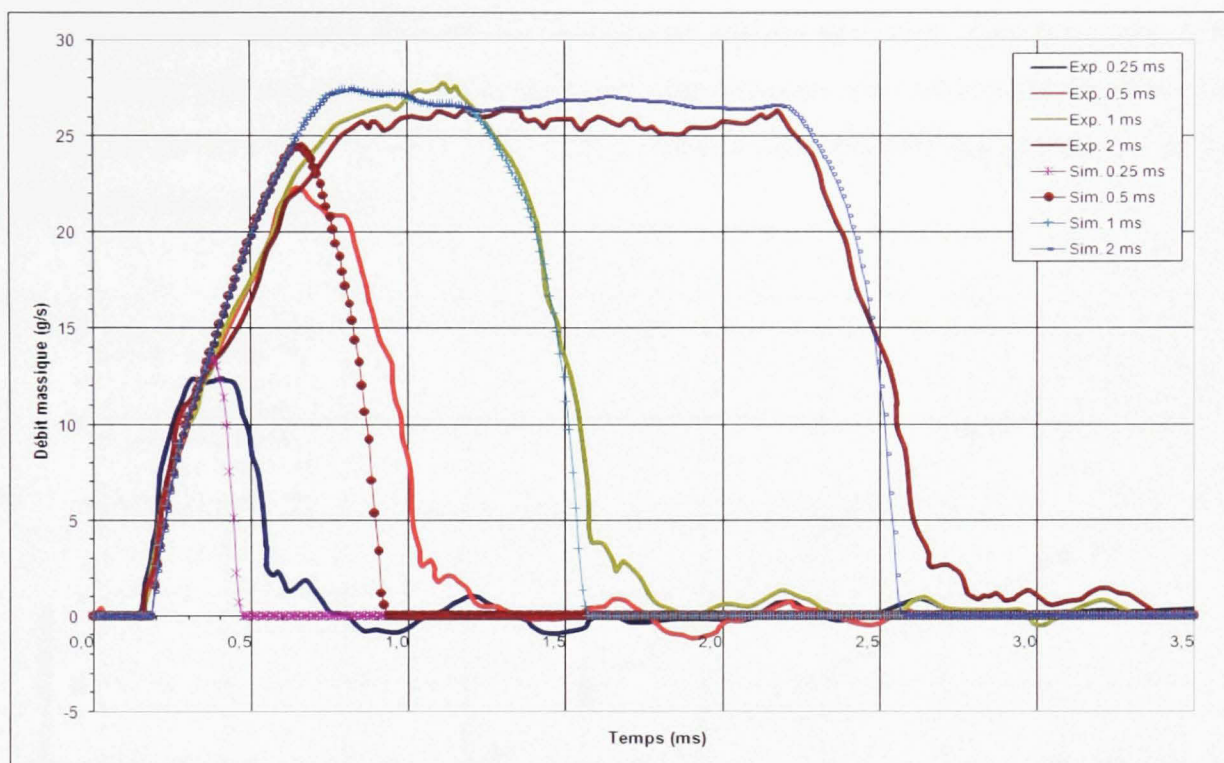


Figure 4.5 Débit de l'injecteur connecté sur la rampe à 800 bars.

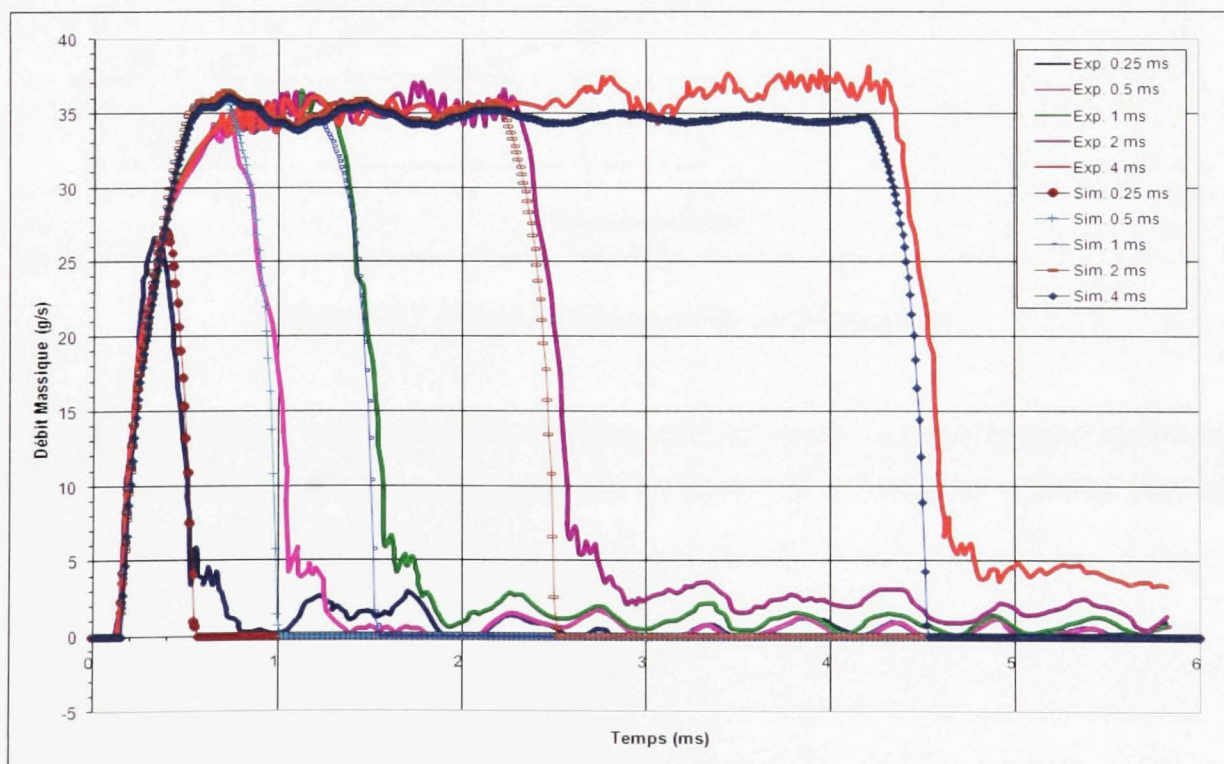


Figure 4.6 Débit de l'injecteur connecté sur la rampe à 1350 bars.

Les simulations effectuées donnent des résultats semblables aux essais expérimentaux. Afin de s'assurer de la concordance du modèle, des comparaisons avec les masses injectées ont également été faites. La figure 4.7 présente les masses injectées pour les 3 pressions et les différents temps d'injection.

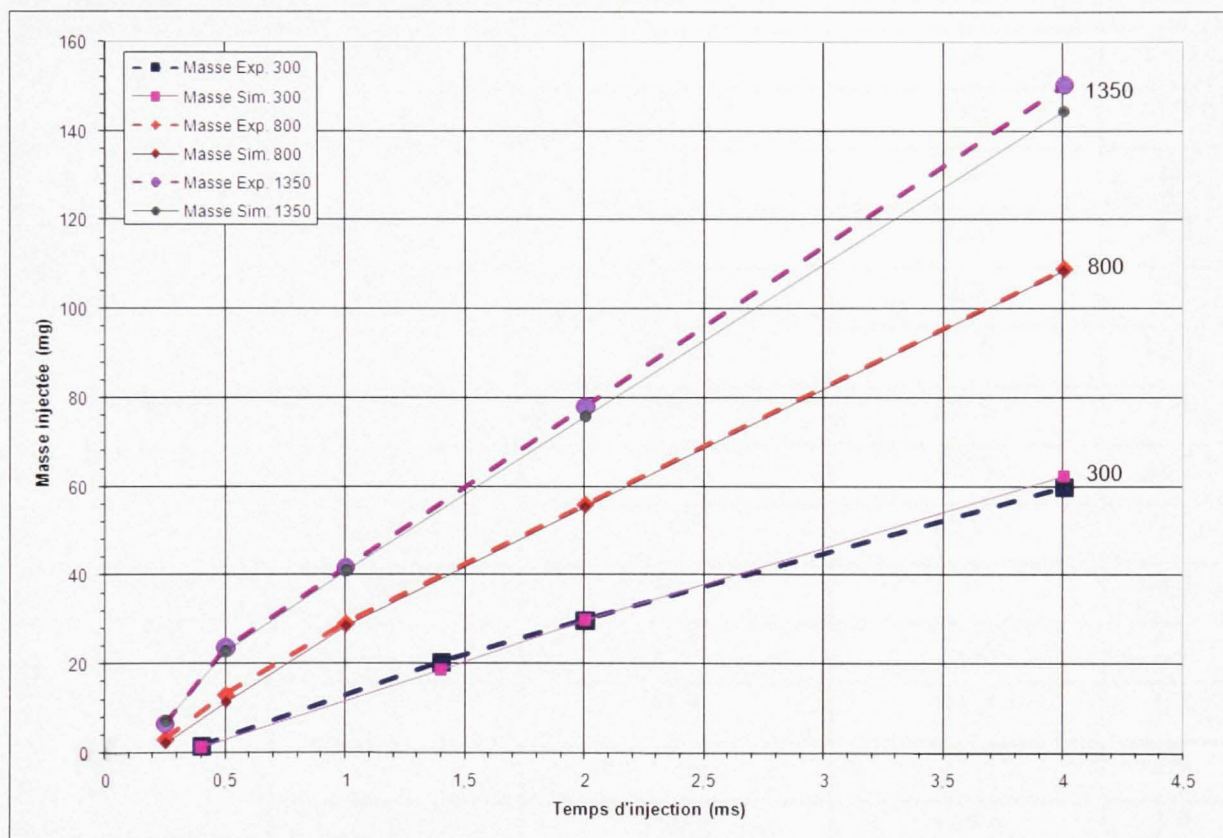


Figure 4.7 *Masse injectée pour les trois pressions.*

Les résultats obtenus confirment la corrélation entre les essais du modèle numérique et les essais expérimentaux. Le tableau 4.3 présente les détails de ces différentes valeurs avec les écarts en pourcentage.

Tableau 4.3

Masse de carburant injectée pour les essais de validation de la rampe

| Pression d'injection [bar] | Temps d'injection [ms] | Masse injectée (expérimentale) [mg] | Masse injectée (simulation) [mg] | Écart [%] |
|-------------------------------|---------------------------|--|-------------------------------------|--------------|
| 300 | 0.4 | 1.7 | 1.4 | 17.6 |
| | 1.4 | 20.5 | 18.9 | 7.8 |
| | 2 | 30 | 30 | 0 |
| | 4 | 60 | 62.6 | -4.3 |
| 800 | 0.25 | 3.2 | 2.4 | 25 |
| | 0.5 | 13.2 | 11.6 | 12.1 |
| | 1 | 29.3 | 28.8 | 1.7 |
| | 2 | 56 | 55.6 | 0.7 |
| | 4 | 109 | 108.7 | 0.3 |
| 1350 | 0.25 | 6.7 | 7 | -4.5 |
| | 0.5 | 23.8 | 22.8 | 4.2 |
| | 1 | 41.9 | 41.2 | 1.7 |
| | 2 | 78.1 | 75.8 | 2.9 |
| | 4 | 150.4 | 144.6 | 3.9 |

Les écarts entre les valeurs expérimentales et les valeurs simulées sont de l'ordre de moins de 8%. Trois valeurs présentent un écart plus important. Les erreurs les plus importantes sont pour les cas à faible pression et des temps d'injection inférieurs à 0.5 ms. Ce sont des cas limités aux tests de validation. Dans la réalité, les temps d'injection sont de l'ordre de 0.7 ms à 1.2 ms (Benajes et al., 2004). Les cas qui ont été étudiés dans la suite de ce travail concernent des valeurs qui sont de cet ordre. Ainsi, les différences que l'on peut noter ne représentent pas un problème majeur et on peut considérer que le système fournira les renseignements adéquats.

4.1.2 Le moteur

Le moteur complet est constitué de 4 injecteurs montés sur la rampe commune. La plupart des expériences de la littérature, et les simulations qui y sont associées, font références à des systèmes ne comprenant qu'un seul injecteur monté sur une rampe dont les autres orifices sont fermés (Arcoumanis et al., 1999; Mulemane et al., 2004; Seykens et al., 2004). Néanmoins, chaque injecteur se comporte de la même manière, c'est-à-dire qu'il s'ouvre et se ferme très rapidement. Comme l'injecteur a une influence dans la rampe commune, s'il est seul, cela ne permet pas d'analyser un cas réel, car les autres injecteurs peuvent interférer. Ainsi, comme le présente la figure 4.8, un système dans lequel les 4 injecteurs ont été connectés a été construit.

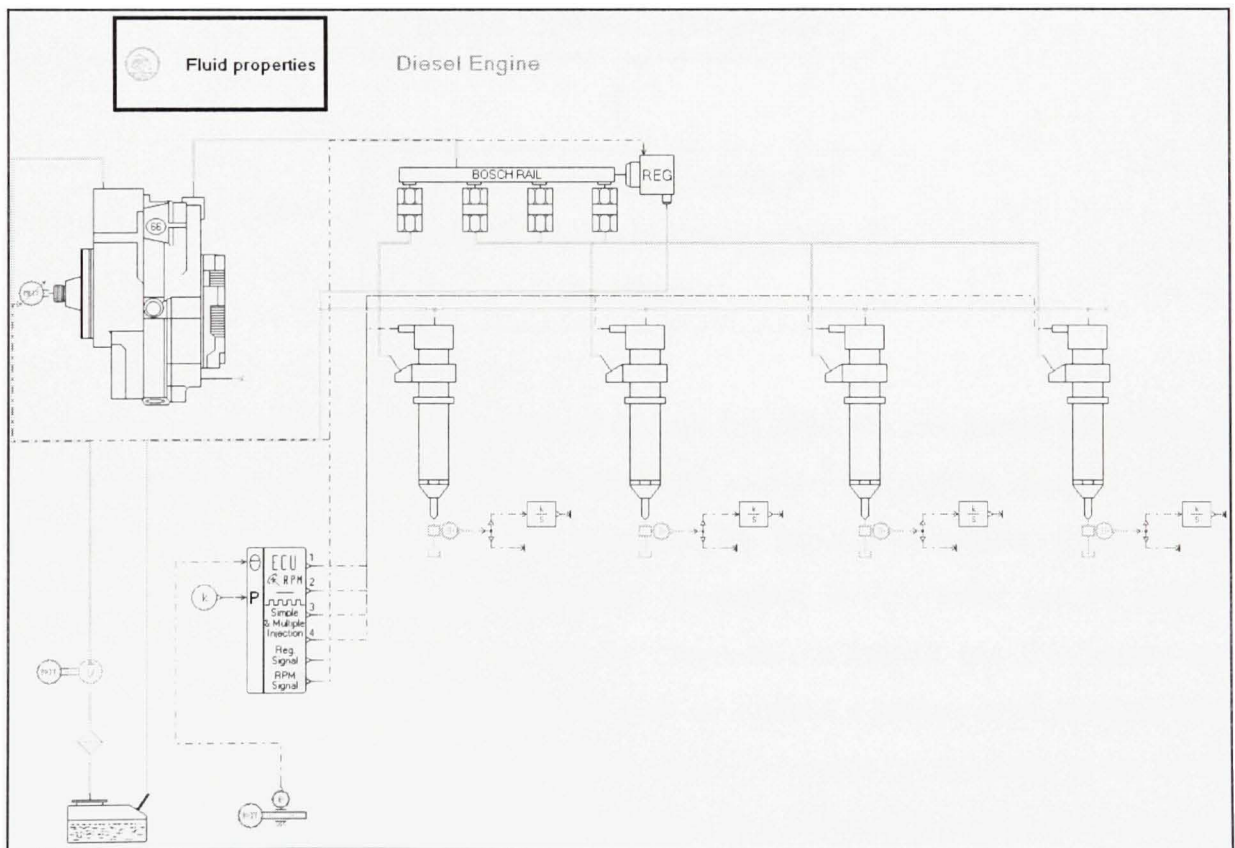
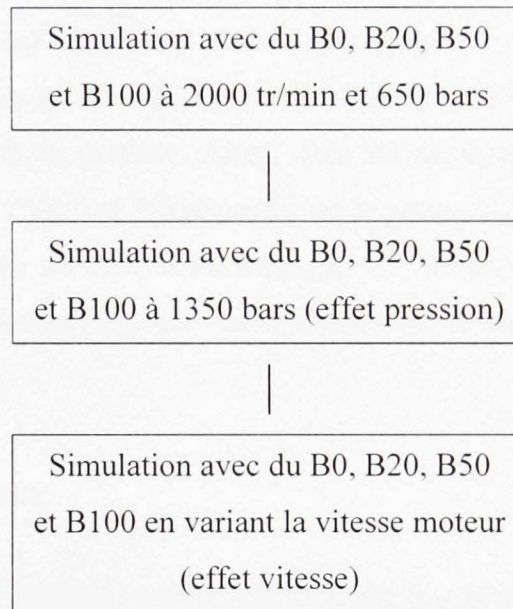


Figure 4.8 *Système à rampe commune complet.*

4.2 Résultats des simulations avec le diesel et le biodiesel du commerce

Le système étant créé et validé, des essais permettant d'étudier les variations de pression ont pu être effectués. Les premiers tests se limitent aux carburants classiques présents dans AMESim. Ces carburants correspondent en fait au diesel ISO 4113, au B20, B50 et B100. L'organigramme suivant résume les simulations effectuées successivement.



Le système d'injection simulé est constitué de tous les éléments constituant le système à rampe d'injection commune d'un moteur classique, excepté les pistons. Ceux-ci ont été remplacés par une chambre à pression constante. Le logiciel permettant d'utiliser des pistons a permis de modéliser un tel système. Cependant, il s'est avéré que les pistons (créant une pression variable sur le nez de l'injecteur) n'avaient pas d'influence sur l'injection. Des simulations ont été réalisées avec un système à pistons et un système sans pistons pour les trois pressions mises en œuvre durant les essais de validation et les débits sont restés exactement identiques. Comme les temps de calcul étaient augmentés et que leur utilité n'était pas avérée, les pistons ont été retirés. La stratégie employée en injection simple a été tirée de l'article de Kevin Chen (Chen, 2000). Cet auteur utilise une injection de 0.5 ms sur un moteur diesel DIATA de Ford. Les résultats expérimentaux de Chen ayant

servi à effectuer la modélisation du système avec les pistons, le temps de commande de l'injecteur a été conservé.

Les pressions dans la rampe, dans les conduites alimentant l'injecteur, ainsi que dans la conduite d'alimentation de la rampe ont été relevées. Une analyse fréquentielle de ces données a également été effectuée. Afin d'alléger le mémoire, les graphiques concernant les pressions pour le B0 et le B100 sont présentés en annexe III. La pression présente de nombreuses oscillations qui sont dues à la superposition de plusieurs variations. Ces graphiques ne sont pas d'un grand intérêt pour découvrir si des ondes de pression cohabitent dans les différentes parties du système. Ainsi, dans les paragraphes suivants, il est surtout question des résultats de l'analyse fréquentielle de la pression grâce aux séries de Fourier qui permettent de découvrir les différentes fréquences d'oscillation du signal. On peut alors identifier une onde de pression dans une des conduites par le biais de sa fréquence (Berg et al., 1982).

4.2.1 La rampe commune

La rampe a été le premier élément analysé. Étant donné que plusieurs positions pour relever la pression étaient disponibles le long de celle-ci, les courbes présentent 6 valeurs qui correspondent aux points schématisés sur le dessin de la rampe situé au dessus du spectre de la pression de la figure 4.9. Les figures 4.10 et 4.11 présentent en détail les spectres à 1000 Hz et 1200 Hz.

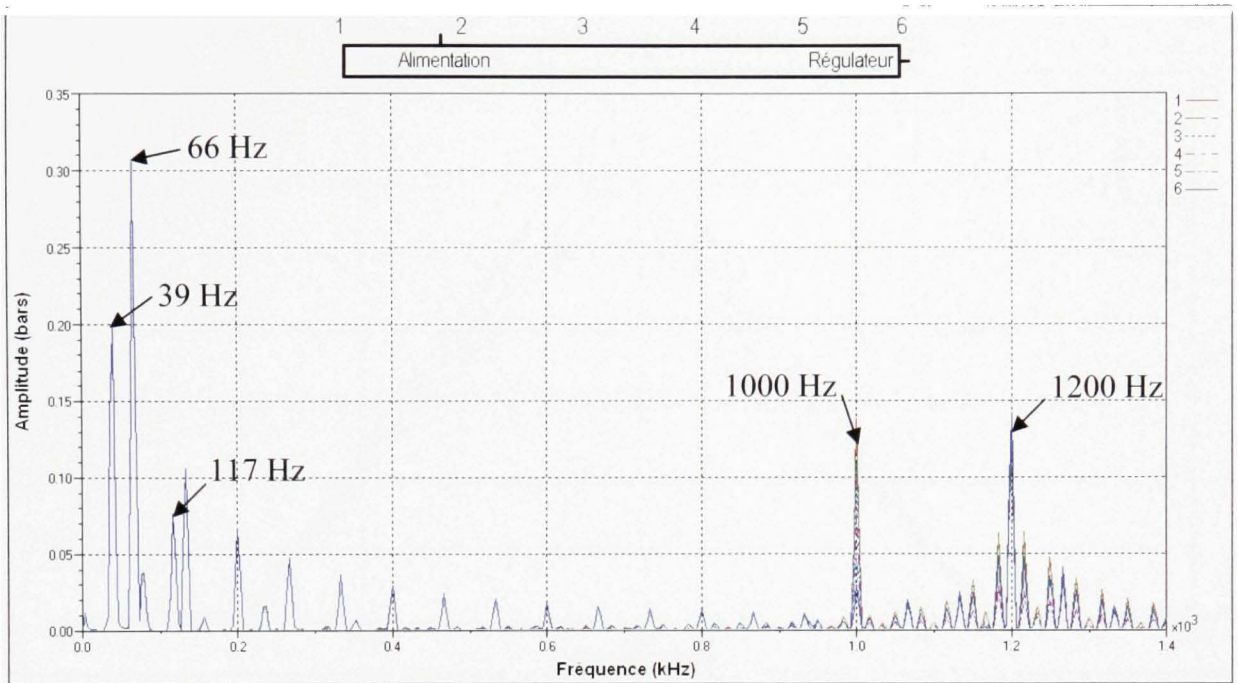


Figure 4.9 Spectre de la pression dans la rampe commune (Cas du ISO 4113).

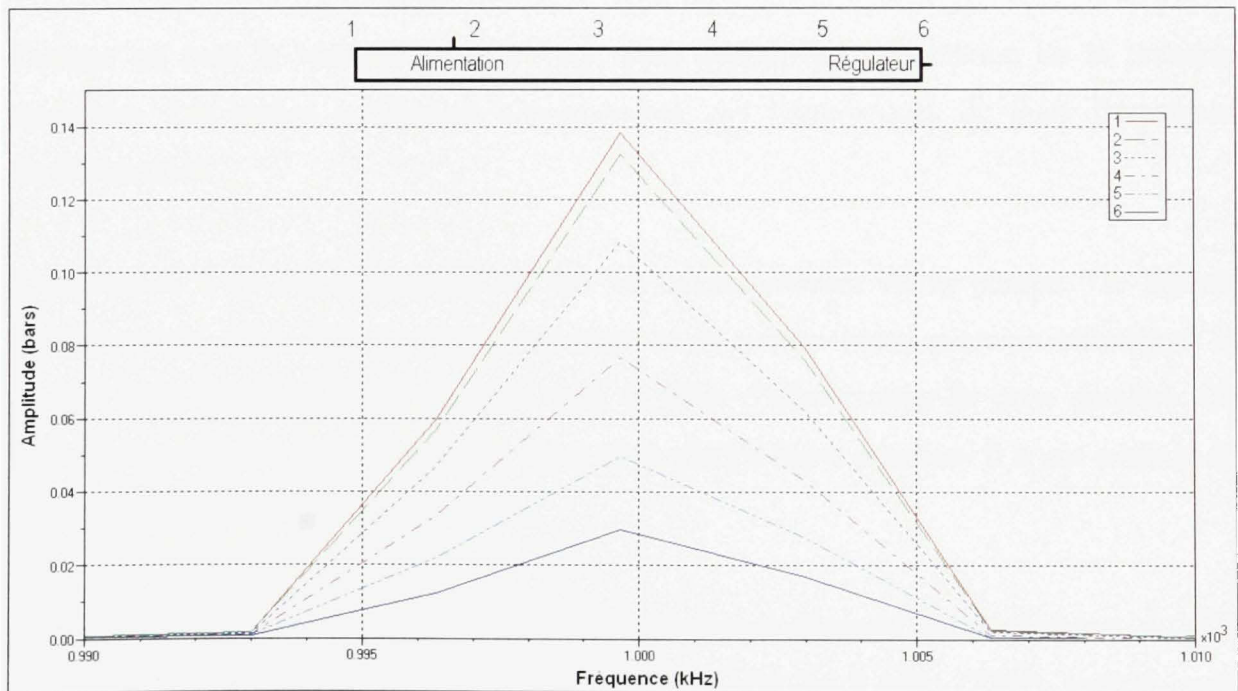


Figure 4.10 Détails du spectre de la pression dans la rampe à 1000 Hz (Cas du ISO 4113).

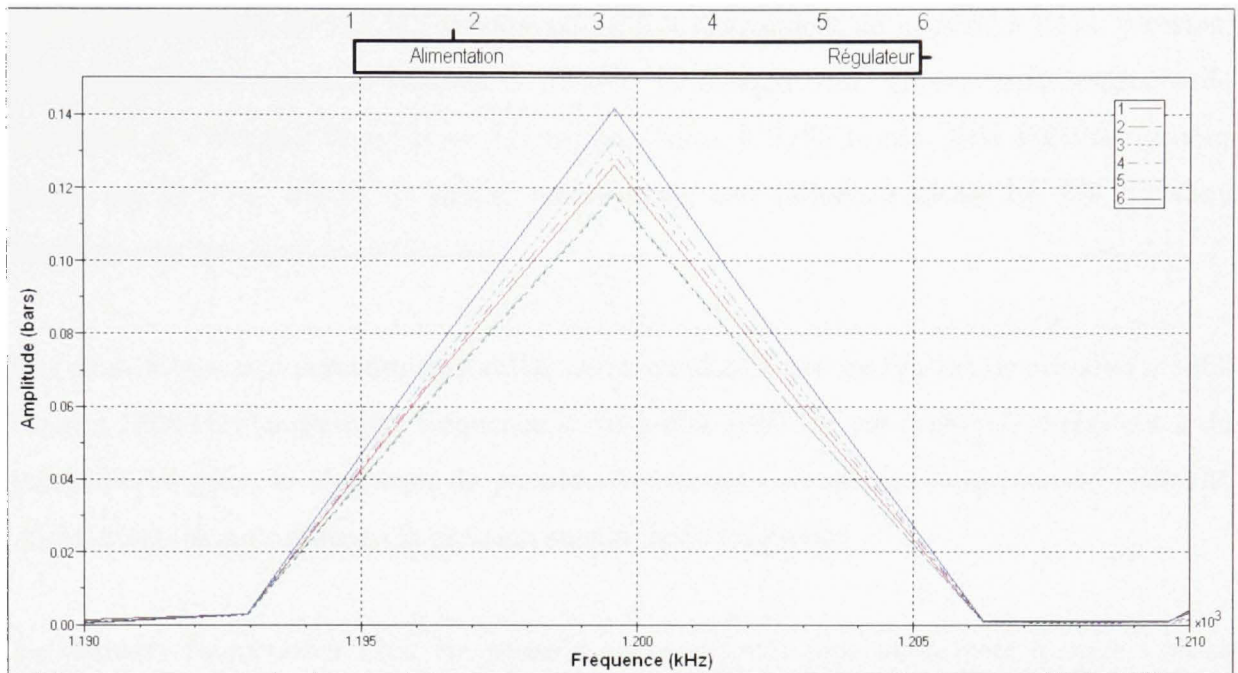


Figure 4.11 *Détails du spectre de la pression dans la rampe à 1200 Hz (Cas du ISO 4113).*

Comme on peut le voir sur la figure 4.9, cinq fréquences d'oscillation de la pression ressortent. Les autres oscillations correspondent aux harmoniques de leurs fréquences fondamentales.

L'oscillation à 39 Hz correspond en fait au fonctionnement de la pompe. De légères différences de débit dues au fonctionnement de la pompe basse pression alimentant la pompe haute pression créent un cycle dans le débit d'alimentation de cette dernière. Ce cycle peut se lire sur le graphique du débit de la pompe basse pression. Il a une période de 26 ms qui donne la fréquence de 39 Hz.

La fréquence à 66 Hz correspond à la fréquence de fonctionnement des 4 injecteurs. À 2000 tr/min, le moteur effectue un tour toutes les 30 ms. Or, en 2 tours (720°), tout le cycle d'injection est effectué. Ainsi, en 1 tour de 30 ms, on aura fait fonctionner 2 injecteurs. L'injection se produit toutes les 15 ms. Ceci nous donne une fréquence 67 Hz.

Enfin, la fréquence de 117 Hz correspond au fonctionnement de la pompe haute pression. La pompe haute pression possède 3 pistons. À chaque tour, chaque piston envoie du carburant et influence la pression. La pompe tourne à 2350 tr/min. Elle effectue un tour toutes les 25.5 ms. Donc, un piston fait ressentir son influence toutes les 8.5 ms. Ceci implique une fréquence de 117.5 Hz.

Les deux fréquences restantes sont celles correspondant à une oscillation de pression à 1000 Hz et à 1200 Hz. La première fréquence, c'est-à-dire 1000 Hz, est créée par le régulateur de pression. En effet, le régulateur de pression fonctionne suivant une fréquence de 1000 Hz. Ainsi, c'est lui qui influence la pression suivant cette fréquence.

La dernière fréquence à 1200 Hz possède une amplitude plus importante lorsque l'on se rapproche de l'injecteur. Cette fréquence pourrait correspondre à une onde de pression dans le tuyau d'alimentation de l'injecteur. En mécanique des fluides, lorsque l'écoulement dans une conduite est interrompu brusquement au moyen d'une vanne, la conduite est soumise au phénomène que l'on nomme « coup de bélier ». La littérature (Binder, 1973; Camichel et al., 1917; Ouziaux et al., 1998) indique que ce phénomène est dû à la mise en place d'une vitesse d'écoulement nulle au niveau de l'orifice où la vanne agit. Ce phénomène crée une onde de pression au niveau de la conduite.

L'équation (4-1), disponible dans la littérature (Berg et al., 1982), permet de connaître la fréquence d'une onde de pression dans un tuyau fermé.

$$F = \frac{c}{4 \cdot L} \quad (4-1)$$

Où : c représente la vitesse du son dans le fluide en m/s, L représente la longueur de la conduite considérée en m.

Dans le cas de l'injecteur, la conduite mesure 0.29 m et la vitesse du son est donnée grâce à la sonde de mesure des propriétés du fluide que l'on pouvait apercevoir sur le schéma de la rampe présenté dans la figure 4.2. Cette vitesse est de 1400 m/s dans le cas du ISO 4113. On obtient une fréquence de 1207 Hz. Ceci correspond à la fréquence de 1200 Hz trouvée sur le spectre de la pression de la rampe illustré dans la figure 4.9 et confirme qu'une onde de pression est bien présente dans chaque conduite qui alimente chaque injecteur. La littérature (Berg et al., 1982) indique également la fréquence du premier harmonique. En fait, le premier harmonique ne se situe pas à une fréquence deux fois plus grande que la fréquence trouvée précédemment, mais à une fréquence trois fois plus grande. La formule conduit à calculer un harmonique qui doit apparaître à la fréquence de 3621 Hz. Ce qui est effectivement le cas lorsque le spectre est examiné dans les fréquences supérieures à 1400 Hz.

Comme on a pu l'apercevoir sur les figures 4.10 et 4.11, certaines de ces 5 fréquences présentent une variation de leur amplitude suivant la position où la pression a été relevée. Les résultats concernant les amplitudes de toutes les fréquences ont donc été rassemblés sous forme de tableaux donnés en annexe V et un graphique synthétise tout cela pour les deux fréquences qui varient suivant la position. La figure 4.12 illustre une diminution de l'amplitude de la fréquence à 1000 Hz lorsque l'on s'approche du côté de la rampe où le régulateur est connecté.

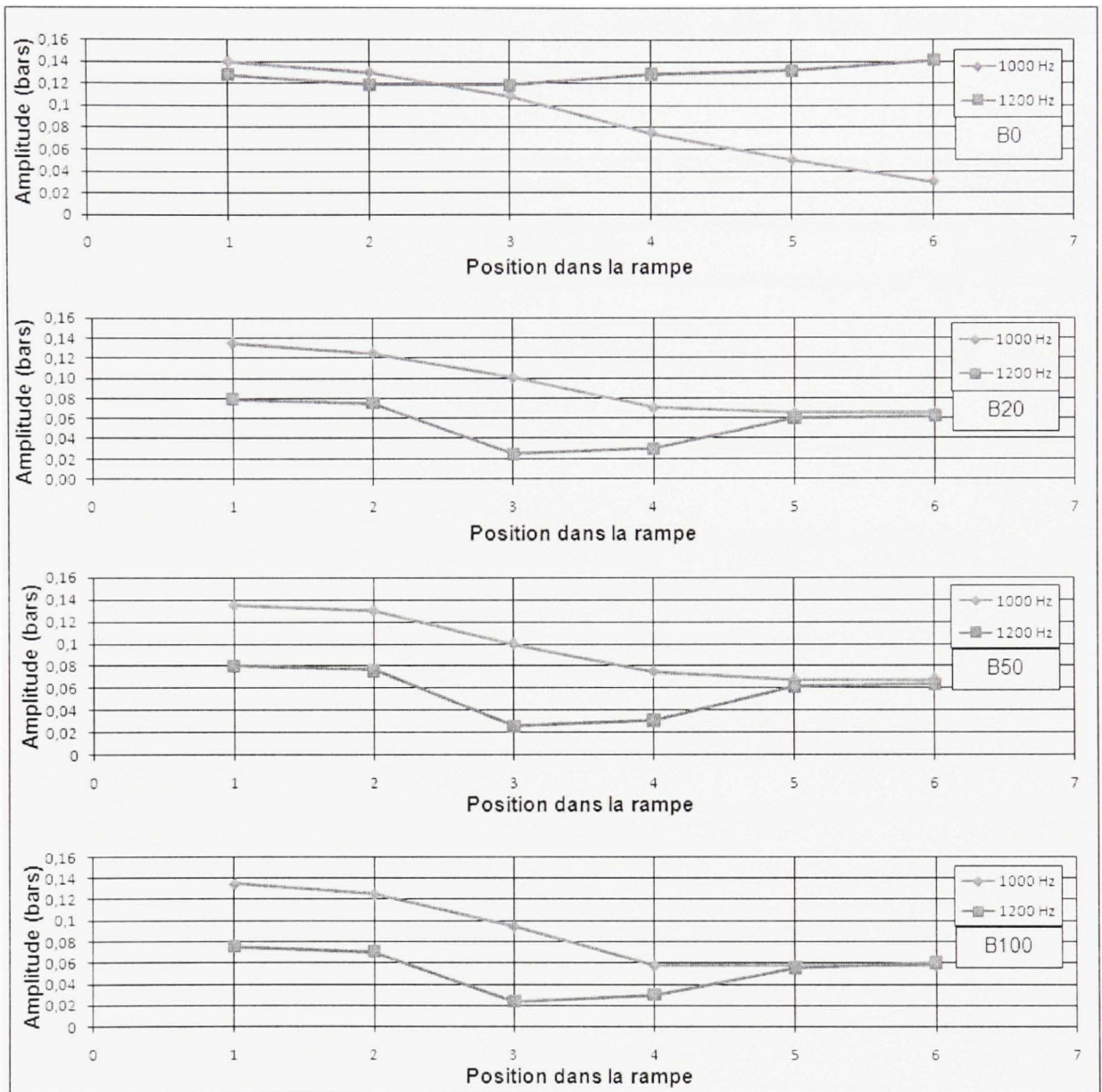


Figure 4.12 *Variation de l'amplitude des fréquences de 1000 Hz et 1200 Hz suivant la position du relevé de pression dans la rampe et de la concentration en biodiesel.*

Si on observe les mouvements du fluide dans la rampe par le biais du débit, on peut expliquer le phénomène concernant la variation de pression à 1000 Hz. On remarque que la partie où la pression varie le moins correspond à la partie où le débit est le plus élevé. Cette partie où le débit est le plus élevé se situe du côté où le régulateur est connecté. L'alimentation de la rampe délimite l'autre côté de la rampe où le débit est le plus élevé. La

figure 4.13 explique le phénomène qui a été observé grâce à deux simulations dans lesquelles le régulateur de pression avait été changé de position.

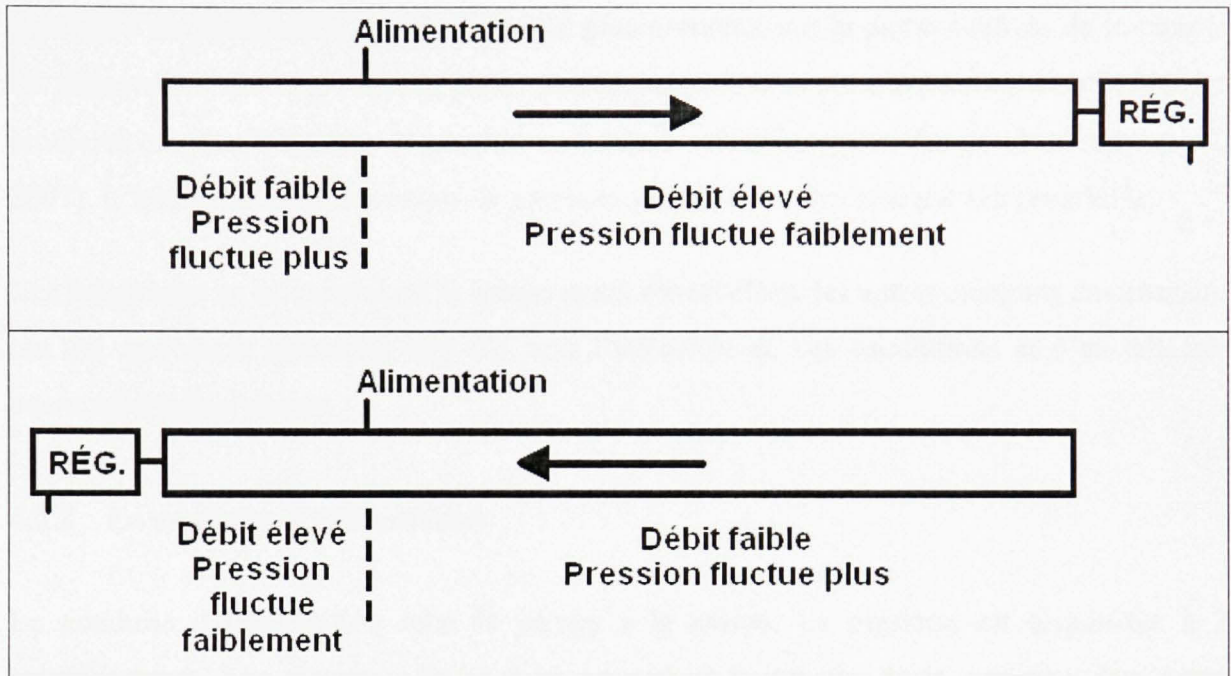


Figure 4.13 *Mouvements du fluide dans la rampe et fluctuations de pression à 1000 Hz suivant la position du régulateur.*

La position du régulateur a donc un effet sur la variation de pression, mais la position de l'alimentation de la rampe doit également être prise en compte.

Pour la fréquence à 1200 Hz, on constate sur la figure 4.12 une diminution de l'influence des ondes de pression des conduites des injecteurs dans la partie centrale de la rampe. Le carburant a aussi une certaine influence. Lorsque le biodiesel est utilisé l'amplitude des ondes est diminuée. Les ondes sont réduites dans la partie centrale de la rampe car le réservoir de carburant créé par celle-ci est plus important dans la partie centrale. Les conduites des injecteurs sont connectées sur la rampe et chaque connexion est entourée par deux parties de rampe (une à droite et une à gauche). Les conduites reliées aux extrémités de la rampe sont entourées par une partie plus courte (à droite pour l'injecteur #4 et à gauche pour l'injecteur #1). Ceci a pour effet de créer un réservoir de carburant plus petit

pour ces deux injecteurs. Ces réservoirs moins importants amortissent plus faiblement les ondes des conduites des injecteurs. En ce qui concerne le biodiesel, les ondes des conduites des injecteurs sont transmises plus efficacement par le B0. Les biodiesels font également apparaître un phénomène d'amortissement plus prononcé sur la partie centrale de la rampe. Ce phénomène, dont on vient de parler précédemment, se dessine cependant avec le B0. Le biodiesel est plus visqueux et possède une masse volumique plus élevée (McCrady et al., 2007). L'amortissement des ondes de pression semble donc favorisé par ces propriétés.

Les fréquences se trouvant dans la rampe ayant été révélées, les autres éléments environnant ont été également examinés afin d'y voir l'influence de ces oscillations et d'en détecter éventuellement d'autres.

4.2.2 La conduite d'alimentation

La conduite d'alimentation relie la pompe à la rampe. La pression est disponible à 2 emplacements. Les figures 4.14 et 4.15 présentent le spectre de la pression dans cette conduite pour le cas du ISO 4113.

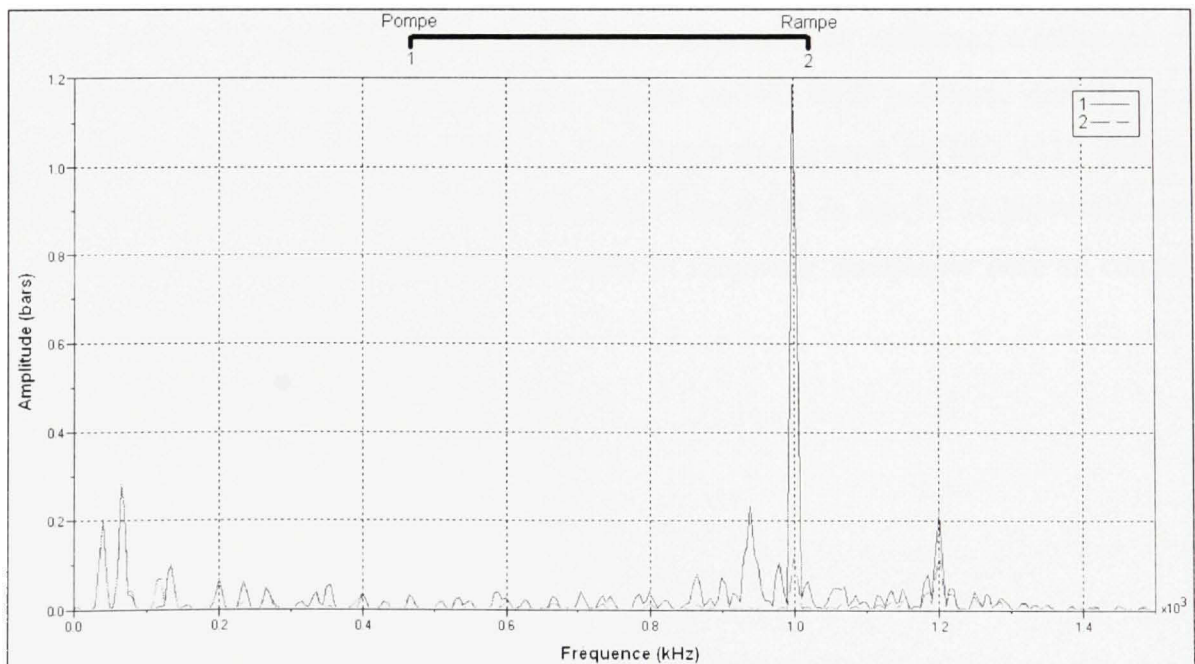


Figure 4.14 *Spectre dans la conduite d'alimentation (Cas du ISO 4113).*

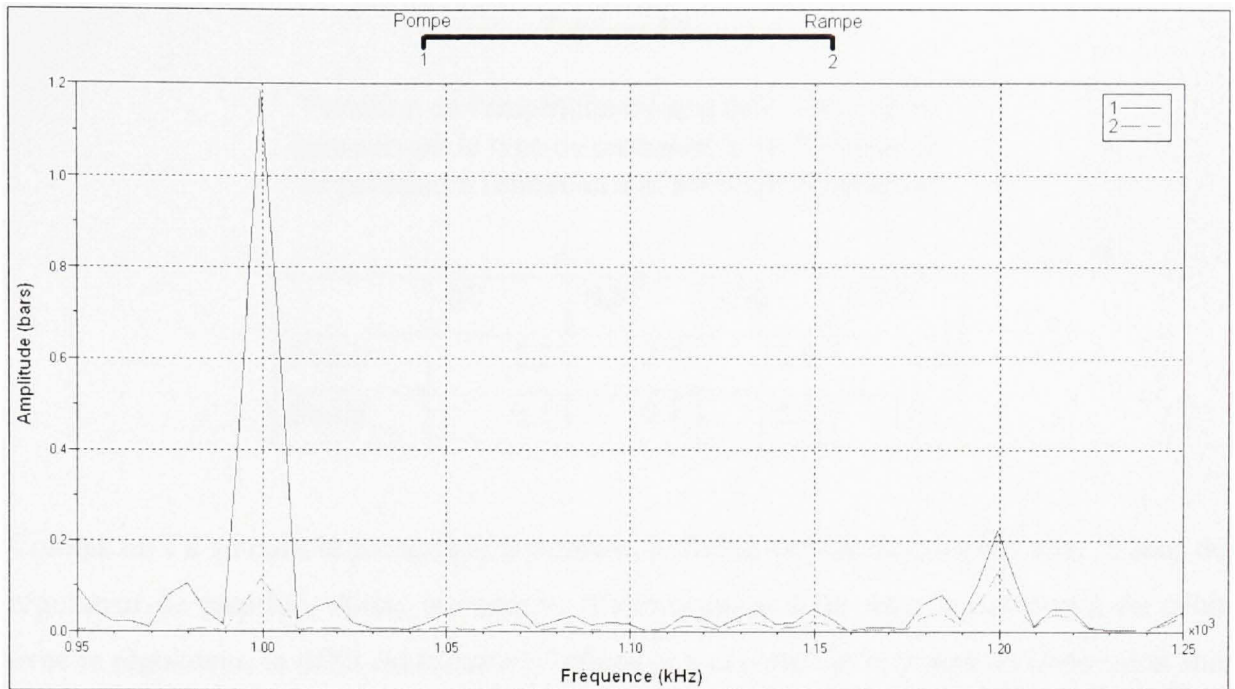


Figure 4.15 *Détails de l'amplitude dans la conduite d'alimentation à 1000 Hz et 1200 Hz (Cas du ISO 4113).*

On peut noter la variation entre les 2 valeurs d'amplitudes du spectre pour le cas de l'oscillation à 1000 Hz et à 1200 Hz. On remarque une diminution de l'oscillation lorsque l'on est proche de la rampe dans les 2 cas. Le changement de carburant n'influence pas l'amplitude de l'oscillation de pression par rapport au ISO 4113 présentée dans la figure 4.14. On note juste une augmentation de l'amplitude par rapport au ISO 4113 puis une stagnation. Le tableau 4.4 présente les valeurs de l'amplitude du spectre de la pression pour la fréquence d'oscillation à 1000 Hz qui reste la fréquence dominante dans la conduite d'alimentation de la rampe.

Tableau 4.4

Variation de l'amplitude du spectre à 1000 Hz en bars suivant le type de carburant pour l'oscillation de pression à l'entrée et à la sortie de la conduite

| | B0 | B20 | B50 | B100 |
|--------|-----|-----|-----|------|
| Entrée | 1.2 | 2.7 | 2.8 | 2.5 |
| Sortie | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 |

Comme on l'a vu dans le paragraphe précédent, le fluide suit un mouvement dans le sens du régulateur de pression. Ainsi, la conduite d'alimentation étant dans la continuité du débit avec le régulateur, le débit est fortement influencé à la sortie de la pompe et la pression suit la même tendance. Pour le carburant, comme on peut le voir en annexe V avec le tableau des amplitudes des oscillations de la pression dans la rampe, le changement de carburant n'influence pas vraiment l'amplitude des oscillations à 1000 Hz.

4.2.3 Les conduites d'alimentation des injecteurs

Dans le cas des conduites qui alimentent les 4 injecteurs, la pression relevée est, là aussi, disponible à 2 endroits différents. Les figures 4.16 et 4.17 montrent le spectre de la pression relevé dans la conduite de chaque injecteur. Le premier injecteur correspond aux 2 courbes numérotées 1 et 2. Les chiffres suivants se rapportent de la même façon aux injecteurs 2, 3 et 4 comme schématisé au dessus du graphique.

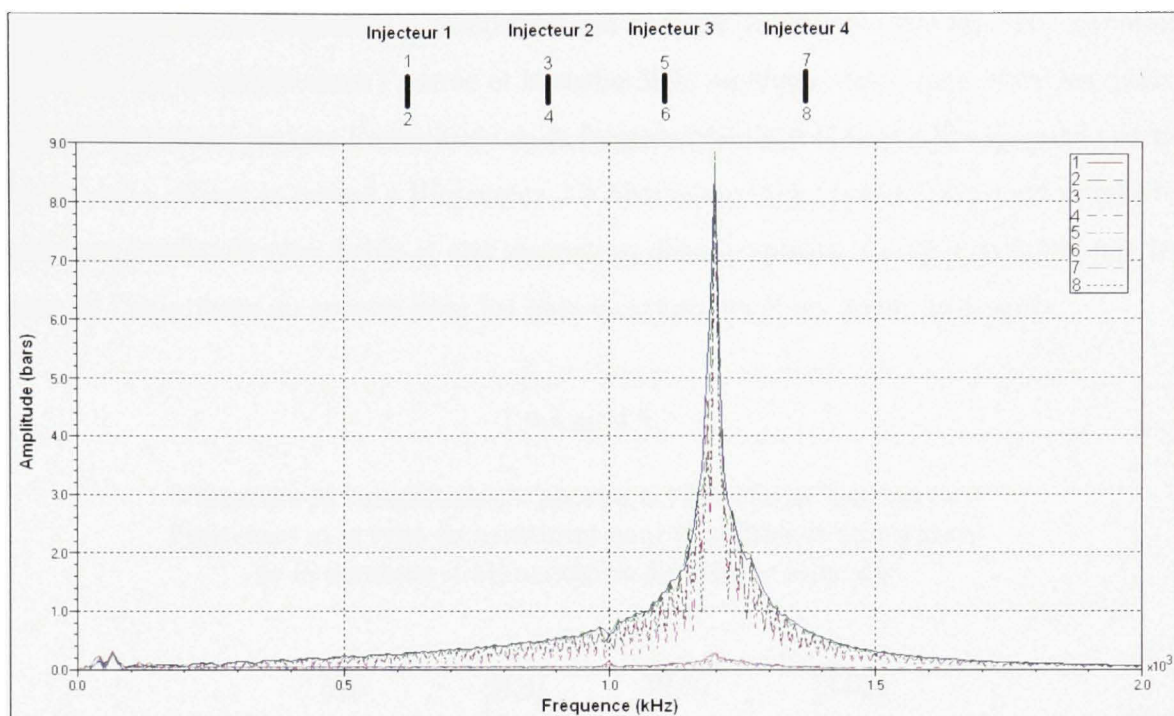


Figure 4.16 *Spectre de la pression dans les conduites d'alimentation des injecteurs (cas du ISO 4113).*

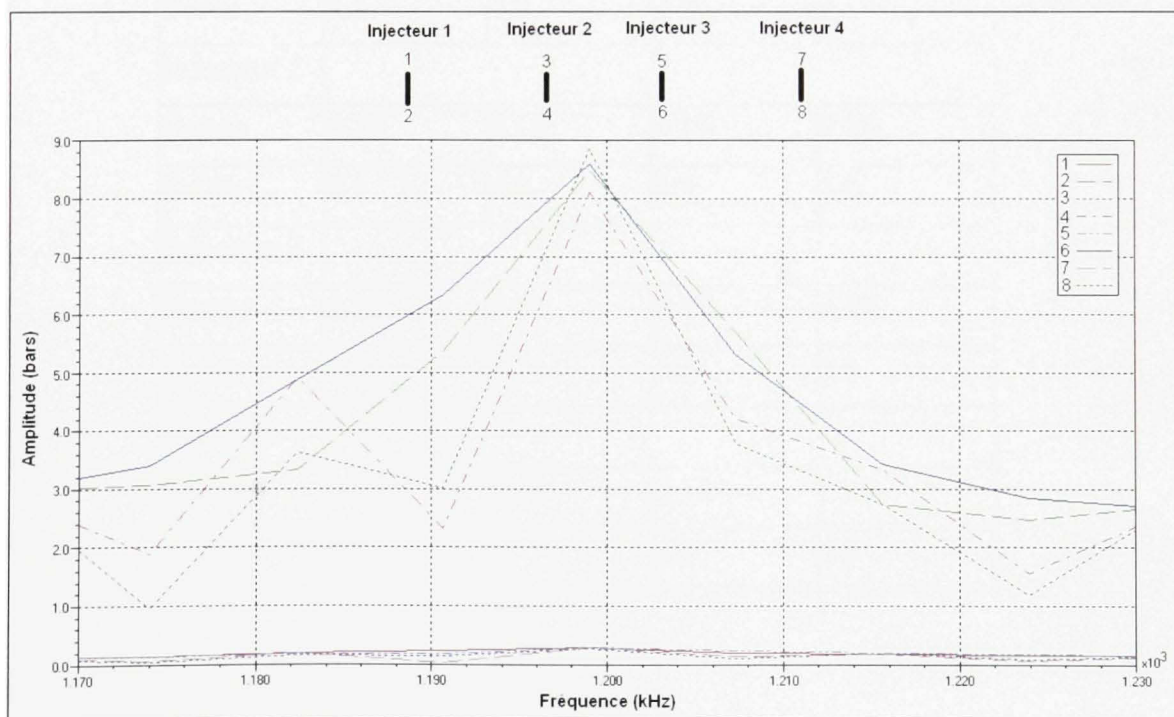


Figure 4.17 *Spectre de la pression dans les conduites d'alimentation des injecteurs à 1200 Hz (Cas du ISO 4113).*

Dans ces éléments, la fréquence d'oscillation qui domine se situe à 1200 Hz. Une variation d'amplitude est observée entre l'entrée et la sortie de la conduite, mais aussi entre les quatre injecteurs. On remarque que l'amplitude de la fréquence à 1200 Hz est dominée par la sortie de la conduite reliant la rampe à l'injecteur. Le changement de type de carburant conduit à obtenir une amplitude plus faible et une stagnation dans le spectre. Le tableau 4.5 donne les valeurs de l'amplitude du spectre pour les quatre carburants et les quatre injecteurs.

Tableau 4.5

Variation de l'amplitude du spectre à 1200 Hz en bars suivant l'injecteur et le type de carburant pour l'oscillation de pression de la conduite d'alimentation de chaque injecteur

| | B0 | B20 | B50 | B100 |
|-------------|------|------|------|------|
| Injecteur 1 | | | | |
| Entrée | 0.27 | 0.18 | 0.2 | 0.21 |
| Sortie | 8.5 | 4.9 | 4.9 | 5 |
| Injecteur 2 | | | | |
| Entrée | 0.27 | 0.19 | 0.19 | 0.18 |
| Sortie | 8.1 | 4.9 | 4.9 | 5.6 |
| Injecteur 3 | | | | |
| Entrée | 0.28 | 0.19 | 0.19 | 0.18 |
| Sortie | 8.5 | 5 | 5.1 | 5.5 |
| Injecteur 4 | | | | |
| Entrée | 0.28 | 0.18 | 0.18 | 0.19 |
| Sortie | 8.8 | 5 | 5.1 | 5.5 |

4.2.4 Analyse des résultats

Les résultats des différentes simulations ont permis d'observer l'oscillation de la pression dans les différents éléments constituant le système à rampe d'injection commune. Cinq fréquences d'oscillation de pression apparaissent.

Les quatre premières fréquences sont dues au fonctionnement du moteur. La dernière fréquence est due à une onde de pression qui se met en place dans les conduites alimentant chaque injecteur.

Les fréquences d'oscillations étant trouvées, une comparaison entre les différents carburants (B0, B20, B50 et B100) a été effectuée afin de noter leurs influences dans les différentes zones du système.

Le graphique de la figure 4.18 présente une cartographie du système dans le cas où il est alimenté en ISO 4113 (B0). Ceci permet de détecter les zones où chaque oscillation prend une part plus importante. Les oscillations entre les différents carburants sont ensuite comparées au moyen de trois autres figures du même type (les figures 4.19, 4.20 et 4.21) pour le B20, B50 et B100 respectivement.

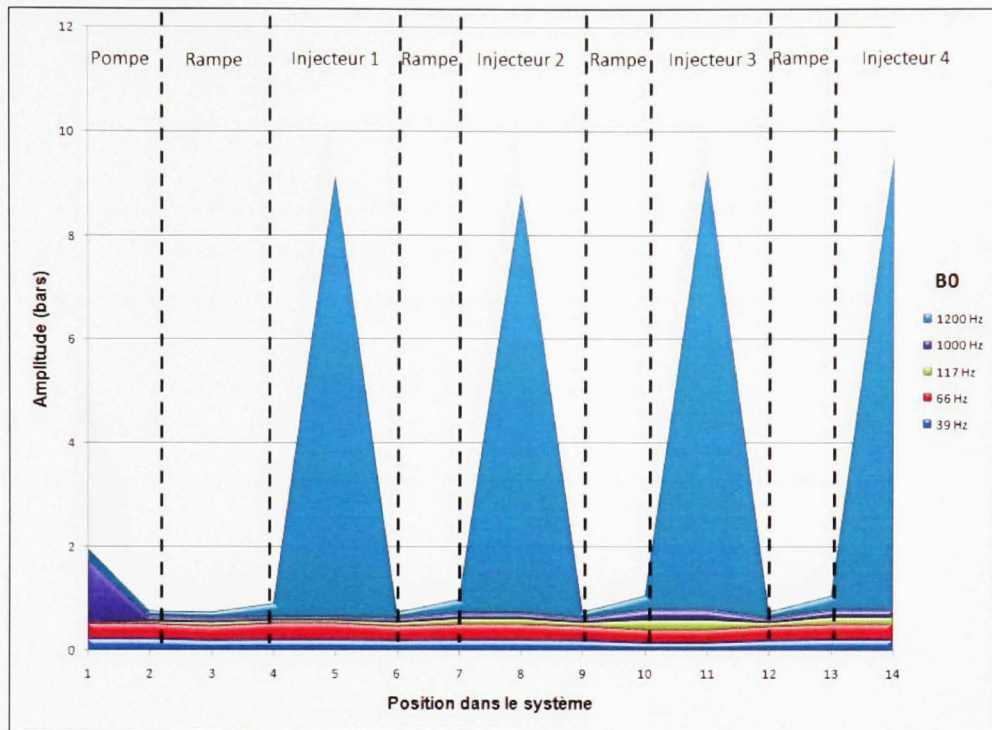


Figure 4.18 Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du ISO 4113).

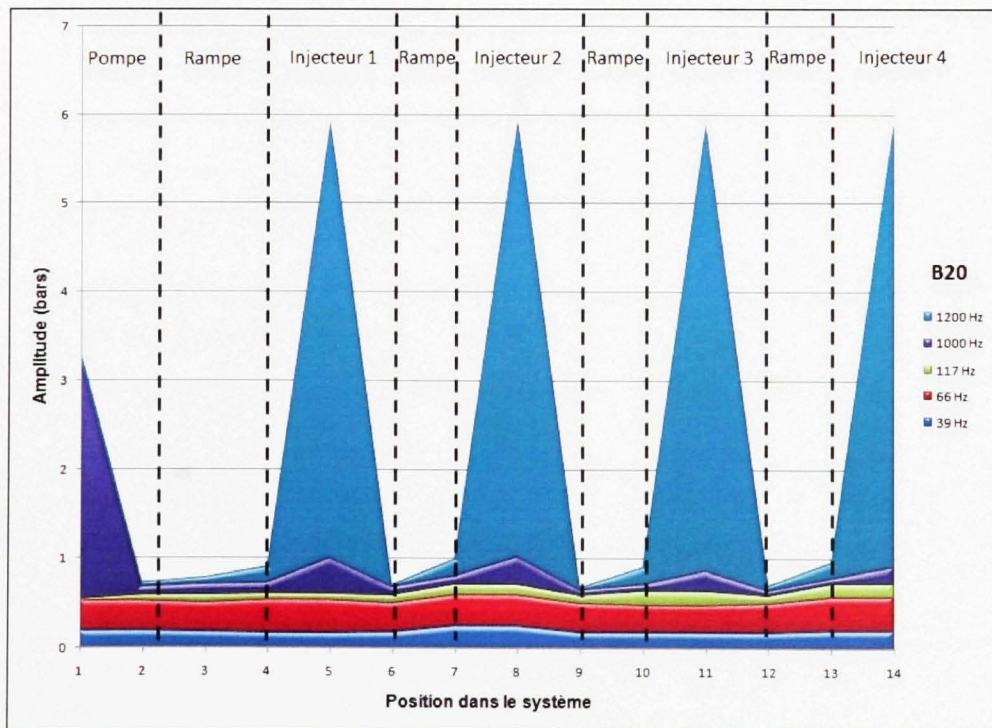


Figure 4.19 Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du B20).

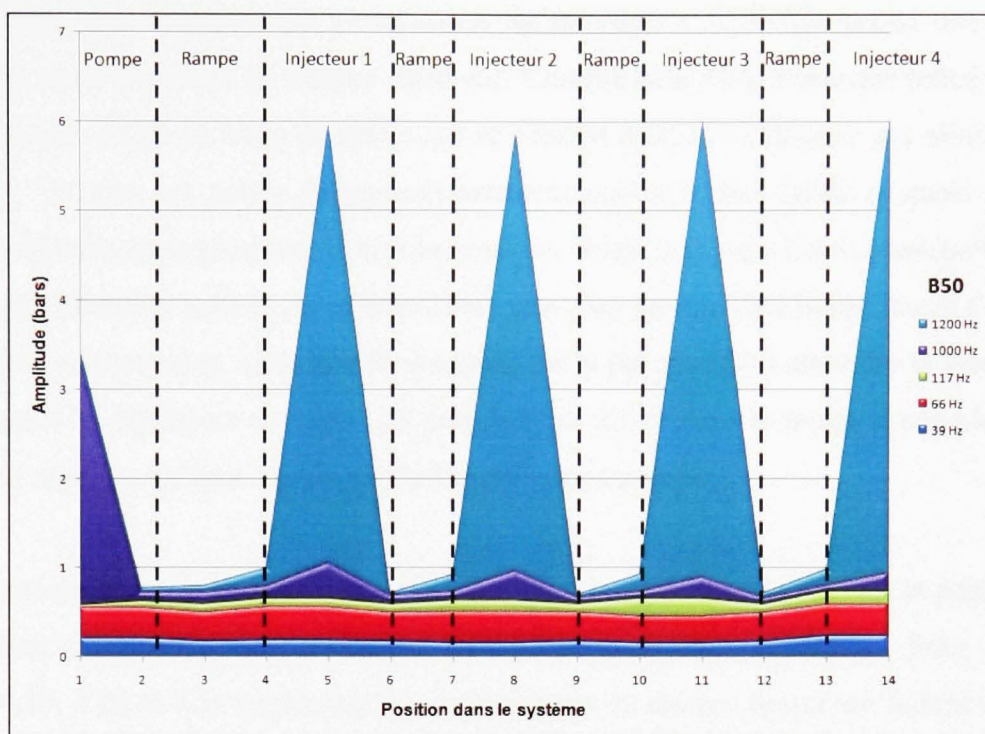


Figure 4.20 *Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du B50).*

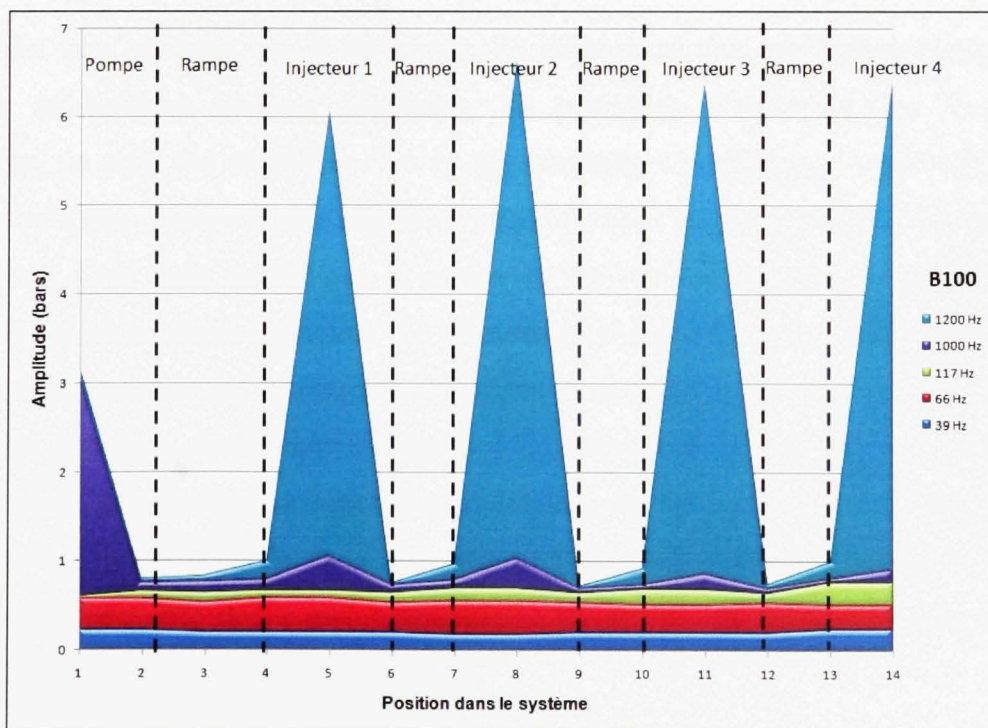


Figure 4.21 *Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du B100).*

On remarque tout d'abord que l'oscillation de pression à 1200 Hz prend une part très importante dans les zones de chaque injecteur. Comme cela a été remarqué précédemment, ce phénomène est dû au coup de bélier qui se produit dans les conduites qui alimentent les injecteurs. Ensuite, les autres fréquences prennent une part plus faible et quasi constante dans l'oscillation de la pression de tout le système. Seule la pompe haute pression reste plus sensible. La pression sortant de celle-ci subit une plus grande oscillation due à l'influence du régulateur de pression. Ceci semble logique, car la pression doit atteindre la valeur limite pour laquelle le régulateur est réglé. La pression qui arrive dans la rampe a une plus grande différence avec la consigne au niveau de la sortie de la pompe.

Maintenant que l'on vient de voir la répartition de chaque fréquence suivant la position dans le système, l'influence des différents carburants peut être examinée. Pour cela, les figures 4.19, 4.20 et 4.21 représentent la contribution de chaque fréquence faisant osciller la pression suivant la position dans le système avec les autres carburants. Les figures suivent le même principe que la figure 4.18.

En premier lieu, quelque soit le carburant, les fréquences des oscillations concernant les éléments mécaniques (pompe, régulateur de pression), c'est-à-dire les 4 premières fréquences, ne sont pas modifiées. En ce qui concerne l'oscillation à 1200 Hz, un léger décalage vers une fréquence plus élevée est observé avec l'augmentation de la concentration en biodiesel. Ceci vient du fait que la vitesse du son est légèrement augmentée lorsque la concentration en biodiesel augmente. Ce phénomène s'observe sur les résultats de l'élément qui permet de mesurer les différentes propriétés dans le fluide et que l'on retrouve sur le schéma de la rampe donné dans la figure 4.2. Ainsi, si la vitesse du son augmente, la formule (4-1) permet de confirmer l'augmentation de fréquence. L'augmentation de la vitesse du son (c) dépend de deux paramètres. Comme le présente l'équation (4-2), une augmentation peut être due à une augmentation du module de compressibilité E_v ou une diminution de la masse volumique ρ .

$$c = \sqrt{\frac{E_v}{\rho}} \quad (4-2)$$

Étant donné que le changement de carburant implique un changement de plusieurs propriétés dans le carburant, il est encore difficile de déterminer quelle propriété influence l'augmentation de la vitesse du son dans le fluide lors de la hausse de la concentration en biodiesel.

Ensuite, en ce qui concerne l'amplitude des oscillations, le spectre nous permet d'observer une stagnation de l'amplitude pour les fréquences des éléments mécaniques. Seule la fréquence de l'onde de pression (1200 Hz) a une amplitude qui varie. Cette fréquence suit une évolution d'amplitude décroissante avec l'augmentation de la quantité de biodiesel, puis une nouvelle augmentation avec le B100.

Les variations d'amplitudes des fréquences ayant été observées, il est important de ne pas oublier que l'on souhaite examiner le fonctionnement d'un tel système afin de détecter si des variations de débit ont lieu. En effet, si des variations de débit se produisent, il pourrait y avoir une modification de la combustion dans les cylindres, entraînant ainsi une augmentation des polluants ou une diminution des performances du moteur. Il est donc nécessaire d'examiner le débit des injecteurs.

4.2.5 Débit des injecteurs

Maintenant que les variations de pressions sont identifiées, localisées et prédites, il est intéressant de voir quelle importance elles ont sur le débit de l'injecteur. Pour cela, la figure 4.22 présente le débit de l'injecteur 1 avec les 4 carburants. En fait, on observe quelques variations de débit entre les injecteurs, mais ces variations restent faibles (0.2 g/s). Par contre, l'effet du carburant sur le débit suit toujours le même ordre quelque soit l'injecteur considéré.

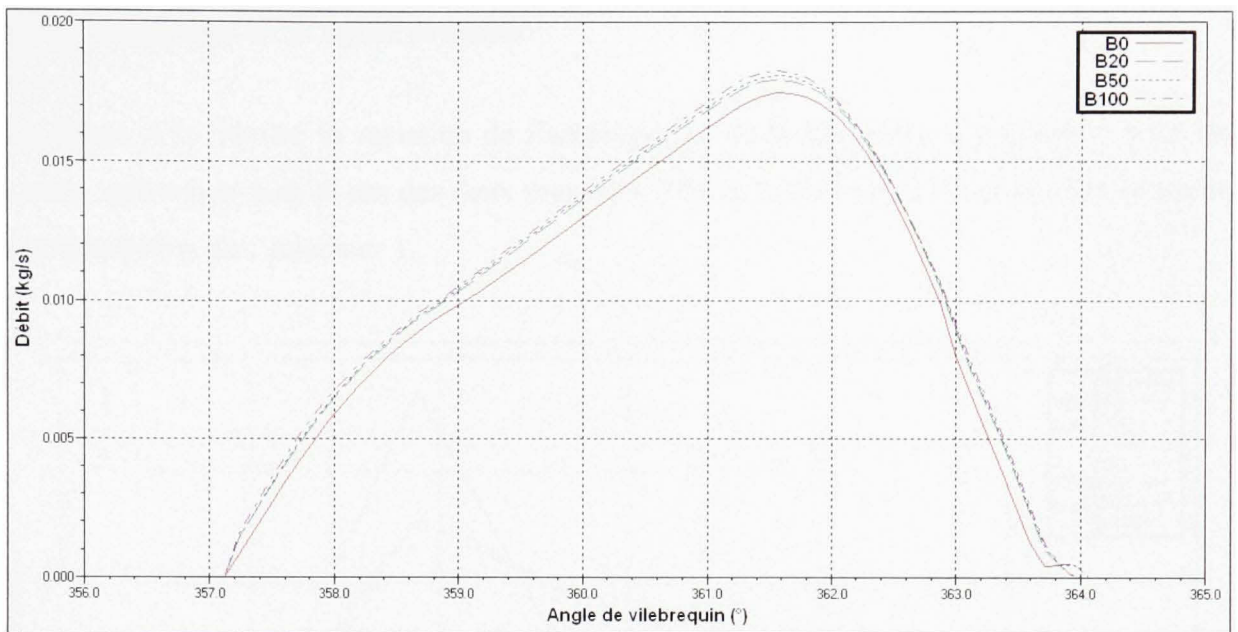


Figure 4.22 Débit de l'injecteur 1 en fonction de l'angle du vilebrequin en injection simple pour les 4 carburants.

On peut voir très clairement que le débit est croissant avec l'augmentation de la concentration en biodiesel. Le débit augmente de 5% si on remplace le B0 par du B100. Le biodiesel étant plus visqueux et plus lourd (plus grande masse volumique), on en déduit que le débit semble influencé par ces propriétés.

Maintenant que les différents carburants ont permis de voir les modifications induites sur les oscillations de la pression et sur le débit, la pression et la vitesse de rotation du moteur ont été examinées. Le but est de détecter si ces 2 paramètres ont également une influence. Pour cela, la pression a été augmentée à 1350 bars. Cette valeur correspond à la pression qui est couramment utilisée dans les moteurs d'aujourd'hui. Étant donné que la fréquence d'oscillation à 1200 Hz reste la fréquence dominante au niveau du fluide qui parcourt l'injecteur, ce sera la fréquence privilégiée dans la suite du travail.

4.2.6 Influence de la haute pression

La figure 4.23 illustre la variation de l'amplitude et de la fréquence d'oscillation pour les quatre carburants dans le cas des deux pressions (650 et 1350 bars) à la sortie de la conduite d'alimentation de l'injecteur 1.

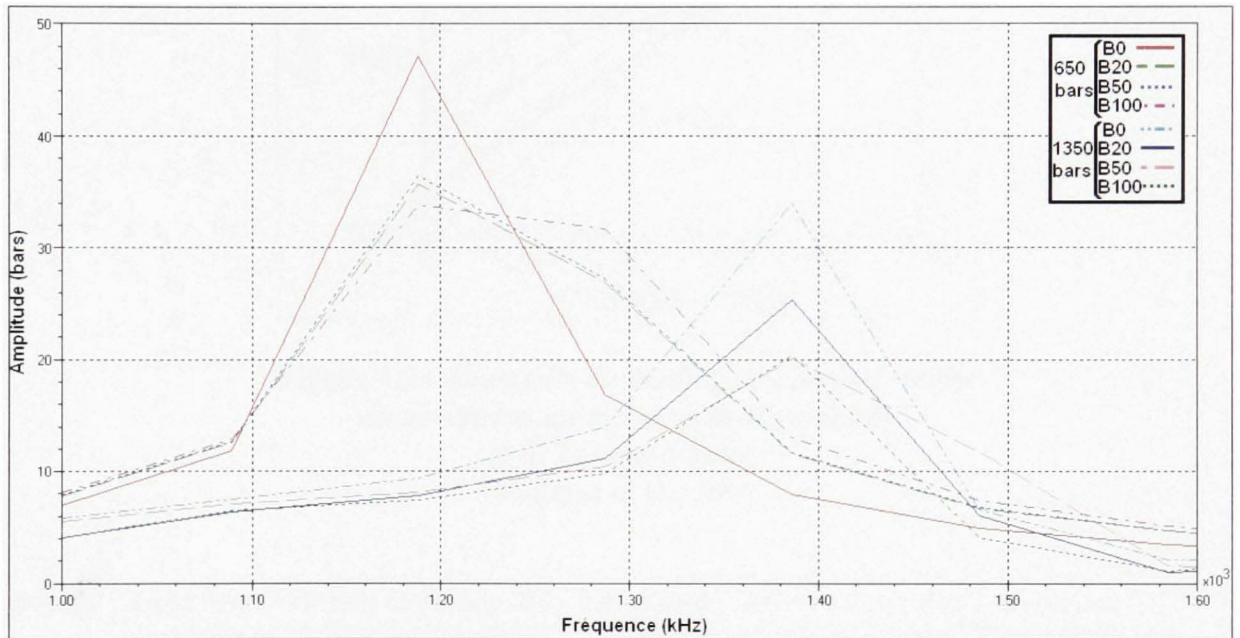


Figure 4.23 Évolution de la fréquence d'oscillation dans la conduite d'alimentation de l'injecteur 1 à 650 et 1350 bars.

En fait, pour 1350 bars, la fréquence n'existe plus à 1200 Hz mais à 1400 Hz. Le déplacement de la fréquence d'oscillation est directement lié à l'augmentation de pression dans le système. La littérature (Dzida et al., 2008; Yamane et al., 2001) indique que le diesel et le biodiesel ont un module de compressibilité qui augmente avec la pression. La figure 4.24 tirée de l'article de Yamane et al. illustre ce comportement.

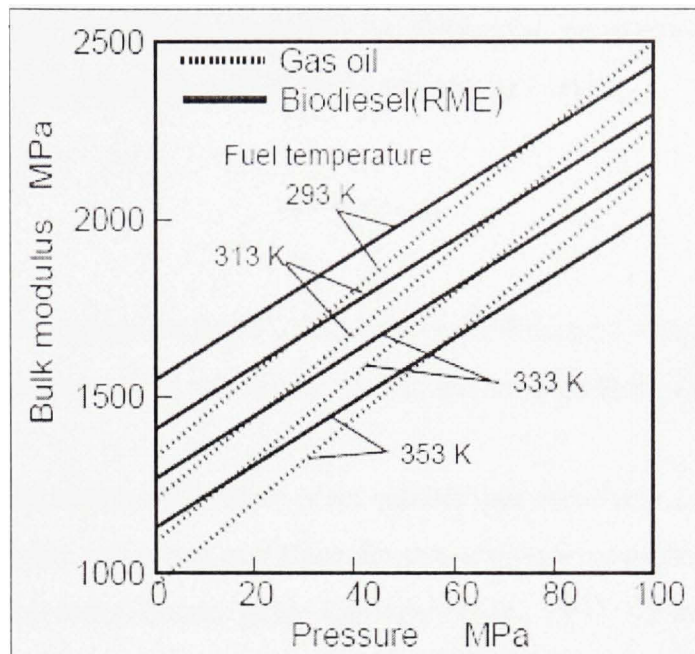


Figure 4.24 Évolution du module de compressibilité du carburant en fonction de la pression et de la température.
(Yamane et al., 2001)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de M. Koji Yamane, *Influence of physical and chemical properties of biodiesel fuels on injection, combustion and exhaust emission characteristics in a direct injection compression ignition engine*, publié en 2001.

Ainsi, d'après les équations (4-1) et (4-2), on peut déduire que l'augmentation du module de compressibilité du fluide (E_v) augmente la vitesse du son et en conséquence la fréquence d'oscillation.

En ce qui concerne l'amplitude, on constate une diminution pour la pression à 1350 bars par rapport à 650 bars.

Pour commencer, il faut noter que l'amplitude de l'onde de pression sur le spectre correspond à l'amplitude de la fluctuation de pression en bars. Cette dernière peut être déterminée grâce à la formule de Joukowski-Allievi dans certains cas ou la formule de Michaud dans d'autres cas (Binder, 1973; Camichel et al., 1917; Sidransky et al., 1966). La formule de Joukowski-Allievi a été la première à apparaître. Elle est présentée dans

l'équation (4-3). Elle permet de quantifier la différence de pression entre la pression maximale et la pression minimale créées par le passage de l'onde.

$$\Delta P = \rho \cdot c \cdot u \quad (4-3)$$

Avec : ρ la masse volumique en kg/m^3 , u la vitesse du fluide en m/s pendant l'écoulement au moment de la fermeture de la vanne, c la vitesse du son dans le fluide en m/s .

En fait, la formule de Joukowski-Allievi n'est valable que dans les cas où la fermeture de la vanne est rapide. Sinon, on trouve que l'écoulement aura une amplitude moins élevée dans le cas où son arrêt est lent (Binder, 1973; Camichel et al., 1917). Dans ce cas, on utilise la formule de Michaud. Le seuil limite entre un arrêt lent et un arrêt brusque se calcule avec l'équation (4-4). Ce temps correspond à la durée nécessaire à l'onde pour effectuer un aller-retour dans la conduite. Si la fermeture est plus longue que le temps d'un aller-retour, l'onde aura la possibilité de s'évacuer par l'orifice encore ouvert et ceci réduira son amplitude.

$$t_{\text{lim}} = \frac{2 \cdot L}{c} \quad (4-4)$$

Avec : t_{lim} le seuil de temps en s, L la longueur de la conduite en m, c la vitesse du son en m/s .

Ainsi, dans le cas où l'on fonctionne avec une fermeture lente, l'amplitude se calcule avec la formule de Michaud. Cette formule, proposée par Michaud en 1878, continue d'être utilisée pour caractériser les systèmes soumis aux coups de bélier.

$$\Delta P = \frac{2 \cdot L \cdot \rho \cdot u}{t} \quad (4-5)$$

Avec : L la longueur de la conduite en m, ρ la masse volumique du fluide en kg/m^3 , u la vitesse moyenne du fluide avant la fermeture de la vanne en m/s, t le temps de fermeture de la vanne en s.

Si on se replace dans le contexte d'une pression plus élevée, par le biais de la littérature (Bergant et al., 2003; Binder, 1973; Robert, 2004) on sait que la diminution de l'amplitude de l'onde (une fois qu'elle a pris place) est liée essentiellement au frottement et donc à la perte de charge dans la conduite. Cette perte de charge est reliée au nombre de Reynolds. Le nombre de Reynolds est régi par l'équation (4-6).

$$R_e = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (4-6)$$

Avec : ρ la masse volumique en kg/m^3 , u la vitesse moyenne du fluide en m/s, D le diamètre hydraulique de la conduite en m, μ la viscosité absolue en kg/m.s .

Le diagramme de Moody indique le comportement du coefficient de Darcy-Weisbach (coefficient de friction) qui entraîne la perte de charge. Ce coefficient dépend de la rugosité de la conduite et du nombre de Reynolds. La perte de charge se calcule avec l'équation suivante.

$$\Delta P_{ch} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho u^2}{2} \quad (4-7)$$

Avec : f le coefficient de Darcy-Weisbach, L la longueur de la conduite en m, D le diamètre hydraulique de la conduite en m, ρ la masse volumique en kg/m^3 , u la vitesse moyenne du fluide en m/s.

Ainsi, si on se place sur le diagramme de Moody, comme dans la figure 4.25, les points de fonctionnements pour les deux pressions dont il est question se situent dans une zone d'écoulement légèrement différente. Une pression plus élevée, et donc une vitesse plus élevée, donne un point de fonctionnement en régime turbulent car le nombre de Reynolds est plus important. AMESim donne un nombre de Reynolds de 4500 à 1350 bars, contre 3600 à 650 bars.

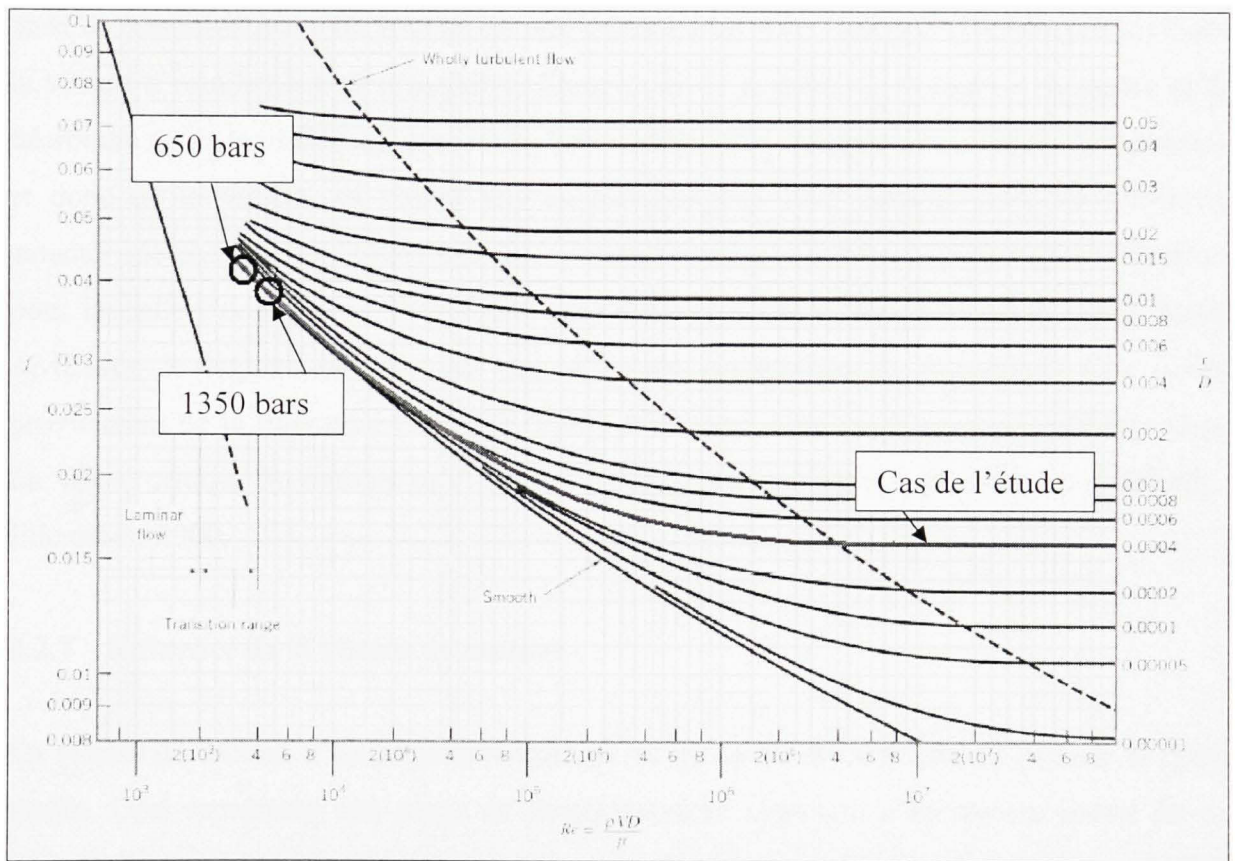


Figure 4.25 Diagramme de Moody.
(Adapté de Munson et al., 2006)

Source : Cette figure a été tirée du livre de M. Bruce R. Munson, *Fundamentals of Fluid Mechanics 5th edition*, publié en 2005.

Lorsque le phénomène d'amortissement s'initie, le coefficient de friction pour 1350 bars est légèrement plus faible que pour 650 bars. Comme ils sont très proches, on pourrait les considérer quasiment identiques. Par contre, la vitesse du fluide est beaucoup plus élevée : 8

m/s pour 650 bars, contre 13.4 m/s pour 1350 bars. Comme la perte de charge (équation (4-7)) est proportionnelle au carré de la vitesse du fluide, la chute de pression sera plus importante à 1350 bars et la vitesse chutera beaucoup plus rapidement. Il en résulte une chute très rapide du nombre de Reynolds pour le cas à 1350 bars. Ceci implique que le coefficient de friction passe sur la courbe des coefficients de friction en écoulement laminaire et augmente de nouveau. A 650 bars, on se trouve à l'entrée du régime de transition. Le coefficient f est donc sur le point d'effectuer une diminution en entrant dans la zone de transition avant de poursuivre une remontée en zone laminaire. Comme dans ce cas la vitesse d'écoulement est plus faible, l'amplitude de la perte de charge est diminuée et la décroissance de la vitesse est plus lente. La variation de f , tributaire du nombre de Reynolds et donc de la vitesse, se traduit pas un passage plus long dans la zone de transition caractérisée par de plus faibles valeurs. L'amortissement est donc diminué. C'est la raison pour laquelle l'onde de pression a une amplitude plus importante à pression faible. Dans AMESim, le logiciel se base sur des tables de coefficients de frottement. Ces tables proviennent de la littérature (Idelchik, 1986) et se rapportent au diagramme de Nikuradse. La valeur critique du nombre de Reynolds est la même que dans le diagramme de Moody. Elle est de 2000.

4.2.7 Influence de la vitesse du moteur

La vitesse du moteur a été augmentée jusqu'à la valeur de 4000 tr/min en partant de 2000 tr/min. Ceci représente une plage de fonctionnement classique d'un moteur diesel de ce type. La figure 4.26 expose la variation de l'amplitude de l'oscillation de la pression à 1200 Hz pour les quatre carburants classiques selon trois vitesses de rotation.

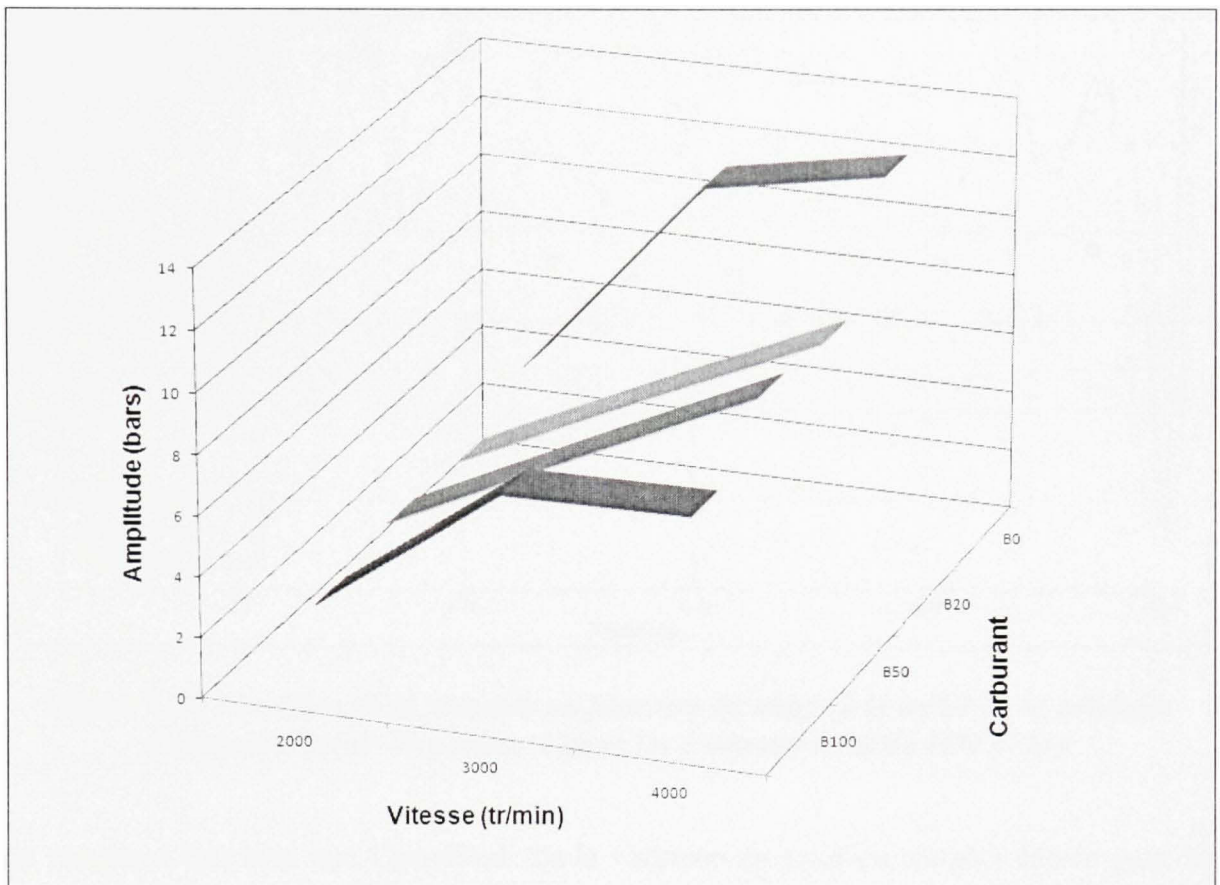


Figure 4.26 *Variation de l'amplitude de l'onde en fonction de la vitesse de rotation du moteur et du carburant.*

On remarque très bien que l'oscillation est toujours présente à 1200 Hz et que son amplitude ne fait qu'augmenter. De plus, l'effet du biodiesel qui diminuait cette onde est de moins en moins perceptible lorsque la vitesse augmente.

Le phénomène s'explique par le fait que l'onde de pression se répète plus souvent. En effet, l'onde de pression est progressivement dissipée lors du fonctionnement à 2000 tr/min. A 4000 tr/min, l'onde de pression revient plus souvent et l'amplitude globale est donc plus élevée. On remarque ceci sur le graphique de la figure 4.27 qui illustre la variation de la pression à la sortie de la conduite d'alimentation de l'injecteur 1 pour les trois vitesses de rotation du moteur. Il s'agit de l'agrandissement à la fin de l'amortissement juste avant l'injection suivante.

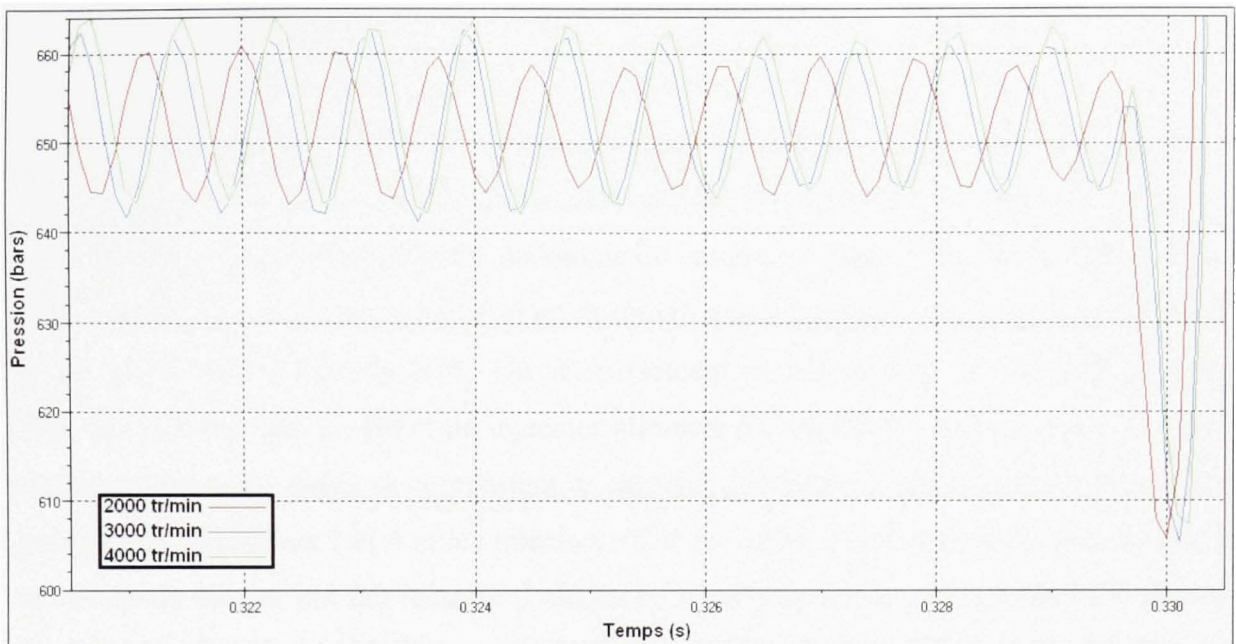


Figure 4.27 *Variation de la pression en fonction du temps à la sortie de la conduite d'alimentation de l'injecteur 1 pour les 3 vitesses (Cas du ISO 4113).*

On remarque très bien que l'amplitude de la variation de pression est plus élevée pour les grandes vitesses. Ceci confirme que l'onde s'amortit, mais comme le temps séparant les injections est plus court, un résidu plus important de l'onde précédente se met en place dans le signal qui conserve une amplitude légèrement plus élevée.

4.3 Bilan du chapitre

Au cours de ce chapitre, le système d'injection a tout d'abord été complètement modélisé. Après avoir vérifié qu'il donnait les mêmes résultats qu'un système d'injection réel, des tests ont pu être effectués avec les carburants disponibles dans AMESim. Ces carburants permettent de faire fonctionner le système avec du diesel classique et du biodiesel suivant différents pourcentages (B20, B50, B100).

Par la suite, les résultats ont été présentés. Ces résultats ont permis de mettre en évidence l'influence des ondes de pression dans le système à rampe d'injection commune. On observe des fluctuations de pression principalement dues au fonctionnement du moteur

(régulateur, fréquence d'injection, pompe). Néanmoins, il existe une fluctuation qui est la conséquence d'une onde de pression dans les conduites d'alimentation des injecteurs. Cette onde est provoquée par la fermeture rapide de chaque injecteur lors de son fonctionnement. Elle prédomine dans les conduites d'alimentation des injecteurs. Tout ceci amène à considérer que cette onde fait partie intégrante du système à rampe d'injection commune. Le débit de l'injecteur est donc analysé et on découvre que les carburants qui se rapprochent du biodiesel pur augmentent le débit. Un accroissement de 5% du débit est observé entre un injecteur alimenté par du B0 et un injecteur alimenté par du B100. De plus, pour un même carburant, les 4 injecteurs se comportent de manière quasiment identique (différence de 0.2 g/s entre les injecteurs 1 et 4 et les injecteurs 2 et 3). Enfin, l'influence de la pression et de la vitesse du moteur ont fait ressortir 2 éléments. La vitesse diminue la possibilité d'amortir l'onde. La pression quant à elle, permet de diminuer l'amplitude de cette onde.

Les résultats des simulations ont montré une certaine influence du biodiesel sur l'onde de pression et ont permis de conclure que les carburants qui se rapprochent du biodiesel augmentaient le débit. Cependant, comme le biodiesel diffère du diesel sur plusieurs propriétés (viscosité, masse volumique, chaleur spécifique ...), il est difficile de prendre position dans le rôle que tient chacune d'entre elle. Ainsi, comme Alam et al. (Alam et al., 2006) l'avaient fait judicieusement remarquer, il serait intéressant de modifier une seule propriété dans un carburant dans le but d'observer son influence. Grâce aux fichiers de carburants accessibles de AMESim, il a été possible de réaliser ce dont ces auteurs parlaient. En utilisant le fichier du carburant ISO 4113 (B0) et en modifiant une seule propriété selon la tendance du biodiesel, il est possible de voir l'influence des propriétés physiques du carburant lors de l'introduction du biodiesel. Le chapitre 5 concerne cette partie du travail.

CHAPITRE 5

VARIATION DES PROPRIÉTÉS DU CARBURANT EN INJECTION SIMPLE

Dans le but d'analyser la contribution de chaque propriété au phénomène de l'onde de pression, le diesel ISO 4113 a été utilisé en modifiant une seule propriété à chaque test. La propriété est modifiée en utilisant une valeur représentative du biodiesel.

L'ordre d'analyse suivi est identique à celui du chapitre précédent. Les fréquences identifiées dans les paragraphes précédents se retrouvent aussi au cours de ces essais. Les quatre premières fréquences ont été reliées aux éléments mécaniques. On a également remarqué que leur influence au niveau de l'amplitude était moindre par rapport à la fréquence à 1200 Hz provenant de l'onde de pression dans les conduites d'alimentation des injecteurs. Ainsi, l'analyse se concentrera sur l'influence des propriétés au niveau de cette fréquence et sur la masse injectée.

5.1 Influence de la chaleur spécifique

La première variable étudiée concerne la chaleur spécifique (C_p). Le tableau 5.1 présente les amplitudes de variation de la fréquence à 1200 Hz à la sortie de la conduite qui alimente chaque injecteur. La figure 5.1 illustre graphiquement cette variation. Comme présenté en annexe II, les variations des propriétés physiques ont été relevées pour plusieurs types d'esters d'huiles végétales par McCrady et al. (McCrady et al., 2007) et Conceicao et al. (Conceicao et al., 2007). Grâce à ces relevés, une plage de variation des propriétés physiques du biodiesel est disponible. Ensuite, l'équation de chaque propriété du ISO 4113 définie par AMESim a été ajoutée à chacun des graphiques concerné. Les coefficients de cette équation (celle de la chaleur spécifique par exemple) ont été modifiés afin de balayer toute la plage de variation de la propriété. Cette équation modifiée est ensuite implémentée dans AMESim. La chaleur spécifique a fait l'objet de cinq tests, donc de cinq équations différentes.

Tableau 5.1

Variation de l'amplitude d'oscillation à 1200 Hz en bars suivant la position et la chaleur spécifique en injection simple

| | ISO 4113 2100 J/kg K | C _p 1 2046 J/kg K | C _p 2 1989 J/kg K | C _p 3 1951 J/kg K | C _p 4 1914 J/kg K | C _p 5 1872 J/kg K |
|-------------|-------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| Injecteur 1 | | | | | | |
| Sortie | 8.5 | 7.9 | 6.4 | 6.8 | 7.2 | 7.8 |
| Injecteur 2 | | | | | | |
| Sortie | 8.1 | 7.8 | 6.5 | 6.9 | 7.2 | 7.4 |
| Injecteur 3 | | | | | | |
| Sortie | 8.2 | 7.8 | 6.5 | 6.8 | 7.2 | 7.8 |
| Injecteur 4 | | | | | | |
| Sortie | 8.7 | 8.4 | 6.9 | 7.2 | 7.7 | 7.9 |

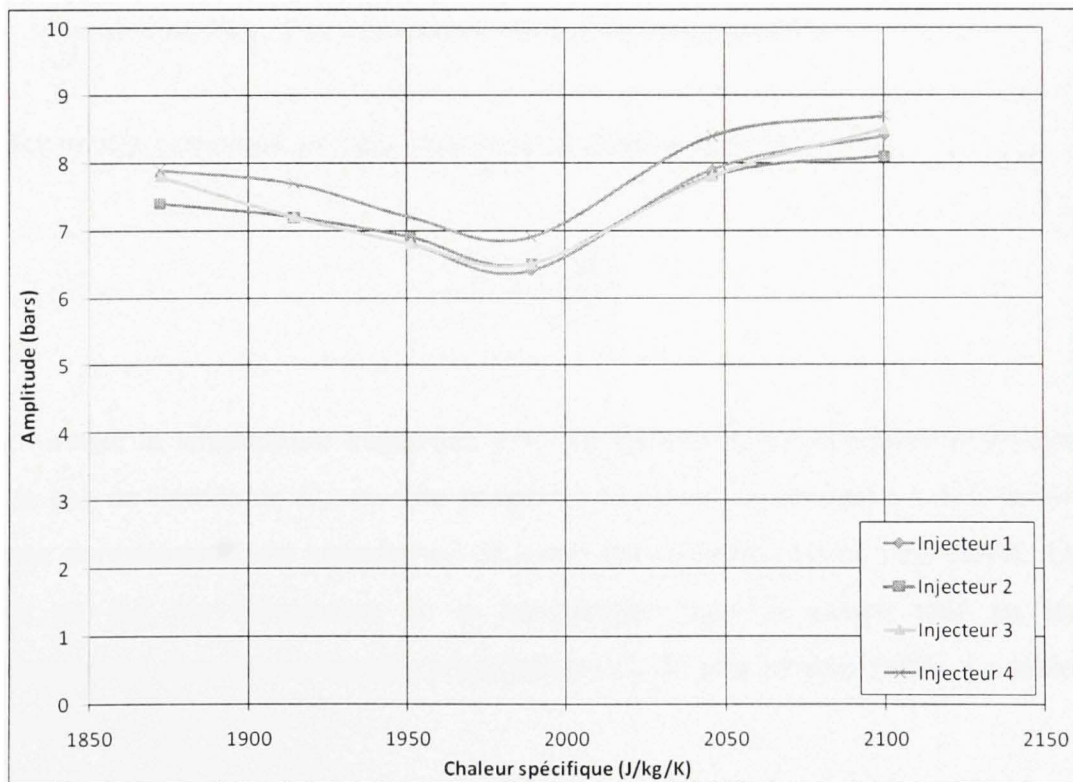


Figure 5.1 Variation de l'amplitude à 1200 Hz en fonction de la chaleur spécifique pour les 4 injecteurs en injection simple.

Le graphique montre que la variation de la chaleur spécifique influence l'amplitude de l'onde. Celle-ci décroît avec la diminution de C_p puis elle augmente.

Comme on a pu le voir dans l'équation (4-3), l'amplitude de l'onde de pression est proportionnelle à ρ , c et u . Dans le cas où l'on se trouve, ρ est constant et la vitesse varie légèrement, mais de manière non significative. On peut donc considérer que ΔP est proportionnelle à c . Il est donc nécessaire de voir si c est reliée à C_p .

D'après l'équation de C_p (Cengel et al., 2008), on sait que la chaleur spécifique et la température sont liées de manière inverse tel que présenté dans l'équation (5-1).

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (5-1)$$

Avec : h l'enthalpie J/kg, T la température en K, P la pression en Pa.

Pour des petites variations, on peut considérer la relation suivante :

$$C_p = \left(\frac{\Delta h}{\Delta T} \right) \quad (5-2)$$

Ainsi, lorsque la température augmente, pour un Δh constant C_p diminue et inversement. Dans le cas de l'étude de C_p , on fixe progressivement un C_p de plus en plus faible. Ceci implique normalement une température de fonctionnement de plus en plus élevée. On peut vérifier ce fait sur l'évolution de la température dans la rampe tout au long du fonctionnement, avec les carburants possédant un C_p de plus en plus faible. Le tableau 5.2 illustre ceci.

Tableau 5.2

Variation de la température du carburant dans la rampe
avec la diminution de la chaleur spécifique

| Carburant | C _p 1 | C _p 2 | C _p 3 | C _p 4 | C _p 5 |
|-------------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| C _p (J/kg/K) | 2046 | 1989 | 1951 | 1914 | 1872 |
| Température (°C) | 50.5 | 51.7 | 52.3 | 53.1 | 53.2 |

Or, grâce à la figure 4.24 tirée de la littérature (Yamane et al., 2001), on peut se rendre compte que le module de compressibilité diminue avec l'augmentation de température.

Ainsi, le module de compressibilité devient plus faible lorsque C_p décroît et l'amplitude (par le biais de c) diminuerait pour atteindre une valeur minimale avec le biodiesel d'huile de ricin pur (C_p 5). Cependant, comme on peut l'observer sur la figure 5.1, l'amplitude change brusquement d'allure après les premières diminutions de C_p. Il semble qu'un autre phénomène se produise en parallèle. Comme on vient de le voir, C_p diminuant entraîne l'augmentation de T. Or, un carburant qui fonctionne à une température plus élevée devient plus fluide. Ainsi, si la viscosité varie, il est possible qu'elle soit à l'origine du phénomène. Le tableau 5.3 regroupe les valeurs de la viscosité en fonction des valeurs de C_p.

Tableau 5.3

Variation de la viscosité dynamique avec la diminution
de la chaleur spécifique

| Carburant | C _p 1 | C _p 2 | C _p 3 | C _p 4 | C _p 5 |
|-------------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| C _p (J/kg/K) | 2046 | 1989 | 1951 | 1914 | 1872 |
| Viscosité (cP) | 3.1 | 3 | 3 | 2.9 | 2.9 |

On remarque que la viscosité a varié légèrement. D'après la littérature (Bergant et al., 2003; Binder, 1973; Robert, 2004), on sait que l'onde de pression s'amortit grâce aux pertes de charge induites par la viscosité du fluide. Dans le cas où l'étude de C_p s'effectue, on connaît le régime d'écoulement du fluide au début de l'amortissement de l'onde grâce à AMESim qui permet d'obtenir le nombre de Reynolds. Les valeurs initiales du nombre de Reynolds varient de 3850 à 4300. Ainsi, l'écoulement est turbulent et on sait que les pertes de charge sont dépendantes de la loi de Colebrook. Cette formule est normalement utilisée en régime permanent mais on sait qu'elle peut également être employée en régime transitoire (Robert, 2004).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{R_e \sqrt{f}} \right) \quad (5-3)$$

Avec : f le coefficient de frottement, ε la rugosité de la conduite en mm, D le diamètre de la conduite en mm, R_e le nombre de Reynolds.

Cette équation permet en fait d'estimer le coefficient de frottement (f) qui va intervenir dans la perte de charge. Cette perte de charge est proportionnelle à f . L'allure de la courbe du coefficient f suivant la loi de Colebrook est une décroissance inverse d'un logarithme lorsque le nombre de Reynolds augmente. Le nombre de Reynolds est défini par l'équation (4-6). Dans le cas de la diminution de C_p , la viscosité est diminuée et R_e augmente. Ainsi, le coefficient de frottement f décroît légèrement (les variations de la viscosité sont faibles). La diminution de f dans le cas d'une décroissance de C_p entraîne un amortissement moins important de l'onde et une amplitude plus élevée. Ceci s'observe dans le relevé de la pression au niveau de l'entrée de l'injecteur présenté dans la figure 5.2. On peut noter que l'amortissement de l'oscillation est plus faible dans le cas où la chaleur spécifique est plus faible. On peut également observer la variation de la pression au moment de l'injection pour chaque chaleur spécifique dans les graphiques de l'annexe IV.

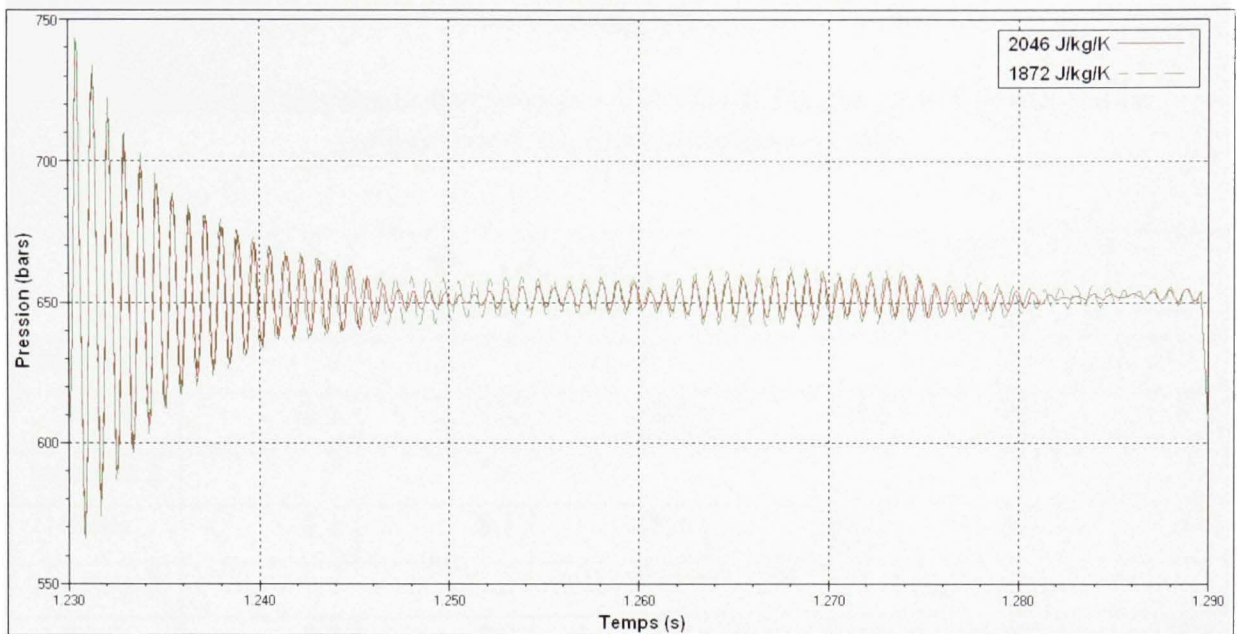


Figure 5.2 *Pression à l'entrée de l'injecteur 1 pour les chaleurs spécifiques extrêmes.*

Ainsi, la diminution de C_p se traduit dans un premier temps par une diminution de l'amplitude qui, contrecarrée par la diminution du frottement dû à une viscosité plus faible, entraîne une nouvelle augmentation de cette amplitude. Ceci confirme l'allure des courbes que l'on observe sur le graphique de la figure 5.1. Cependant, comme le laisse présager la faible variation de la viscosité, la chaleur spécifique a une influence mince.

5.2 Influence de la conductivité thermique

La conductivité thermique (λ) a été étudiée. Comme dans le cas de la chaleur spécifique, cinq équations ont été utilisées. Le tableau 5.4 et la figure 5.3 regroupent tous les résultats d'amplitude de l'onde à la sortie de la conduite d'alimentation de chaque injecteur.

Tableau 5.4

Variation de l'amplitude d'oscillation à 1200 Hz en bars suivant la position et la conductivité thermique en injection simple

| | Diesel #2 | λ_1 | λ_2 | λ_3 | λ_4 | λ_5 |
|-------------|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | 0.16 W/m/K | 0.17 W/m/K | 0.19 W/m/K | 0.2 W/m/K | 0.22 W/m/K | 0.23 W/m/K |
| Injecteur 1 | | | | | | |
| Sortie | 8.5 | 8.5 | 8.5 | 8.5 | 8.5 | 8.5 |
| Injecteur 2 | | | | | | |
| Sortie | 8.1 | 8.1 | 8.1 | 8.1 | 8.1 | 8.1 |
| Injecteur 3 | | | | | | |
| Sortie | 8.3 | 8.3 | 8.3 | 8.3 | 8.3 | 8.3 |
| Injecteur 4 | | | | | | |
| Sortie | 8.7 | 8.7 | 8.7 | 8.7 | 8.7 | 8.7 |

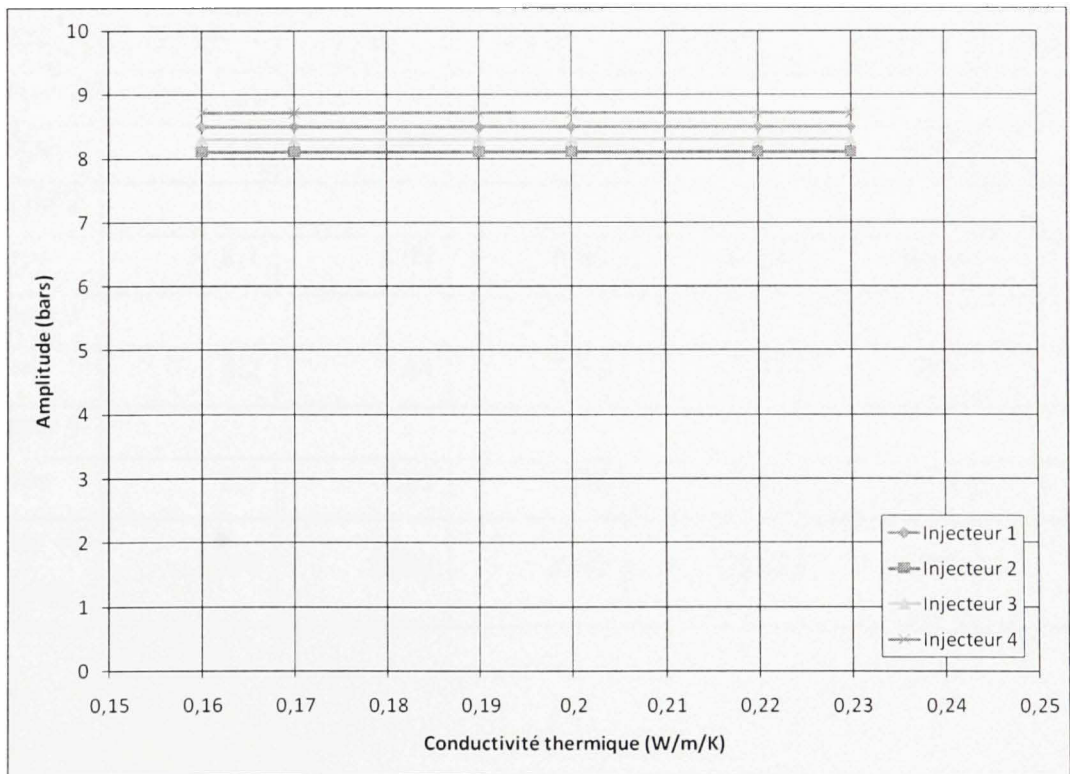


Figure 5.3 Variation de l'amplitude à 1200 Hz en fonction de la conductivité thermique pour les 4 injecteurs en injection simple.

La figure 5.3 montre très clairement que l'influence de la conductivité thermique est nulle sur la variation de l'amplitude de la fréquence d'oscillation de la pression.

5.3 Influence de la viscosité dynamique

La viscosité dynamique du carburant (μ) est une des propriétés connues qui a une influence sur l'onde de pression. Le tableau 5.5 et la figure 5.4 exposent les résultats. Le nombre de Reynolds relevé concerne les quatre conduites. Les relevés effectués dans chacune d'elle ont montré un nombre de Reynolds identique.

Tableau 5.5

Variation de l'amplitude d'oscillation à 1200 Hz en bars et nombre de Reynolds suivant la position et la viscosité dynamique en injection simple

| | ISO 4113 3.5 cP | μ 1 4.1 cP | μ 2 4.7 cP | μ 3 5.2 cP | μ 4 5.8 cP | μ 5 6.3 cP |
|--------------------|--------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Injecteur 1 | | | | | | |
| Sortie | 8.5 | 6.88 | 6.94 | 6.94 | 6.97 | 6.95 |
| Injecteur 2 | | | | | | |
| Sortie | 8.1 | 6.92 | 6.99 | 6.99 | 6.99 | 6.97 |
| Injecteur 3 | | | | | | |
| Sortie | 8.2 | 7.44 | 7.53 | 7.53 | 7.5 | 7.47 |
| Injecteur 4 | | | | | | |
| Sortie | 8.7 | 7.33 | 7.38 | 7.42 | 7.4 | 7.4 |
| Nombre de Reynolds | 3590 | 3280 | 2940 | 2630 | 2390 | 2190 |

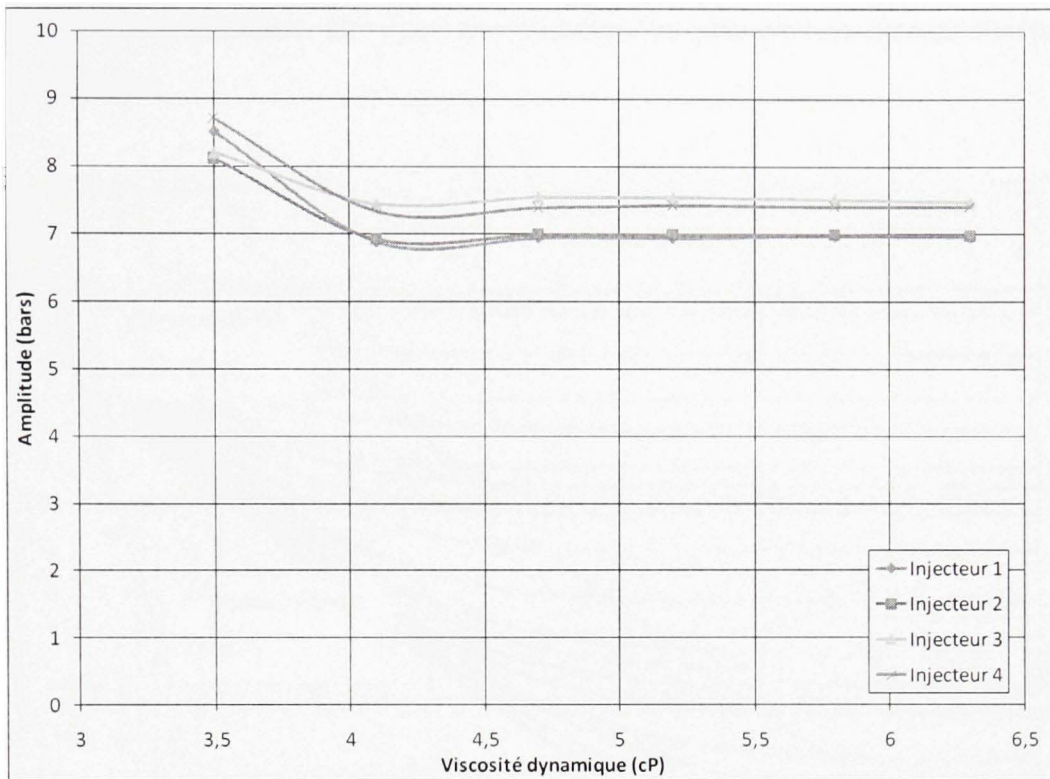


Figure 5.4 *Variation de l'amplitude à 1200 Hz en fonction de la viscosité dynamique pour les 4 injecteurs en injection simple.*

Les données montrent très clairement une influence de la viscosité sur le comportement de l'onde de pression. Dans le cas d'un fluide plus visqueux, l'onde de pression prend une amplitude plus faible. Néanmoins, cet effet est limité et on observe même une nouvelle augmentation très légère de l'amplitude lorsque la viscosité continue d'augmenter. Il se produit donc 2 phénomènes lorsque la viscosité augmente.

Pour expliquer ces phénomènes, il est nécessaire d'utiliser la définition du nombre de Reynolds (4-6). En analysant l'évolution depuis le début de la modification de μ , on peut comprendre le phénomène. Dans le cas où μ est faible (ISO 4113), le nombre de Reynolds sera plus élevé. Étant donné que la diminution de l'amplitude de l'onde est liée à la perte de charge dans la conduite et que cette perte de charge est liée au nombre de Reynolds, la diminution de la viscosité change l'amplitude de l'onde. Si on se replace sur le diagramme de Moody que l'on retrouve dans la figure 5.5, les viscosités faibles se situent au début de la

zone d'écoulement turbulent, alors que les viscosités les plus élevées placent l'écoulement en zone laminaire.

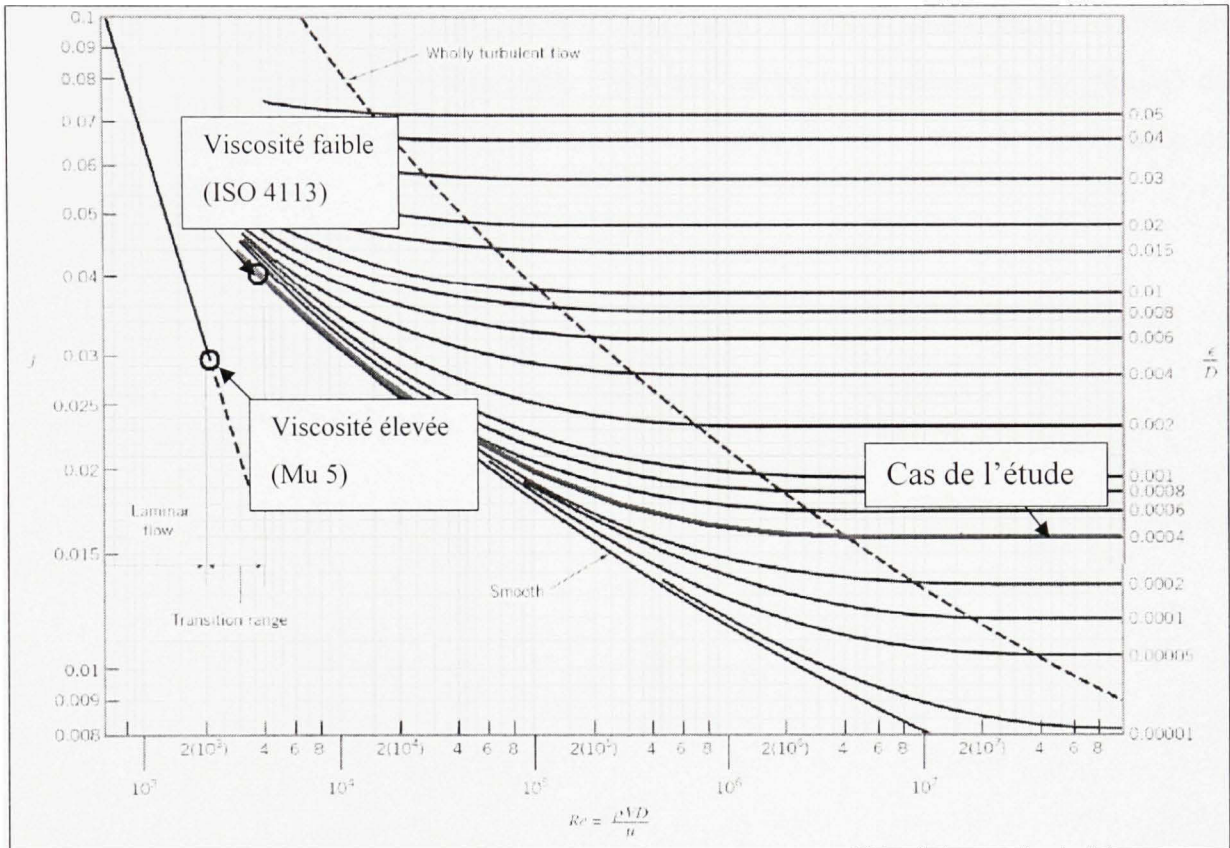


Figure 5.5 Diagramme de Moody.
(Adapté de Munson et al., 2006)

Source : Cette figure a été tirée du livre de M. Bruce R. Munson, *Fundamentals of Fluid Mechanics 5th edition*, publié en 2005.

En commençant par le cas du ISO 4113, le nombre de Reynolds avoisine 3600. Ainsi, lorsque μ augmente, Re diminue et le coefficient de frottement augmente, réduisant ainsi l'amplitude de l'onde de pression. Cependant, lorsque l'on continue d'accroître la viscosité dans les cas suivants, Re entre en zone de transition et le coefficient de frottement qui augmentait diminue avant de poursuivre une remontée en zone laminaire. Ainsi, la diminution subite du coefficient de friction après l'augmentation entraîne un nouvel accroissement de l'amplitude de l'onde. C'est la raison pour laquelle on obtient un profil

d'amplitude de ce type. L'augmentation de la viscosité fait passer l'écoulement de la zone de turbulence à la zone laminaire en passant par la zone de transition. Cette zone est caractérisée par une inversion de la pente de l'évolution du coefficient de friction, qui se répercute sur l'évolution de l'amplitude de l'onde. Dans AMESim, le coefficient de friction provient des tables de Idelchik (Idelchik, 1986) qui utilise l'équivalent du diagramme de Moody. Ce phénomène est donc pris en compte et explique l'évolution de l'amplitude de l'onde observée.

5.4 Influence du volume spécifique

La dernière variable est le volume spécifique (lié à la masse volumique). Lorsque les relevés ont été effectués, il est apparu un double phénomène. On constate une diminution de l'amplitude de l'onde mais aussi un changement de fréquence d'oscillation. Les valeurs se trouvent dans le tableau 5.6 et la figure 5.6 présente ces valeurs. La variation de fréquence est indiquée sur le graphique. La première partie concerne les oscillations qui se situent autour de 1200 Hz. La deuxième zone concerne les oscillations autour de 1130 Hz.

Tableau 5.6

Variation de l'amplitude d'oscillation à 1200 Hz en bars et nombre de Reynolds suivant la position et le volume spécifique en injection simple

| | ISO 4113 $\rho=843 \text{ kg/m}^3$ | Vs 1 $\rho=856 \text{ kg/m}^3$ | Vs 2 $\rho=869 \text{ kg/m}^3$ | Vs 3 $\rho=886 \text{ kg/m}^3$ | Vs 4 $\rho=903 \text{ kg/m}^3$ | Vs 5 $\rho=918 \text{ kg/m}^3$ |
|--------------------|---------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| Injecteur 1 | | | | | | |
| Sortie | 8.5 | 6.2 | 5.4 | 5.2 | 5 | 7.6 |
| Injecteur 2 | | | | | | |
| Sortie | 8.1 | 6.2 | 5.4 | 5.1 | 5.3 | 7.1 |
| Injecteur 3 | | | | | | |
| Sortie | 8.2 | 6.2 | 5.5 | 5.1 | 5.4 | 7.7 |
| Injecteur 4 | | | | | | |
| Sortie | 8.7 | 6.2 | 5.5 | 5.4 | 5.3 | 8 |
| Nombre de Reynolds | 3200 | 3620 | 3440 | 3530 | 3210 | 3540 |

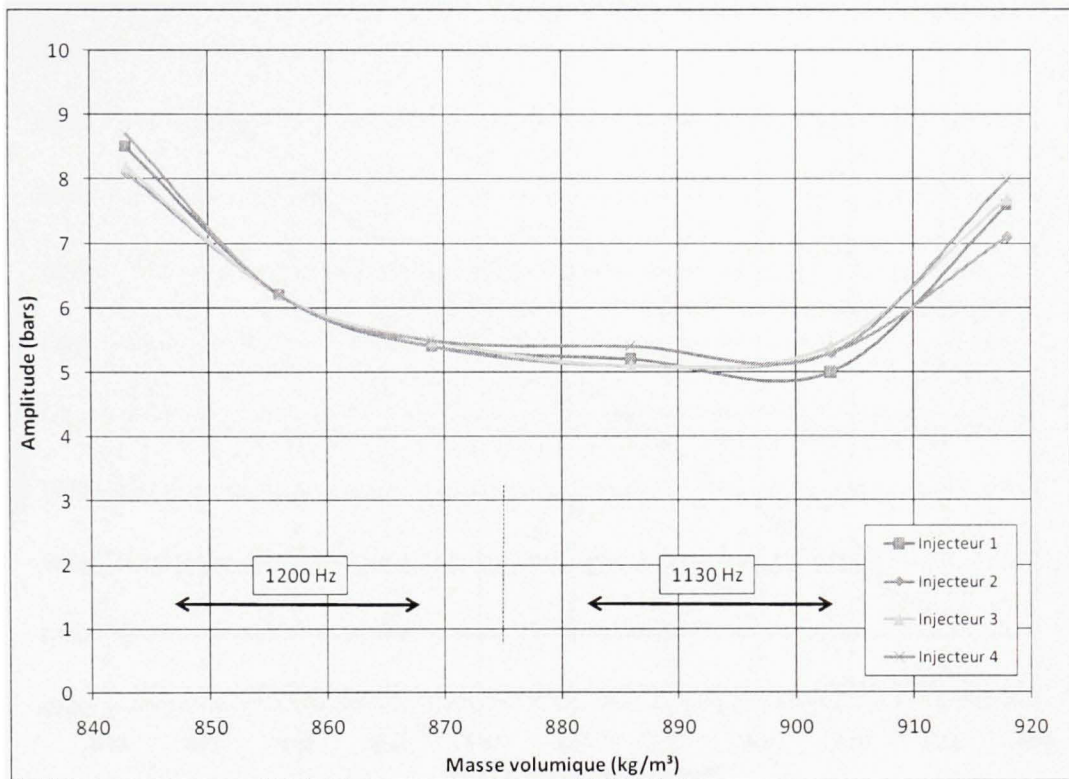


Figure 5.6 *Variation de l'amplitude à 1200 Hz en fonction de la masse volumique pour les 4 injecteurs en injection simple.*

Le changement de fréquence s'explique avec les formules de la littérature présentées précédemment. La fréquence d'oscillation se trouve grâce à la formule (4-1). Cette formule permet de connaître la fréquence grâce à la vitesse de l'onde dans le fluide et la longueur de la conduite. La vitesse de l'onde dans le fluide se détermine grâce à l'équation (4-2). Cette formule permet de comprendre le phénomène qui se produit avec la fréquence. La masse volumique étant plus élevée à la fin des tests sur le volume spécifique, la vitesse du son se trouve réduite et la fréquence aussi. Les résultats permettent également de visualiser la vitesse du son dans le fluide et confirment le phénomène. La figure 5.7 illustre la variation de cette vitesse avec p .

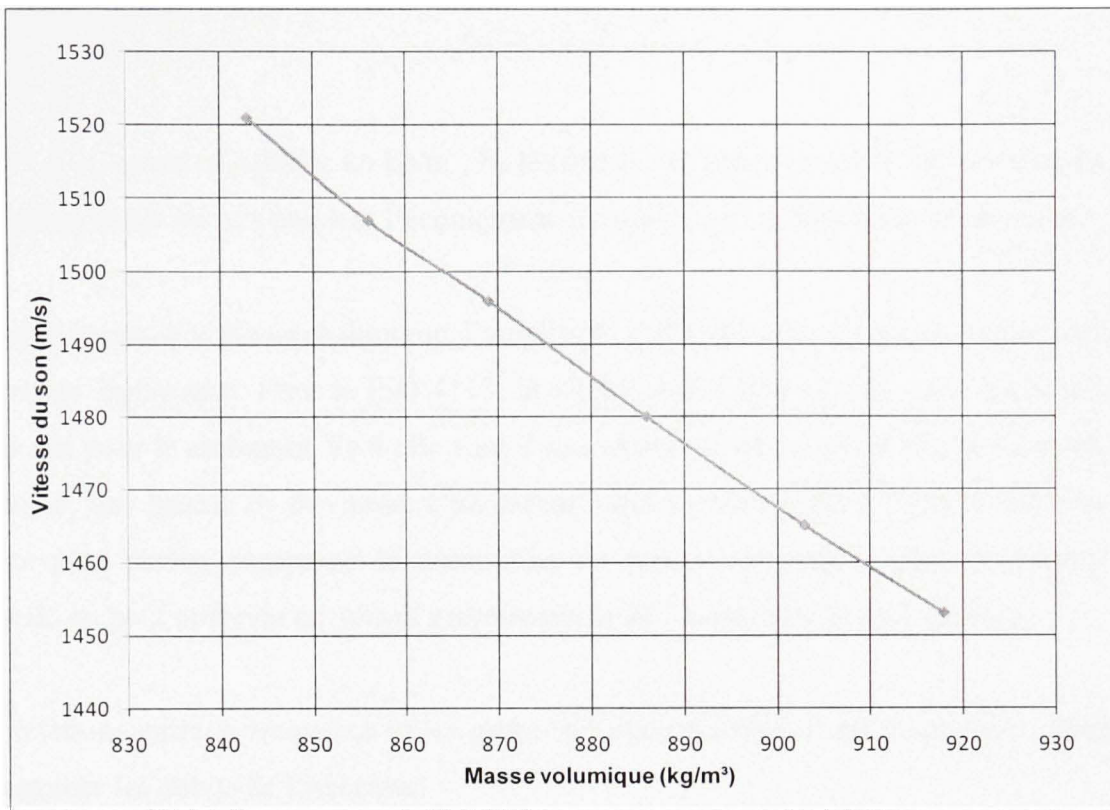


Figure 5.7 *Variation de la vitesse du son avec l'augmentation de la masse volumique.*

Les données recueillies et les formules de la littérature confirment les phénomènes qui se produisent au niveau de la fréquence lors de l'utilisation d'un carburant dont la masse volumique varie. Ainsi, un carburant plus lourd diminue la vitesse de propagation de l'onde et sa fréquence, mais augmente l'amplitude des oscillations. Il y a cependant un autre phénomène qui se produit. Lorsque la masse volumique diminue, l'amplitude suit la même tendance, mais les simulations donnent une nouvelle augmentation de l'amplitude lorsque la masse volumique continue de décroître (cas de Vs 2, Vs 1 et du ISO 4113). En fait, ceci est lié à l'équation (4-3) qui permet de calculer l'amplitude de l'onde. La formule indique que l'amplitude est proportionnelle à la masse volumique, à la vitesse du fluide et à la vitesse du son. Or, la vitesse du son est dépendante de la masse volumique. Ainsi, en vertu de l'équation (4-2), la formule de Joukowski-Allievi peut s'écrire comme suit.

$$\Delta P = \sqrt{\rho \cdot E_v} \cdot u \quad (5-4)$$

Avec : ρ la masse volumique en kg/m^3 , E_v le module de compressibilité du fluide en Pa, u la vitesse du fluide en m/s pendant l'écoulement au moment de la fermeture de la vanne.

Lorsque la masse volumique diminue, l'amplitude s'affaiblit. Par contre, la vitesse du fluide augmente légèrement. Pour le ISO 4113, la vitesse avant la fermeture vaut environ 8 m/s, alors que pour le carburant Vs 4 elle vaut 7 m/s. Ainsi, la vitesse du fluide n'étant pas sous la racine, une hausse de la vitesse a un certain effet sur l'amplitude. Pour le ISO 4113, sa valeur plus élevée compense la diminution de masse volumique. C'est la raison pour laquelle on peut observer ce nouvel accroissement de l'amplitude à partir de Vs 2.

Les relations entre la fréquence et les propriétés étant établies, il est maintenant nécessaire d'examiner les débits de l'injecteur.

5.5 Débits et Masses injectées

Dans le but de comparer les propriétés et leur influence sur le débit de l'injecteur, les ondes de pression ont été analysées. Maintenant, les courbes de débit de l'injecteur ont été relevées. Grâce à l'intégration de ce signal dans AMESim, les masses injectées sont également disponibles. Les figures 5.8, 5.9 et 5.10 présentent les différents débits suivant la valeur de la propriété et suivant la propriété concernée. Le tableau 5.7 donne les masses injectées pour les différentes propriétés. Les écarts présentés sont les écarts relatifs au ISO 4113.

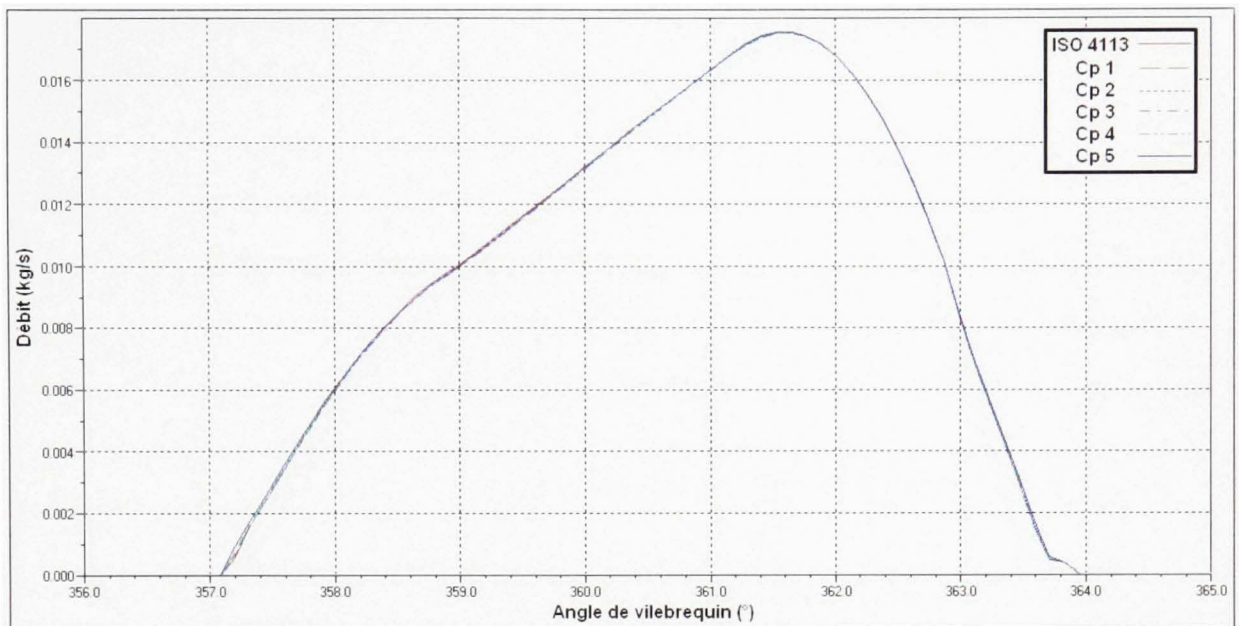


Figure 5.8 Débit de l'injecteur en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différentes valeurs de la chaleur spécifique.

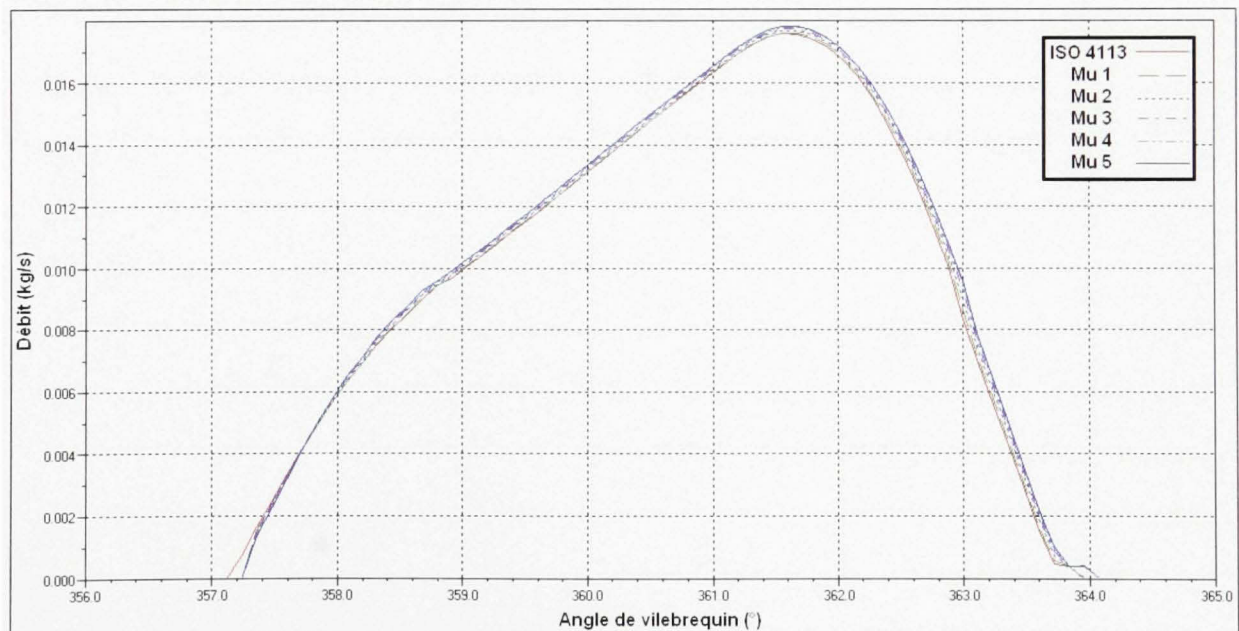


Figure 5.9 Débit de l'injecteur en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différentes valeurs de la viscosité.

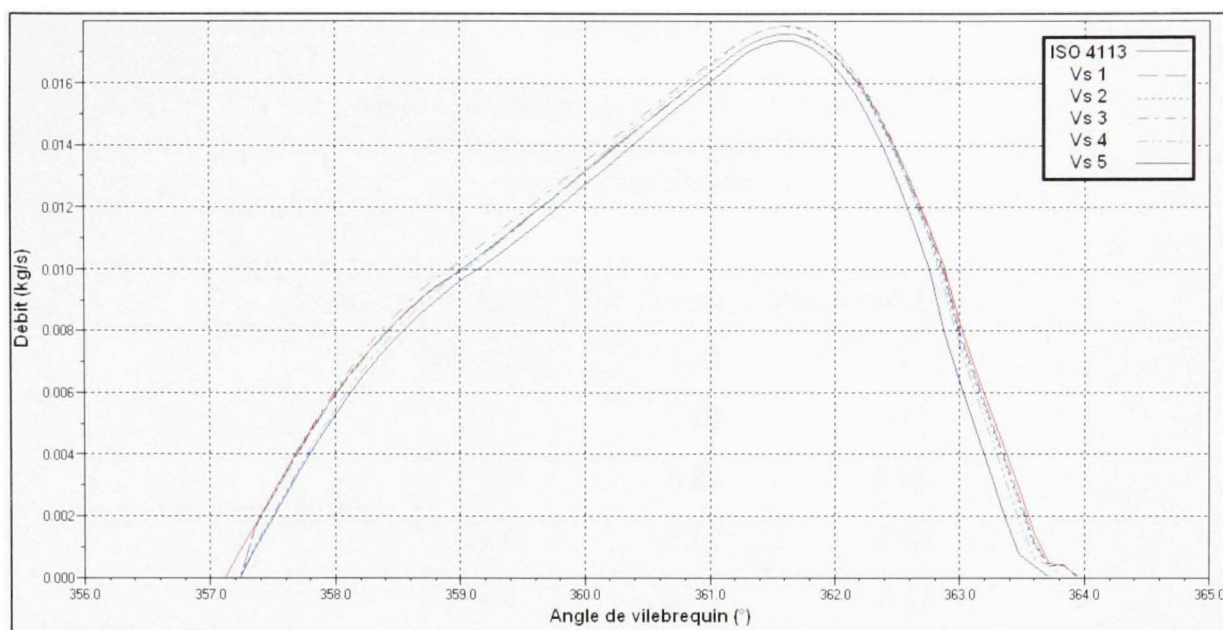


Figure 5.10 *Débit de l'injecteur en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différentes valeurs du volume spécifique.*

Tableau 5.7

Masse injectée pour l'injecteur 1 pour les
différentes propriétés modifiées
en injection simple

| Propriété | Valeur | Masse injectée [mg] | Écart [%] |
|-----------|----------|---------------------|-----------|
| C_p | ISO 4113 | 5.90 | 0 |
| | Cp 1 | 5.89 | 0.17 |
| | Cp 2 | 5.86 | 0.68 |
| | Cp 3 | 5.92 | -0.34 |
| | Cp 4 | 5.91 | -0.17 |
| | Cp 5 | 5.92 | -0.34 |
| μ | ISO 4113 | 5.90 | 0 |
| | $\mu 1$ | 5.93 | -0.51 |
| | $\mu 2$ | 5.98 | -1.36 |
| | $\mu 3$ | 6.03 | -2.20 |
| | $\mu 4$ | 6.05 | -2.54 |
| | $\mu 5$ | 6.08 | -3.05 |
| V_s | ISO 4113 | 5.90 | 0 |
| | Vs 1 | 5.86 | 0.68 |
| | Vs 2 | 5.86 | 0.68 |
| | Vs 3 | 5.99 | -1.53 |
| | Vs 4 | 5.8 | 1.69 |
| | Vs 5 | 5.53 | 6.27 |

La valeur de la conductivité thermique (λ) n'ayant aucun effet sur l'onde de pression, le débit a été observé et il ne présente aucunes variations. Ce débit n'est donc pas présenté ci-dessus.

Les autres débits montrent surtout des oscillations pour deux propriétés du carburant. La viscosité et le volume spécifique ont une plus grande influence que la chaleur spécifique. Il apparaît finalement que ce sont ces deux propriétés qui ont le plus d'influence sur l'injection.

En ce qui concerne la viscosité, on peut noter que l'augmentation de la viscosité (qui réduit l'onde de pression) augmente le débit. Il semble donc que l'onde de pression perturbe le débit de l'injecteur.

Pour le volume spécifique, ce sont les valeurs centrales des masses volumiques (sur la plage considérée) qui donnent les débits les plus importants. Or d'après l'analyse fréquentielle, il apparaît que les valeurs centrales diminuent l'onde de pression de manière plus importante. Ceci confirme que l'onde de pression perturbe le débit de l'injecteur.

Si on observe la masse de carburant injectée, on note la faible influence de la chaleur spécifique, alors que les modifications de la viscosité et du volume spécifique donnent de plus grandes variations. Un écart maximal de 0.68% est observé pour la chaleur spécifique qui varie alors que la viscosité crée un écart maximal de 3.05% et le volume spécifique un écart de 6.27%. En ce qui concerne l'influence des propriétés, on note une évolution qui corrobore les idées précédentes. La viscosité augmente la masse injectée au fur et à mesure de son accroissement. Le volume spécifique des valeurs centrales ($V_s 1$, $V_s 2$, $V_s 3$), qui diminue l'amplitude de l'onde de pression, donne une masse injectée proche du ISO 4113. L'écart maximal est de 1.53%. Si on continue d'augmenter la masse volumique ($V_s 4$, $V_s 5$), on a remarqué une augmentation de l'amplitude de l'onde. Ceci se confirme, car la masse de carburant injectée chute et on observe même un écart de 6.27%. Le plus important de tous les tests.

Entre la masse volumique et la viscosité, l'ordre d'importance donne une plus grande influence à la masse volumique.

5.6 Bilan du chapitre

Ce chapitre avait pour but de caractériser l'effet individuel des propriétés du carburant sur le débit de l'injecteur, ainsi que l'onde de pression qui se développe dans les conduites qui alimentent les injecteurs. Cette analyse a été effectuée avec des carburants bien particuliers. Ces carburants présentent une modification d'une seule de leurs propriétés physiques vers des valeurs du biodiesel.

Il s'est avéré que les propriétés qui influencent le plus le phénomène d'onde, si on utilise du biodiesel dans un tel système, correspondent à la viscosité et à la masse volumique. Le tableau 5.8 résume les effets de chacune d'entre elle.

Tableau 5.8

Influence des propriétés du carburant

| | Chaleur spécifique | Viscosité | Masse Volumique |
|-------------------------------------|--|---|---|
| Évolution dans le sens du biodiesel | Diminution (2106 J/Kg/K -> 1872 J/Kg/K) | Augmentation (3.23 cP -> 5.86 cP) | Augmentation (843 kg/m ³ -> 900 kg/m ³) |
| Effet | Augmente l'amplitude de l'onde. | Diminue l'amplitude de l'onde. | Augmente l'amplitude de l'onde pour de fortes valeurs. |
| Avantage | Fluidifie le carburant. | Effet rapide et quasi constant qui minimise le coup de bélier. | L'augmentation n'apparaît que pour les très fortes valeurs. L'augmentation de la masse volumique est donc utile. |
| Inconvénient | Augmentation de la température du système. | Limitation de l'augmentation pour conserver l'écoulement et la pulvérisation du carburant dans l'injection. | Plage limitée. La masse volumique ne doit pas être trop faible, sinon elle entraîne une nouvelle augmentation de l'amplitude de l'onde. |

En ce qui concerne l'analyse des débits de l'injecteur dans les différents cas de fonctionnement avec ces carburants, on a montré que la masse volumique et la viscosité demeurent les propriétés qui ont le plus d'influence sur l'injection.

Finalement, le chapitre 4 permettait d'examiner les ondes de pression et le débit avec des carburants conventionnels. Grâce au chapitre 5, qui donne la possibilité de détecter l'action des propriétés du carburant, tous les paramètres de fonctionnement du système à rampe d'injection commune ont été analysés. Cependant, les systèmes récents utilisent un élément supplémentaire. Il s'agit de l'injection multiple. L'injection multiple, consistant à effectuer plusieurs injections rapprochées pour une injection, rejoint le fonctionnement du moteur à haute vitesse où les injections sont voisines. Le chapitre 6 va donc se pencher sur cette stratégie d'injection, afin de voir ce qu'il se produit exactement dans le système. Le travail s'intéressera aux fréquences d'oscillations, mais aussi à la masse injectée.

CHAPITRE 6

SIMULATION D'UN SYSTÈME À RAMPE D'INJECTION COMMUNE EN INJECTION MULTIPLE

Afin d'effectuer l'étude en injection multiple, le système présenté au chapitre 4 est réutilisé. Les carburants mis en œuvres sont également les mêmes que ceux qui sont utilisés aux chapitres 4 et 5.

La commande des injecteurs du système reste la seule variable sur laquelle on intervient. Le but étant de voir l'influence de la commande répétée, la stratégie d'injection reste basique et se compose de 3 injections (une injection pilote, une injection principale et une post-injection). La stratégie a été déterminée grâce au travail de Kevin Chen (Chen, 2000) qui a utilisé l'injection triple sur le moteur diesel DIATA de Ford. Ainsi, le profil mis en œuvre sera une injection triple, avec un temps de commande principal de 0.33 ms et des temps d'injection pilote et de post-injection de 0.17 ms. La stratégie est présentée dans la figure 6.1.

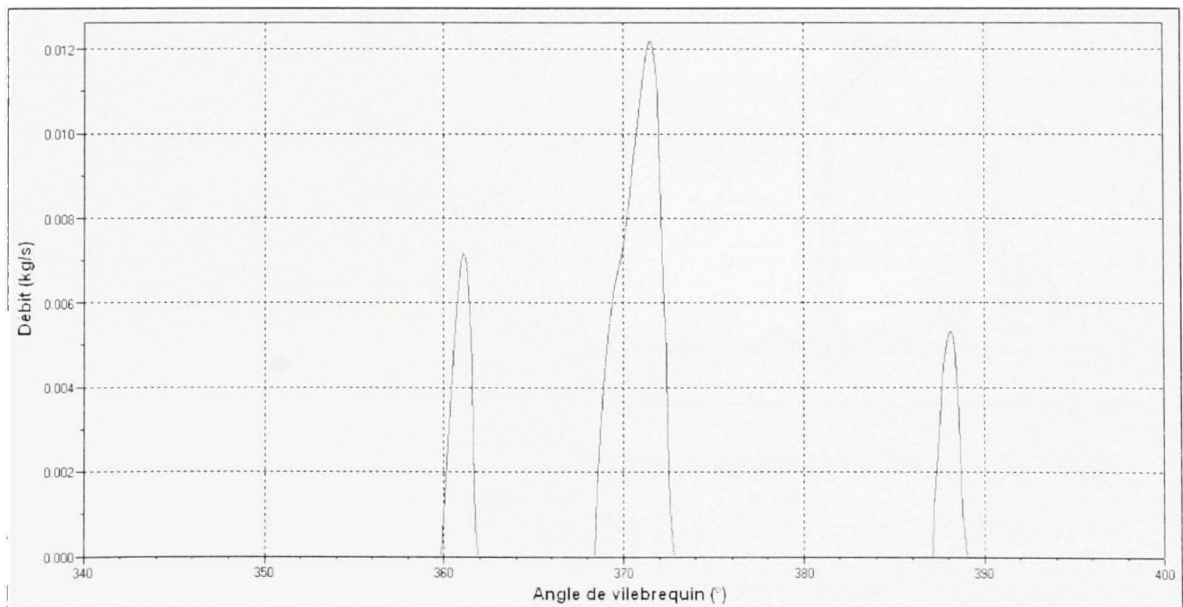


Figure 6.1 Débit de l'injecteur 1 en fonction de l'angle du vilebrequin en injection triple (Cas du ISO 4113 à 2000 tr/min).

6.1 Alimentation du système avec le diesel et le biodiesel du commerce

Afin d'analyser l'influence des carburants, la nature et la position des oscillations de pression dans le système, chaque élément a été considéré séparément.

6.1.1 La rampe commune

La rampe commune est toujours le siège de plusieurs variations de pression. Une analyse fréquentielle a permis de déterminer à quelles fréquences ces ondulations se mettent en place. La figure 6.2 présente le spectre de la pression dans le cas du ISO 4113. Les chiffres de chaque courbe correspondent à une position indiquée sur le schéma de la rampe en tête du graphique.

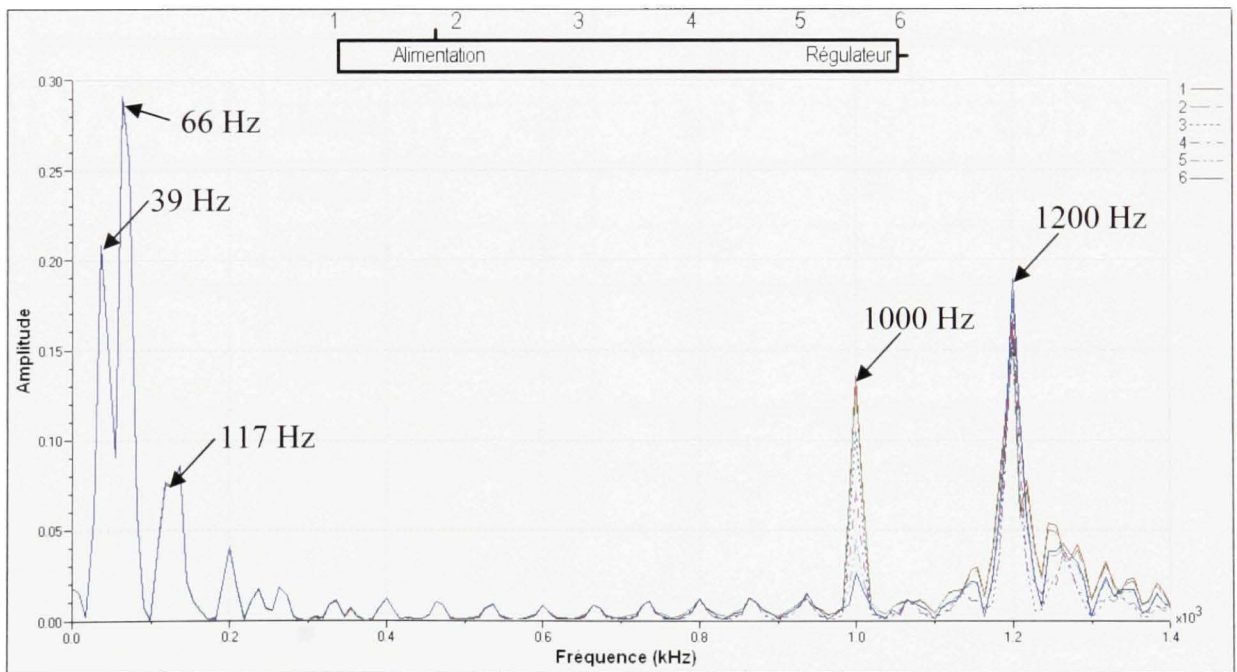


Figure 6.2 *Spectre de la pression dans la rampe commune (Cas du ISO 4113).*

Grâce à cette analyse fréquentielle, il ressort que les fréquences d'oscillations restent identiques au cas de l'injection simple. En passant sur l'origine des fréquences qui a déjà été

détaillée dans le chapitre 4, on peut s'intéresser à la comparaison de l'amplitude de chaque fréquence par rapport au cas de l'injection simple. Le tableau 6.1 présente ces valeurs.

Tableau 6.1

Amplitude des ondes de pression en bars dans la rampe suivant la position et le type d'injection (Cas du ISO 4113)

| Fréquence Position | ISO 4113 | 39 Hz | 66 Hz | 117 Hz | 1000 Hz | 1200 Hz |
|-----------------------|----------|-------|-------|--------|---------|---------|
| 1 | Simple | 0.18 | 0.28 | 0.08 | 0.14 | 0.13 |
| | Multiple | 0.21 | 0.29 | 0.08 | 0.14 | 0.16 |
| 2 | Simple | 0.18 | 0.28 | 0.08 | 0.13 | 0.12 |
| | Multiple | 0.21 | 0.29 | 0.08 | 0.13 | 0.15 |
| 3 | Simple | 0.18 | 0.28 | 0.08 | 0.11 | 0.12 |
| | Multiple | 0.21 | 0.29 | 0.08 | 0.11 | 0.15 |
| 4 | Simple | 0.18 | 0.28 | 0.08 | 0.08 | 0.13 |
| | Multiple | 0.21 | 0.29 | 0.08 | 0.07 | 0.17 |
| 5 | Simple | 0.18 | 0.28 | 0.08 | 0.05 | 0.13 |
| | Multiple | 0.21 | 0.29 | 0.08 | 0.05 | 0.18 |
| 6 | Simple | 0.18 | 0.28 | 0.08 | 0.03 | 0.14 |
| | Multiple | 0.21 | 0.29 | 0.08 | 0.03 | 0.19 |

On remarque très rapidement que les amplitudes des fluctuations ont augmenté pour trois fréquences. Les fréquences induites par la pompe (39 Hz) et l'injection (66 Hz) présentent une amplitude plus élevée. Ceci semble logique. En effet, l'injection multiple utilise trois pics au lieu de un pour chaque injection. C'est la raison pour laquelle l'amplitude augmente légèrement à 66 Hz. La pompe quant à elle fonctionne sur une pression de même valeur qui est perturbée plus fréquemment par des injections répétées. Afin de compenser la perte de pression, l'amplitude de fonctionnement est plus élevée. Enfin, la fréquence à 1200 Hz

donne une amplitude plus élevée. Il semble que l'amplitude de la fréquence de l'onde de pression soit plus importante. Les analyses des conduites d'alimentation de chaque injecteur permettront d'éclaircir ce point.

L'analyse de la conduite reliant la pompe haute pression à la rampe n'a révélé aucuns changements de l'amplitude des oscillations par rapport au cas de l'injection simple. Ainsi, les résultats concernant les conduites des injecteurs vont être directement présentés.

6.1.2 Les conduites d'alimentation des injecteurs

Comme on a pu le voir dans la rampe, les ondes de pression semblent avoir gagné en intensité. Il est donc nécessaire de vérifier leur évolution. On a commencé par observer le spectre de la pression dans toutes les conduites pour le ISO 4113. Les figures 6.3 et 6.4 illustrent le spectre de la pression.

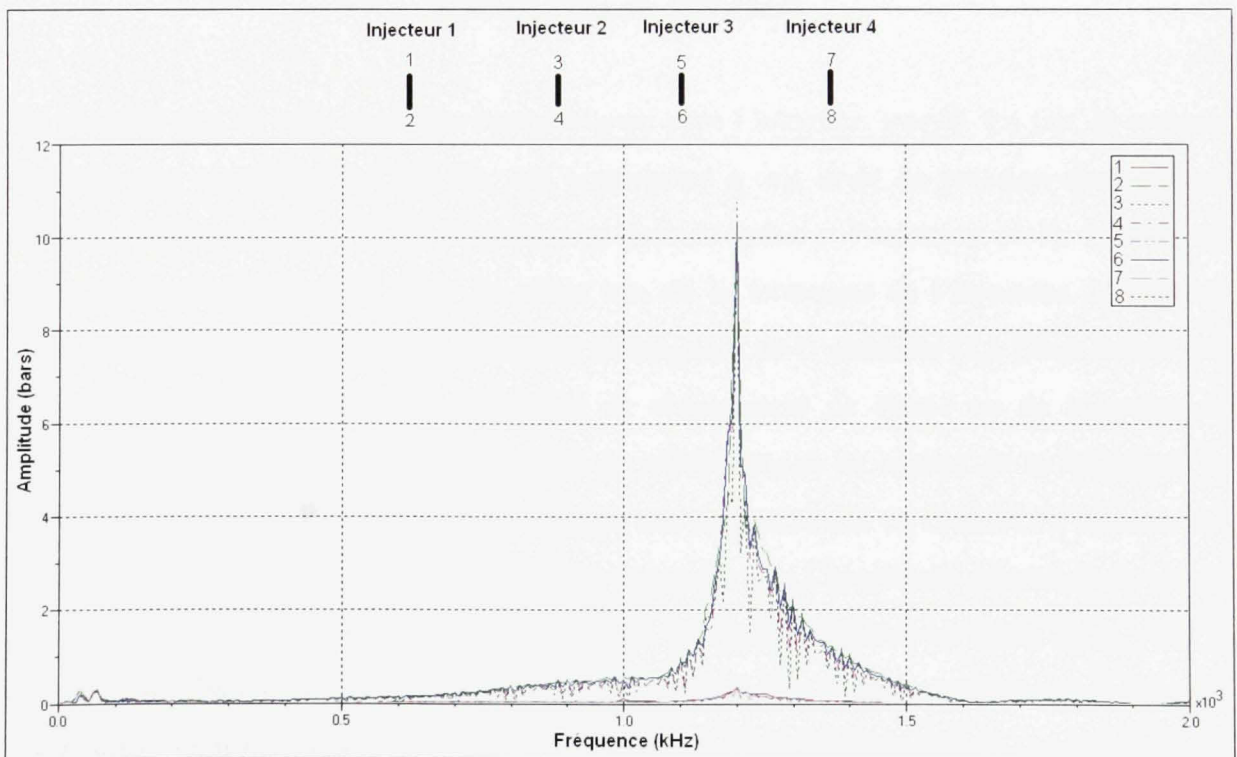


Figure 6.3 *Spectre de la pression dans les conduites d'alimentation des injecteurs (Cas du ISO 4113).*

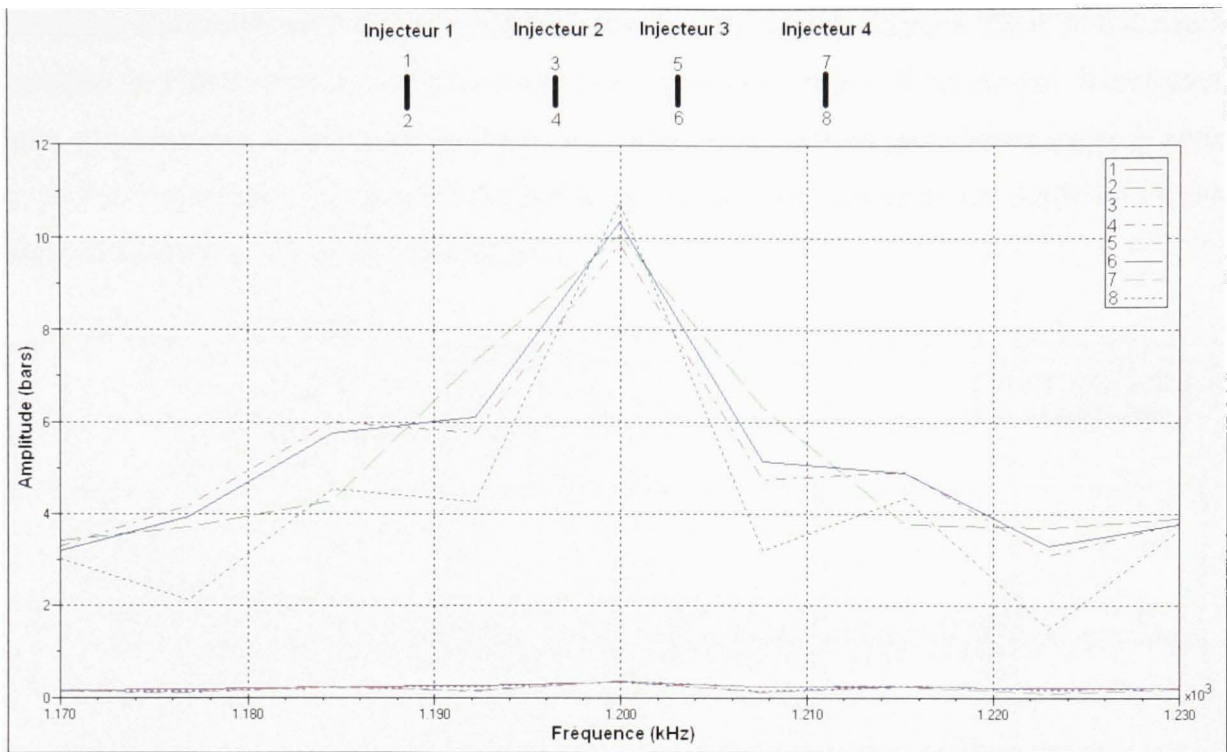


Figure 6.4 *Spectre de la pression dans les conduites d'alimentation des injecteurs à 1200 Hz (Cas du ISO 4113).*

On observe tout de suite une forte ressemblance avec l'injection simple. En fait, le système présente une sensibilité à 1200 Hz, qui correspond à une onde de pression dans chaque conduite d'alimentation. Cette fréquence se calcule grâce à l'équation (4-1). L'onde est créée par le phénomène du coup de bélier lors de la fermeture de l'injecteur. L'équation (4-1) fait intervenir la vitesse du son (c) et la longueur de la conduite (L). Étant donné que l'injection multiple ne fait pas intervenir de changement de fluide ou de longueur de conduite, il est normal de ne pas observer de modifications au niveau de la fréquence de l'onde. Pour ce qui est de l'amplitude, on note une augmentation de celle-ci. Si on revient à la formule de Joukowski (équation (4-3)), on remarque que l'amplitude dépend de la vitesse du son, de la masse volumique et de la vitesse du fluide. Comme on vient de le voir, le carburant ne change pas entre l'injection triple et l'injection simple. Ainsi, la seule variable qui pourrait expliquer une augmentation de l'amplitude de l'onde serait la vitesse du fluide (u). Si on observe cette vitesse dans le cas du ISO 4113 en injection simple et en injection multiple, on constate effectivement une augmentation de celle-ci pour l'injection triple. Ceci

confirme l'accroissement de l'amplitude de l'onde. Ceci semble logique. Étant donné que le nombre de pics d'injection est plus nombreux en injection triple, il est normal de constater une augmentation de la vitesse du fluide. Le carburant est mis en mouvement avant et après l'injection principale. La figure 6.5 détaille la variation de la vitesse du fluide lors d'une injection simple et d'une injection triple.

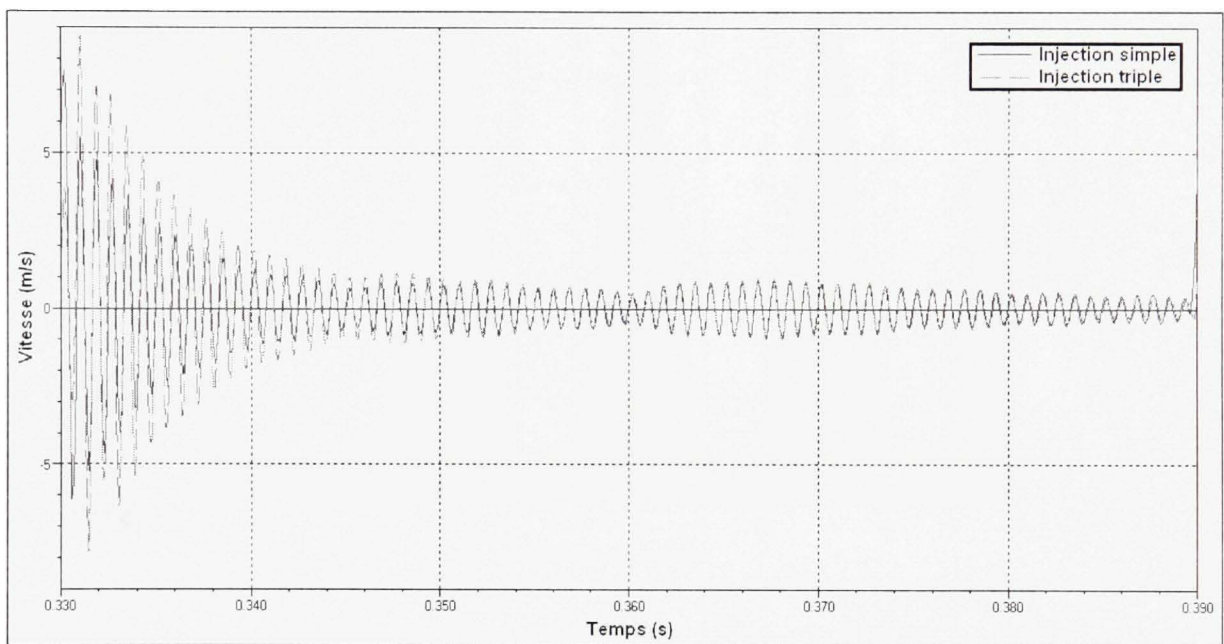


Figure 6.5 *Variation de la vitesse du fluide en injection simple et en injection triple (Cas du ISO 4113).*

Dans le but d'observer l'effet des carburants, l'analyse présentera le même type de graphique que le chapitre précédent.

6.1.3 Analyse des résultats

Les résultats recueillis dans le cadre de l'injection multiple présentent cinq fréquences d'oscillation. Les quatre premières fréquences sont liées aux éléments mécaniques du système. La pompe à 39 et 117 Hz, les injecteurs à 66 Hz et le régulateur de pression à 1000 Hz. La cinquième fréquence concerne l'onde de pression qui s'établit dans la conduite

d'alimentation de l'injecteur. Le graphique de la figure 6.6 présente une cartographie complète du système pour l'utilisation du ISO 4113.

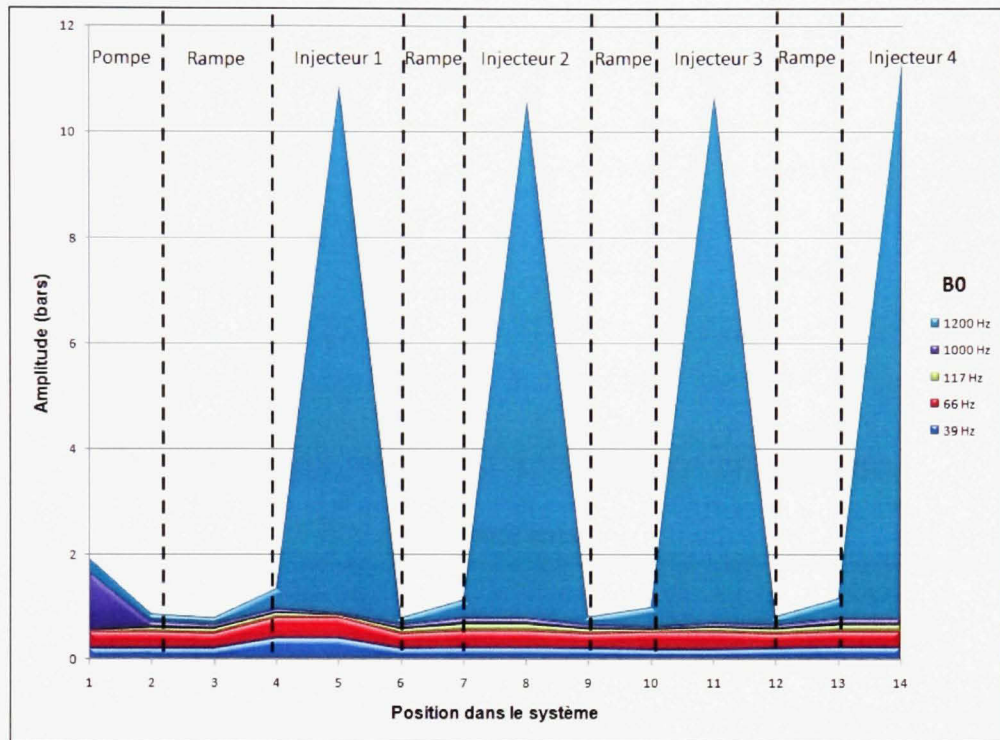


Figure 6.6 *Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du ISO 4113).*

On peut commencer par noter que l'onde de pression qui oscille à 1200 Hz prend une part très importante dans le système au niveau des injecteurs. Dans les autres éléments, mis à part la réaction de la pompe pour la fréquence à 1000 Hz, les autres oscillations prennent une part à peu près égale et ne sont pas significatives par rapport à 1200 Hz. Comme précédemment dans le cas de l'injection simple, l'amplitude de l'onde varie légèrement entre les 4 injecteurs. Les résultats observés ont également été analysés dans les cas du B20, B50 et B100. Les figures 6.7, 6.8 et 6.9 exposent les résultats pour l'utilisation de ces carburants.

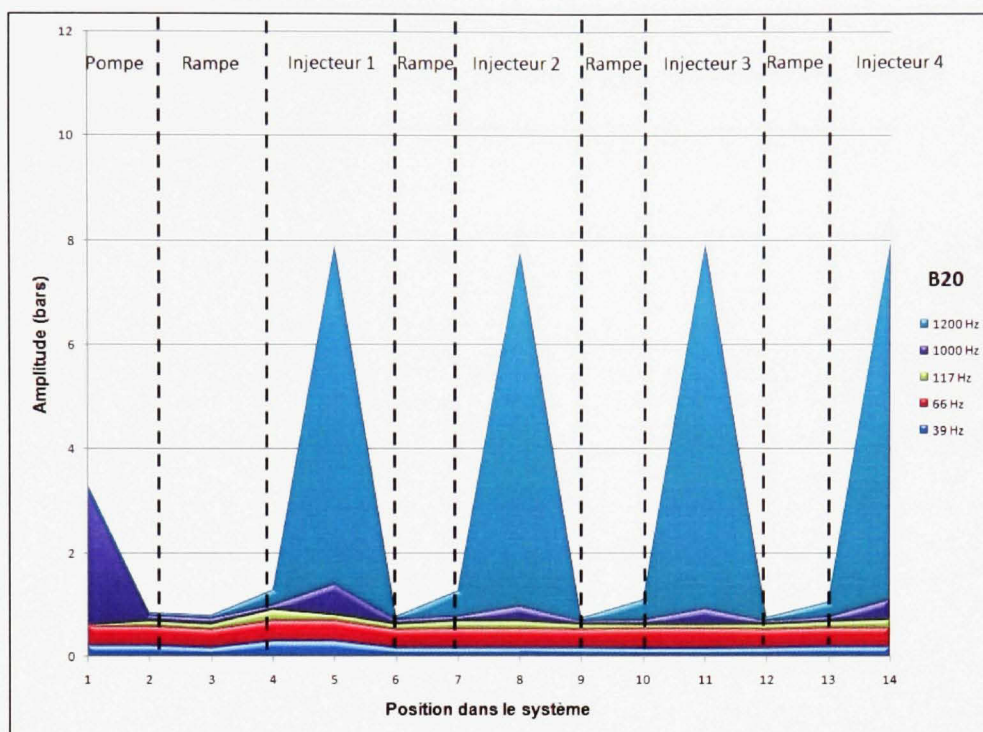


Figure 6.7 Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du B20).

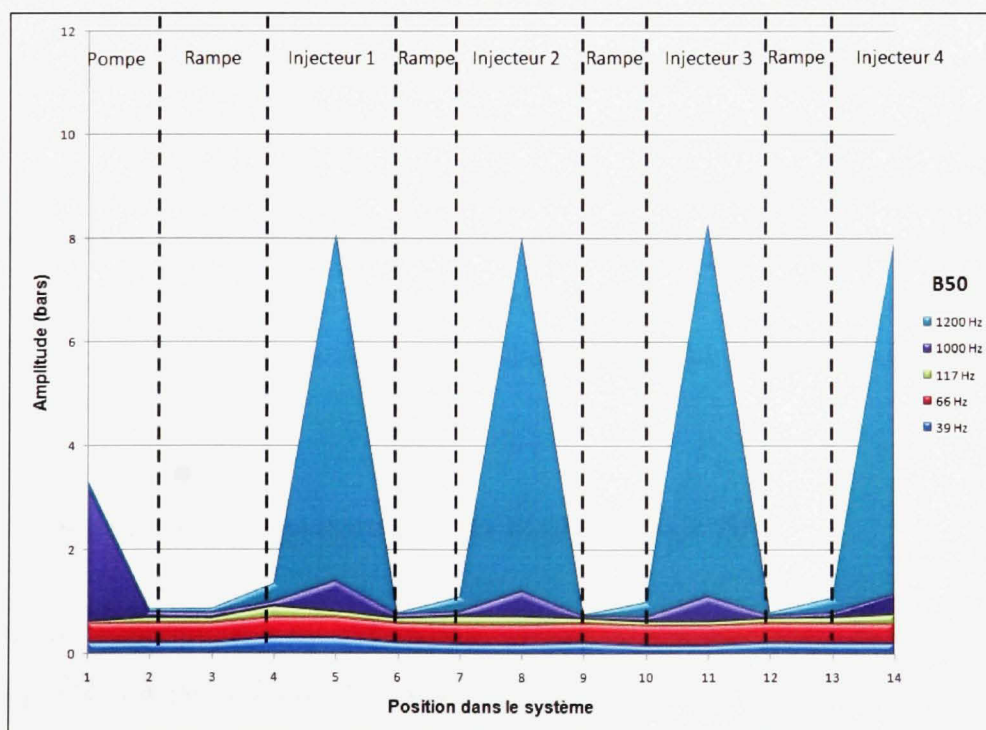


Figure 6.8 Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du B50).

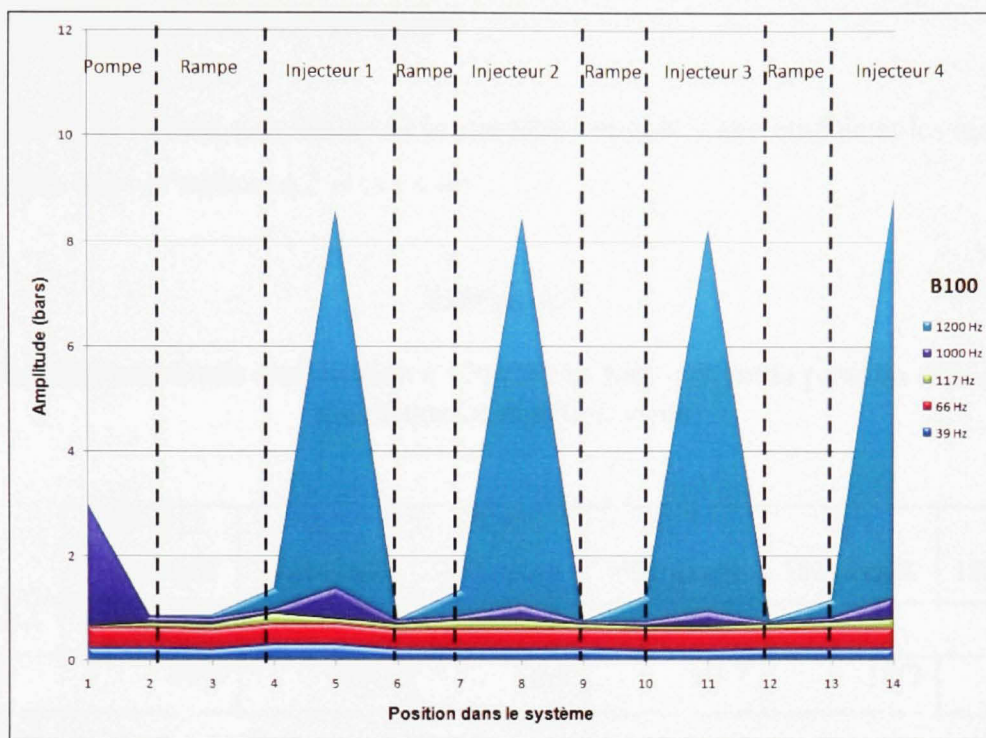


Figure 6.9 *Amplitude des différentes oscillations de la pression suivant la position dans le système (Cas du B100).*

L'allure des courbes obtenues confirme une stagnation de l'amplitude des oscillations induites par les éléments mécaniques. En ce qui concerne l'onde de pression à 1200 Hz, on constate qu'elle reste dominante, avec une amplitude qui décroît lors de l'augmentation de la concentration en biodiesel. Une nouvelle augmentation de l'amplitude est remarquée avec le biodiesel pur. Il semble que la viscosité joue le même rôle que dans le cas de l'injection simple. Dans ce but, les tests utilisant les biodiesels modifiés selon une seule propriété ont été réutilisés.

6.2 Alimentation du système avec les biodiesels modifiés

La conductivité thermique s'est avérée sans influence lors des essais en injection simple. Cette propriété n'a pas été retenue pour les tests suivant en injection multiple. Seule la chaleur spécifique, la viscosité et la masse volumique ont été mises en œuvre.

6.2.1 Influence de la chaleur spécifique

L'influence de la chaleur spécifique est la première variable à être étudiée et les résultats ont été regroupés dans le tableau 6.2 et la figure 6.10.

Tableau 6.2

Variation de l'amplitude d'oscillation à 1200 Hz en bars suivant la position et la chaleur spécifique en injection triple

| | ISO 4113 2088 J/kg/K | C _p 1 2034 J/kg/K | C _p 2 1975 J/kg/K | C _p 3 1937 J/kg/K | C _p 4 1898 J/kg/K | C _p 5 1862 J/kg/K |
|-------------|-------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| Injecteur 1 | | | | | | |
| Sortie | 10.5 | 10.1 | 10.5 | 10.7 | 10.7 | 10.5 |
| Injecteur 2 | | | | | | |
| Sortie | 10.3 | 10 | 10.2 | 10.3 | 10.3 | 10 |
| Injecteur 3 | | | | | | |
| Sortie | 10.5 | 9.9 | 10.4 | 10.5 | 10.7 | 10.5 |
| Injecteur 4 | | | | | | |
| Sortie | 10.7 | 9.9 | 10.5 | 10.8 | 10.9 | 11 |

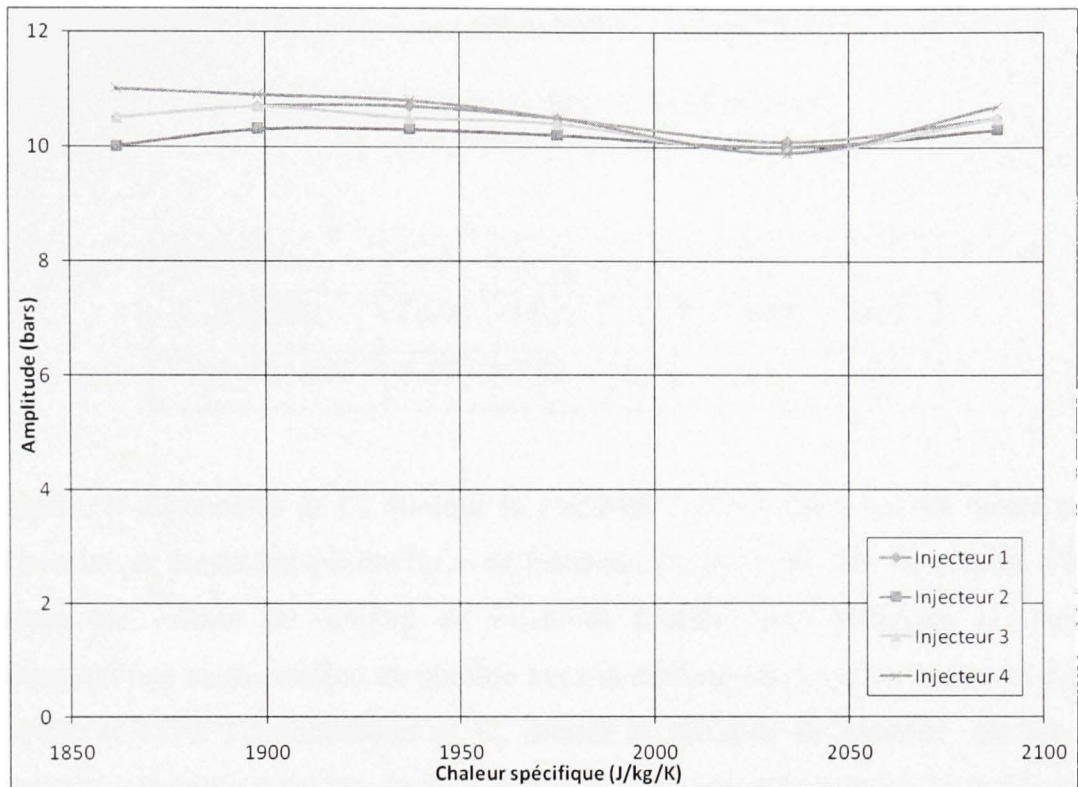


Figure 6.10 *Variation de l'amplitude à 1200 Hz en fonction de la chaleur spécifique pour les 4 injecteurs en injection triple.*

On observe une faible augmentation de l'amplitude lorsque la chaleur spécifique diminue. Selon l'analyse précédente sur l'influence de la chaleur spécifique, la viscosité et le module de compressibilité seraient à prendre en compte. Le module de compressibilité est disponible dans les résultats du modèle. Dans ce cas, on observe que la variation du module est faible. Le module de compressibilité ne semble donc pas en cause. Si on observe la variation de la viscosité suivant la valeur de C_p , comme dans le cas de l'injection simple, elle diminue avec C_p . Dans le tableau 6.3 on retrouve les valeurs de la viscosité pour chaque carburant au cours du temps.

Tableau 6.3

Variation de la viscosité avec la diminution
de la chaleur spécifique

| Carburant | C _p 1 | C _p 2 | C _p 3 | C _p 4 | C _p 5 |
|-------------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| C _p (J/kg/K) | 2034 | 1975 | 1937 | 1898 | 1862 |
| Viscosité (cP) | 3.27 | 3.22 | 3.17 | 3.13 | 3.07 |

Finalement, la diminution de C_p diminue la viscosité. Cette faible viscosité donne un plus grand nombre de Reynolds qui implique un frottement et une perte de charge plus faible. Si on relève les valeurs du nombre de Reynolds fournies par AMESim, on remarque effectivement une augmentation du nombre avec la diminution de C_p . Les valeurs fluctuent entre 4470 et 4570. La diminution de C_p accroît la variation de pression, car les pertes diminuent. Ceci explique l'allure de l'amplitude que l'on vient d'observer sur la figure 6.10.

6.2.2 Influence de la viscosité dynamique

La viscosité dynamique a été identifiée comme ayant un effet sur l'amplitude de l'onde de pression dans les conduites des injecteurs. Les simulations ont également révélé qu'il existait une limite supérieure. En effet, si la viscosité devient trop importante, l'écoulement dans la conduite est impossible. Les variations de la viscosité influent aussi sur le nombre de Reynolds et donc sur le coefficient de frottement. Si on se replace dans le diagramme de Moody, lorsque la zone de turbulence est quittée, l'écoulement est amené en zone de transition et engendre une augmentation de l'amplitude de l'onde.

Dans le cas de l'injection multiple, il est évident que la viscosité doit avoir un effet sur l'injection. Dans le cadre des essais menés avec les carburants commerciaux, il apparaît que l'amplitude de l'onde de pression augmente après avoir observé une diminution lors de l'utilisation du B20 et du B50. Cette nouvelle augmentation suit l'accroissement de la viscosité du carburant, puisqu'elle apparaît dans le cas du B100 qui est le plus visqueux des

quatre carburants commerciaux. Les données des essais avec une viscosité croissante sont exposées dans le tableau 6.4 et la figure 6.11.

Tableau 6.4

Variation de l'amplitude d'oscillation à 1200 Hz en bars et nombre de Reynolds suivant la position et la viscosité dynamique en injection triple

| | ISO 4113 3.5 cP | μ 1 4.2 cP | μ 2 4.7 cP | μ 3 5.2 cP | μ 4 5.8 cP | μ 5 6.3 cP |
|--------------------|--------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Injecteur 1 | | | | | | |
| Sortie | 10.5 | 10.7 | 10.8 | 10.8 | 10.7 | 10.6 |
| Injecteur 2 | | | | | | |
| Sortie | 10.3 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.4 | 10.3 |
| Injecteur 3 | | | | | | |
| Sortie | 10.5 | 10.7 | 10.7 | 10.7 | 10.6 | 10.6 |
| Injecteur 4 | | | | | | |
| Sortie | 10.7 | 10.8 | 10.9 | 11 | 11 | 10.9 |
| Nombre de Reynolds | 4250 | 3660 | 3260 | 2930 | 2660 | 2420 |

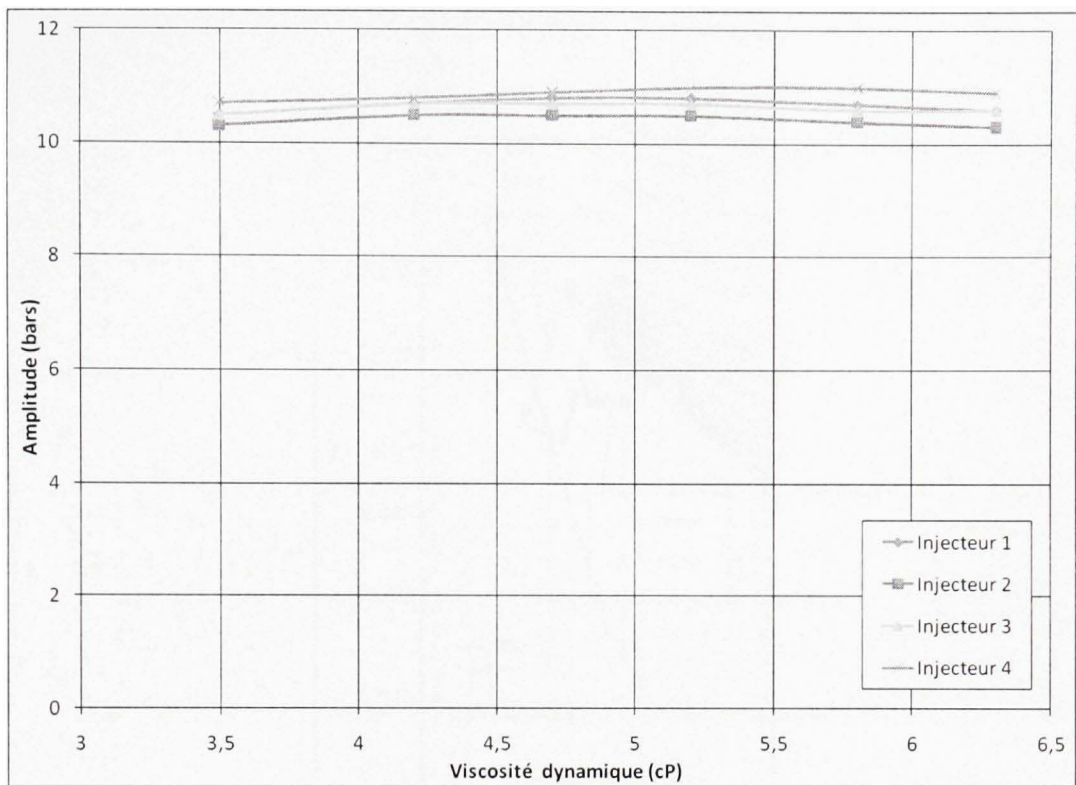


Figure 6.11 *Variation de l'amplitude à 1200 Hz en fonction de la viscosité dynamique pour les 4 injecteurs en injection triple.*

Les idées évoquées précédemment dans le cadre de l'injection simple semblent confirmées, mais l'amplitude se comporte d'une manière légèrement différente. L'augmentation et la diminution de l'onde se produisent, mais le carburant ISO 4113 montre une valeur plus faible que celles des carburants centraux, alors que cette valeur était la plus élevée dans le cas de l'injection simple. Les explications avec le diagramme de Moody sont reconduites ici et permettent encore une fois de comprendre ce qu'il se passe. La répartition des nombres de Reynolds initiaux est différente par rapport au cas de l'injection simple. Comme le montre la figure 6.12, les coefficients de friction de l'injection multiple sont légèrement décalés dans le diagramme de Moody.

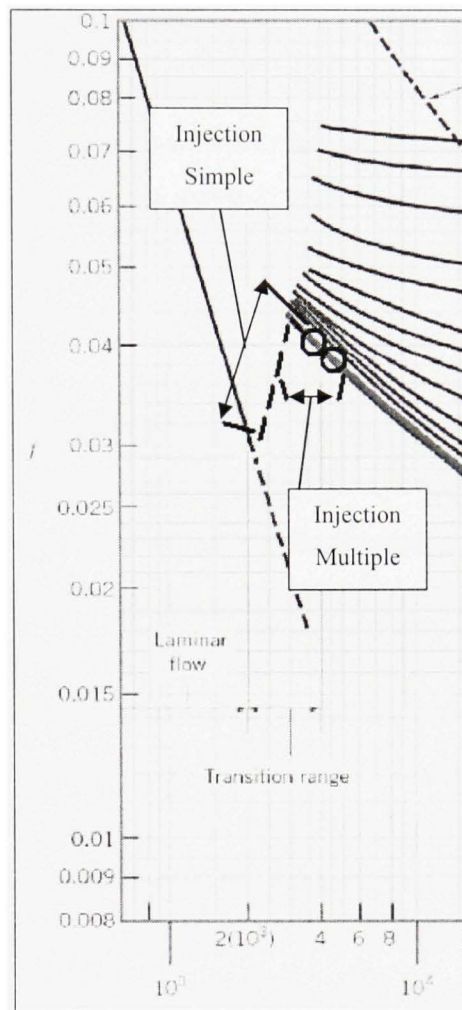


Figure 6.12 *Diagramme de Moody pour l'injection simple et l'injection multiple (cas du ISO 4113).*
(Adaptée de Munson et al., 2006)

Source : Cette figure a été tirée du livre de M. Bruce R. Munson, *Fundamentals of Fluid Mechanics 5th edition*, publié en 2005.

Sur ce diagramme, le nombre de Reynolds initial pour le ISO 4113, qui correspond au nombre de Reynolds lors de la fermeture de l'injecteur, est représenté par le cercle le plus à droite. Lorsque le nombre va diminuer, lors de l'amortissement de l'onde, il va pénétrer en zone de transition et entraîner un nouvel accroissement de son amplitude. Dans le cas des carburants du centre (μ_2 , μ_3), le nombre de Reynolds initial est décalé vers la gauche. Celui-ci va donc évoluer de manière plus importante sur la zone de transition et plus

faiblement en zone turbulente. L'amortissement ne se fera pas de manière importante au départ en se poursuivant en zone de transition comme c'est le cas du ISO 4113, mais il débutera quasiment en zone de transition, favorisant ainsi un amortissement moins élevé et plus long. D'où une amplitude plus importante pour l'onde. La plage où se situe chaque nombre de Reynolds initial pour chaque carburant modifié (ISO 4113, $\mu 1$, $\mu 2$, $\mu 3$, $\mu 4$ et $\mu 5$), en injection simple et en injection multiple, est indiquée sur le graphique.

Pour l'injection simple, il s'agissait du même phénomène avec un décalage vers la gauche. Ainsi, le ISO 4113 avait un nombre de Reynolds qui évoluait de manière plus importante dans la zone de transition, et les carburants suivants (commençant plus à gauche) évoluaient de la zone de transition à la zone laminaire (caractérisée par un amortissement qui augmente de nouveau) encore plus rapidement. Étant donné que la vitesse du fluide atteint une valeur quasi nulle à la fin de l'amortissement, toutes les diminutions de chaque nombre de Reynolds se terminent en zone laminaire. Cependant, si le début est décalé vers la gauche, l'amortissement est accéléré. Ainsi, le ISO 4113 était plus apte à avoir une onde moins amortie et une amplitude plus élevée que les carburants suivants. Pour le dernier cas de l'injection multiple (carburant $\mu 5$), on constate une nouvelle diminution de l'amplitude. Ceci est toujours lié au coefficient de friction. En effet, le nombre de Reynolds de départ vaut 2420. On est donc au début de la zone laminaire et le nombre de Reynolds diminuant entraîne une augmentation du coefficient de friction et un meilleur amortissement. Ceci se remarque sur le graphique représentant l'évolution de la pression en injection triple pour la viscosité dynamique modifiée présenté en annexe IV. Les valeurs de la pression pour le B0 et le carburant $\mu 5$ sont plus proches de 650 bars à l'instant où débute le cycle d'injection. La fluctuation est plus faible.

L'accroissement des nombres de Reynolds par rapport à l'injection simple est lié à la variation de la vitesse du fluide. Dans le cadre de l'injection multiple, la vitesse du fluide est plus élevée car il est déjà mis en mouvement avec l'injection pilote. Ainsi, le nombre de Reynolds augmente. On peut par exemple observer l'évolution de la vitesse pour le carburant ISO 4113 dans le cas de l'injection simple et de l'injection triple. Comme le

montre la figure 6.5 présentée dans le début du chapitre 6, on observe une vitesse plus élevée dans le cas de l'injection triple.

6.2.3 Influence du volume spécifique

Les essais effectués avec la masse volumique dans le cas de l'injection multiple présentent une variation du même type que l'injection simple. Le tableau 6.5 et la figure 6.13 illustrent le comportement de l'onde de pression suivant la variation de la masse volumique.

Tableau 6.5

Variation de l'amplitude d'oscillation à 1200 Hz en bars et nombre de Reynolds suivant la position et le volume spécifique en injection triple

| | ISO 4113 $\rho=843 \text{ kg/m}^3$ | Vs 1 $\rho=856 \text{ kg/m}^3$ | Vs 2 $\rho=869 \text{ kg/m}^3$ | Vs 3 $\rho=886 \text{ kg/m}^3$ | Vs 4 $\rho=903 \text{ kg/m}^3$ | Vs 5 $\rho=918 \text{ kg/m}^3$ |
|--------------------|---------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| Injecteur 1 | | | | | | |
| Sortie | 10.5 | 7.9 | 6.3 | 5.9 | 4.9 | 7.2 |
| Injecteur 2 | | | | | | |
| Sortie | 10.3 | 7.8 | 6.7 | 6 | 5.7 | 6.9 |
| Injecteur 3 | | | | | | |
| Sortie | 10.5 | 8 | 6.3 | 5.9 | 6 | 7.1 |
| Injecteur 4 | | | | | | |
| Sortie | 10.7 | 8.1 | 6.9 | 6.3 | 5.1 | 7.6 |
| Nombre de Reynolds | 4250 | 4150 | 4110 | 4060 | 3960 | 3950 |

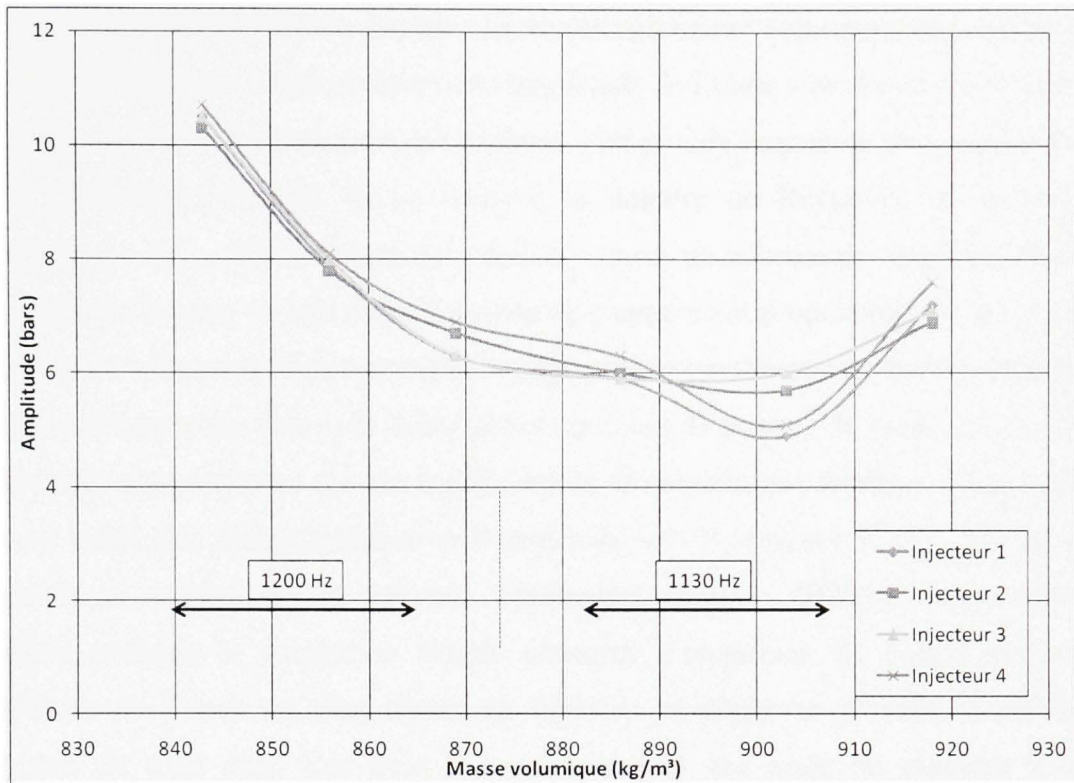


Figure 6.13 *Variation de l'amplitude à 1200 Hz en fonction de la masse volumique pour les 4 injecteurs en injection triple.*

Pour commencer, le phénomène de décalage en fréquence présenté en injection simple dans le cadre de la variation de V_s se reproduit ici. La variation de la masse volumique est identique au cas de l'injection simple. Le module de compressibilité est à peu près constant (la variation maximale est de 0.43%). Ainsi, l'augmentation de la masse volumique diminue la vitesse du son et la fréquence de 1200 Hz s'en trouve également diminuée. L'équation (4-1) vue précédemment permet de confirmer ce fait. D'où le phénomène de déplacement de la fréquence d'oscillation autour de 1130 Hz dans le cas des masses volumiques importantes.

Ensuite, en ce qui concerne l'amplitude, on constate une diminution suivie d'une légère remontée pour la dernière valeur ($V_s 5$). Comme le frottement est le principal facteur d'amortissement de l'onde (Bergant et al., 2003; Binder, 1973; Robert, 2004), on examine la perte de charge qui est proportionnelle à la masse volumique, à la vitesse moyenne du fluide

et au coefficient de frottement. Lorsque la masse volumique augmente, la perte de charge suit la même tendance. La diminution de l'amplitude de l'onde s'explique alors facilement. Néanmoins, comme on vient de le mentionner, l'amplitude augmente de nouveau pour les masses volumiques élevées. Si on observe le nombre de Reynolds, on constate que l'augmentation de la masse volumique conduit à avoir un nombre de Reynolds de plus en plus proche de la zone de transition. La perte de charge étant proportionnelle au coefficient de frottement, lorsque la masse volumique augmente le coefficient de frottement initial qui ne faisait qu'augmenter depuis le début arrive au début de la zone de transition. La zone de transition étant caractérisée par un coefficient de frottement qui diminue, l'amortissement initial ne subit plus d'augmentation et l'amplitude suit l'influence d'une perte de charge plus faible en augmentant de nouveau. Finalement, la seule différence qui existe entre l'injection multiple et l'injection simple concerne l'amplitude de l'onde de pression. L'amplitude de l'onde est plus élevée en injection multiple car l'injection est un train d'injection de trois pics. Ces trois pics occasionnent une onde de pression à chaque événement. L'onde résultante est alors plus importante.

6.3 Débit des injecteurs

Pour le cas de l'injection triple, les ondes de pression ont aussi été localisées, identifiées et mesurées. Il ne reste plus qu'à observer le débit de l'injecteur pour ce profil d'injection, afin de découvrir ce qu'il résulte de ces ondes au niveau de l'écoulement. La figure 6.14 présente le débit de l'injecteur 1. Comme dans le cas de l'injection simple, le débit ne diffère pas entre les injecteurs. On ne considère donc que le premier élément.

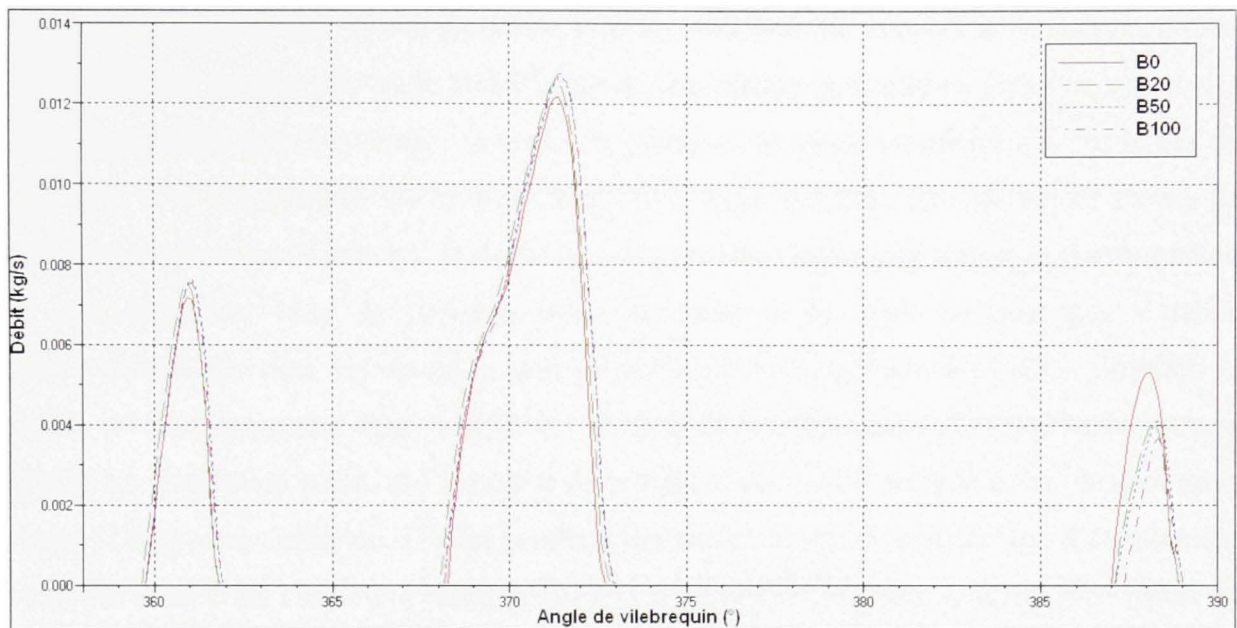


Figure 6.14 *Débit de l'injecteur 1 en fonction de l'angle du vilebrequin en injection triple pour les 4 carburants.*

Le débit présente les mêmes caractéristiques que celui de l'injection simple, c'est-à-dire que l'augmentation de la concentration en biodiesel augmente le débit (0.6 g/s pour l'injection principale soit 4.7%, 0.4 g/s pour l'injection pilote soit 5%). Pour la post-injection, le comportement est inverse (diminution de 1.7 g/s soit 31.1%). La masse volumique qui augmente l'onde de pression pour de fortes valeurs (environ 918 kg/m^3) ne vaut que 900 kg/m^3 dans le cas du B100. Or, dans le cadre de cette valeur, on a pu remarquer précédemment que l'onde de pression était atténuée (48.3 % en moyenne pour les 4 injecteurs). Comme il s'avère que l'onde de pression a un effet négatif sur l'accroissement du débit, le biodiesel a un effet positif sur l'augmentation du débit grâce à sa masse volumique. Mais le biodiesel présente aussi une viscosité plus élevée. La valeur de la viscosité du B100 est de l'ordre de celle du carburant $\mu 5$ des paragraphes précédents. Pour cette valeur, on a également remarqué un affaiblissement de l'onde de pression. L'augmentation du débit pour le B100 est donc un effet conjugué de l'augmentation de la masse volumique et de la viscosité.

On constate également que la post-injection est affaiblie par rapport à l'injection pilote, malgré le fait qu'elle reçoive le même ordre de commande que celle-ci. Grâce aux analyses des paragraphes précédents sur les ondes de pression, on peut considérer que les ondes de pression sont responsables de la diminution de la post-injection. Contrairement au cas de l'injection pilote qui s'effectue au début, là où la pression est encore stable, la post-injection a lieu dans une zone de pression trop fluctuante et le débit ne peut pas s'établir correctement. De plus, on remarque une inversion dans l'amplitude des débits. En effet, le débit est plus important avec le ISO 4113, alors que le débit était plus important avec le B100 sur l'injection pilote et l'injection principale. Ceci est lié au type d'écoulement dans lequel l'injection s'effectue. L'effet combiné des ondes de pression et du type d'écoulement modifie le débit de l'injecteur (diminution de 1.6 g/s soit 31.1% pour le B100 par rapport au ISO 4113). Si on se place dans le diagramme de Moody, comme présenté dans la figure 6.15, on remarque que les écoulements s'effectuent dans différentes zones suivant l'injection. Sur ce graphique, l'évolution du nombre de Reynolds pour les trois injections a été représentée. Le numéro 1 correspond à l'injection pilote, le numéro 2 à la post-injection et le numéro 3 à l'injection principale. Pour le ISO 4113, le nombre de Reynolds est toujours plus élevé que celui du B20, du B50 et du B100 par ordre décroissant. Ainsi, pour la post-injection, le nombre de Reynolds des différents carburants entraîne une évolution inverse pour le coefficient de friction qui se trouve en zone de transition. Le coefficient de friction est donc plus important pour le ISO 4113 que pour le B100, alors que l'on était dans le cas inverse pour l'injection principale et l'injection pilote. Ce coefficient de friction plus élevé offre une perte de charge plus importante dès le départ pour le ISO 4113. La particularité de l'injection multiple (pour la variation de pression) réside dans le fait que la pression est plus dépendante de l'onde générée par l'injection précédente. Comme les injections sont très proches, la pression ne s'est pas encore stabilisée après la première injection (injection pilote) et les injections suivantes sont perturbées. On peut très bien se rendre compte de cela en observant la variation de pression au moment de l'injection sur les graphiques des pressions en injection triple présentés en annexe IV. Ici, lorsque la post-injection se produit, l'onde de pression précédente provenant de l'injection principale est encore présente. Le nombre de Reynolds se trouvant dans une zone différente par rapport au

cas précédent, l'onde est subitement moins amortie pour le ISO 4113, mais pour le B100, cet amortissement est encore plus faible (coefficient de friction plus faible et perte de charge plus faible pour l'onde). Ainsi, la pression pour le ISO 4113 rejoint une valeur normale plus rapidement que la pression du B100. L'injection est alors plus importante pour le ISO 4113.

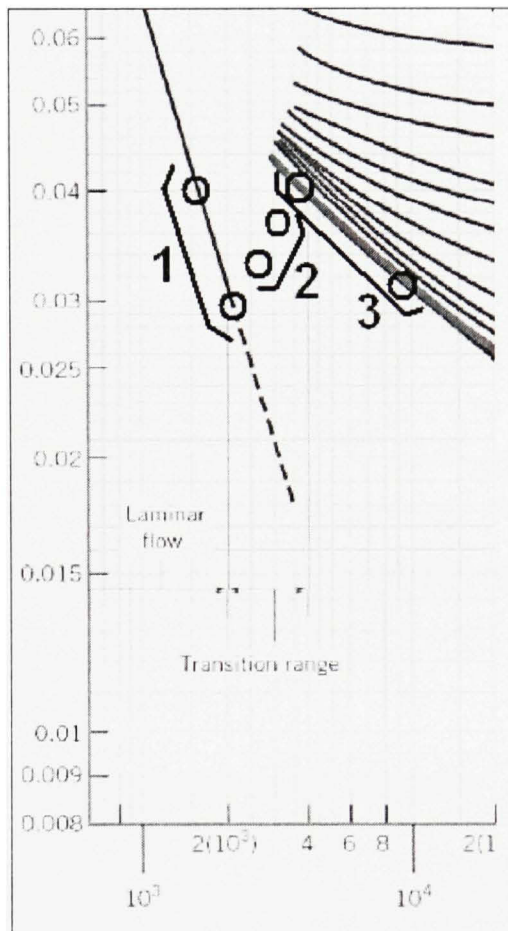


Figure 6.15 Diagramme de Moody pour l'injection multiple de l'injecteur 1.
(Adaptée de Munson et al., 2006)

Source : Cette figure a été tirée du livre de M. Bruce R. Munson, *Fundamentals of Fluid Mechanics 5th edition*, publié en 2005.

L'effet de l'onde précédente a permis d'augmenter le débit, avec l'inversement de l'amortissement devenu plus important pour le ISO 4113 par rapport au B20, B50 et B100. La pression observée à l'entrée de l'injecteur 1 permet de confirmer ce phénomène. Ceci se

retrouve sur la figure 6.16. On peut constater que la pression, dans le cadre de l'utilisation du B100, est plus éloignée de la consigne à 650 bars pour la post-injection. L'injection avec le ISO 4113 s'effectue à 650 bars alors que l'injection avec le B100 s'effectue à 625 bars.

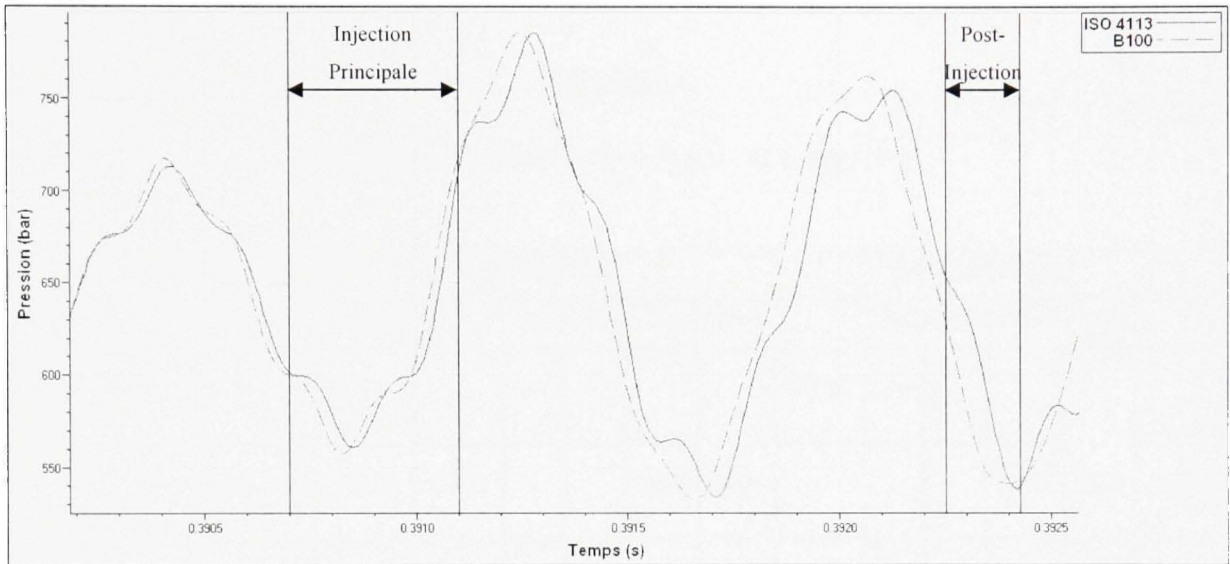


Figure 6.16 *Pression à l'entrée de l'injecteur 1 en injection triple pour le B0 et le B100.*

6.4 Bilan du chapitre

Au cours de ce chapitre, deux séries de tests ont été effectuées.

La première série a permis de montrer que les phénomènes mis en place en injection simple se retrouvent en injection multiple. Malgré le fait que les variations de pression prennent des valeurs plus importantes en injection multiple, les fluctuations de débits ne sont pas trop importantes.

La deuxième série de tests ayant pour but de vérifier l'influence des propriétés du carburant a confirmé que les propriétés conservent leur influence sur l'injection, même si le système est sollicité de manière plus intensive. La masse volumique permet de diminuer l'amplitude de l'onde, tout comme la viscosité. La chaleur spécifique est favorable à une diminution de l'onde si on conserve une valeur assez élevée. Ainsi, on peut effectuer une corrélation entre

ces propriétés et leurs parts dans les carburants réels dans le cadre de l'injection multiple et de l'injection simple. De cette façon, il est possible de prédire si le biodiesel a une influence importante sur le devenir de l'onde de pression dans le système d'injection à rampe commune. Le tableau 6.6 présente cette corrélation.

Tableau 6.6

Position des biodiesels suivant les propriétés

| | Chaleur spécifique | | | | | Viscosité | | | | | Masse volumique | | | | |
|--|-----------------------|----|-----|-----|------|-----------------------|----|-----|-----|------|-----------------------|----|-----|-----|------|
| | Amplitude / Carburant | | | | | Amplitude / Carburant | | | | | Amplitude / Carburant | | | | |
| Valeur élevée | ++ | | | | | + | | | | B100 | ++ | | | | |
| Valeur moyenne | + | B0 | B20 | B50 | B100 | - | | B20 | B50 | | - | | B20 | B50 | B100 |
| Valeur faible | ++ | | | | | ++ | B0 | | | | ++ | B0 | | | |
| ++ : Forte augmentation de l'amplitude de l'onde + : Diminution de l'amplitude de l'onde - : Forte diminution de l'amplitude de l'onde | | | | | | | | | | | | | | | |

Ainsi, on se rend compte que le diesel classique (B0) est favorable à la propagation de l'onde de pression. Par contre, le mélange des deux produits (comme cela se fait actuellement) et le biodiesel pur (qui doit conserver une masse volumique raisonnable) sont propices à la limitation de l'onde.

Enfin, en ce qui concerne l'influence de l'onde, grâce aux relevés des débits, on peut se rendre compte que l'onde diminue la masse injectée, malgré le contrôle qu'est censé apporter le système à rampe commune. De plus, dans le cadre des systèmes modernes d'injection qui mettent en œuvre l'injection multiple, cette onde peut avoir un effet catastrophique, puisqu'elle est capable d'empêcher la post-injection si celle-ci est trop proche de l'injection principale. On remarque en effet une diminution du débit de la post-injection par rapport à l'injection pilote qui reçoit le même ordre de commande.

Si on observe les variations de la pression pour le B0 et le B100 à l'instant où les injections se produisent comme présenté en annexe IV, on constate que l'injection pilote a lieu lorsque la pression fluctue de 30 bars par rapport à la consigne de 650 bars, alors que la post-injection prend place avec un écart de 100 bars par rapport à la consigne.

CONCLUSION

L'objectif principal de ce projet était d'analyser les systèmes à rampe d'injection commune des moteurs diesel actuels. Plus précisément, le travail se concentrait sur l'étude des variations de pression qui peuvent entraîner des fluctuations de débit et perturber ainsi la combustion. L'ensemble de l'étude a été conduit sous AMESim qui est utilisé couramment dans l'industrie automobile.

Pour réaliser ce projet, le système ciblé concernait un moteur diesel courant qui utilise l'injection directe à rampe commune du constructeur Bosch. Le matériel expérimental n'étant pas disponible dans le laboratoire, les essais réalisés par d'autres laboratoires ont été considérés. Ces essais ont permis dans un premier temps de construire un modèle valide d'injecteur puis la création du modèle de l'ensemble du système à rampe commune.

Le système étant créé, des simulations permettant de voir son comportement en injection simple ont été effectuées. Étant donné que le but était d'observer les fluctuations de pressions et le débit de l'injecteur dans différents cas, le système complet a été considéré afin de tenir compte d'une éventuelle influence des injecteurs entre eux. Les résultats se sont concentrés sur la mise en place d'une analyse fréquentielle des pressions afin de faire ressortir les différentes oscillations qui se superposent.

Les résultats en injection simple ont permis de voir que la rampe commune constitue un réservoir de carburant suffisant et qu'elle amortit une quelconque onde qui pourrait apparaître. La formule de la littérature (Berg et al., 1982) présentée dans l'équation (4-1) a permis de calculer grâce aux dimensions de la rampe la fréquence à laquelle l'onde pourrait prendre place. Aucune onde de pression n'a cependant été détectée. En revanche, les conduites qui alimentent chaque injecteur ont montré la présence d'une onde de pression liée au temps de manœuvre très rapide des injecteurs. Cette onde est d'autant plus importante, car c'est elle qui occasionne la variation de pression la plus importante dans tout le système.

Ensuite, étant donné que les biodiesels possèdent plusieurs propriétés différentes, l'étude s'est penchée sur l'utilisation d'un carburant ayant les propriétés du biodiesel sur une seule variable (viscosité, conductivité thermique, masse volumique ou chaleur spécifique). Il est apparu que trois de ces variables ont une influence sur l'amortissement de l'onde de pression. La variable qui a la plus grande influence est la masse volumique. Néanmoins, ces trois propriétés ont des plages de variation restreintes et elles ont également une influence non monotone. Considérant tout cela, et en se rattachant aux carburants réels, il apparaît que le biodiesel et les mélanges de biodiesel et de diesel peuvent diminuer la variation de pression de 50%. De plus, en s'intéressant aux débits de l'injecteur, il a été possible de noter que l'augmentation de la concentration en biodiesel augmente le débit injecté de 5% pour un passage du B0 au B100. Ceci est donc un élément à prendre en compte dans le cas du moteur à rampe d'injection commune où l'on cherche à effectuer un dosage précis du carburant.

Concernant les dosages précis de carburant, l'étude s'est justement intéressée à l'injection multiple qui prend une place de plus en plus importante dans les systèmes actuels. Il en est ressorti que l'injection multiple accroît l'amplitude de l'onde de pression de 10% avec le B0 et de 25% pour le B20, le B50 et le B100. Les propriétés conservent le même effet que pour l'injection simple. Cependant, un élément supplémentaire est apparu. Les trois injections se trouvant dans une zone de pression très perturbée au moment de l'injection, l'injection prenant place après l'injection principale (la post-injection) est diminuée.

Finalement, le travail effectué a permis de tirer sept conclusions quant au fonctionnement du moteur diesel à rampe d'injection commune :

- La rampe constitue un réservoir de taille suffisante pour amortir les ondes de pression et fournir la quantité de carburant nécessaire au fonctionnement du système. Si on équipe un moteur avec une rampe trop petite, ceci a des effets néfastes sur le fonctionnement d'un tel système.

- L'injection simple crée une onde de pression dans les conduites d'alimentation des injecteurs.
- L'injection multiple crée également cette onde avec une plus grande amplitude.
- La pression d'injection a un effet favorable sur la réduction de l'amplitude de l'onde, car elle place l'écoulement dans le domaine turbulent où l'amortissement de l'onde est meilleur (vitesse du fluide plus importante qui influe sur la perte de charge et coefficient de friction plus stable).
- Les propriétés des carburants ont une influence intéressante pour des valeurs modérées. La viscosité et la masse volumique permettent de diminuer l'amplitude de l'onde.
- Lorsque l'on augmente la concentration en biodiesel (de 0% à 100%), le débit de l'injecteur augmente de 5% et les propriétés sont favorables à la diminution de l'onde. D'où l'augmentation de débit.
- Enfin, pour le système étudié, l'onde de pression influence négativement l'injection multiple. Dans le cadre d'une injection triple, l'onde diminue la post-injection, car celle-ci se trouve dans la zone où les fluctuations de pression sont encore très importantes après l'injection principale.

RECOMMANDATIONS

A l'issue de ce travail, les recommandations que l'on peut apporter concernent la structure et les conditions de fonctionnement du système. Une voie de recherche est également recommandée en vue d'approfondir le travail.

1 - Dans le but d'améliorer ce système, il est nécessaire de diminuer la longueur des conduites d'alimentation des injecteurs.

Le système à rampe d'injection commune est soumis aux coups de bélier pour les injections de courte durée qui deviennent de plus en plus courantes avec l'injection multiple. Ainsi, il est nécessaire de réduire la longueur des conduites pour augmenter la fréquence de l'onde de pression. Ceci intervient également sur la perte de charge. Avec une conduite plus courte, la perte de charge est plus faible, mais en augmentant la longueur de la conduite la perte serait élevée et empêcherait d'obtenir un débit d'injection satisfaisant. Un allongement permettrait d'avoir plus de frottement et une onde plus amortie, mais pour l'injection le phénomène ne serait pas favorable. La fréquence accrue permet de faire circuler l'onde plus rapidement dans la conduite et donc de l'amortir plus rapidement par le biais du frottement auquel elle est plus souvent soumise. Une simulation pour un système faisant intervenir deux longueurs de conduites (une conduite de 24 cm commune aux moteurs actuels et une conduite de 5 cm) a permis d'observer une diminution de 90% de la variation de pression sur la première oscillation. La figure donnant la pression à l'entrée de l'injecteur dans le cas du ISO 4113 est présentée à la fin de l'annexe III.

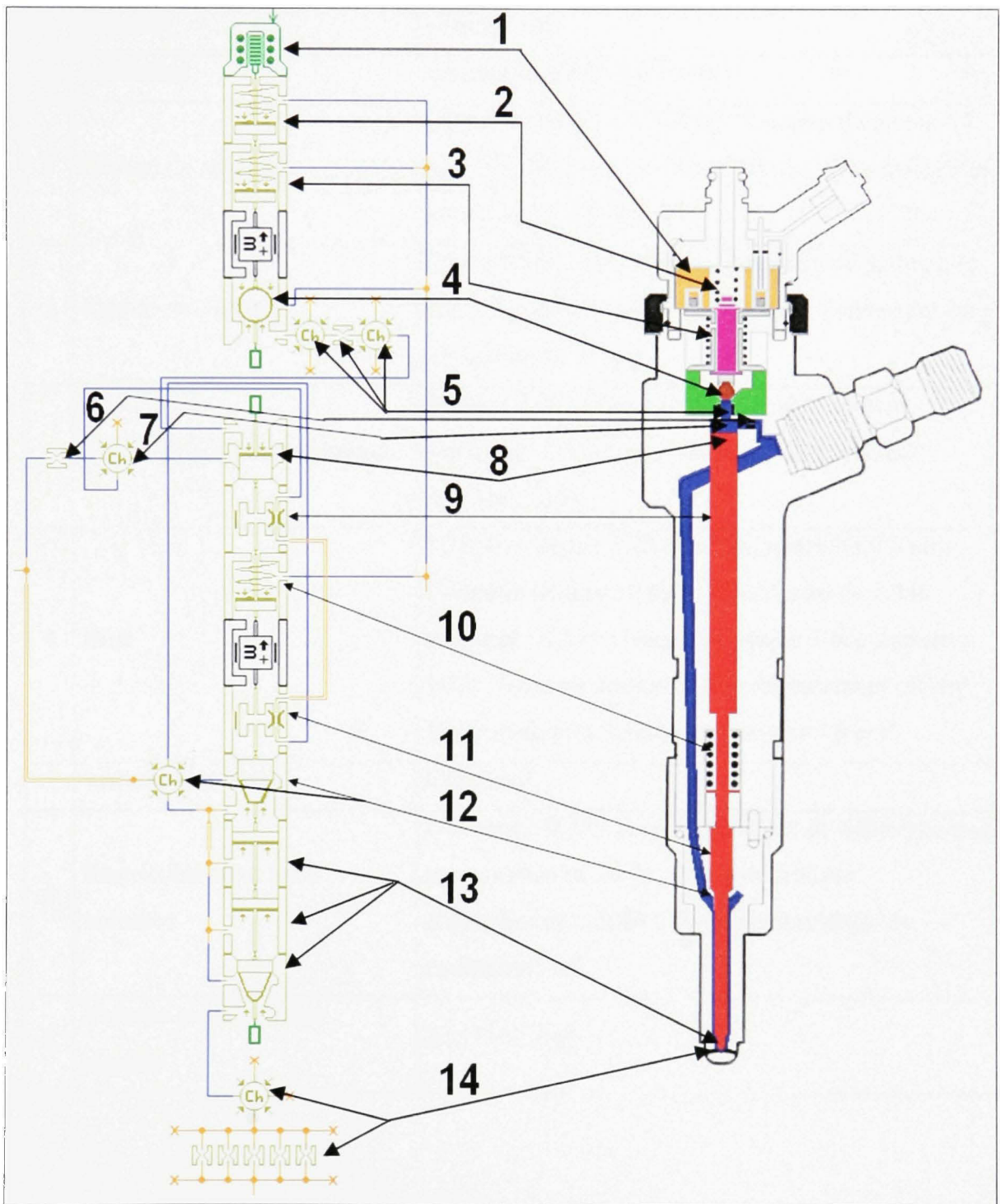
2 - L'augmentation de pression, qui est actuellement utilisée dans l'optique d'une meilleure pulvérisation du carburant, est favorable au phénomène de l'onde de pression. Elle permet d'en obtenir une diminution et doit être maintenue.

Afin d'apporter des données supplémentaires sur un tel système, il serait judicieux d'effectuer des essais expérimentaux comme il suit :

3 - Effectuer des essais supplémentaires avec différentes stratégies d'injection multiple, afin de confirmer le fait que l'onde de pression s'amplifie et perturbe la (les) post-injection(s). Les stratégies appliquées pourraient notamment intégrer les dernières évolutions. Ces nouvelles stratégies consistent à mettre en œuvre une injection composée de cinq impulsions successives.

ANNEXE I

DÉTAILS DES DIFFÉRENTS ÉLÉMENTS DE L'INJECTEUR BOSCH SOUS AMESIM



| # | Élément | Dimensions |
|---|---------------------------------|---|
| 1 | Solénoïde | Aucuns paramètres à insérer |
| 2 | Ressort de rappel 1 | Diamètre de tige : 1.5 mm ; Diamètre du piston : 4 mm ; Rigidité ressort : 66.8 N/mm ; Dimension sans déplacement : 0 mm |
| 3 | Ressort de rappel 2 | Diamètre de tige : 10 mm ; Diamètre du piston : 15 mm ; Rigidité ressort : 1.57 N/mm ; Dimension sans déplacement : 0 mm |
| | Masse de la partie supérieure | Masse : 0.00571 kg ; Limite de déplacement supérieur : 0.0002 m ; Limite de déplacement inférieur : 0 m |
| 4 | Bille | Diamètre siège : 1.42 mm ; Diamètre bille 5 mm ; Diamètre de tige : 0 mm ; Coefficient de débit maximal : 0.816 ; Nombre critique d'écoulement : 1000 ; Volume au port 1 sans déplacement : 0 cm ³ ; Volume au port 2 sans déplacement : 0 cm ³ |
| 5 | Volume sous bille | 0.002 cm ³ |
| 5 | Restriction entre les 2 volumes | Diamètre : 0.223 mm ; Coefficient de débit maximal sous cavitation : 0.73 ; Nombre critique d'écoulement : 1000 ; Coefficient critique de cavitation : 0.5 |
| 5 | Volume au dessus tête aiguille | $3.16 \cdot 10^{-3} \text{ cm}^3$ |

| # | Élément | Dimensions |
|----|--|--|
| 6 | Ajutage de l'entrée | <p>Diamètre : 0.205 mm ; coefficient d'écoulement à la cavitation maximum : 0.816 ; nombre critique d'écoulement : 1000 ; nombre critique de cavitation (Loi polynomiale permettant de suivre les variations avec la pression d'alimentation P) :</p> $2.39725723368 \cdot 10^{-19} \cdot P^6 - 3.16777656878972 \cdot 10^{-15} \cdot P^5 + 1.68247701153581 \cdot 10^{-11} \cdot P^4 - 4.57584195004406 \cdot 10^{-8} \cdot P^3 + 6.68640833455119 \cdot 10^{-5} \cdot P^2 - 4.95024555433232 \cdot 10^{-2} \cdot P + 15.9311859242498$ |
| 7 | Volume prêt du volume au dessus de la tête de l'aiguille | $8.32 \cdot 10^{-3} \text{ cm}^3$ |
| 8 | Tête de l'aiguille | <p>Diamètre trou : 1.42 mm ; Diamètre : 4 mm ; Diamètre de tige : 0 mm ; coefficient d'écoulement maximum : 0.816 ; nombre critique d'écoulement : 100 ; Ouverture sans déplacement : 1.42 mm ; Volume au port 1 sans déplacement : 0 cm^3 ; Volume au port 2 sans déplacement : 0 cm^3</p> |
| 9 | Fuite le long de l'aiguille | Diamètre du piston : 4 mm ; Longueur du contact : 6 mm ; Jeu entre le piston et l'alésage : 0.013 mm |
| 10 | Ressort de rappel | Diamètre de tige : 3.2 mm ; Diamètre du piston : 6 mm ; Rigidité ressort : 39.2 N/mm ; dimension sans déplacement : 5 mm |

| # | Élément | Dimensions |
|----|-------------------------------|---|
| | Masse de la partie inférieure | <p>Masse : 0.01195 kg ; Limite de déplacement supérieur : 0.0002 m ; Limite de déplacement inférieur (Loi polynomiale permettant de tenir compte de la déformation des matériaux du à la très faible pénétration de l'aiguille en position fermée lorsque la pression augmente) :</p> $ \begin{aligned} & -(-2.6583 \cdot 10^{-25} \cdot P^6 + \\ & 3.51271224 \cdot 10^{-21} \cdot P^5 - \\ & 1.865680063925 \cdot 10^{-17} \cdot P^4 + \\ & 5.07410029615087 \cdot 10^{-14} \cdot P^3 - \\ & 7.41448391083817 \cdot 10^{-11} \cdot P^2 + \\ & 5.48927229570312 \cdot 10^{-8} \cdot P - \\ & 1.10025817230236 \cdot 10^{-5}) \end{aligned} $ |
| 11 | Fuite le long de l'aiguille | Diamètre du piston : 4 mm ; Longueur du contact : 5 mm ; Jeu entre le piston et l'alésage : 0.013 mm |
| 12 | Cône de commande | <p>Diamètre : 4 mm ; Longueur du cône : 0.4 mm ; Diamètre de tige : 3.2 mm ; Angle de cône : 45° ; Fuite le long du logement du cône : 0.01 mm ; Coefficient d'écoulement maximum : 0.816 ; nombre critique d'écoulement : 100 ; Ouverture sans déplacement : 1.42 mm</p> |
| 12 | Volume du cône de commande | 0.1538 cm ³ |
| 13 | Piston 1 pointe de l'aiguille | Diamètre du piston : 3.2 mm ; Diamètre de tige : 2 mm |
| 13 | Piston 2 pointe de l'aiguille | Diamètre du piston : 2 mm ; Diamètre de tige : 1.85 mm |

| # | Élément | Dimensions |
|----|--------------------------------------|---|
| 13 | Pointe de l'aiguille | Diamètre de tige : 1.85 mm ; Diamètre du cône : 1.25 mm ; Diamètre du trou : 0.65 mm ; Diamètre de tige (côté siège) : 0.2 mm ; Demi-angle siège : 30° ; Demi-angle du cône : 30° ; Coefficient d'écoulement maximum : 0.816 ; nombre critique d'écoulement : 1000 ; Levée nécessaire à l'établissement d'une pression significative : 1e-10 mm ; Volume au port 1 sans déplacement : 0 cm ³ ; Volume au port 2 sans déplacement : 0 cm ³ |
| 14 | Volume VCO | $1.68 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \text{ cm}^3$ |
| 14 | Trous d'injection | Diamètre : 0.174 mm ; coefficient d'écoulement à la cavitation maximum : 0.73 ; nombre critique d'écoulement : 1000 ; nombre critique de cavitation : 0.8 |
| | Canal alimentation injecteur | Diamètre : 2.5 mm ; Longueur : 0.05 m ; Rugosité relative : 0.0004 |
| | Canal alimentation partie inférieure | Diamètre : 2.28 mm ; Longueur : 0.025 m ; Rugosité relative : 0.000439 |
| | Connexion fuites | Diamètre : 2.28 mm ; Longueur : 0.04 m |

Les dimensions des éléments présentées dans ce tableau correspondent aux dimensions mesurées par Payri et al. (Payri et al., 2004a; Payri et al., 2005b). Néanmoins, certaines valeurs n'étaient pas disponibles et ont dû être déterminées de manière empirique. C'est le cas des deux lois polynomiales. Celles-ci ont permis d'ajuster plus finement le débit de l'injecteur à la fin du développement du modèle de l'injecteur.

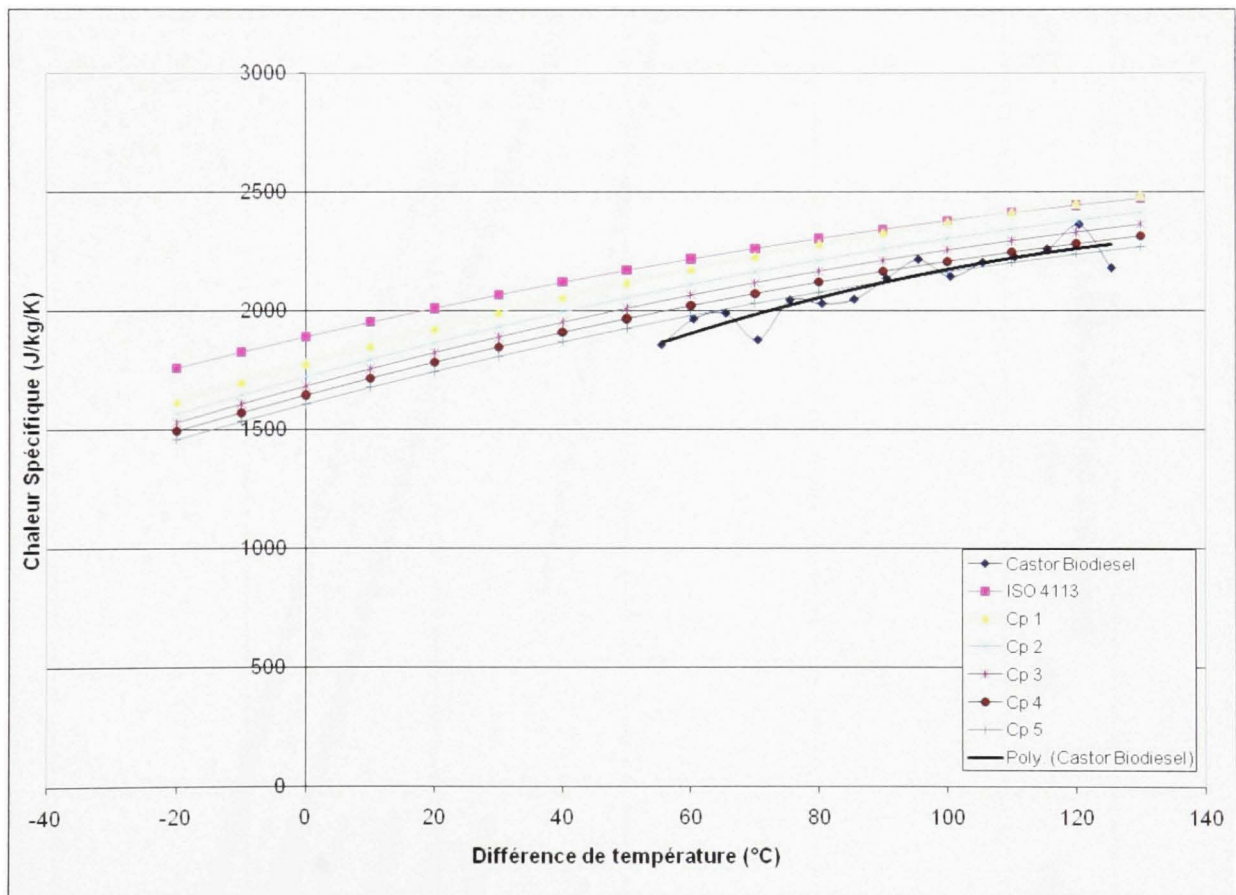
ANNEXE II

COURBES DE MODIFICATION DES CARBURANTS POUR LE PARAMÉTRAGE DANS AMESIM

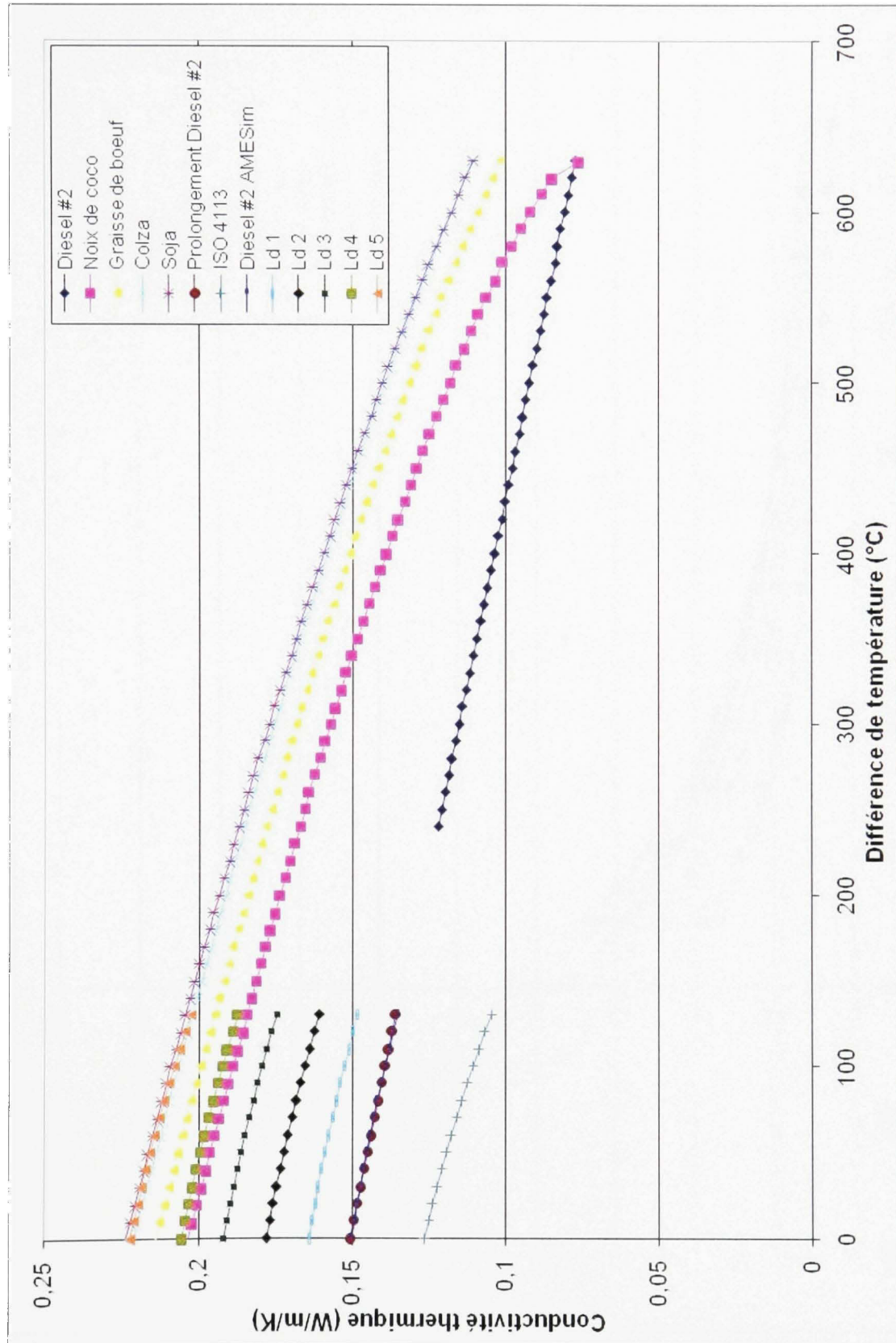
Les coefficients de chaque équation ont une influence sur la pente de la courbe. La valeur de référence qui est en tête de l'équation a une influence sur l'amplitude à laquelle la courbe varie. Ainsi, pour certaines propriétés, la pente des courbes étant identique à celle des courbes de AMESim, seule la valeur de référence a subi une modification.

Données expérimentales (Sources) : (Conceicao et al., 2007; McCrady et al., 2007).

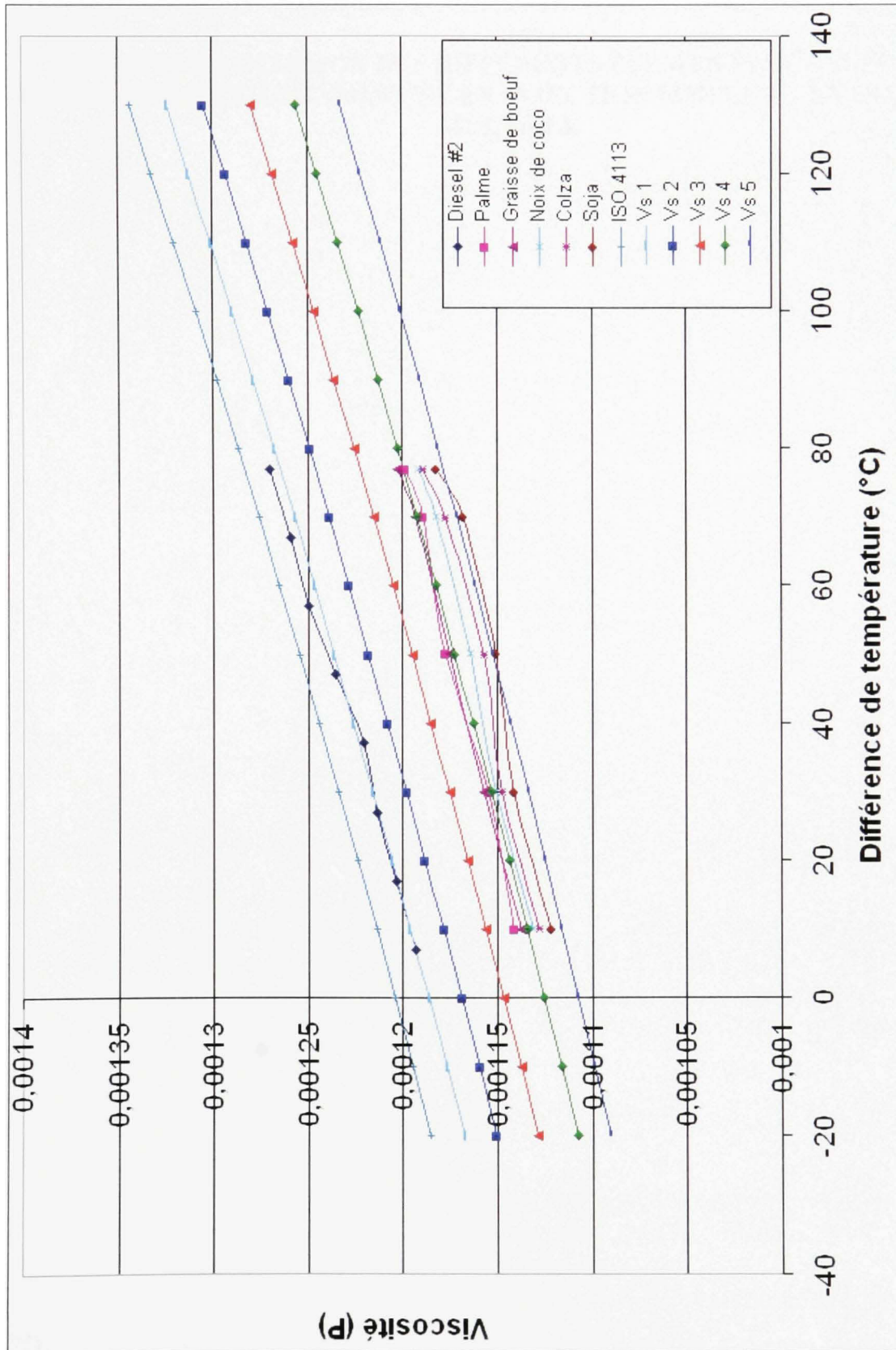
Modification de la chaleur spécifique (C_p) - (expérimental : (Conceicao et al., 2007)) :



Modification de la conductivité thermique (λ) - (expérimental : (McCrary et al., 2007)) :



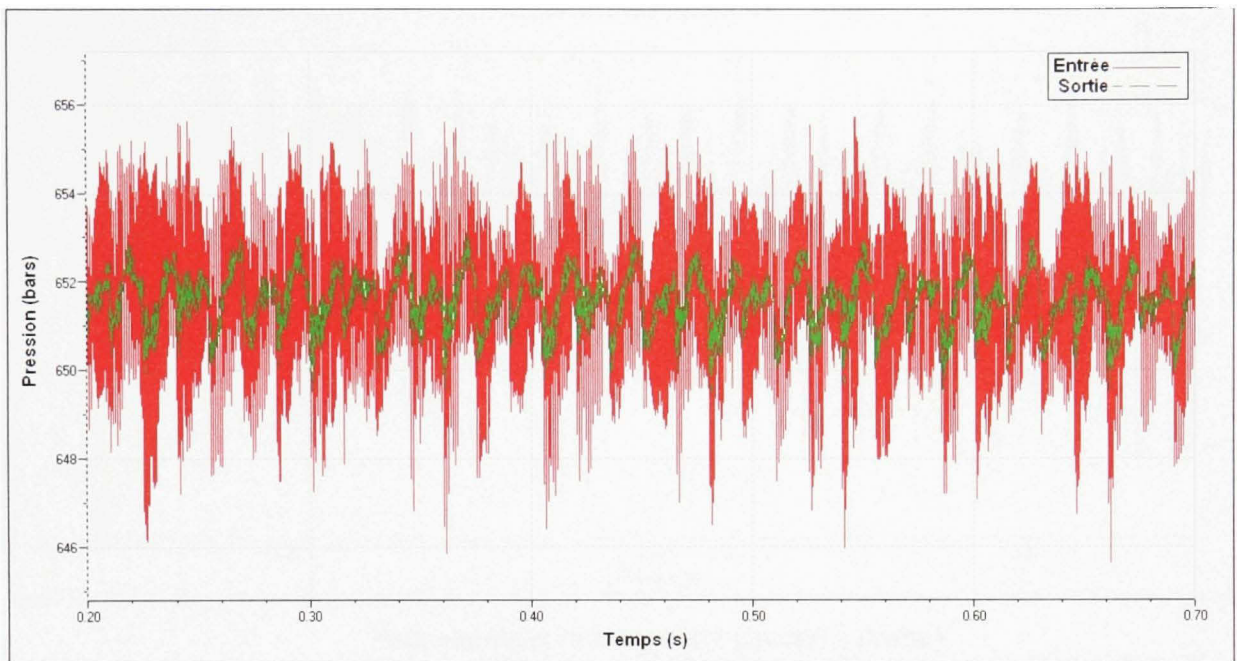
Modification du volume spécifique (V_s) - (expérimental : (McCrary et al., 2007)) :



ANNEXE III

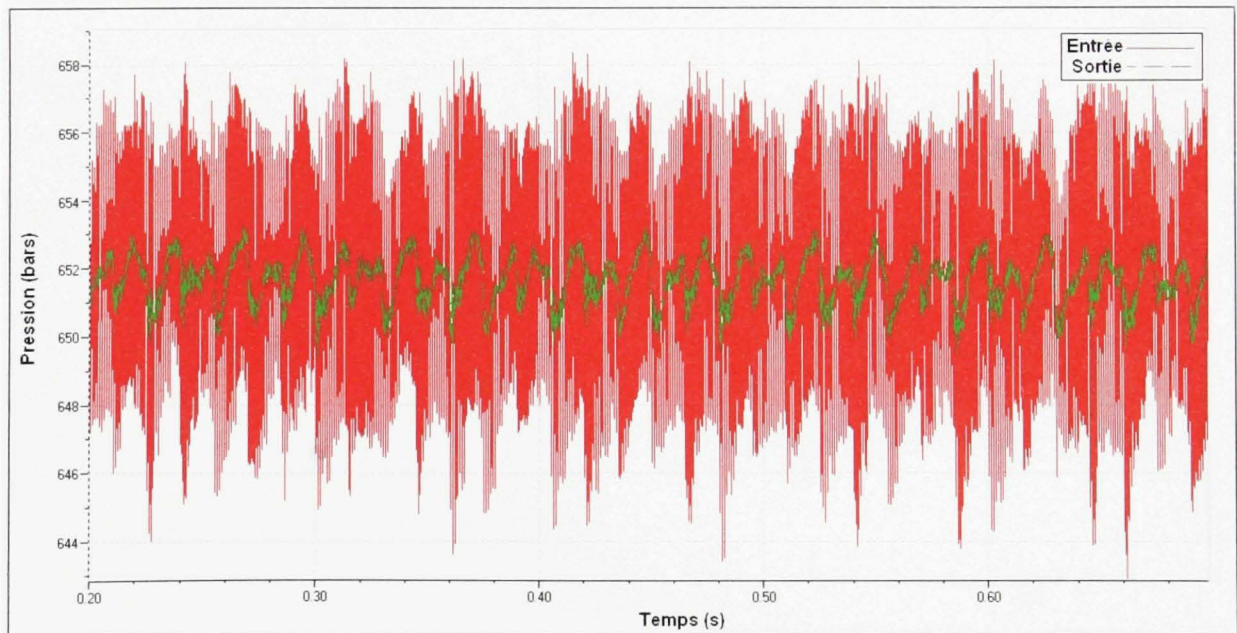
COURBES DE PRESSION DES DIFFÉRENTS ÉLÉMENTS DU SYSTÈME À RAMPE D'INJECTION COMMUNE EN INJECTION SIMPLE ET EN INJECTION MULTIPLE

Injection Simple (à 2000 tr/min):



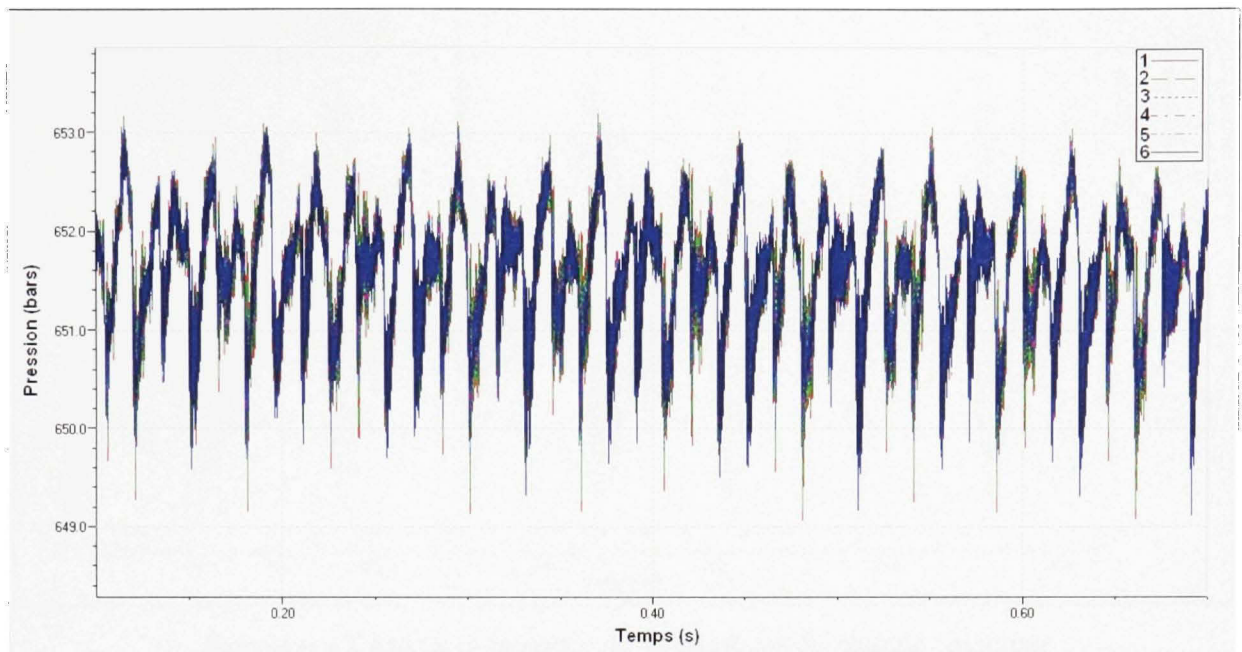
Pression dans la conduite d'alimentation de la rampe (entrée et sortie de la conduite)

Cas du B0



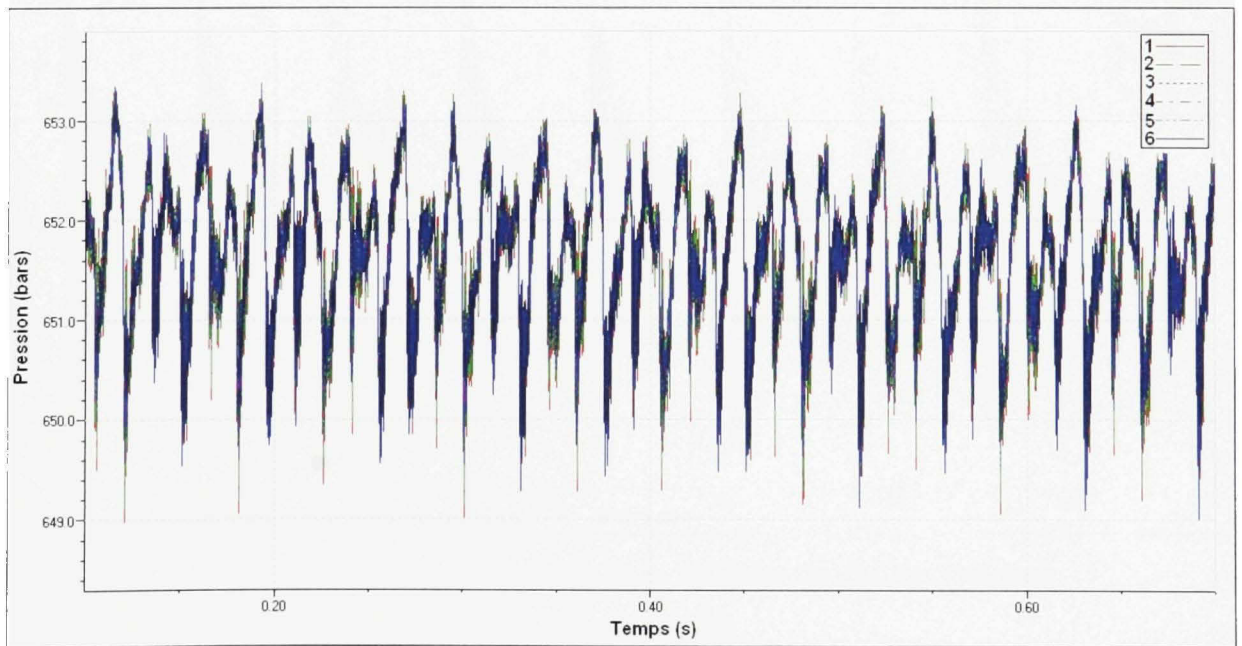
Pression dans la conduite d'alimentation de la rampe (entrée et sortie de la conduite)

Cas du B100



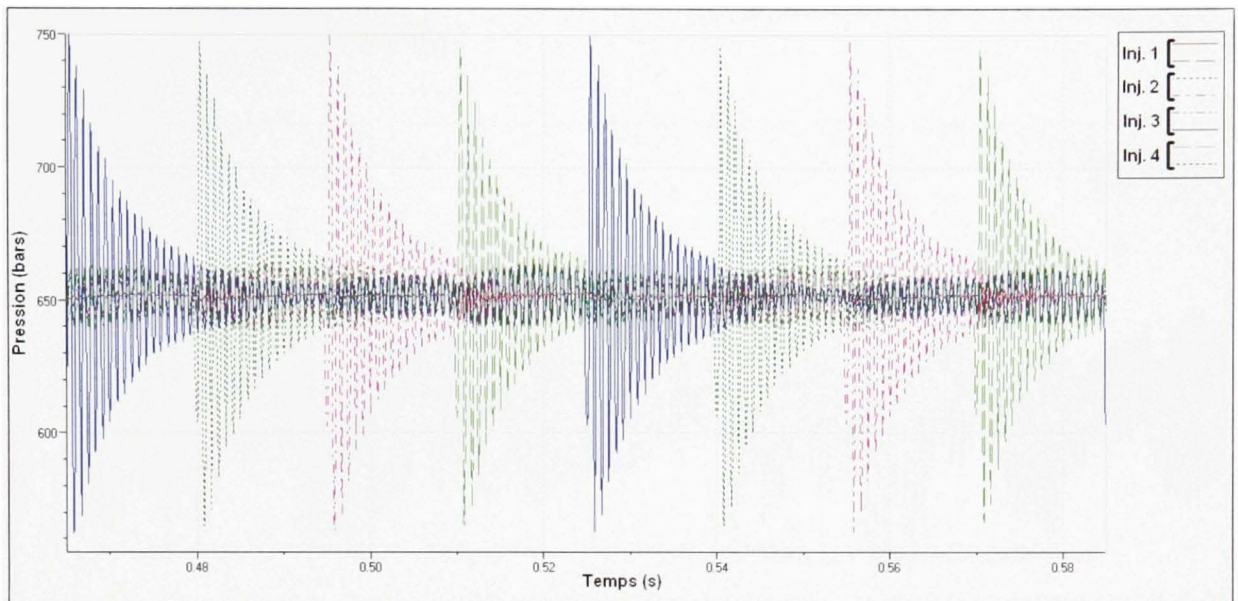
Pression dans la rampe (de gauche à droite)

Cas du B0



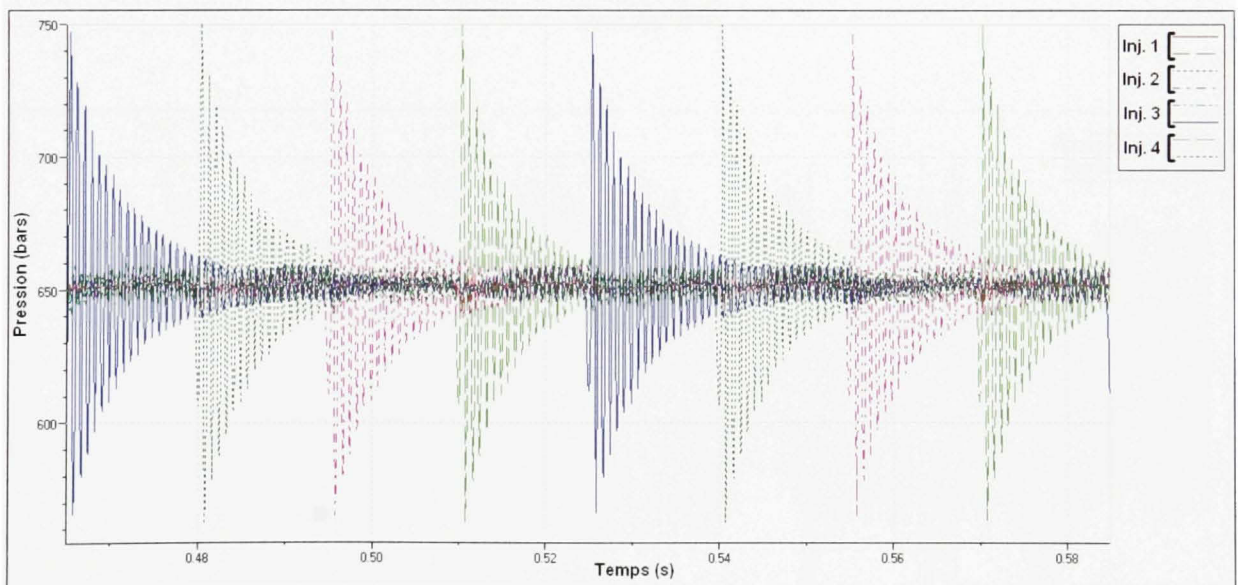
Pression dans la rampe (de gauche à droite)

Cas du B100



Pression à l'entrée et la sortie de la conduite de chaque injecteur

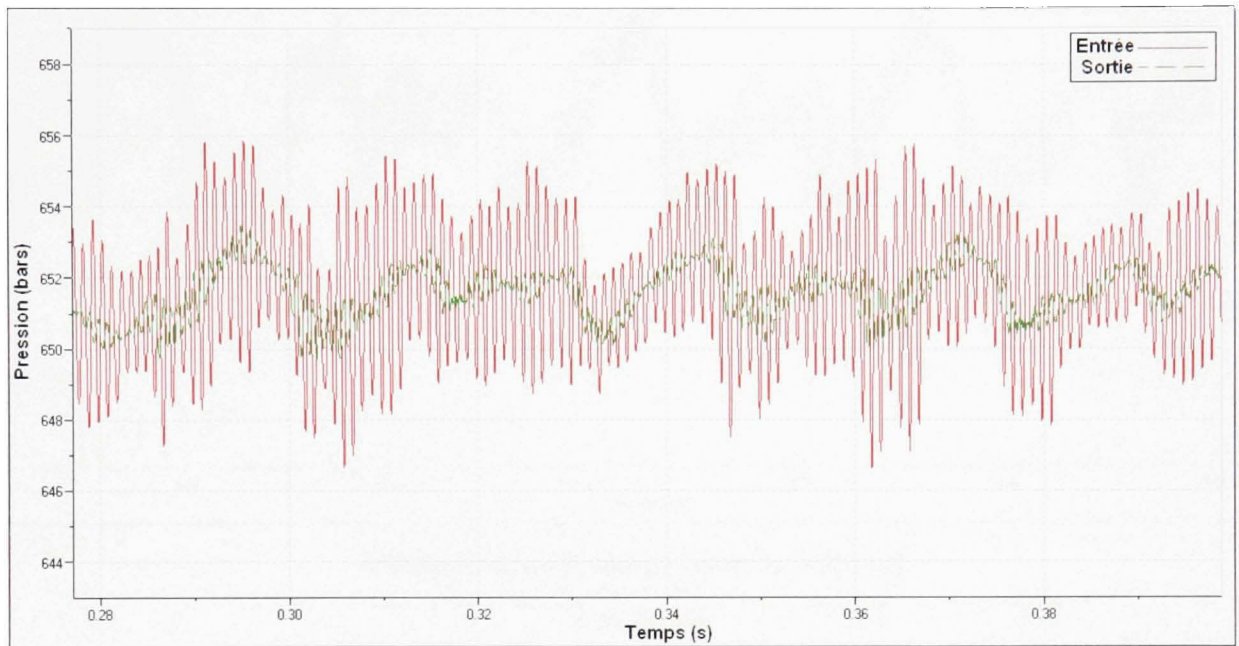
Cas du B0



Pression à l'entrée et la sortie de la conduite de chaque injecteur

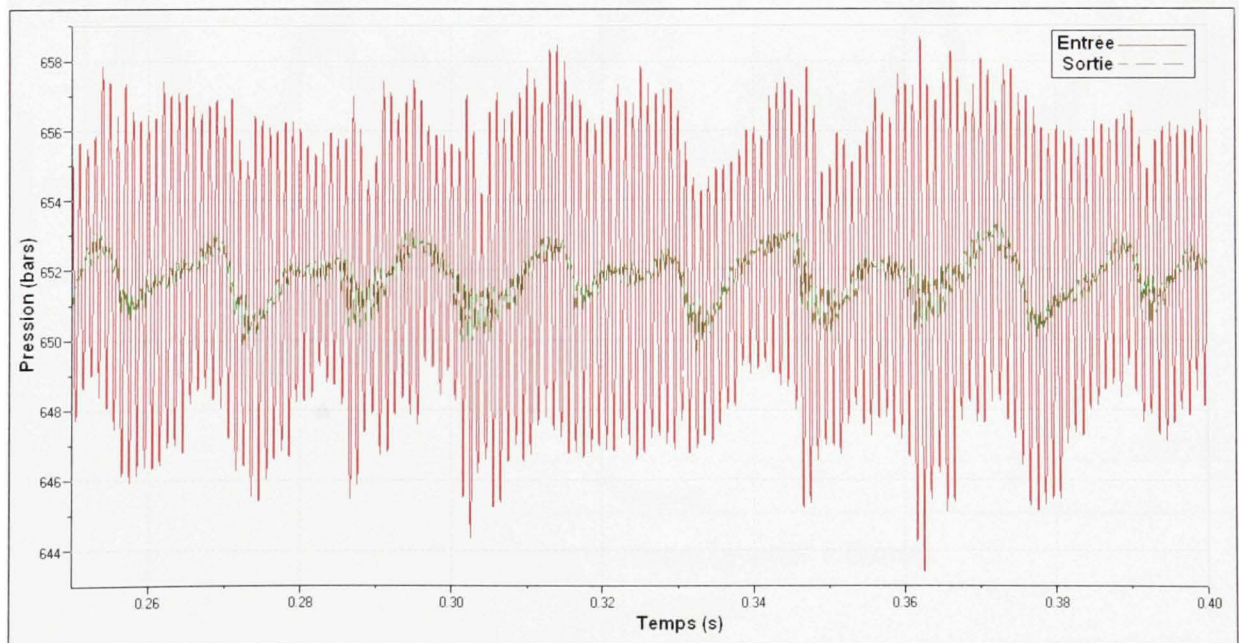
Cas du B100

Injection Triple (à 2000 tr/min) :



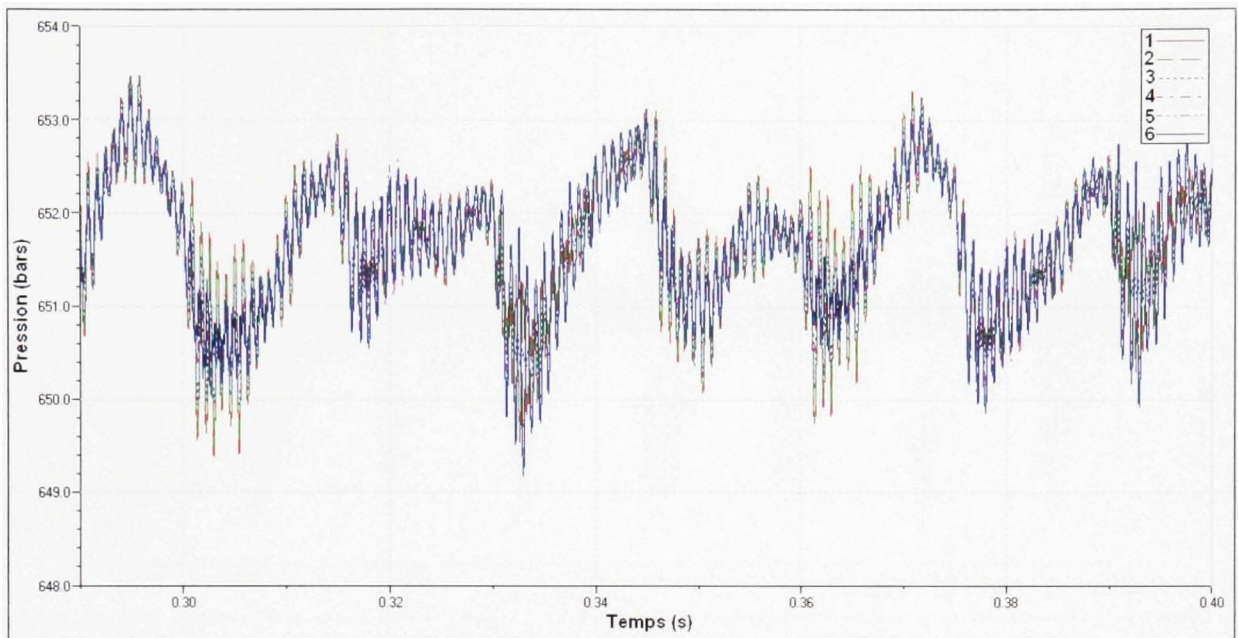
Pression dans la conduite d'alimentation de la rampe (entrée et sortie de la conduite)

Cas du B0



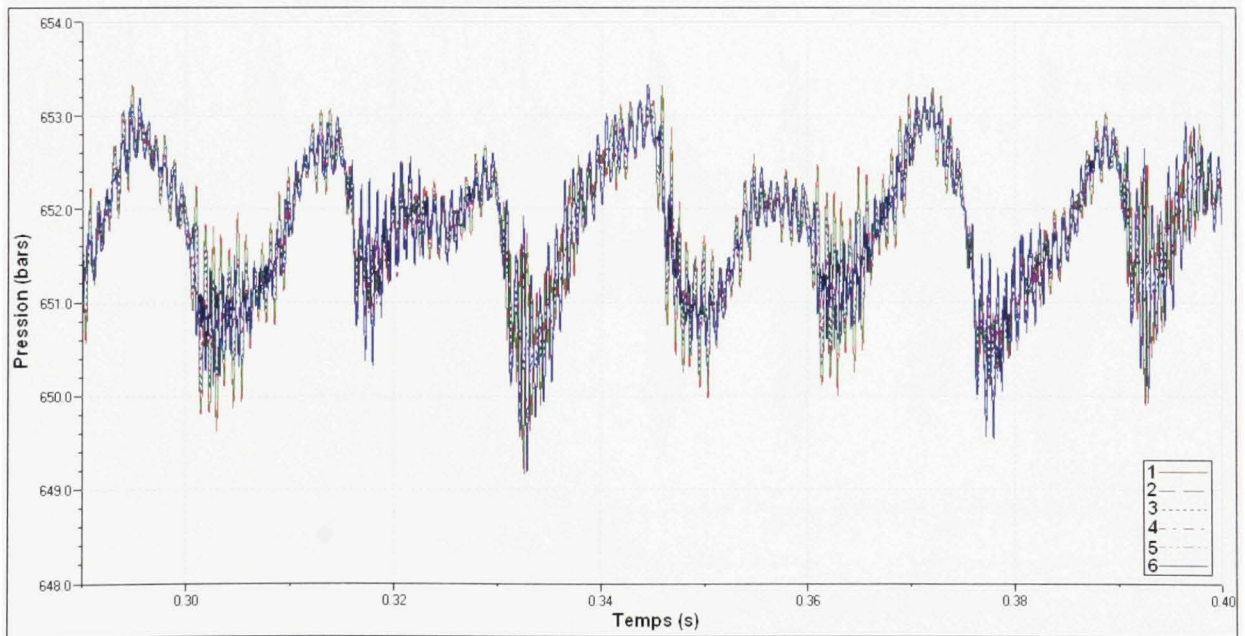
Pression dans la conduite d'alimentation de la rampe (entrée et sortie de la conduite)

Cas du B100



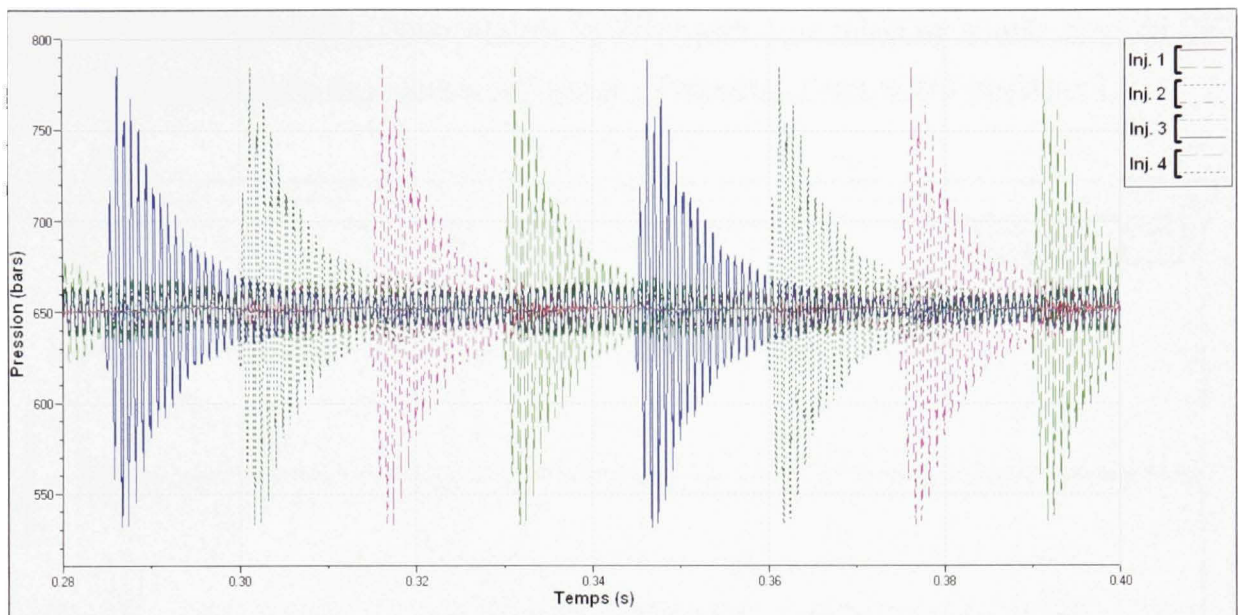
Pression dans la rampe (gauche à droite)

Cas du B0



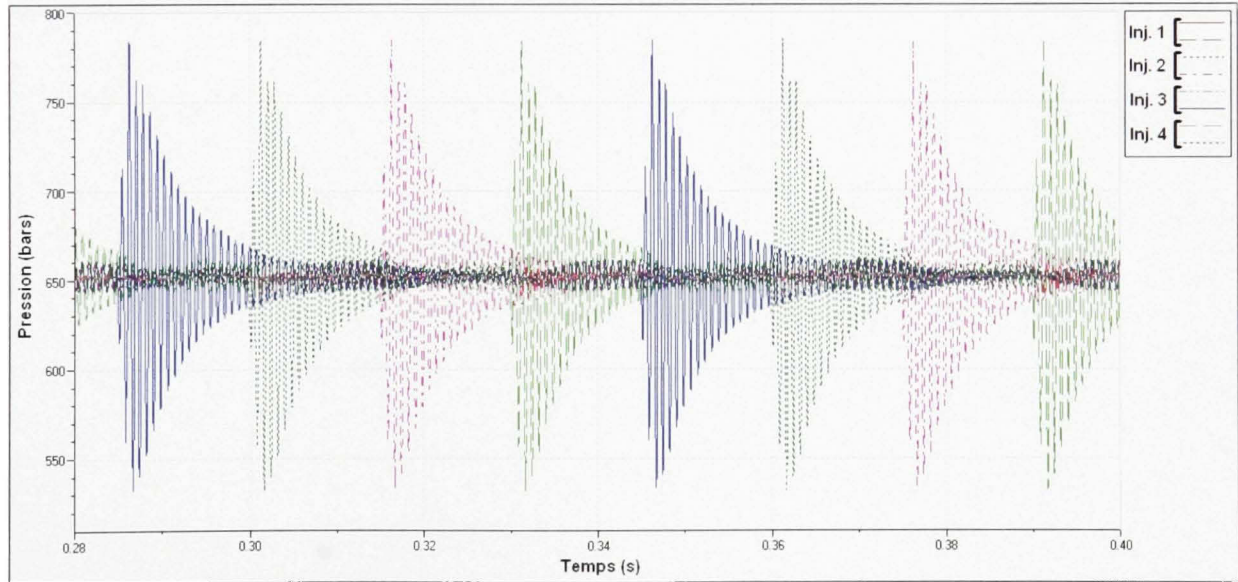
Pression dans la rampe (gauche à droite)

Cas du B100



Pression à l'entrée et la sortie de la conduite de chaque injecteur

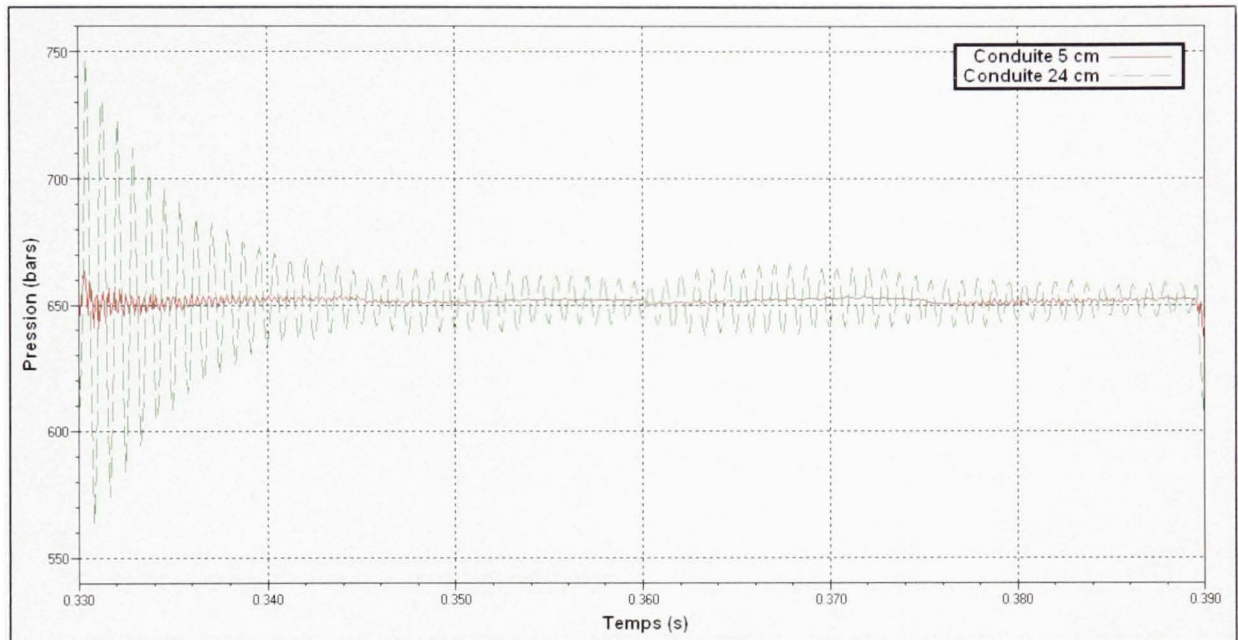
Cas du B0



Pression à l'entrée et la sortie de la conduite de chaque injecteur

Cas du B100

Pression dans la conduite d'alimentation de l'injecteur 1 en injection simple pour du ISO 4113 avec une conduite de longueur différente – Pression à l'entrée de l'injecteur 1 :

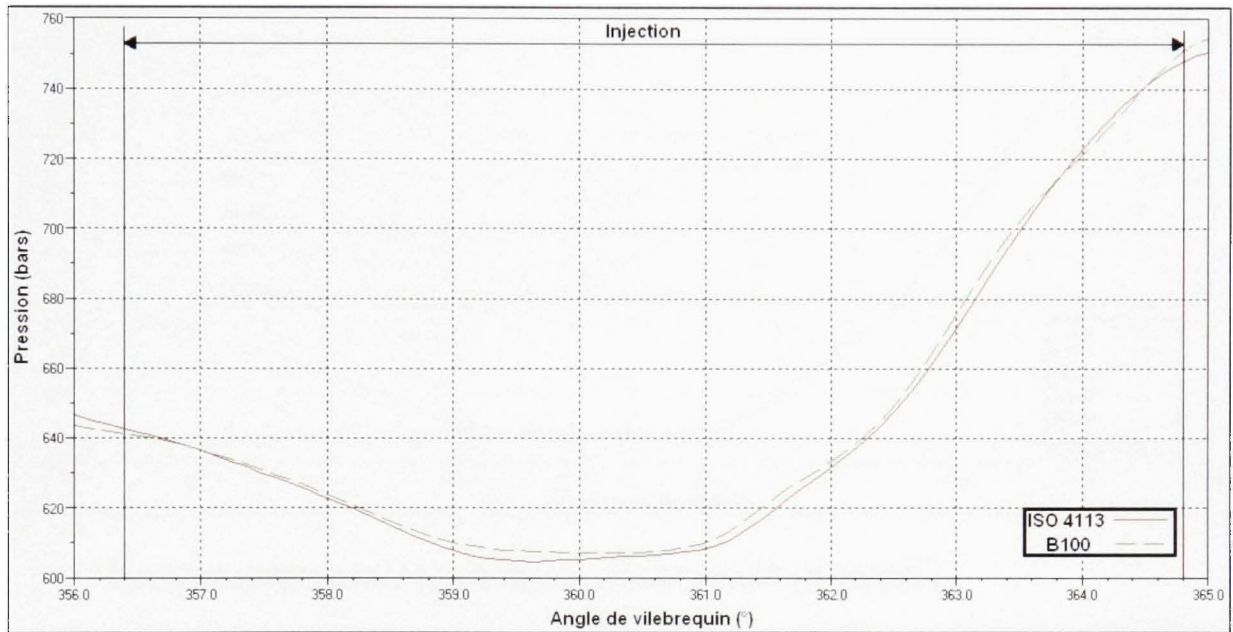


ANNEXE IV

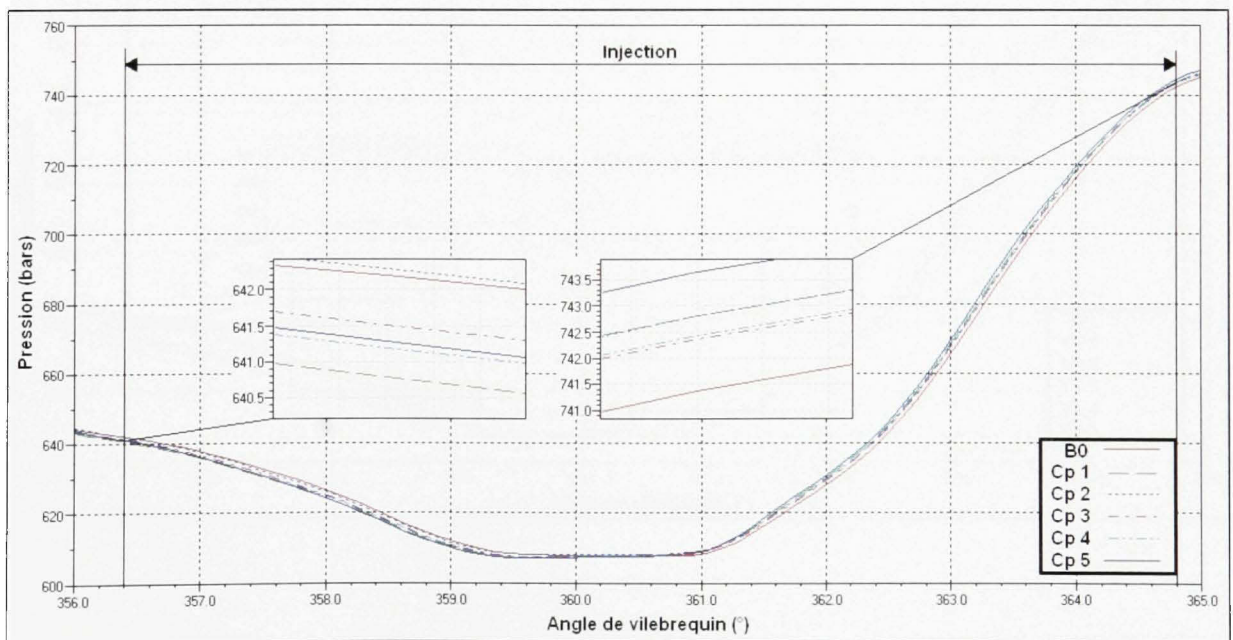
DÉTAILS DE LA PRESSION À L'ENTRÉE DE L'INJECTEUR POUR LES DIFFÉRENTS CARBURANTS À L'INSTANT DE CHAQUE INJECTION

Injection Simple :

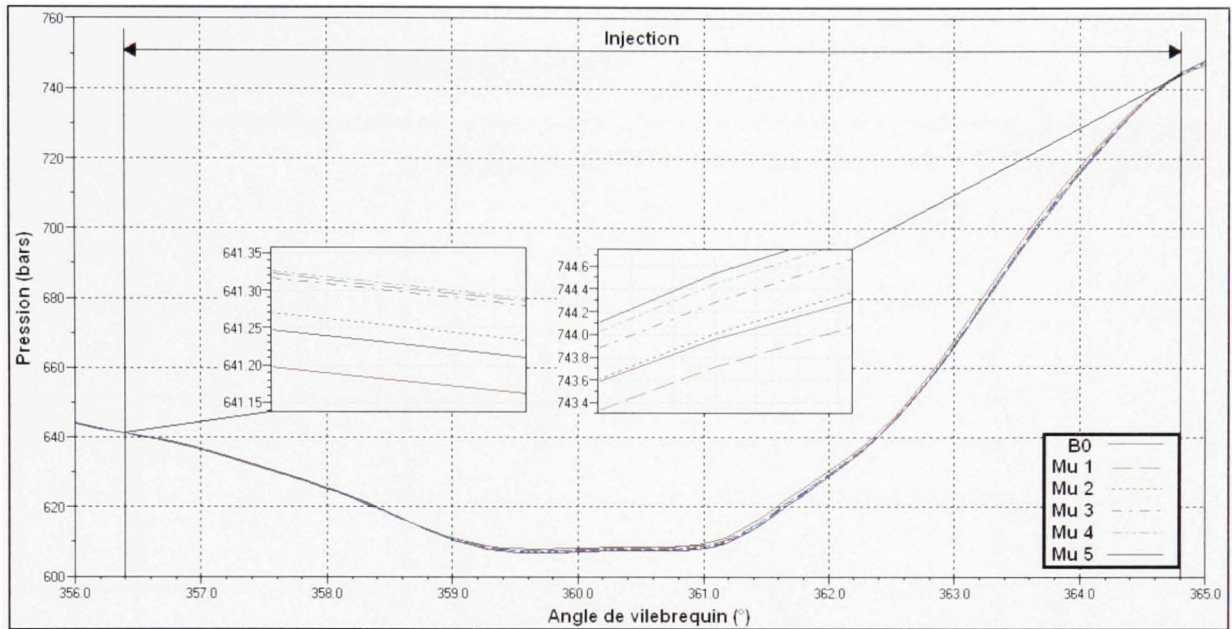
Injection simple pour le B0 et le B100 :



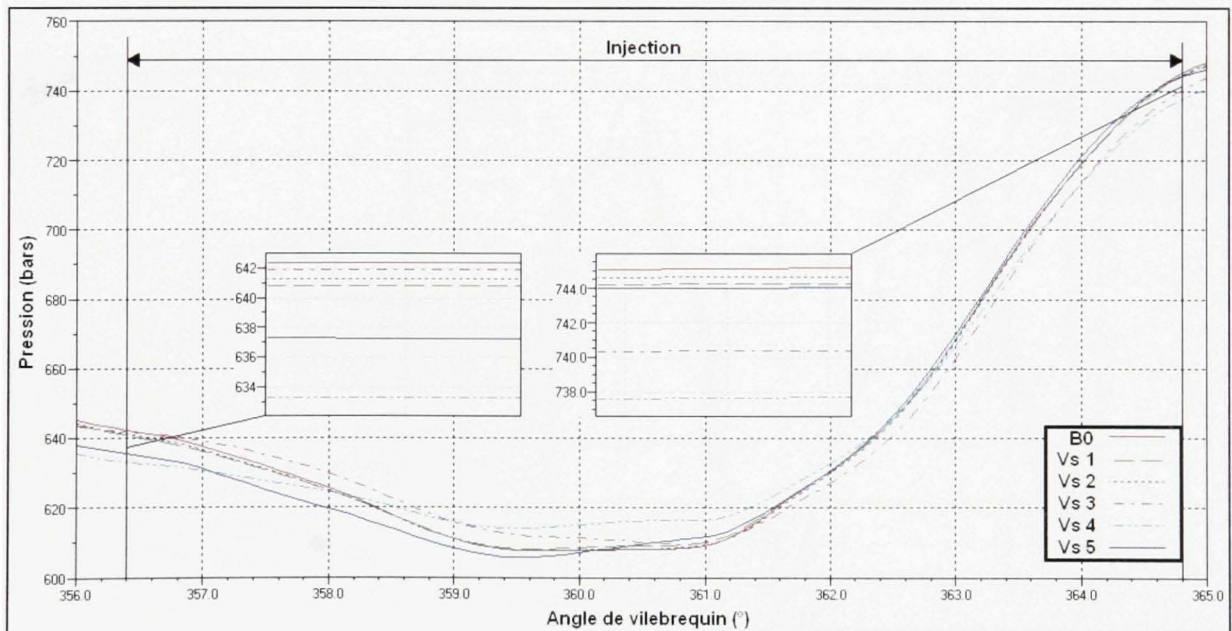
Injection simple pour le carburant à chaleur spécifique modifiée :



Injection simple pour le carburant à viscosité dynamique modifiée :

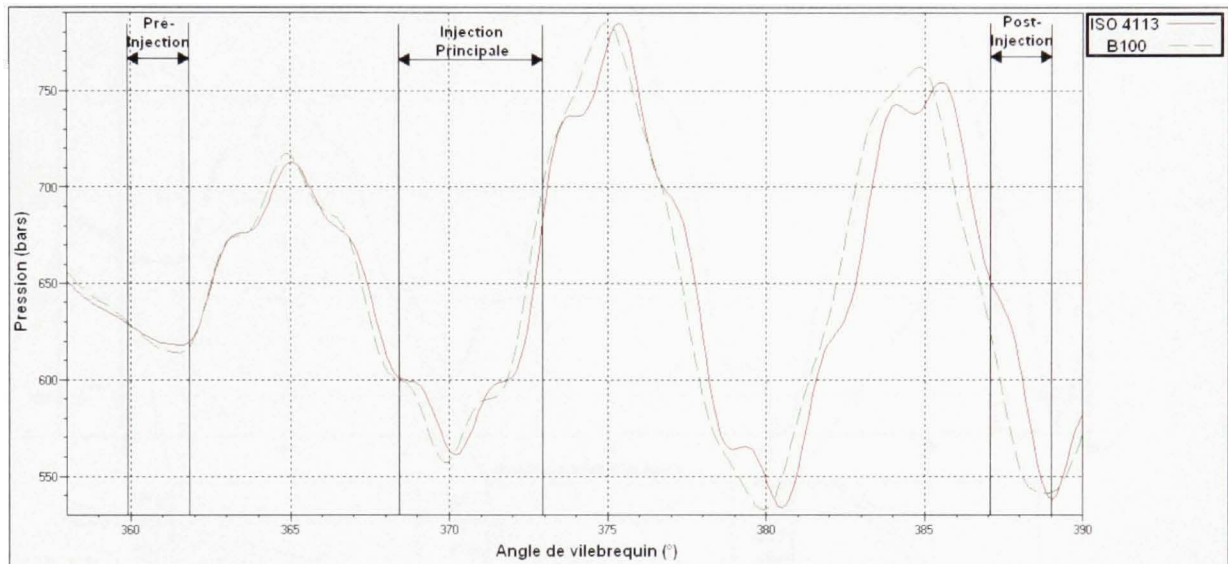


Injection simple pour le carburant à volume spécifique modifié :

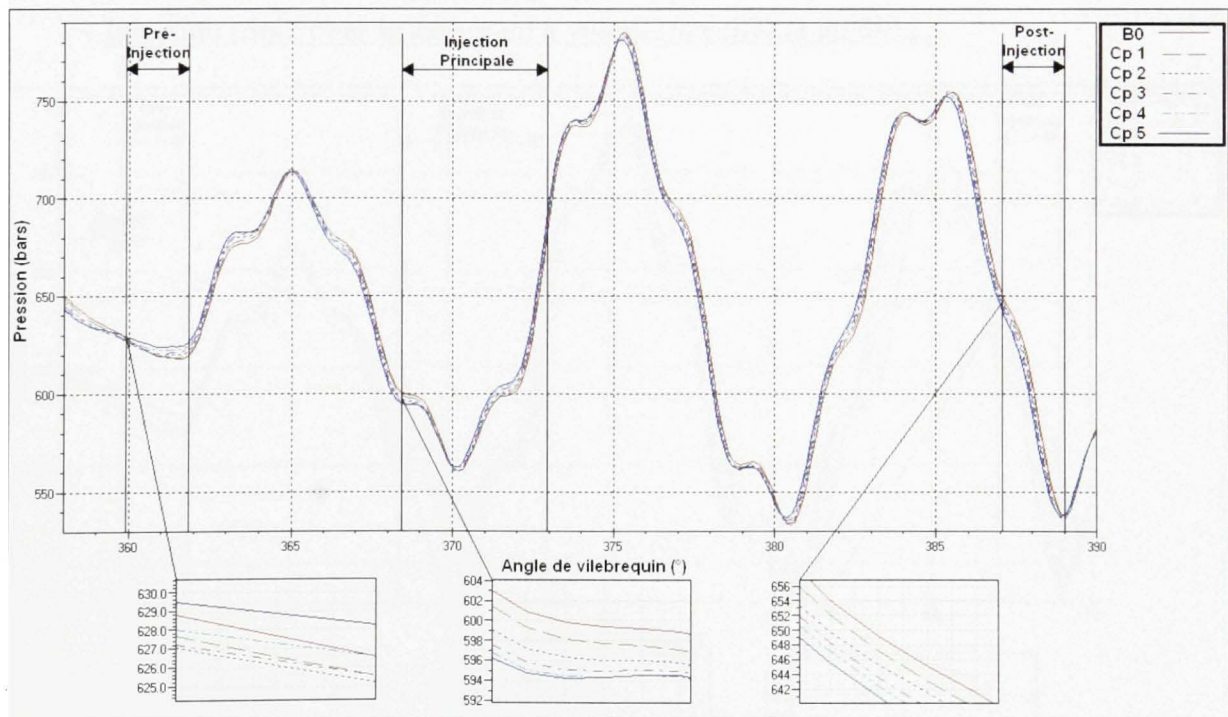


Injection triple :

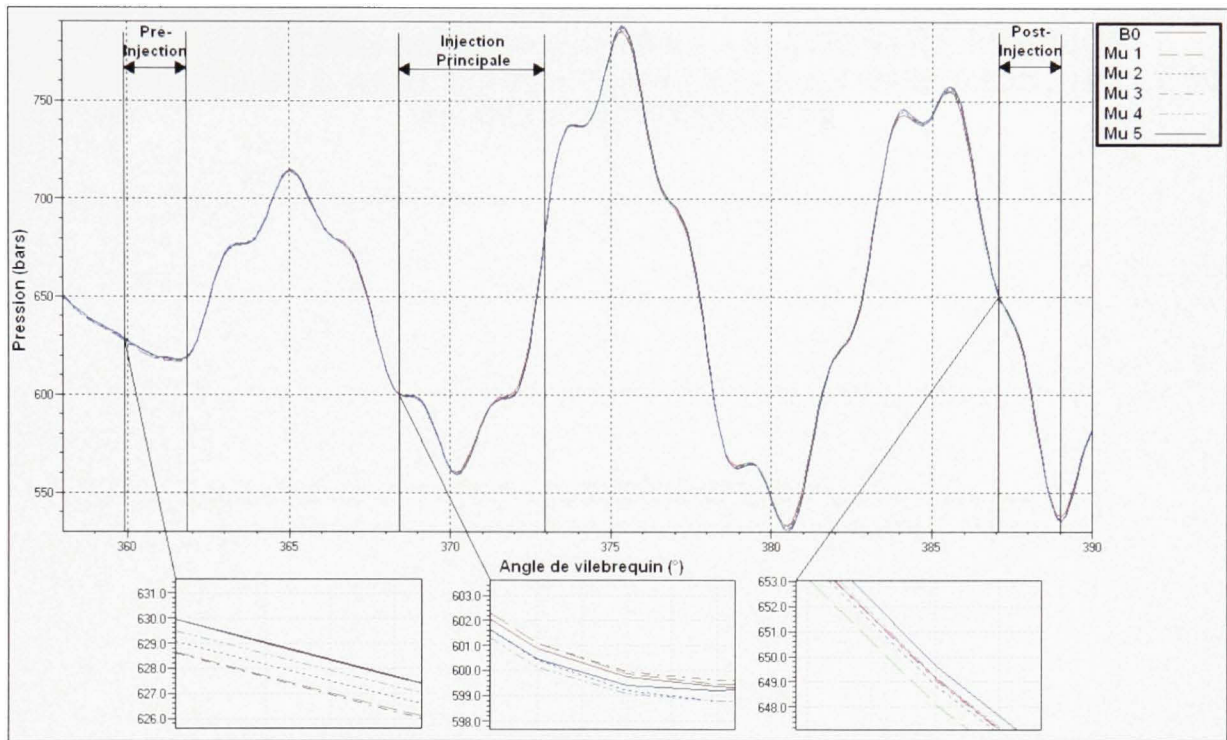
Injection triple pour le B0 et le B100 :



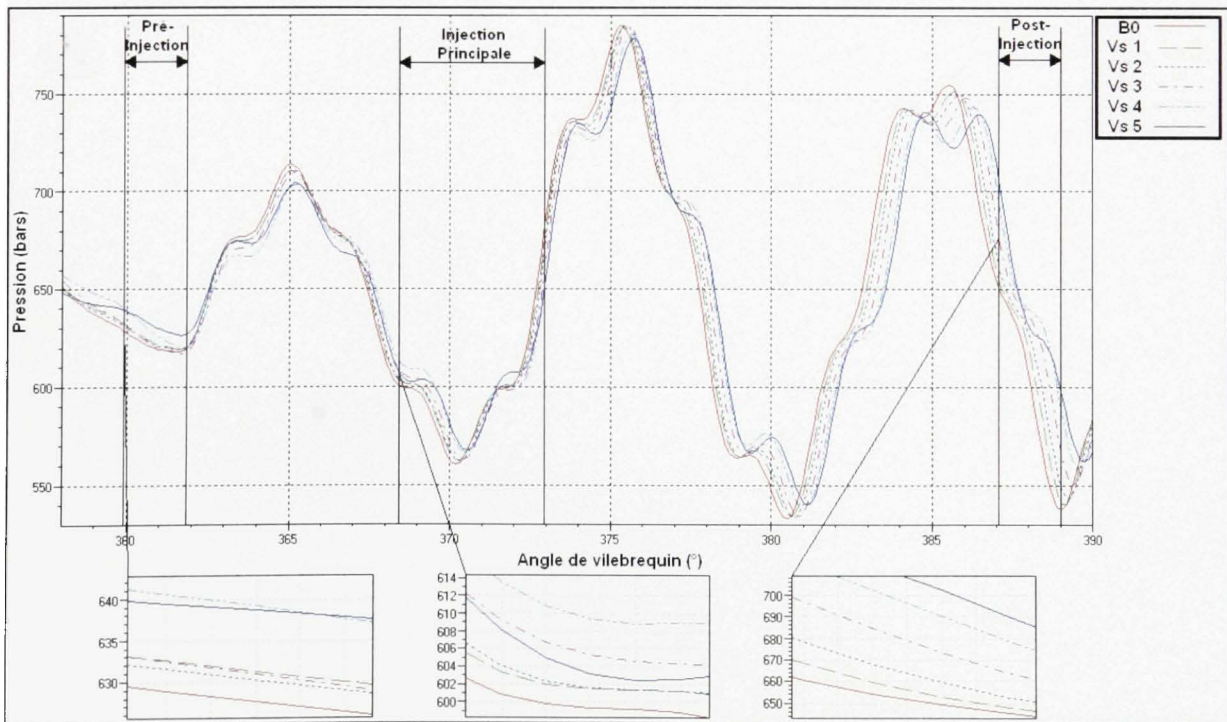
Injection triple pour le carburant à chaleur spécifique modifiée :



Injection triple pour le carburant à viscosité dynamique modifiée :



Injection triple pour le carburant à volume spécifique modifié :



ANNEXE V

TABLEAUX DES AMPLITUDES DES VARIATIONS DE PRESSION RÉSULTANTS DE L'ANALYSE FRÉQUENTIELLE EN INJECTION SIMPLE ET EN INJECTION MULTIPLE

Injection simple :

Amplitude de variation de la pression en bars dans la conduite d'alimentation de la rampe :

| Fréquence | B0 | B20 | B50 | B100 | |
|-----------|-------|-------|-------|-------|--------|
| 39 Hz | 0.209 | 0.19 | 0.212 | 0.225 | |
| 66 Hz | 0.3 | 0.34 | 0.35 | 0.36 | |
| 117 Hz | 0.022 | 0.022 | 0.022 | 0.022 | |
| 1000 Hz | 1.2 | 2.7 | 2.8 | 2.5 | |
| 1200 Hz | 0.24 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | Entrée |
| 39 Hz | 0.209 | 0.19 | 0.212 | 0.225 | |
| 66 Hz | 0.3 | 0.34 | 0.35 | 0.36 | |
| 117 Hz | 0.05 | 0.065 | 0.07 | 0.08 | |
| 1000 Hz | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | |
| 1200 Hz | 0.1 | 0.05 | 0.05 | 0.05 | Sortie |

Amplitude de variation de la pression en bars dans la rampe commune :

| Fréquence | B0 | B20 | B50 | B100 | |
|-----------|-------|-------|-------|-------|---|
| 39 Hz | 0.18 | 0.18 | 0.18 | 0.2 | 1 |
| 66 Hz | 0.28 | 0.33 | 0.33 | 0.34 | |
| 117 Hz | 0.08 | 0.09 | 0.09 | 0.11 | |
| 1000 Hz | 0.14 | 0.135 | 0.135 | 0.135 | |
| 1200 Hz | 0.128 | 0.079 | 0.08 | 0.075 | |
| 39 Hz | 0.18 | 0.18 | 0.18 | 0.2 | 2 |
| 66 Hz | 0.28 | 0.33 | 0.33 | 0.34 | |
| 117 Hz | 0.08 | 0.09 | 0.09 | 0.11 | |
| 1000 Hz | 0.13 | 0.125 | 0.13 | 0.125 | |
| 1200 Hz | 0.119 | 0.075 | 0.076 | 0.07 | |
| 39 Hz | 0.18 | 0.18 | 0.18 | 0.2 | 3 |
| 66 Hz | 0.28 | 0.33 | 0.33 | 0.34 | |
| 117 Hz | 0.08 | 0.09 | 0.09 | 0.11 | |
| 1000 Hz | 0.109 | 0.1 | 0.1 | 0.095 | |
| 1200 Hz | 0.119 | 0.025 | 0.026 | 0.024 | |
| 39 Hz | 0.18 | 0.18 | 0.18 | 0.2 | 4 |
| 66 Hz | 0.28 | 0.33 | 0.33 | 0.34 | |
| 117 Hz | 0.08 | 0.09 | 0.09 | 0.11 | |
| 1000 Hz | 0.075 | 0.07 | 0.075 | 0.058 | |
| 1200 Hz | 0.129 | 0.03 | 0.031 | 0.03 | |
| 39 Hz | 0.18 | 0.18 | 0.18 | 0.2 | 5 |
| 66 Hz | 0.28 | 0.33 | 0.33 | 0.34 | |
| 117 Hz | 0.08 | 0.09 | 0.09 | 0.11 | |
| 1000 Hz | 0.05 | 0.065 | 0.068 | 0.058 | |
| 1200 Hz | 0.132 | 0.06 | 0.061 | 0.055 | |
| 39 Hz | 0.18 | 0.18 | 0.18 | 0.2 | 6 |
| 66 Hz | 0.28 | 0.33 | 0.33 | 0.34 | |
| 117 Hz | 0.08 | 0.09 | 0.09 | 0.11 | |
| 1000 Hz | 0.03 | 0.065 | 0.068 | 0.058 | |
| 1200 Hz | 0.141 | 0.062 | 0.064 | 0.06 | |

Amplitude de variation de la pression en bars dans les conduites d'alimentation des injecteurs :

| Inj. 1 | B0 | B20 | B50 | B100 | |
|---------|------|------|------|------|--------|
| 39 Hz | 0.19 | 0.17 | 0.19 | 0.2 | |
| 66 Hz | 0.33 | 0.37 | 0.38 | 0.39 | |
| 117 Hz | 0.06 | 0.07 | 0.09 | 0.08 | |
| 1000 Hz | 0.14 | 0.13 | 0.14 | 0.13 | |
| 1200 Hz | 0.27 | 0.18 | 0.2 | 0.21 | Entrée |
| 39 Hz | 0.19 | 0.17 | 0.19 | 0.2 | |
| 66 Hz | 0.33 | 0.37 | 0.38 | 0.39 | |
| 117 Hz | 0.06 | 0.07 | 0.09 | 0.08 | |
| 1000 Hz | 0.46 | 0.4 | 0.4 | 0.39 | |
| 1200 Hz | 8.5 | 4.9 | 4.9 | 5 | Sortie |

| Inj. 2 | B0 | B20 | B50 | B100 | |
|---------|------|------|------|------|--------|
| 39 Hz | 0.19 | 0.25 | 0.16 | 0.18 | |
| 66 Hz | 0.31 | 0.35 | 0.36 | 0.38 | |
| 117 Hz | 0.11 | 0.12 | 0.12 | 0.14 | |
| 1000 Hz | 0.11 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | |
| 1200 Hz | 0.27 | 0.19 | 0.19 | 0.18 | Entrée |
| 39 Hz | 0.19 | 0.25 | 0.16 | 0.18 | |
| 66 Hz | 0.31 | 0.35 | 0.36 | 0.38 | |
| 117 Hz | 0.11 | 0.12 | 0.12 | 0.14 | |
| 1000 Hz | 0.36 | 0.31 | 0.33 | 0.34 | |
| 1200 Hz | 8.1 | 4.9 | 4.9 | 5.6 | Sortie |

| Inj. 3 | B0 | B20 | B50 | B100 | |
|---------|------|------|------|------|--------|
| 39 Hz | 0.14 | 0.18 | 0.16 | 0.2 | |
| 66 Hz | 0.26 | 0.31 | 0.31 | 0.32 | |
| 117 Hz | 0.19 | 0.16 | 0.19 | 0.17 | |
| 1000 Hz | 0.08 | 0.08 | 0.08 | 0.06 | |
| 1200 Hz | 0.28 | 0.19 | 0.19 | 0.18 | Entrée |
| 39 Hz | 0.14 | 0.18 | 0.16 | 0.2 | |
| 66 Hz | 0.26 | 0.31 | 0.31 | 0.32 | |
| 117 Hz | 0.19 | 0.16 | 0.19 | 0.17 | |
| 1000 Hz | 0.25 | 0.23 | 0.24 | 0.18 | |
| 1200 Hz | 8.5 | 5 | 5.1 | 5.5 | Sortie |

| Inj. 4 | B0 | B20 | B50 | B100 | |
|---------|------|------|------|------|--------|
| 39 Hz | 0.2 | 0.2 | 0.24 | 0.24 | |
| 66 Hz | 0.3 | 0.38 | 0.36 | 0.28 | |
| 117 Hz | 0.14 | 0.15 | 0.14 | 0.25 | |
| 1000 Hz | 0.05 | 0.07 | 0.07 | 0.05 | |
| 1200 Hz | 0.28 | 0.18 | 0.18 | 0.19 | Entrée |
| 39 Hz | 0.2 | 0.2 | 0.24 | 0.24 | |
| 66 Hz | 0.3 | 0.38 | 0.36 | 0.28 | |
| 117 Hz | 0.14 | 0.15 | 0.14 | 0.25 | |
| 1000 Hz | 0.18 | 0.2 | 0.21 | 0.15 | |
| 1200 Hz | 8.8 | 5 | 5.1 | 5.5 | Sortie |

Injection triple :

Amplitude de variation de la pression en bars dans la conduite d'alimentation de la rampe :

| Fréquence | B0 | B20 | B50 | B100 | |
|-----------|------|------|------|------|--------|
| 39 Hz | 0.21 | 0.21 | 0.21 | 0.23 | Entrée |
| 66 Hz | 0.32 | 0.38 | 0.38 | 0.4 | |
| 117 Hz | 0.02 | 0.01 | 0.01 | 0.02 | |
| 1000 Hz | 1.1 | 2.6 | 2.6 | 2.3 | |
| 1200 Hz | 0.28 | 0.13 | 0.15 | 0.07 | |
| 39 Hz | 0.21 | 0.21 | 0.21 | 0.23 | |
| 66 Hz | 0.32 | 0.38 | 0.38 | 0.4 | Sortie |
| 117 Hz | 0.07 | 0.09 | 0.09 | 0.09 | |
| 1000 Hz | 0.12 | 0.12 | 0.12 | 0.13 | |
| 1200 Hz | 0.16 | 0.06 | 0.07 | 0.03 | |
| | | | | | |

Amplitude de variation de la pression en bars dans la rampe commune :

| Fréquence | B0 | B20 | B50 | B100 | |
|-----------|------|------|------|------|---|
| 39 Hz | 0.21 | 0.17 | 0.21 | 0.21 | 1 |
| 66 Hz | 0.29 | 0.36 | 0.38 | 0.38 | |
| 117 Hz | 0.08 | 0.09 | 0.08 | 0.1 | |
| 1000 Hz | 0.14 | 0.13 | 0.12 | 0.13 | |
| 1200 Hz | 0.16 | 0.07 | 0.11 | 0.08 | |
| 39 Hz | 0.21 | 0.17 | 0.21 | 0.21 | 2 |
| 66 Hz | 0.29 | 0.36 | 0.38 | 0.38 | |
| 117 Hz | 0.08 | 0.09 | 0.08 | 0.1 | |
| 1000 Hz | 0.13 | 0.12 | 0.11 | 0.13 | |
| 1200 Hz | 0.15 | 0.07 | 0.1 | 0.07 | |
| 39 Hz | 0.21 | 0.17 | 0.21 | 0.21 | 3 |
| 66 Hz | 0.29 | 0.36 | 0.38 | 0.38 | |
| 117 Hz | 0.08 | 0.09 | 0.08 | 0.1 | |
| 1000 Hz | 0.11 | 0.1 | 0.09 | 0.09 | |
| 1200 Hz | 0.15 | 0.07 | 0.04 | 0.03 | |
| 39 Hz | 0.21 | 0.17 | 0.21 | 0.21 | 4 |
| 66 Hz | 0.29 | 0.36 | 0.38 | 0.38 | |
| 117 Hz | 0.08 | 0.09 | 0.08 | 0.1 | |
| 1000 Hz | 0.07 | 0.07 | 0.06 | 0.06 | |
| 1200 Hz | 0.17 | 0.07 | 0.04 | 0.03 | |
| 39 Hz | 0.21 | 0.17 | 0.21 | 0.21 | 5 |
| 66 Hz | 0.29 | 0.36 | 0.38 | 0.38 | |
| 117 Hz | 0.08 | 0.09 | 0.08 | 0.1 | |
| 1000 Hz | 0.05 | 0.07 | 0.06 | 0.05 | |
| 1200 Hz | 0.18 | 0.08 | 0.08 | 0.06 | |
| 39 Hz | 0.21 | 0.17 | 0.21 | 0.21 | 6 |
| 66 Hz | 0.29 | 0.36 | 0.38 | 0.38 | |
| 117 Hz | 0.08 | 0.09 | 0.08 | 0.1 | |
| 1000 Hz | 0.03 | 0.07 | 0.06 | 0.06 | |
| 1200 Hz | 0.19 | 0.08 | 0.09 | 0.06 | |

Amplitude de variation de la pression en bars dans les conduites d'alimentation des injecteurs :

| Inj. 1 | B0 | B20 | B50 | B100 | |
|---------|------|-----|------|------|--------|
| 39 Hz | 0.4 | 0.3 | 0.3 | 0.3 | |
| 66 Hz | 0.4 | 0.4 | 0.4 | 0.4 | |
| 117 Hz | 0.08 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | |
| 1000 Hz | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | |
| 1200 Hz | 0.4 | 0.3 | 0.36 | 0.4 | Entrée |
| 39 Hz | 0.4 | 0.3 | 0.3 | 0.3 | |
| 66 Hz | 0.4 | 0.4 | 0.4 | 0.4 | |
| 117 Hz | 0.04 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | |
| 1000 Hz | 0.6 | 0.6 | 0.6 | 0.6 | |
| 1200 Hz | 10 | 6.5 | 6.7 | 7.2 | Sortie |

| Inj. 2 | B0 | B20 | B50 | B100 | |
|---------|------|------|------|------|--------|
| 39 Hz | 0.22 | 0.17 | 0.18 | 0.2 | |
| 66 Hz | 0.33 | 0.37 | 0.38 | 0.4 | |
| 117 Hz | 0.12 | 0.14 | 0.15 | 0.16 | |
| 1000 Hz | 0.2 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | |
| 1200 Hz | 0.36 | 0.5 | 0.3 | 0.5 | Entrée |
| 39 Hz | 0.22 | 0.17 | 0.18 | 0.2 | |
| 66 Hz | 0.33 | 0.37 | 0.38 | 0.4 | |
| 117 Hz | 0.12 | 0.14 | 0.15 | 0.16 | |
| 1000 Hz | 0.6 | 0.3 | 0.5 | 0.3 | |
| 1200 Hz | 9.8 | 6.8 | 6.8 | 7.4 | Sortie |

| Inj. 3 | B0 | B20 | B50 | B100 | |
|---------|------|------|------|------|--------|
| 39 Hz | 0.19 | 0.16 | 0.16 | 0.18 | |
| 66 Hz | 0.34 | 0.39 | 0.39 | 0.4 | |
| 117 Hz | 0.04 | 0.06 | 0.06 | 0.07 | |
| 1000 Hz | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | |
| 1200 Hz | 0.4 | 0.4 | 0.3 | 0.5 | Entrée |
| 39 Hz | 0.19 | 0.16 | 0.16 | 0.18 | |
| 66 Hz | 0.34 | 0.39 | 0.39 | 0.4 | |
| 117 Hz | 0.08 | 0.06 | 0.06 | 0.07 | |
| 1000 Hz | 0.5 | 0.32 | 0.5 | 0.3 | |
| 1200 Hz | 10 | 7 | 7.2 | 7.3 | Sortie |

| Inj. 4 | B0 | B20 | B50 | B100 | |
|---------|------|------|------|------|--------|
| 39 Hz | 0.23 | 0.19 | 0.2 | 0.21 | |
| 66 Hz | 0.31 | 0.37 | 0.38 | 0.4 | |
| 117 Hz | 0.12 | 0.11 | 0.11 | 0.12 | |
| 1000 Hz | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | |
| 1200 Hz | 0.4 | 0.3 | 0.3 | 0.35 | Entrée |
| 39 Hz | 0.23 | 0.19 | 0.2 | 0.21 | |
| 66 Hz | 0.31 | 0.37 | 0.38 | 0.4 | |
| 117 Hz | 0.12 | 0.15 | 0.17 | 0.18 | |
| 1000 Hz | 0.4 | 0.4 | 0.4 | 0.4 | |
| 1200 Hz | 10.6 | 6.9 | 6.8 | 7.7 | Sortie |

LISTE DE RÉFÉRENCES

- A.N.F.A. 2001. « L'injection diesel haute pression à rampe commune ». <http://www.educauto.org/Documents/Tech/ANFA-DIESEL/hdi.pdf>, Consulté le 15 novembre 2006.
- Ahlin, K. 2000. « Modelling of pressure waves in the Common Rail Diesel Injection System ». Linköpings Universitet, SE-581 83 Linköping.
- Alam, M., J. Song, V. Zello et A. L. Boehman. 2006. « Spray and combustion visualization of a direct-injection diesel engine operated with oxygenated fuel blends ». *International Journal of Engine Research*, vol. 7, p. 503-521.
- Arcoumanis, C., M. Gavaises, E. Abdul-Wahab et V. Moser. 1999. « Modeling of advanced high-pressure fuel injection systems for passenger car diesel engines ». *SAE International Congress and Exposition*, vol. SP-1415, Article SAE 1999-01-0910.
- Ayel, J. 2003. « Lubrifiants pour moteurs thermiques - Normes générales ». En ligne. Paris (France): Techniques de l'ingénieur. <http://www.techniques-ingenieur.fr/affichage/DispIntro.asp?nGcmID=BM2750>. Consulté le 12 juin 2007.
- Benajes, J., J. V. Pastor, R. Payri et A. H. Plazas. 2004. « Analysis of the influence of diesel nozzle geometry in the injection rate characteristic ». *Journal of Fluids Engineering - Transactions of the ASME*, vol. 126, n° 1, p. 63-71.
- Berg, R. E., et D. G. Stork. 1982. *The physics of sound*. Englewood Cliffs, N.J. Prentice-Hall, 370 p.
- Bergant, A., A. Tijsseling, J. Vítkovský, D. Covas, A. Simpson et M. Lambert. 2003. « Further investigation of parameters affecting water hammer wave attenuation, shape and timing - Part 1: mathematical tools ». En ligne. <http://www.ihs.uni-stuttgart.de/iahr2003/TableOfContents/Session4/Bergant%20Part%201.pdf>, Consulté le 20 octobre 2007.
- Bianchi, G. M., P. Pelloni, F. E. Corcione, L. Allocca et F. Luppino. 2001. « Modeling Atomization of High-Pressure Diesel Sprays ». *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 123, n° 2, p. 419-427.
- Binder, R. C. (p. 315). 1973. *Fluid mechanics*, 5th edition. Englewood Cliffs, New Jersey, USA. Prentice Hall, 401 p.
- Bosch. 2007. « Common rail ». <http://www.bosch-presse.de/TBWebDB/en-US/PressText.cfm?CFID=3708528&CFTOKEN=5d31ac079db99254-9E5F2303-F081-C776-05D3E4CFF0F0EA1C&ID=3115>, Consulté le 20 novembre 2007.

- Camichel, C., D. Eydoux et M. Gariel. 1917. *Étude théorique et expérimentale des coups de bélier*. Toulouse, France: Université Paul Sabatier,
 <http://archive.numdam.org/ARCHIVE/AFST/AFST_1917_3_9_/AFST_1917_3_9_1_0/AFST_1917_3_9_1_0.pdf>, Consulté le 5 novembre 2007.
- Cengel, Y. A., et M. A. Boles. 2008. *Thermodynamics : an engineering approach*. Coll. « Mechanical Engineering ». Dubuque, Iowa, USA. McGraw-Hill, 1018 p.
- Chaves, H., M. Knapp, A. Kubitzek, F. Obermeier et T. Schneider. 1995. « Experimental Study of Cavitation in the Nozzle Hole of Diesel Injectors Using Transparent Nozzles ». *Engine and Multidimensional Engine Modeling*, vol. SP 1101, p. 199-211.
- Chen, S. K. 2000. « Simultaneous reduction of NO_x and particulate emissions by using multiple injections in a small diesel engine ». *SAE Future Transportation Technology Conference and Exposition*, vol. SP-1559, Article SAE 2000-01-3084.
- Conceicao, M. M., R. A. Candeia, F. C. Silva, A. F. Bezerra, J. V. Jr Fernandes et A. G. Souza. 2007. « Thermoanalytical characterization of castor oil biodiesel ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 11, n° 5, p. 964-975.
- Dzida, M., et P. Prusakiewicz. 2008. « The effect of temperature and pressure on the physicochemical properties of petroleum diesel oil and biodiesel fuel ». *Fuel*, vol. In Press (Corrected Proof).
- Ficarella, A., D. Laforgia et V. Landriscina. 1999. « Evaluation of instability phenomena in a common rail injection system for high speed diesel engines ». *SAE International Congress and Exposition*, vol. SP-1415, Article SAE 1999-01-0192.
- Froment, J-L. 1999. « Moteurs Diesel : injection et chambre de combustion ». *Techniques de l'ingénieur*. Vol. BM 2585. <http://www.techniques-ingenieur.fr/dossier/moteurs_diesel_injection_et_chambre_de_combustion/BM2585>, Consulté le 20 juillet 2006.
- Guibet, J-C., et E. Faure (758). 1997. *Carburants et moteurs : technologies, energie, environnement*, 2. Coll. « Publications de l'Institut Français du Pétrole ». Paris. Technip, 830 p.
- Henein, N. A., M. C. Lai, I. P. Singh, L. Zhong et J. Han. 2002. « Characteristics of a common-rail diesel injection system under pilot and post-injection modes ». *SAE 2002 World Congress*, vol. SP-1696, Article SAE 2002-01-0218.
- Heywood, J. B. 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Cambridge, Massachusetts, USA. McGraw-Hill, 930 p.

- Idelchik, I. E. 1986. *Handbook of hydraulic resistance*, 2nd Edition. Hemisphere Publishing Corporation.
- IFP. 2002. « Protection de l'environnement ». En ligne.
 <http://www.ifp.fr/IFP/fr/ifp/fb04_03.htm>, Consulté le 10 octobre 2007.
- IFP. 2007. « Biocarburants : Les filières classiques ». En ligne.
 <http://www.ifp.fr/IFP/fr/ifp/fb13_02.htm>, Consulté le 10 novembre 2007.
- Imagine, S.A. 2004. *User Manual*, Septembre 2004, Version 4.2, Roanne. Imagine, 710 p.
 Consulté le 2 mai 2006.
- Imagine, S.A. 2005. *AMESim*, version. 4.3. CD. Imagine.
 <[AMESim4.3.0/demo/Applications/CommonRail/HydraulicNetwork/HydraulicNetwork.htm](#)>. Consulté le 10 août 2006.
- Li, J. Z., C. Truesch, B. Honel et S. Neyrat. 2005. « Simulation of pressure pulsations in a gasoline injection system and development of an effective damping technology ». *SAE International*, vol. SP-1966, Article SAE 2005-01-1149.
- Loubet, J-L. 2006a. « Histoire de l'automobile ». In *Encyclopédie Universalis*.
 <<http://www.universalis-edu.com/corpus2.php?napp=&nref=MN02045>>, Consulté le 20 décembre 2006.
- Loubet, J-L. 2006b. « Moteur Diesel ». In *Encyclopédie Universalis*.
 <<http://www.universalis-edu.com/corpus2.php?napp=&nref=Z020123>>, Consulté le 20 décembre 2006.
- Macian, V., V. Bermudez, R. Payri et J. Gimeno. 2003. « Innovative measurement techniques series: Part 3 - New technique for determination of internal geometry of a diesel nozzle with the use of silicone methodology ». *Experimental Techniques*, vol. 27, n° 2 (Mar-Apr), p. 39-43.
- McCrary, J. P., V. L. Stringer, A. C. Hansen et C-F. F. Lee. 2007. « Computational analysis of biodiesel combustion in a low-temperature combustion engine using well-defined fuel properties ». *SAE 2007 World Congress*, vol. V116-6, Article SAE 2007-01-0617 (19 avril 2007), p. 11.
- Mulemane, A., J. Han, S. Subramaniam, P. Lu, S. Yoon et M. D. Lai. 2004. « Modelling Dynamic Behavior of Diesel Fuel Injection Systems ». *SAE 2004*, vol. SP-1824, Article SAE 2004-01-0536.
- Munson, B. R., D. F. Young et T. H. Okiishi. 2006. *Fundamentals of fluid mechanics*, 5th Edition. Hoboken, New Jersey, USA. Wiley, 770 p.

- Nurick, W. H. 1976. « Orifice cavitation and its effect on spray mixing ». *Journal of Fluids Engineering - Transactions of the ASME*, vol. 98 Ser 1, n° 4, p. 681-687.
- Ouziaux, R., et J. Perrier. 1998. *Mécanique des fluides appliquée : cours et exercices*. Coll. « Sciences Sup. ». Paris, France. Dunod, 448 p.
- Park, C., S. Kook et C. Bae. 2004. « Effects of multiple injections in a HSDI diesel engine equipped with common-rail injection system ». *SAE 2004 World Congress and Exhibition*, Article SAE 2004-01-0127.
- Payri, R., H. Climent, F. J. Salvador et A. G. Favenne. 2004a. « Diesel Injection System Modelling. Methodology and Application for a First-generation Common Rail System ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. V218, n° 1, p. 81-91.
- Payri, R., J. M. Garcia, F. J. Salvador et J. Gimeno. 2005a. « Using spray momentum flux measurements to understand the influence of diesel nozzle geometry on spray characteristics ». *Fuel*, vol. 84, n° 5, p. 551-561.
- Payri, R., C. Guardiola, F. J. Salvador et J. Gimeno. 2004b. « Critical cavitation number determination in diesel injection nozzles ». *Experimental Techniques*, vol. 28, n° 3, p. 49-52.
- Payri, R., B. Tormos, F. J. Salvador et A. H. Plazas. 2005b. « Using one-dimensional modelling codes to analyse the influence of diesel nozzle geometry on injection rate characteristics ». *International Journal of Vehicle Design*, vol. 38, n° 1, p. 58-78.
- Poitrat, E. 1999. « Biocarburants ». *Techniques de l'ingénieur*. Vol. BE 8550.
<<http://www.techniques-ingenieur.fr/dossier/biocarburants/BE8550>>, Consulté le 10 novembre 2006.
- Robert, J-L. 2004. « Notes de cours : Chapitre 3 - Régimes transitoires dans les systèmes hydrauliques sous pression ». In *Université Laval - Cours : GCI 21429 SYSTÈMES HYDRAULIQUES*.
<http://web.gci.ulaval.ca/professeurs/jlrobert/www/cours/gci21429/notes_de_cours/SH_Chap3.pdf>, Consulté le 10 mars 2008.
- Rothrock, A. M. 1930. *Pressure fluctuations in a common-rail fuel injection system*. Rapport n° 363. Hampton, Virginia, USA: Langley Research Center, 669 - 684 p.
<http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19930091434_1993091434.pdf>, Consulté le 20 juillet 2007.

- Seykens, X. L. J., L. M. T. Somers et R. S. G. Baert. 2004. « Modelling of common rail fuel injection system and influence of fluid properties on injection process ». In (Dublin, 6-9 juillet 2004). En ligne. Dublin. <<http://www.mate.tue.nl/mate/pdfs/4688.pdf>>. Consulté le 03 juin 2006.
- Sheehan, J., V. Camobreco, J. Duffield, M. Graboski et H. Shapouri. 1998. *An Overview of Biodiesel and Petroleum Diesel Life Cycles*. Golden, Colorado, USA: National Renewable Energy Laboratory, 60 p. <<http://www.nrel.gov/docs/legosti/fy98/24772.pdf>>, Consulté le 10 juillet 2006.
- Sidransky, F. S., et M. M. Smith. 1966. *Nonsteady liquid and gas flow with heat addition and shock perturbations*. Washington D.C, USA: NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION, 69 p. <http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19660029458_1966029458.pdf>, Consulté le 10 septembre 2007.
- Soteriou, C., R. Andrews et M. Smith. 1995. « Direct Injection Diesel Sprays and the Effect of Cavitation and Hydraulic Flip on Atomization ». *Investigation and Analysis of Fuel Spray Technology*, vol. SP 1065, Article SAE 950080.
- Tennison, P. J., et R. Reitz. 2001. « An Experimental Investigation of the Effects of Common-Rail Injection System Parameters on Emissions and Performance in a High-Speed Direct-Injection Diesel Engine ». *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 123, n° 1, p. 167-174.
- Ubertini, S. 2006. « Injection pressure fluctuations model applied to a multidimensional code for diesel engines simulation ». *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - Transactions of the ASME*, vol. 128, n° 3 (Jul), p. 694-701.
- Yamane, K., A. Ueta et Y. Shimamoto. 2001. « Influence of physical and chemical properties of biodiesel fuels on injection, combustion and exhaust emission characteristics in a direct injection compression ignition engine ». *International Journal of Engine Research*, vol. V2, n° 4, p. 249-261.